

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño y fabricación de un banco de pruebas de fatiga para piezas
impresas en 3D”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Stalyn Amador Malavé Galarza

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019

DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a mi madre que es el pilar fundamental de mi vida y con su ejemplo me supo guiar.

A mi esposa que me impulso a retomar mis estudios y culminar esta etapa de mi vida.

A mi hija para que ahora es el motor principal de mi vida y que tome esto como un ejemplo a seguir.

A mis hermanos por su apoyo incondicional en cada momento.

A las personas que de distintas maneras han estado a mi lado a lo largo de este camino y que me han apoyado de una u otra forma.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por permitirme culminar esta etapa de mi vida.

A mi madre por su sacrificio y su ejemplo de no rendirme ante nada y seguir adelante.

A mi esposa e hija por ser el apoyo y sustento de mi vida.

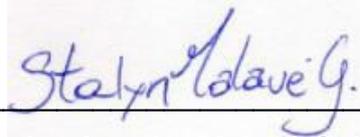
A mi familia y amigos por el apoyo a lo largo de esta etapa.

Al M.Sc. Efraín Terán y al Ph.D. Ángel Ramírez por su colaboración y guía en este proyecto.

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral y los profesores que me brindaron sus conocimientos y ayudaron a mi formación profesional.

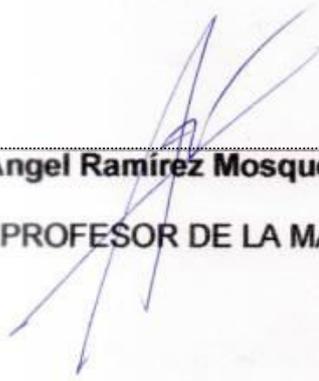
DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Stalyn Amador Malavé Galarza* y doy mi consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

A handwritten signature in blue ink, reading "Stalyn Malavé G.", is positioned above a horizontal line. The signature is written in a cursive style.

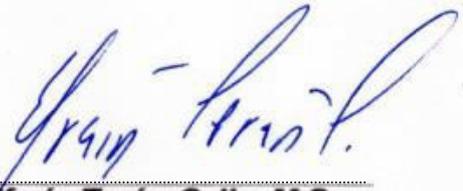
Stalyn Amador Malavé Galarza

EVALUADORES



Angel Ramirez Mosquera, Ph.D.

PROFESOR DE LA MATERIA



Efraín Terán Calle, M.Sc.

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

La impresión 3D está revolucionando la industria debido a que se puede imprimir cualquier objeto con esta técnica solo basta tener el archivo digitalizado en un software CAD. Lo impresionante de esta tecnología es que se puede imprimir los objetos en un solo paso sin necesidad de aplicar otro proceso de manufactura. En la industria existen mecanismos que trabajan con piezas plásticas, existen engranes, ejes, soportes, sujetadores entre otros. En este proyecto se obtuvo una herramienta que dará información que nos permita diseñar piezas impresas en 3D más resistentes y que puedan reemplazar a las piezas actuales que trabajan en mecanismos que utilizan piezas de plástico, recordando que estas piezas por lo general estarán sometidos a esfuerzos cíclicos o alternantes es decir estarán sometidos a fatiga. Se analizó las tecnologías utilizadas en impresión 3D, el material que se utilizara en las piezas a analizar dependiendo de las características que se necesita en la pieza impresa. Definido el material recurrimos a las normas establecidas para analizar estos materiales sometidos a esfuerzos cíclicos. Se presentan dos alternativas de solución las cuales son analizadas en la matriz de decisiones y se escoge la alternativa más conveniente, la misma que después se desarrolla con el diseño conceptual y detallado de cada uno de sus componentes. El resultado es un banco de pruebas de fatiga diseñado bajo una norma, que da una prueba para aplicarla a probetas impresas en 3D y obtener información sobre las mismas para diseñarlas de mejor manera.

Palabras Clave: Impresión 3D, ASTM, Fatiga, ABS

ABSTRACT

3D printing is revolutionizing the industry because it can print any object with this technique you only need to have the digital file in CAD software. What is so impressive about this technology is that it can print objects in a single step without the need of implementing another manufacturing process. In the industry some mechanisms work with plastic parts, there are gears, shafts, brackets, fasteners, among others. In this project, we obtained a tool that will give information that will allow us to design 3D-printed parts on more resistant and that can replace the current pieces we are working on mechanisms that use pieces of plastic, remembering that these parts will generally be subject to efforts to cyclic or alternating is to say will be subjected to fatigue. We analyzed the technologies used in 3D printing, the material that is used in the pieces to analyze, depending on the features that you need in the printed piece. Defined the material, we make use of established standards for analysis of these materials subject to efforts cyclical. We present two alternative solutions which are analyzed in the matrix of decisions and choosing the more convenient alternative, the same that after it develops the conceptual design and detailed each of its components. The result is a bank of fatigue testing designed according to a standard, the standard gives us a test to apply to specimens that are printed in 3D, and get information about the same to design them in a better way.

Keywords: *3D printing, ASTM, Fatigue, ABS*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE PLANOS	XI
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1. Descripción del problema	1
1.2. Justificación del proyecto	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos	2
1.4. Marco Teórico.....	3
1.4.1. La Impresión 3D	3
1.4.2. Tipos de tecnología en impresiones 3D.....	5
1.4.3. Filamentos para impresoras 3D.....	7
1.4.4. Comparación de filamentos	8
1.4.5. Características del filamento ABS	10
CAPÍTULO 2	12
2. Metodología de diseño	12
2.1. Procedimiento esquemático	12
2.2. Requerimientos de diseño	13
2.2.1. Facilidad de construcción	13

2.2.2.	Costo de fabricación.....	14
2.2.3.	Mantenimiento de equipo	14
2.2.4.	Operación del equipo	14
2.3.	Alternativas de diseño.....	14
2.3.1.	Detalle de alternativas	15
2.3.2.	Resumen de las normas.....	17
2.3.3.	Formulación de alternativas de solución.....	18
2.3.4.	Elección de alternativa de solución	20
2.3.5.	Criterios de selección.....	20
2.3.6.	Matriz de decisiones.....	21
2.4.	Diseño de forma	22
2.5.	Diseño detallado	23
2.5.1.	Selección de motor.....	23
2.5.2.	Diseño de mecanismo.....	23
2.5.3.	Diseño de bancada	26
2.5.4.	Selección de rodamientos	27
2.6.	Selección de materiales	27
2.7.	Sistema eléctrico	27
2.8.	Fuerza aplicada en la probeta.....	28
CAPÍTULO 3.....		30
3.	Análisis y resultados.....	30
3.1.	Aplicación de fuerza en probeta.....	30
3.1.1.	Análisis 1	30
3.1.2.	Análisis 2	31
3.2.	Diseño y selección de componentes.....	32
3.2.1.	Velocidad de motor	33
3.2.2.	Potencia de motor.....	33

3.2.3. Dimensionamiento de componentes	40
3.3. Planos.....	41
3.4. Fabricación de banco de pruebas	41
3.5. Análisis de costo	41
CAPÍTULO 4	45
4. Conclusiones y recomendaciones	45
4.1. Conclusiones	45
4.2. Recomendaciones	46
BIBLIOGRAFÍA	
APÉNDICES	

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
SAE	Society of Automotive Engineers
3D	Tres Dimensiones
CAD	Computer Aided Design
FFF	Fabricación por Filamento Fundido
FDM	Modelado por Deposición Fundida
PLA	Acido Poliláctico
ABS	Acrilonitrilo Butadieno Estireno
TPE	Elastómeros Termoplásticos
PETG	PolyEthylen Terephthalato de Glicol
RPM	Revoluciones Por Minuto

SIMBOLOGÍA

mm	Milímetros
kg	Kilogramo
N	Newton
m	Metro
Pa	Pascal
Hp	Caballos de fuerza
Hz	Hercio
T	Torque
τ	Esfuerzo cortante

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Sustracción de material	3
Figura 1.2. Combinación de materiales	4
Figura 1.3. Deformación de materiales	4
Figura 1.4. Impresión 3D por filamento.....	5
Figura 1.5. Impresión 3D a base de polvo	6
Figura 1.6 Impresión 3D a base de resina	6
Figura 1.7. Esquema de impresión 3D con cera y molde	7
Figura 1.8. Filamentos para impresión	8
Figura 1.9. Propiedades de filamentos	9
Figura 1.10. Propiedades de filamento ABS	10
Figura 1.11. Impresora 3D de filamento	11
Figura 2.1. Metodología de diseño.	13
Figura 2.2. Probeta norma ASTM 3039	16
Figura 2.3. Probeta norma ASTM D671	17
Figura 2.4. Resumen de normas de prueba	18
Figura 2.5. Principio de alternativa 1	19
Figura 2.6. Principio de alternativa 2	19
Figura 2.7. Diseño de forma de alternativa.....	22
Figura 2.8. Volante de Inercia	23
Figura 2.9. Pin de unión de mecanismo	24
Figura 2.10. Cajera de rodamiento	24
Figura 2.11. Acople de motor y volante	25
Figura 2.12. Biela de mecanismo	25
Figura 2.13. Carriles de mecanismo	26
Figura 2.14. Bancada de sistema	26
Figura 2.15. Arrancador	28
Figura 2.16. Esfuerzos en probeta	29
Figura 3.1. Esfuerzos en análisis 1.....	30
Figura 3.2. Deformaciones en análisis 1.....	31
Figura 3.3. Esfuerzos en análisis 2.....	31
Figura 3.4. Deformaciones en análisis 2.....	32
Figura 3.5. Posición de estudio de mecanismo	33

Figura 3.6. Triángulo de longitud de eslabones	34
Figura 3.7. Polígono de velocidades	35
Figura 3.8. Polígono de aceleraciones	36
Figura 3.9. Diagrama de cuerpo libre manivela	38
Figura 3.10. Diagrama de cuerpo libre de biela	38
Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre de mordaza.....	39
Figura 3.12. Cotización de maquina INSTRON	44

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Matriz de decisiones	21
Tabla 2.2 Resumen de materiales a utilizar	27
Tabla 3.1 Datos de entrada	34
Tabla 3.2 Datos de los eslabones de mecanismo	34
Tabla 3.3 Costo de materiales	42
Tabla 3.4 Costo de Insumos	42
Tabla 3.5 Costo de mano de obra	43
Tabla 3.6 Costo de adquisición aproximado equipo INSTRON	43

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Detalle de banco de pruebas
- PLANO 2 Vistas de bancada
- PLANO 3 Dimensiones de bancada
- PLANO 4 Vistas de pin de unión
- PLANO 5 Dimensiones de pin de unión
- PLANO 6 Vistas de volante de inercia
- PLANO 7 Dimensiones de volante de inercia
- PLANO 8 Dimensiones de cajera para rodamiento
- PLANO 9 Vistas de cajera para rodamiento
- PLANO 10 Dimensiones de carril para mordaza móvil
- PLANO 11 Dimensiones de travesaño
- PLANO 12 Dimensiones de batiente
- PLANO 13 Dimensiones de eslabón biela
- PLANO 14 Dimensiones de mordaza fija
- PLANO 15 Dimensiones de mordaza móvil
- PLANO 16 Vistas de mordaza móvil
- PLANO 15 Dimensiones de mordaza móvil superior
- PLANO 16 Dimensiones de probeta utilizada

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad las impresoras 3D se están volviendo muy comunes en la vida cotidiana, ya que están siendo de gran ayuda en diferentes campos tales como el campo médico, el campo alimenticio, el campo comercial y también el campo industrial. Esta tecnología está desplazando a procesos de fabricación que tenían desventajas tales como procesos costosos o periodos de tiempo de fabricación largos. En la actualidad en el campo industrial sería de gran utilidad imprimir en 3D un elemento mecánico en cuestión de horas y ponerlo en funcionamiento de inmediato. El problema radica en que no existen información de las características de trabajo de los materiales con que se realizan las impresiones 3D, en especial no existe información de su comportamiento cuando son expuestos a cargas cíclicas. El objetivo principal de este proyecto es diseñar un banco de pruebas en base a normas que nos permita obtener esta información y mejorar el diseño de las piezas impresas en plástico con impresoras 3D.

1.1. Descripción del problema

En el campo industrial existen equipos y maquinarias que utilizan elementos mecánicos de plástico, ¿Se podrá sustituir estos elementos mecánicos con elementos plásticos obtenidos gracias a la impresión 3D? Debido al avance de la tecnología las impresiones 3D están ganando terreno a nivel mundial, ya que se puede imprimir cualquier objeto dibujado en un software de diseño asistido por computadora (CAD). Cada día se imprimen diferentes objetos que van desde lo ornamental, medicinal, industrial entre otros, esto se debe a que acceder a la tecnología de impresión 3D no es complicado. Existen impresoras 3D domésticas, es por este motivo que las impresiones 3D están reemplazando ciertas prácticas de manufactura que tomaban mucho tiempo o que solo se realizaban con cierta maquinaria. Ahora es posible obtener estas piezas de manera rápida y económica, aunque con limitaciones. El problema con las piezas impresas en 3D no existe suficiente información del comportamiento del material con las que se imprime cuando está expuesto a diferentes situaciones de trabajo. Una de las principales situaciones a las que

estarán expuestas estas piezas es que esté sometido a esfuerzos cíclicos, conocido como esfuerzos de fatiga.

1.2. Justificación del proyecto

Lo que se desea obtener en este proyecto es información del comportamiento de las piezas plásticas impresas en 3D, sometidas a esfuerzos cíclicos, esa información nos ayudara a obtener información para mejorar el diseño de estas piezas. Mejorando el diseño de estas piezas plásticas se podría obtener piezas más resistentes a esfuerzos cíclicos, que son los más encontrados en los mecanismos. Si se obtiene piezas plásticas impresas en 3D más resistentes a esfuerzos cíclicos, se podría imprimir en 3D elementos mecánicos que estén listos de forma inmediata para trabajar y ser parte de mecanismos. Con la impresión de elementos mecánicos usando la tecnología 3D se reemplazaría procesos de fabricación costos y demorados. Esto implica la reducción de tiempos en el mantenimiento o reparación de algún mecanismo, con lo cual el tiempo de paro de los equipos disminuye mejorando la producción en cualquier planta industrial. Como se mencionó antes el impacto económico sería positivo, ya que los elementos de reparación se obtendrían en cuestión de horas disminuyendo tiempos de paro y sobre todo se estaría seguro de la resistencia y vida útil de la pieza impresa.

1.3. Objetivos

Los objetivos de este proyecto se dividen en dos, que se detallan a continuación.

1.3.1 Objetivo General

El objetivo general del proyecto es diseñar un banco de pruebas de fatiga para piezas plásticas impresas en 3D.

1.3.2 Objetivos Específicos

Dentro de los objetivos específicos tenemos los siguientes:

- Diseñar una prueba para elemento impresos en 3D basado en normas.
- Diseñar un banco de pruebas para aplicar el test diseñado.
- Construir un banco de pruebas.

1.4. Marco Teórico

En referencia al marco teórico que se expone en este proyecto se parte por conocer los principios de la impresión 3D, materiales con los que se realizan las impresiones 3D y las técnicas que se utiliza para la impresión 3D.

1.4.1. La Impresión 3D

La impresión 3D es conocida por muchas personas como “la tercera revolución industrial”, esta tecnología está cada día más al alcance de las personas. En el 2014 según el gabinete de análisis Gartner, las ventas de las impresoras 3D aumentaron en un 75% y aseguran que siguen en línea de crecimiento. Siempre se ha conocido o identificado tres técnicas para la fabricación de algún objeto, las cuales son las siguientes:

1.4.1.1. Sustracción

Esta técnica consiste en el ir eliminando material paulatinamente hasta obtener la pieza u objeto deseado.

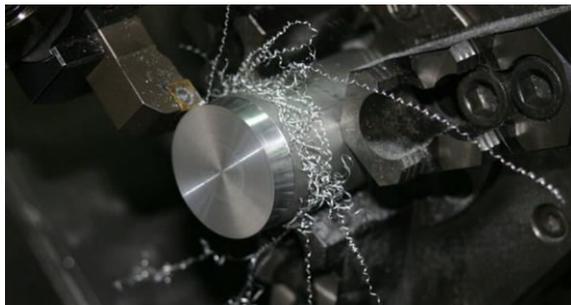


Figura 1.1. Sustracción de material (Dipac)

1.4.1.2. Combinación

Esta forma de formar piezas consiste en combinar dos o más materiales y obtener el objeto o forma deseada, aquí se considera el tejido y otras técnicas de combinación de materiales.



Figura 1.2. Combinación de materiales (Dipac)

1.4.1.3. Deformación

En esta técnica se deforma el material hasta obtener el objeto deseado, en esta técnica se encuentran el conformado y plegado.

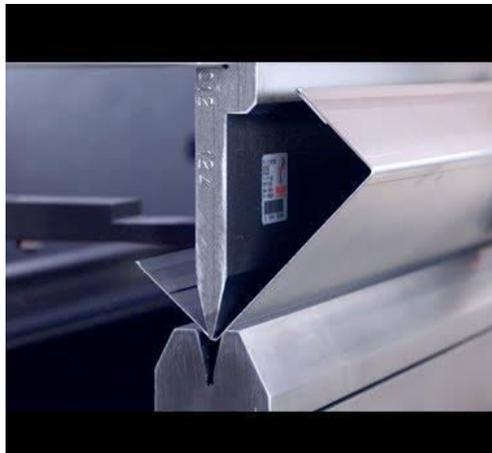


Figura 1.3. Deformación de materiales (Dipac)

La fabricación de los objetos de forma normal utiliza y combinan las tres técnicas antes mencionadas, de esta manera se venían realizando los procesos de fabricación. La impresión 3D fabrica el objeto de un solo paso capa por capa de impresión, incluso si el objeto posee mecanismos internos o agujeros en su estructura, estos se imprimen de un solo paso. Existen numerosos procesos de impresión 3D, pero todos tienen en común el crear el objeto por superposición de capas sucesivas, lo cual se conoce como fabricación aditiva. Fabricación aditiva es el nombre técnico que engloba

todas las técnicas o tecnologías de impresión 3D, las cuales se detallan a continuación.

1.4.2. Tipos de tecnología en impresiones 3D

Las técnicas de impresión 3D son las siguientes:

1.4.2.1. Impresión con filamento

Es el sistema más utilizado en impresoras domésticas, también se lo conoce como fabricación con filamento fundido (FFF); la tecnología aquí involucrada se conoce como modelado por deposición fundida (FDM). Este método consiste en que una boquilla es alimentada por una bobina de filamento, el filamento se funde en la boquilla y es depositado en la plataforma de acuerdo con la pieza a imprimir, el filamento se endurece rápidamente para seguir a la siguiente capa, la plataforma base desciende un nivel para que la boquilla elabore la siguiente capa.

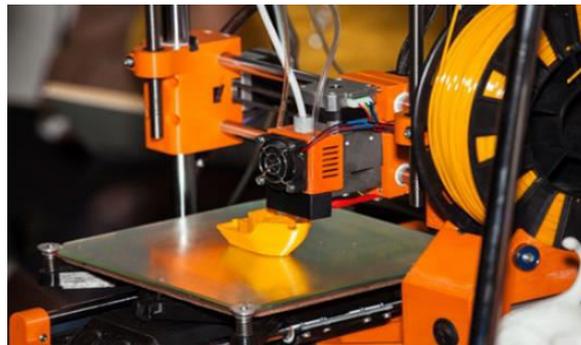


Figura 1.4. Impresión 3D por filamento (All3D)

1.4.2.2. Impresión con base de polvo

La siguiente técnica que se utiliza en impresión 3D, es a base de polvo, sinterización láser se utiliza para crear impresiones 3D en varios materiales. En esta técnica se tienen polvos que dan características similares o iguales a la madera, caucho, titanio, e incluso ya se está teniendo polvos de acero inoxidable cobre, que nos pueden dar elementos impresos con características del material que se necesite.



Figura 1.5. Impresión 3D a base de polvo (Interempresas)

1.4.2.3 Impresión a base de resina

La técnica a base de resina se utiliza en impresoras grandes con longitud de 2,1 metros, en impresoras de este tamaño se necesitaría grandes cantidades de filamento plástico o polvo. Es por eso que mejor se utiliza un tanque de resina líquida, el proceso que hace posible la impresión se llama estereolitografía, el cual consiste en depositar capa por capa la resina necesaria para formar la pieza en una plataforma. La resina se endurece debido a la luz UV y se forma la pieza requerida. De este proceso se deriva un proceso conocido como Tecnología PolyJet, el cual consiste en formar los elementos a base de un chorro de resina, así mismo el elemento se forma capa por capa hasta obtenerlo en su forma final.

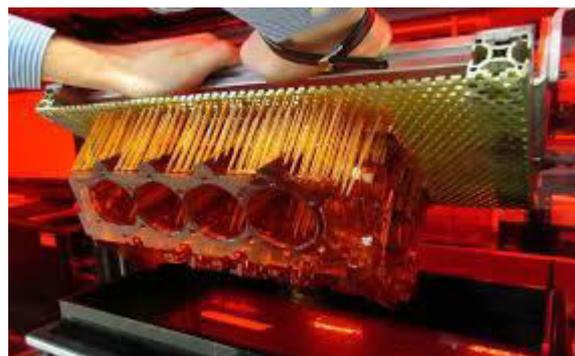


Figura 1.6 Impresión 3D a base de resina (Plastic Dreams)

1.4.2.3 Impresión con cera perdida y molde

Esta técnica es la más utilizada para obtener piezas de oro, plata, bronce y latón, combina la técnica moderna de la impresión 3D con la técnica de la fundición de metal tradicional, aquí se imprime en 3D un molde de la pieza original el cual está hecho de una resina parecido a la cera, luego con ayuda de este molde se crea un molde de yeso el cual servirá para la fundición del metal. Cuando se vierte el material fundido en el molde de yeso, el molde de cera se funde, por eso se conoce como cera perdida.

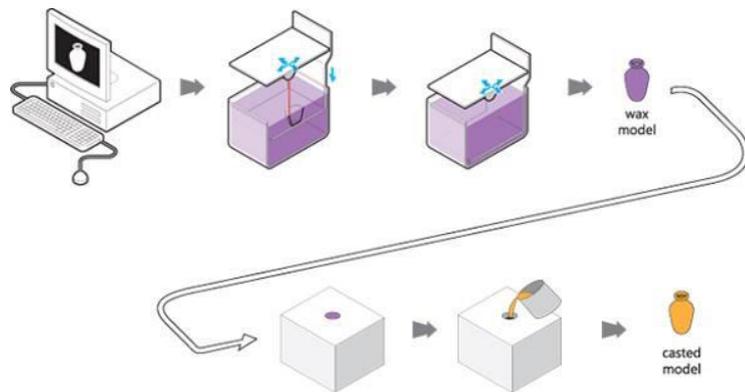


Figura 1.7. Esquema de impresión 3D con cera y molde (Formizable)

1.4.3. Filamentos para impresoras 3D

La técnica más usada en las impresoras 3D es la de impresión con filamento, esta técnica es la que viene en la mayoría de impresoras 3D domésticas. Debido a esto en el presente proyecto se analizará el tipo de material con que se realizan las impresiones con la técnica FFF. Existe una gran gama de filamentos, la selección de estos filamentos depende de la pieza a imprimir, la utilidad que tendrá la pieza impresa, la presentación de la pieza, las propiedades de la pieza impresa, y existen muchos otros aspectos por lo cual se escoge un filamento. Entre los filamentos más usados en impresoras 3D tenemos:

- PLA (ácido poliláctico).
- ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno).

- PETG (tereftalato de polietileno).
- Nailon.
- TPE (Elastómeros termoplásticos).
- Policarbonato.
- Filamentos conductivos.

Del listado anterior de filamentos los más utilizados son el PLA y el ABS, de estos dos filamentos son base para elaborar otros filamentos. También existen filamentos que dan un acabado metálico o de madera a la pieza impresa, pero como se menciona es una combinación de otros filamentos y tienen como base el filamento ABS o PLA. También las características de los dos filamentos mencionados son mejoradas combinándolos con otros elementos. El filamento PLA y el filamento ABS son dos materiales termoplásticos, que se usan muy bien en impresoras 3D, los dos tienen diferentes características diferentes las cuales analizaremos en la siguiente sección.



Figura 1.8. Filamentos para impresión (3D Hubs)

1.4.4. Comparación de filamentos

Los filamentos más utilizados en impresión 3D son el PLA y ABS debido a que son materiales termoplásticos que son maleables con el incremento de temperatura. El objetivo de compararlos no es definir si un filamento es mejor que el otro sino más bien establecer que filamento es el que nos puede ayudar a cumplir los objetivos establecidos en el proyecto. Lo

primero en analizar es la procedencia del material base el PLA es de origen vegetal el ABS es un derivado del petróleo, esto implica que el material cuando se está siendo fundido desprende gases. EL ABS desprende gases nocivos y tóxicos para la salud, el PLA emite gases con olor dulce debido a su procedencia vegetal. Cuando la pieza sale de la impresora se obtiene que la pieza que fue impresa en PLA no soporta mucho a mecanización ya sea taladrado, lijado o maquinado, la pieza impresa en ABS soporta muy bien la mecanización lo que es lijado, taladrado o maquinado. Las piezas impresas en PLA no soportan caídas tanto como las piezas impresas ABS. En aplicaciones donde las piezas están expuestas a temperatura la pieza impresa en ABS resiste mejor la temperatura que la pieza impresa en PLA, la temperatura de transición del ABS es de 105°C mientras que la del PLA es de 60°C. El PLA es biodegradable, mientras el ABS no es biodegradable, pero es reciclable. En cuanto al acabado superficial las piezas impresas en PLA tienen un acabado brillante y las piezas impresas con ABS dan un acabado mate. Analizando estas características el PLA es más usado cuando la estética de la pieza impresa es importante y el ABS se utiliza cuando en la pieza impresa se requiere mayor resistencia. El PLA es el más usado para los principiantes en impresión 3D debido a que su temperatura de transición es más baja lo cual implica que las condiciones de impresión no deben ser tan controladas, a diferencia del ABS que cualquier cambio en las condiciones de impresión afectaría de manera significativa el producto final. piezas cuya aplicación.

	ABS	PLA
Resistencia a la tracción	27 MPa	37 MPa
Alargamiento	3.5%	6%
Módulo de flexión	2.1 a 7.6 GPa	4 GPa
Densidad	1.0 a 1.4 g/cm ³	1.3 g/cm ³
Punto de fusión	N/A (amorfo)	173°C
Biodegradable	No	Sí, bajo las condiciones correctas
Temperatura de transición del vidrio	105°C	60°C
Productos comunes	LEGO, carcasas electrónicas	Copas, bolsas de plástico, cubiertos

Figura 1.9. Propiedades de filamentos (Undermarker)

1.4.5. Características del filamento ABS

El portal de internet all3dp indica que el segundo filamento más usado es el ABS debido a sus propiedades mecánicas, el filamento está ocupando gran espacio a nivel industrial ya que está siendo usado en la impresión de bloques de legos, carcasas automotrices, cascos de protección entre otros. El filamento ABS tiene como beneficio excelentes propiedades mecánicas, excelentes resultados de impresión y fácil de procesar. Entre sus inconvenientes tenemos problemas de temperatura el ABS necesita enfriarse lentamente para evitar grietas o capas divididas, si la pieza impresa en ABS es expuesta a luz solar directa es posible que sufra averías en su estructura, los olores que emite al realizar la impresión no son agradables. El ABS no es biodegradable, pero es reciclable, las impresiones 3D son reciclables el único problema es que el proceso de reciclaje demanda mucha energía. Los parámetros que se deben tener en cuenta en la impresora 3D cuando se utiliza el filamento ABS son los siguientes; la impresora debe estar cerrada debido a que las corrientes de aire no afecten la temperatura de impresión, la cama de impresión debe estar precalentada a 110°C, debe experimentar con la temperatura de la boquilla para evitar cadenas de plástico y superficies demasiados rugosas.

PROPIEDADES DEL FILAMENTO 3D: ABS
• Dureza: Alta Flexibilidad: media Durabilidad: Alta
• Dificultad de uso: Media
• Temperatura de impresión 210 °C – 250 °C
• Temperatura de la cama de impresión 80 °C – 110 °C
• Contracción/deformación: Considerable
• Soluble: En ésteres, cetonas y acetona
• Seguridad alimentaria: No seguro

Figura 1.10. Propiedades de filamento ABS (undermarker)

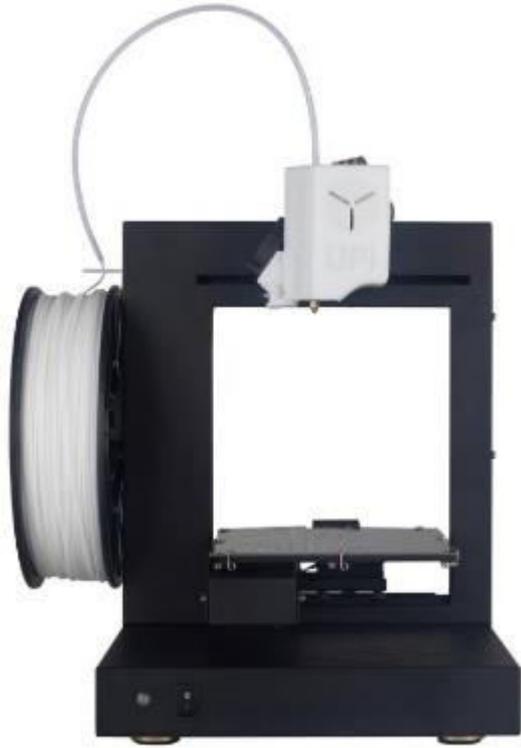


Figura 1.11. Impresora 3D de filamento (Undermarker)

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

Se presenta el análisis teórico con el planteamiento de dos alternativas que dan solución al problema propuesto en el capítulo anterior, las alternativas serán evaluadas y descartadas de manera técnica para obtener la mejor opción.

El objetivo del proyecto consiste en diseñar un banco de pruebas de fatiga para piezas impresas en 3D en el capítulo anterior se determinó el material con que se imprimirán las piezas. Definido el material se investigará las alternativas que existen para aplicar pruebas de fatiga a este material, basado en normas existentes de materiales, aquí se generaran alternativas para diseñar el banco de prueba. Teniendo las alternativas definidas se las compara bajo parámetros establecidos en la matriz de decisiones para determinar cuál alternativa es la más conveniente según los criterios establecidos. Definida la alternativa se procede a ejecutar el proceso de diseño detallado y definir dimensiones y materiales para la construcción del prototipo.

2.1. Procedimiento esquemático

En la figura 2.1 se muestra la metodología que se usó en este proyecto empezando con la definición del problema luego se presentaron las alternativas de diseño las cuales se comparan con la matriz de decisiones. Con la alternativa seleccionada se realizó el diseño conceptual dando paso al diseño detallado donde se dimensiono los componentes del equipo, obteniendo los planos de fabricación para construir el prototipo.

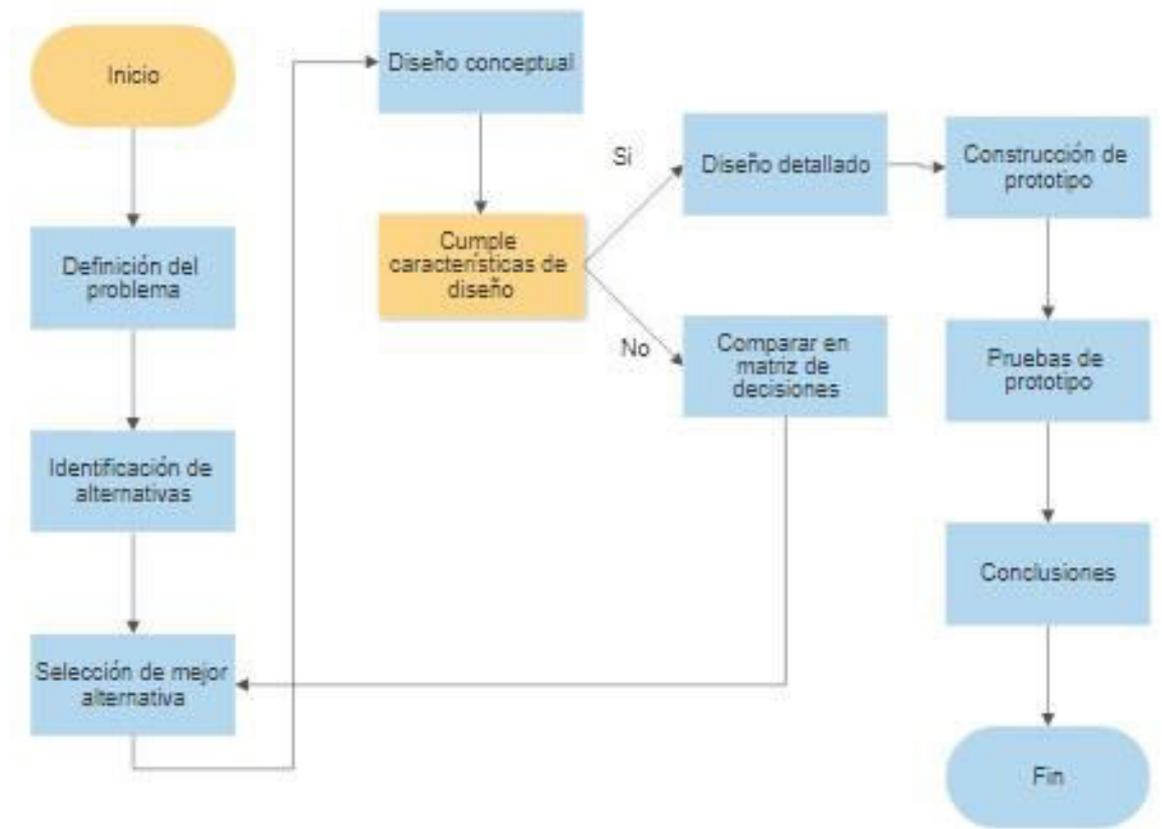


Figura 2.1. Metodología de diseño (Autor).

2.2. Requerimientos de diseño

Los requerimientos de diseño son parámetros que nos guiarán en la elaboración de todo el proceso de diseño. Los mismos son definidos por el diseñador teniendo en cuenta que el resultado del proceso de diseño debe tener facilidades al momento de ser replicado. Estos parámetros descritos a continuación también nos servirán en la matriz de decisiones para obtener la alternativa más conveniente.

2.2.1. Facilidad de construcción

La alternativa que se seleccione deberá tener una facilidad de construcción de sus componentes con procesos de manufactura conocidos sin geometrías complejas.

2.2.2. Costo de fabricación

La alternativa seleccionada deberá tener un costo de fabricación accesible con componentes y materiales disponibles en el mercado nacional y accesibles en el precio de adquisición.

2.2.3. Mantenimiento de equipo

El mantenimiento del equipo de la alternativa seleccionada deberá ser sencillo y los componentes que deban reemplazarse por cumplir sus horas de trabajo deben tener disponibilidad en el mercado nacional.

2.2.4. Operación del equipo

La operación del equipo debe ser simple que no tenga tareas complicadas que den facilidad al operador del equipo.

2.3. Alternativas de diseño

Las alternativas de diseño provienen de identificar los tipos de materiales con los cuales se obtendrán las piezas impresas. En la sección anterior se determinó que los materiales más comunes para impresión 3D con filamento son el PLA y el ABS. Los filamentos antes mencionados son termoplásticos con lo cual definimos que se trabajaran con polímeros. Lo que se quiere analizar es si estas piezas impresas se pueden introducir en procesos mecánico que utilicen elementos mecánicos de plásticos y según el análisis en secciones anteriores el ABS es el ideal para imprimir estas piezas debido a la resistencia que tienen. Lo primero que se establece es una prueba para el material antes mencionado, debido a que el ABS es un polímero compuesto encontramos normas pueden ayudar al diseño del banco de prueba. Primero la norma ASTM D 3479/D 3479M la cual es un procedimiento estándar de tensión – tensión para polímeros de matriz compuesta. La siguiente norma es la norma ASTM D 671, la cual nos define un procedimiento estándar de flexión para polímeros de matriz compuestos. En base a estas normas se definen dos procedimientos y dos bancos de pruebas las cuales se someterán a matriz de decisiones para obtener la solución más viable. Se presentarán los detalles de las normas mencionadas para un mejor análisis de la prueba a la que se someterá la pieza impresa.

2.3.1. Detalle de alternativas

2.3.1.1. Norma ASTM D 3479.

Esta norma nos ofrece un método de prueba estándar de fatiga tensión - tensión para materiales polímeros de matriz compuesta.

Alcance de norma.

Este método determina el comportamiento de los materiales compuesto de matriz polímero sometidos a cargas de tensión cíclica, las formas de este material son por fibra continua o fibra discontinua reforzada, para los cuales las propiedades elásticas son especialmente orto trópicas dependiendo de la dirección de fuerza aplicada. Esta prueba se limita a muestras sin muescas sometidas a una amplitud constante de carga uniaxial en el plano donde esta se define en un parámetro de control de la prueba. En este método se presenta dos procedimientos donde cada uno define un parámetro de control de prueba diferente. Cualquiera de estos dos procedimientos está diseñado para proporcionar datos de fatiga por tracción para especificaciones de materiales, investigación, control de calidad y diseño y análisis estructural. Le resultado principal es de la prueba es la vida de fatiga de la muestra de prueba bajo una carga y condiciones ambientales específicas.

Probetas.

Las geometría, dimensiones y preparación de las probetas van de acuerdo a la práctica ASTM D 3039, en esta práctica también se registra el procedimiento de la tabulación de datos. En la figura 2.2 se muestra las dimensiones en milímetros de las probetas para la prueba. El espesor es de 6 a 8 milímetros.

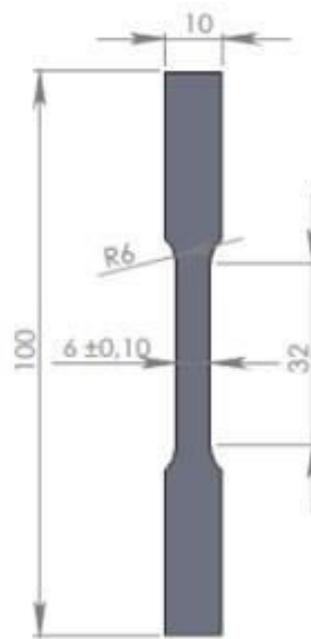


Figura 2.2. Probeta norma ASTM 3039 (ASTM)

Se debe tener especial cuidado de que las probetas no presenten deformidades en los bordes ya que podrían afectar los resultados de la práctica, produciendo prematuros fallos. El número de pruebas se lo da en la práctica ASTM E 122, dependiendo del material se escoge la distribución de datos.

2.3.1.2. Norma ASTM D671.

Esta norma nos ofrece un método de prueba estándar para la fatiga de flexión de plásticos por amplitud de fuerza constante.

Alcance de norma.

Este método de prueba cubre la determinación del efecto de las repeticiones de la misma magnitud de esfuerzo de flexión en plásticos mediante máquinas de prueba de tipo cantiléver fijo, diseñadas para producir una amplitud de fuerza constante en la muestra de prueba de cada ciclo.

Probetas.

Esta norma nos da una geometría y dimensiones determinadas de la probeta de prueba, en la figura 2.3 se muestra las dimensiones y geometría para confección de la probeta.

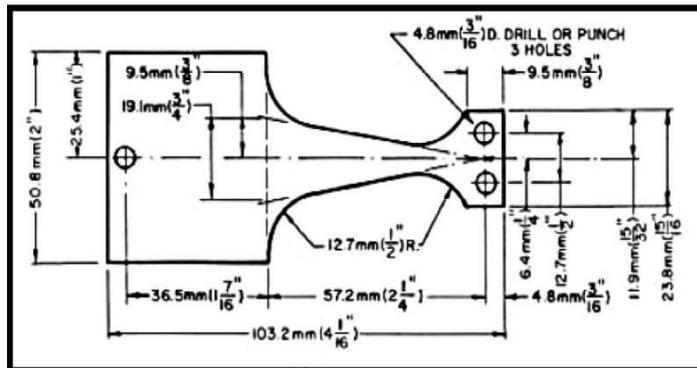


Figura 2.3. Probeta norma ASTM D671 (ASTM)

La forma de la probeta indicada en la figura 3.2 está diseñada para producir una tensión constante a lo largo de la longitud de la sección de prueba de la probeta en la cual se va a producir la rotura. El espesor de trabajo puede variar entre 2 y 8 milímetros.

Consideraciones de la prueba.

La norma mencionada nos indica que la prueba se va a realizar con ciertas condiciones, que se las detalla a continuación. La frecuencia de trabajo es de 30 Hz. La forma de la onda es el de una onda sinusoidal con un rango de carga 0 hasta 500 N. la temperatura de la atmosfera donde se realice la prueba debe estar entre 23 y 26 °C.

2.3.2. Resumen de las normas

Con las normas descritas en las secciones anteriores, se procede a hacer un resumen de lo expuesto, y tener una información detallada de los parámetros que maneja cada norma. En la figura 2.4 se muestra el resumen de los parámetros utilizados por cada norma ASTM, que nos da una prueba para polímeros.

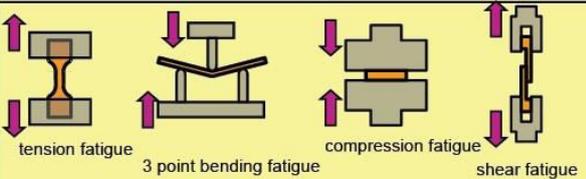
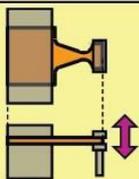
Methods	Tensile fatigue, 3 point flexural fatigue, Compressive fatigue, shear fatigue	Flexural fatigue
	 <p>tension fatigue 3 point bending fatigue compression fatigue shear fatigue</p>	
Apparatus	Servopulser (EHF-EB50kN-40L)	Flexural fatigue tester
Load range	0~±50000N	0~500N
Max amplitude	±25mm (0.1Hz) 、 ±1.2mm (10Hz)	±8mm
Wave form	Sine wave , triangle wave , square wave	Sine wave
Frequency range	0.001~110Hz	30Hz
Temperature range	-65~250°C	-30~150°C
Type of specimen	Tensile test specimen	ASTM D671 Type-A
Test standard	JIS K7118	JIS K7119 ASTM D671

Figura 2.4. Resumen de normas de prueba (ASTM)

En la figura 2,4 se muestra las dos normas con su respectiva prueba, como se observa en la figura la fila central que muestra los parámetros de norma ASTM D 3479 y también muestra que pruebas se puede aplicar usando esta norma. La columna final se muestra que la norma ASTM D 671 se puede aplicar en una sola prueba. Las dos normas son aplicables a materiales termoplásticos donde se incluye los filamentos de impresión 3D. Las dos normas muestran sus resultados en curvas S-N.

2.3.3. Formulación de alternativas de solución

Con la información que se mostró se presentan dos alternativas de solución al problema expuesto, las alternativas están basadas en las normas descritas, en la siguiente sección se escogerá cual sería la mejor alternativa, en base a los parámetros que se definieron previamente.

2.3.3.1. Alternativa 1

Esta alternativa presenta un banco de prueba que trabajara con esfuerzos de tensión cíclica sobre el eje axial de la probeta, tiene una adaptabilidad para realizar otras pruebas de materiales polímeros. La aplicación de carga tiene un gran rango debido a que se trabajaría con servo motores. En la figura 2.5 se muestra un esquema básico del banco de pruebas que generaría esta norma.

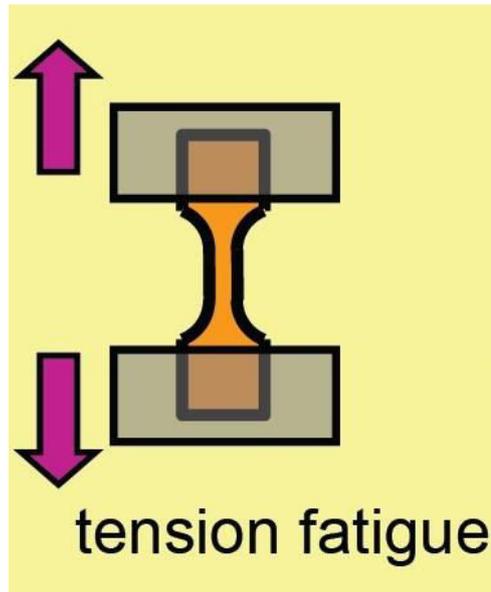


Figura 2.5. Principio de alternativa 1 (ASTM)

El uso de servomotores y circuitos electrónicos es indispensable para que esta prueba sea confiable, la estructura debe ser robusta para el montaje de los componentes.

2.3.3.2. Alternativa 2

El banco de pruebas basado en la norma ASTM D671, es un banco cuya estructura es más compacta, solo sirve para realizar un tipo de pruebas que son las pruebas de flexión cíclica, es más factible adaptar un sistema de adquisición de datos. En la figura 2.6 se muestra el principio de funcionamiento del banco de pruebas basado en la norma ASTM D671.

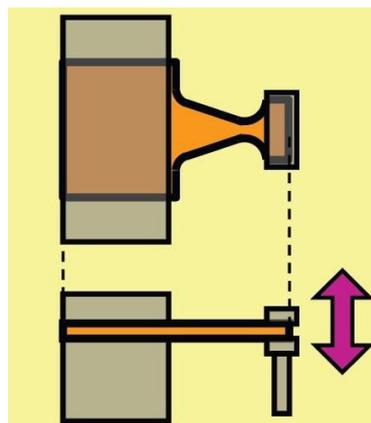


Figura 2.6. Principio de alternativa 2 (ASTM)

Los componentes que se usan en esta alternativa son simples van desde un motor eléctrico de baja revoluciones incluye un contador de revoluciones y un sistema de encendido sencillo

2.3.4. Elección de alternativa de solución

Definidas las dos alternativas de solución se procede al análisis para la seleccionar la mejor alternativa que resuelve el problema planteado. Este análisis se realiza en base de parámetros que se establecen previamente y están basados en los requerimientos del problema y la conveniencia del cliente. Se procede a darle una ponderación a cada uno de los criterios previamente establecidos. Con estos datos se elabora la matriz de decisiones, la cual en base al mayor puntaje selecciona la mejor alternativa.

2.3.5. Criterios de selección.

Los criterios de selección que se definen se presentaron en secciones anteriores los mismos tendrán una ponderación en porcentaje entre 0% y 100%, la suma total de la ponderación de todos los criterios debe sumar 100%. Los criterios son los siguientes:

2.3.5.1. Facilidad de construcción.

La facilidad de construcción se refiere a la cantidad de tiempo y complejidad de fabricar y obtener cada uno de los componentes del banco de pruebas. También se refiere a la complejidad de conseguir u obtener los componentes, se prefiere que los elementos y materiales estén disponibles en el mercado nacional. La ponderación que se da a este criterio es del 30%.

2.3.5.2. Costos.

En el criterio de costos se refiere a la cantidad de materiales, mano de obra, procesos de fabricación, accesorios y tecnología que afectan el costo de fabricar el banco de pruebas. La ponderación que se le da a este criterio es del 25%.

2.3.5.3. Mantenimiento.

En el criterio de mantenimiento se analizó cuál de las dos opciones es de fácil mantenimiento, si los componentes o repuestos que se necesitan para su mantenimiento son accesibles para el usuario. También se toma en cuenta el tiempo que se ocupa para dicha tarea. La ponderación que se le da este criterio es de 15%.

2.3.5.4. Operación y manejo

En este criterio se mide que alternativa es más sencilla de operar, si no presenta muchas dificultades para poner el equipo en funcionamiento. La ponderación que se le da a este criterio es de 30%.

2.3.6. Matriz de decisiones.

Se presenta la matriz de decisiones, con los criterios antes presentados y su respectiva ponderación. Para comprender la matriz de decisiones, se identificó al equipo basado en la norma ASTM D3479 como opción 1 banco de fatiga de tensión y al equipo basado en la norma ASTM D671 como opción 2 banco de fatiga a flexión. En la tabla 2.1 se muestra la matriz de decisiones.

Tabla 2.1 Matriz de decisiones (Autor)

Criterio	valor (%)	Alternativa 1 Banco de fatiga a tensión	Alternativa 2 Banco de fatiga a flexión
Facilidad de construcción	30	15	29
Costo de fabricación	25	15	24
Mantenimiento de equipo	15	15	12
Operación de equipo	30	25	29
Total	100	70	94

El resultado de la matriz de decisiones da la alternativa 2 como la más conveniente, el banco de fatiga a flexión basado en la norma ASTM D671 es el escogido con una sumatoria total de 94. Definida la alternativa de

solución se procede al diseño detallado de dicha opción en las fases restantes de diseño.

2.4. Diseño de forma

Se presenta el detalle y los componentes que tendrá el banco de pruebas basado en la norma ASTM D671, el banco de pruebas deberá constar de un motor de bajas revoluciones, dos mordazas una fija y otra móvil con respecto a la mordaza fija, el mecanismo que permita concentrar la fuerza en un extremo de la probeta, un contador de revoluciones y un sistema de encendido y paro sencillo. La estructura debe ser compacta y debe ser fácil de instalar en cualquier superficie o mesa de trabajo.

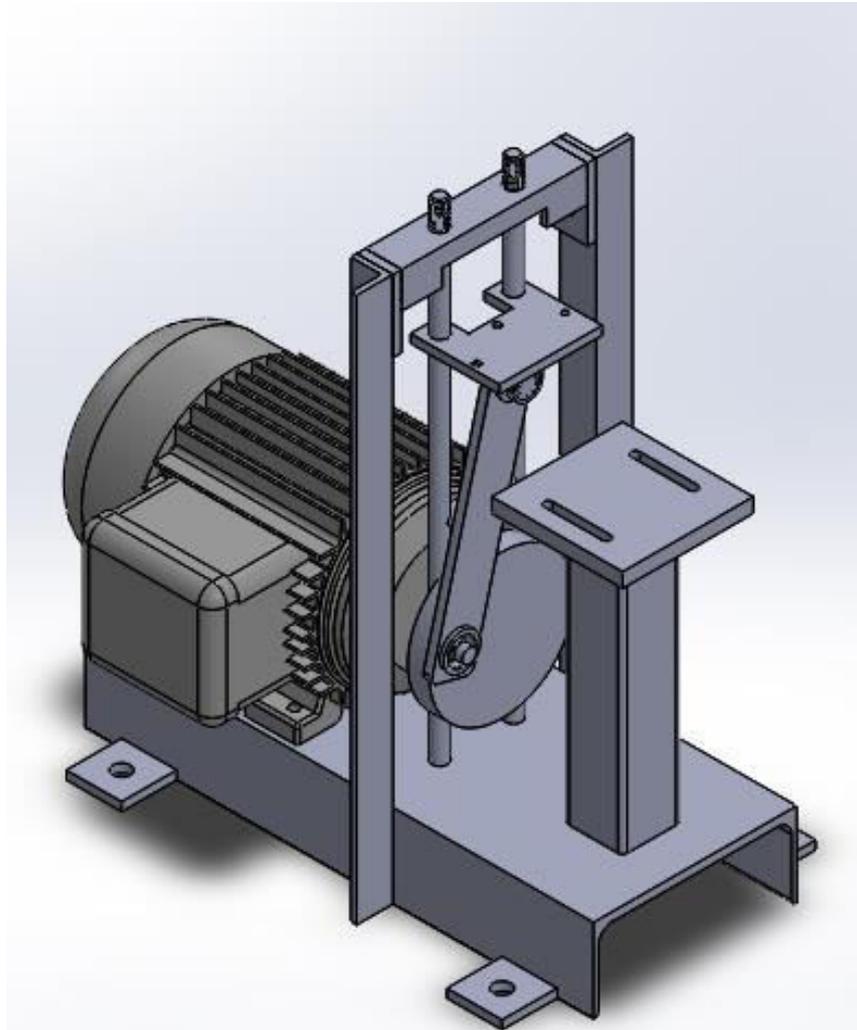


Figura 2.7. Diseño de forma de alternativa (Autor)

2.5. Diseño detallado

En esta sección se calculó y se obtuvo las dimensiones y materiales de los componentes con los que se construyó el banco de pruebas, también se seleccionó los componentes eléctricos en base a los requerimientos de la norma ASTM D671. El banco de pruebas también tiene elementos que se seleccionaron debido a su geometría dado que los elementos con que se relacionan ya vienen diseñados de fábrica como por ejemplo el motor el cual ya viene con la cuña y el acople.

2.5.1. Selección de motor

El motor que se utilizó en el banco de pruebas es de 1800 RPM este valor se lo obtuvo en base a la norma ASTM D671 que indica que la frecuencia en la que se aplica la fuerza es de 30 Hz.

2.5.2. Diseño de mecanismo

El mecanismo que convierte la rotación del motor en la fuerza vertical que se aplicara a la probeta es un mecanismo biela, manivela, corredera que nos permite aplicar una fuerza completamente vertical a la probeta. Los elementos que se diseñaran son el volante de inercia, pin de unión, biela y carriles.

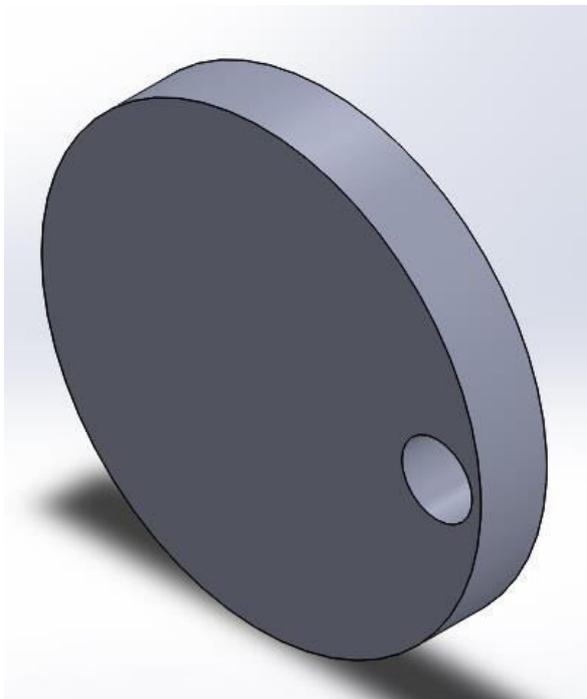


Figura 2.8. Volante de Inercia (Autor)

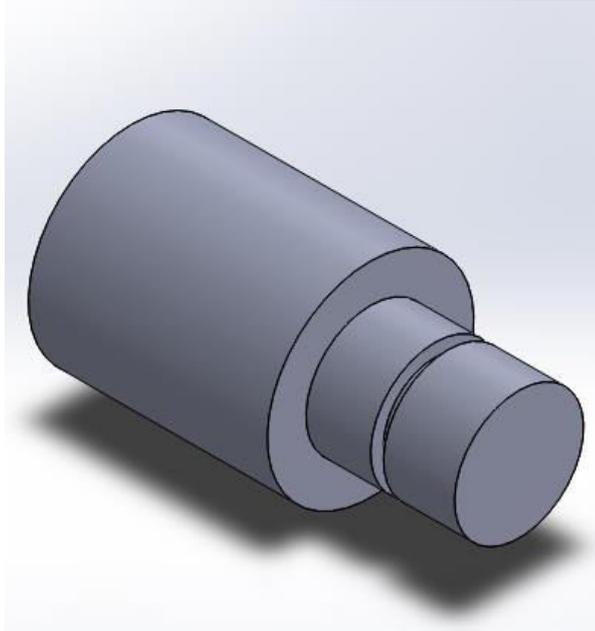


Figura 2.9. Pin de unión de mecanismo (Autor)

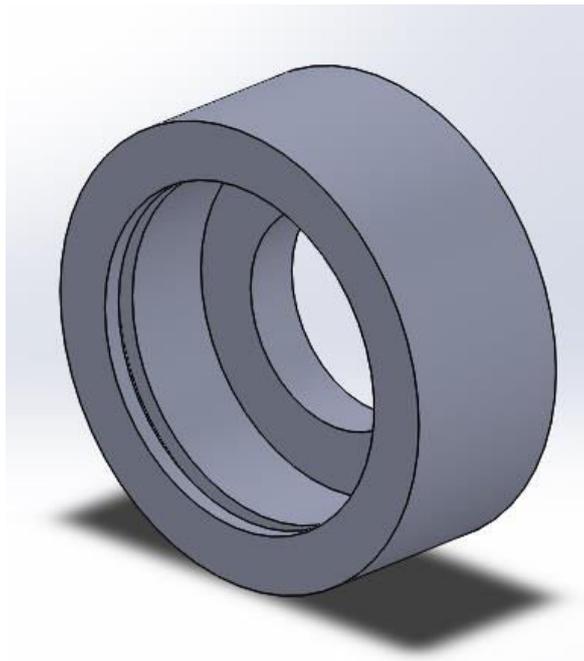


Figura 2.10. Cajera de rodamiento (Autor)

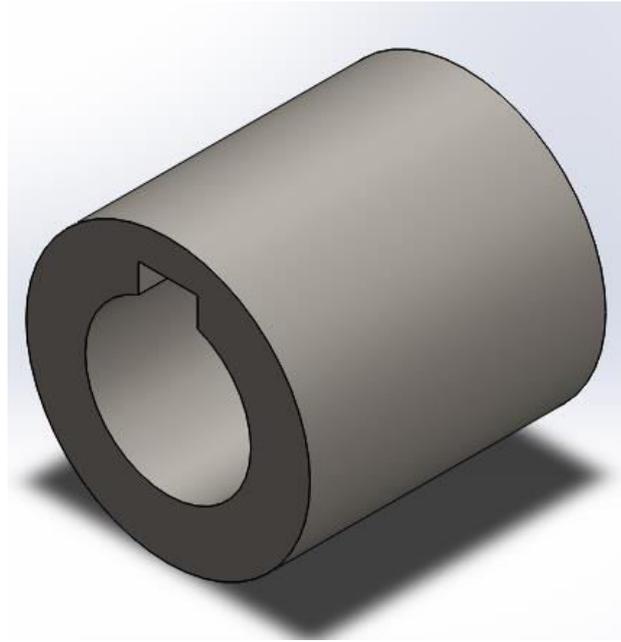


Figura 2.11. Acople de motor y volante (Autor)

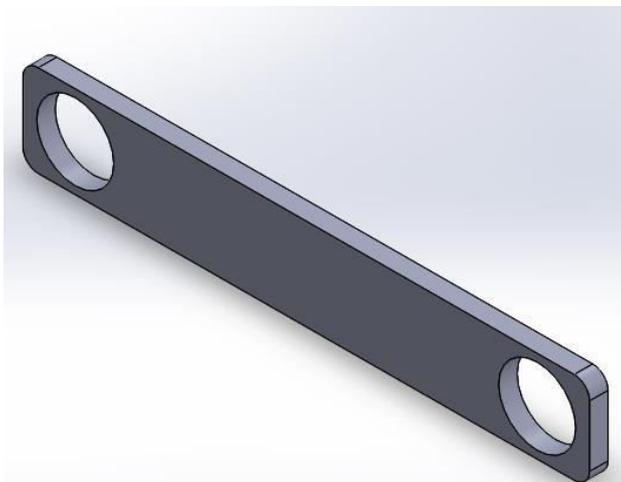


Figura 2.12. Biela de mecanismo (Autor)

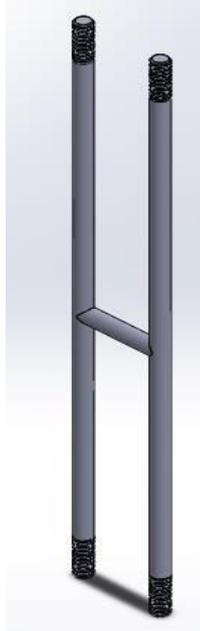


Figura 2.13. Carriles de mecanismo (Autor)

2.5.3. Diseño de bancada

La bancada es la que soportara todos los componentes del banco de pruebas debe ser robusto y compacto ya que como consideración el equipo debe ser tipo portátil que pueda ser instalado sobre cualquier superficie. El diseño de la bancada se realiza por dimensiones ya que esta estructura debe contener los elementos que forman el banco de pruebas.

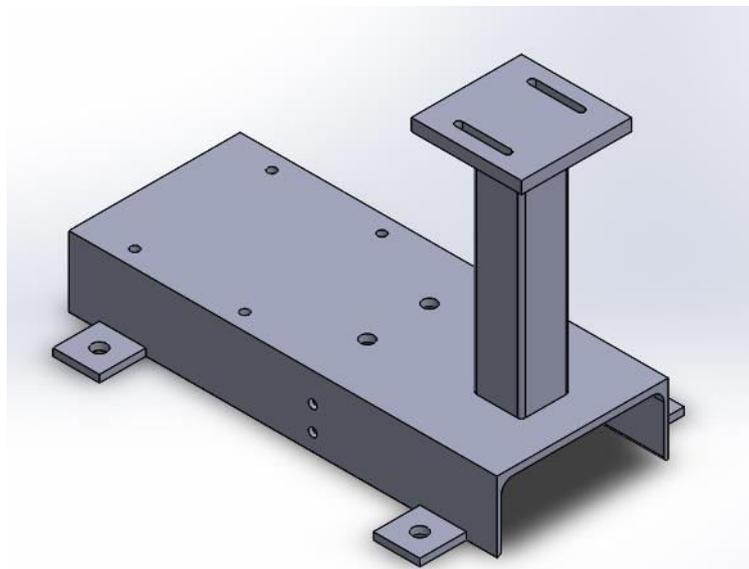


Figura 2.14. Bancada de sistema (Autor)

2.5.4. Selección de rodamientos

El mecanismo tiene partes que giran con respecto a un eje por lo que un elemento mecánico de gran ayuda son los rodamientos, necesitaremos dos tipos de rodamientos. Los rodamientos a utilizar son los rodamientos de carga radial y rodamientos lineales. Los rodamientos se seleccionarán con ayuda de los catálogos de fabricante.

2.6. Selección de materiales

Los materiales que se utilizaran en la construcción de este prototipo deben ser de uso común y de facilidad adquisición en el mercado nacional. En el mecanismo no existen movimientos o procesos que estén sometidos a grandes fuerzas y tampoco existen procesos complejos que necesiten materiales especiales. En la tabla 2.2 se muestra el tipo de materiales que se utilizara para la fabricación de cada elemento.

Tabla 2.2 Resumen de materiales a utilizar

Elemento	Material	Tipo	Proceso de fabricación
Bancada	ASTM A36	Perfil tipo viga UPN	Soldadura
Volante de inercia	SAE 1045	Eje	Mecanizado
Pin de unión	SAE 1045	Eje	Mecanizado
Cajera de rodamiento	SAE 1045	Eje	Mecanizado
Biela	ASTM A36	Plancha	Mecanizado
Mordazas	ASTM A36	Plancha	Mecanizado
Carriles	SAE 1045	Eje	Mecanizado
Estructura de carriles	ASTM A36	Perfil tipo ángulo	Soldadura
Acople de motor	SAE 1045	Eje	Mecanizado

2.7. Sistema eléctrico

El sistema eléctrico del banco de pruebas consta de cables, sistema de encendido y paro y un circuito electrónico para el conteo de las revoluciones, además consta de un paro de emergencia por seguridad. El conteo de revoluciones permite contar las revoluciones o vueltas a las cuales la probeta falla. El sistema eléctrico de nuestro banco de pruebas es sencillo y de bajo costo con lo que cumple con las características de diseño.



Figura 2.15. Arrancador (Catalogo WEG)

2.8. Fuerza aplicada en la probeta

La fuerza aplicada en la probeta se determinó por la ecuación descrita en la norma ASTM 671.

$$P = \frac{Sbd^2}{6L} \quad (\text{ec. 2.1})$$

P Carga aplicada a la probeta en N.

S Tensión alterna deseada en MPa.

b Ancho de muestra en mm.

d Espesor de muestra en mm.

L Longitud de probeta en mm.

Los valores se obtuvieron de la siguiente manera *S* es el esfuerzo que se desea a la probeta, como deseamos estudiar la resistencia a la deformación trabajamos con el módulo de resistencia a la flexión, que por información en tabla tenemos 87 MPa. El ancho de la probeta es el ancho donde actúan los esfuerzos con ayuda de SolidWorks observamos que la zona donde actuaran la mayoría de esfuerzos es la zona triangular, se muestra en la figura 2.16.

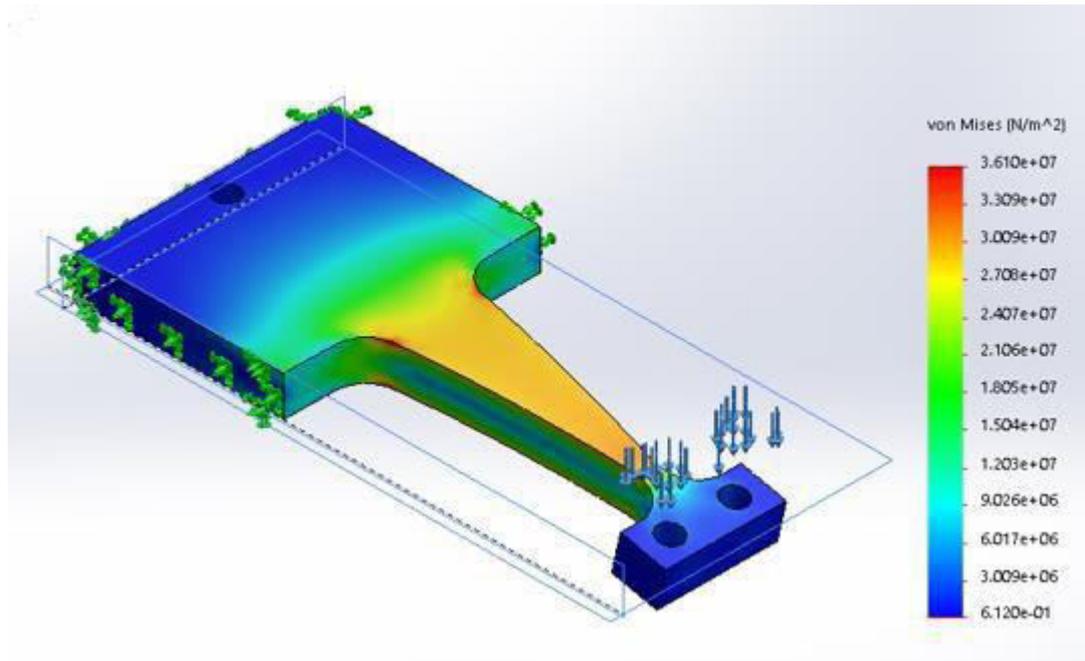


Figura 2.16. Esfuerzos en probeta (Autor)

El ancho b es de 3,09 mm, el espesor de la probeta se escoge de 8 mm debido a que la norma nos recomienda trabajar con este espesor en las probetas. La longitud L es longitud de la probeta tipo A que tiene una longitud de 78 milímetros. Se reemplaza los datos obtenidos en la ecuación 2.1

$$P = \frac{87 \text{ MPa} * 3,09 \text{ mm} * 8^2 \text{ mm}}{6 * 78 \text{ mm}} = 36,8 \text{ N}$$

Esta carga se redondea a una superior para que el banco de pruebas pueda admitir probetas de mayor espesor, por lo tanto

$$P \approx 80 \text{ N}$$

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS Y RESULTADOS

Se presenta el diseño detallado de la alternativa seleccionada y de los componentes importantes del equipo, como se mencionó en la sección anterior hay elementos del equipo que se diseñan por condiciones geométricas y necesidades que se presentan en el proceso de diseño.

3.1. Aplicación de fuerza en probeta

La probeta que muestra la norma ASTM D671 está diseñada para que los esfuerzos se concentren en el cuello angosto de la misma. Se realizó un análisis sobre que extremo aplicar la fuerza para que los esfuerzos se concentren donde exige la norma. Este análisis se lo realizó con el software CAD SolidWorks y se simuló un análisis estático aplicando una carga de 80 N.

3.1.1. Análisis 1

La carga se aplica al extremo angosto y el extremo ancho es fijo, en las figuras 3.1 y 3.2 se muestra los esfuerzos y deformaciones en la probeta respectivamente.

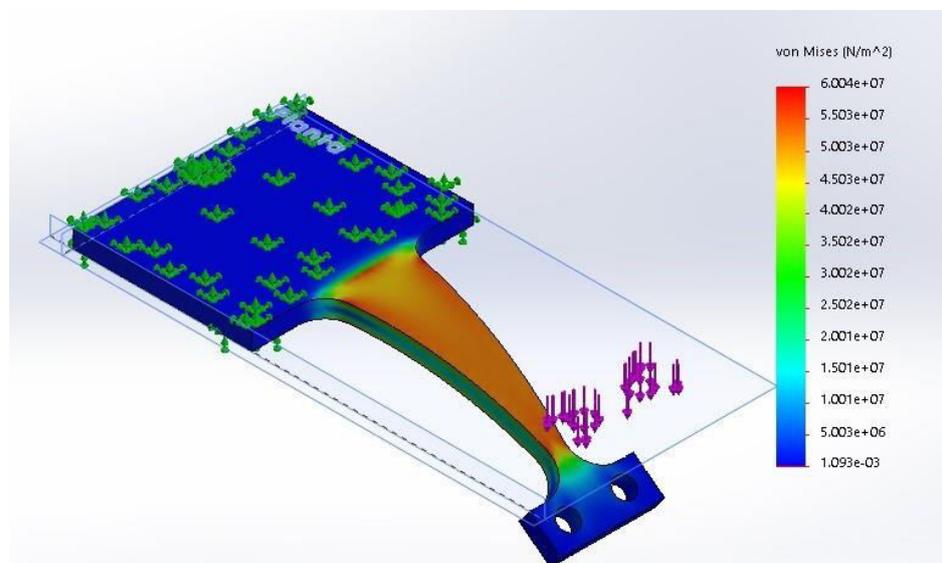


Figura 3.1. Esfuerzos en análisis 1 (Autor)

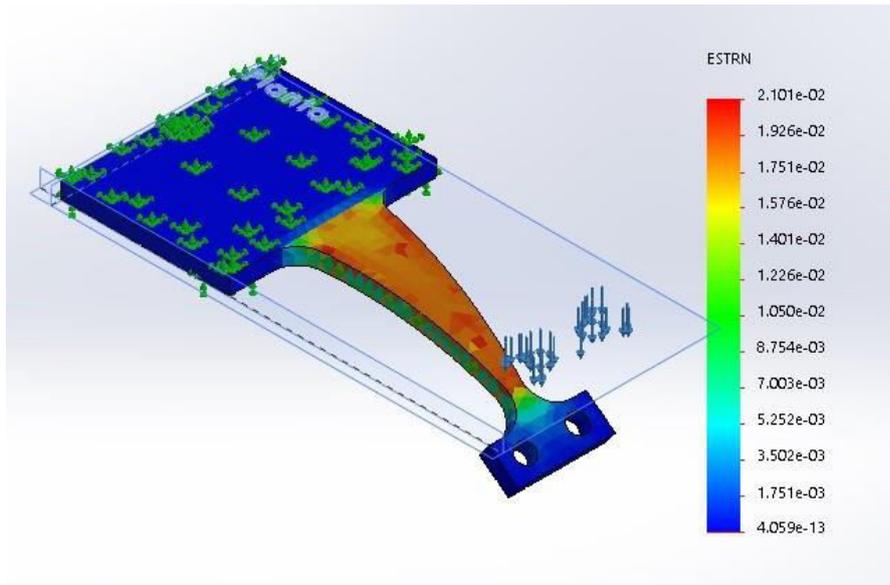


Figura 3.2. Deformaciones en análisis 1 (Autor)

3.1.2. Análisis 2

En el análisis dos la carga es aplicada al extremo ancho, mientras el otro extremo es fijo, en las figuras 3.3 y 3.4 se muestra las tensiones y deformaciones en la probeta respectivamente.

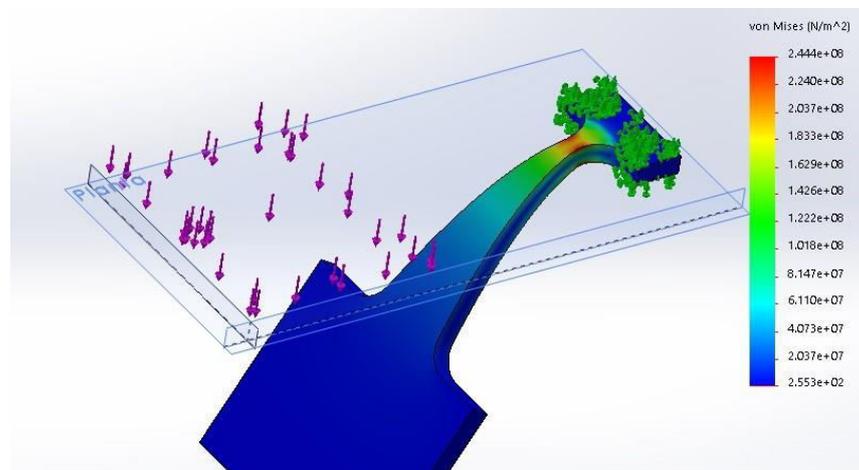


Figura 3.3. Esfuerzos en análisis 2 (Autor)

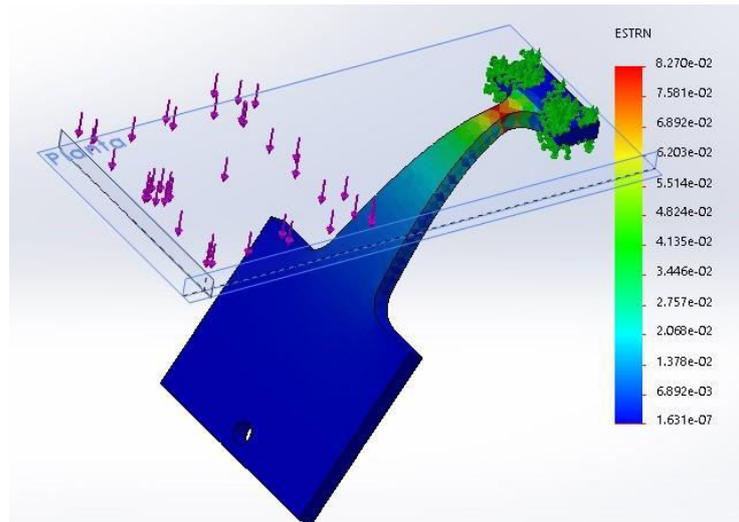


Figura 3.4. Deformaciones en análisis 2 (Autor)

En la **figura 3.1** se observó que al aplicar la carga como se describió en el análisis 1 los esfuerzos se distribuyen por toda la zona triangular de la probeta.

En la **figura 3.2** se observó que las deformaciones también se darán a lo largo de la zona triangular de la probeta.

En la **figura 3.3** se observó que al aplicar la carga como se describió en análisis 2 los esfuerzos se concentran en una sola zona de la probeta que es la zona de estudio, en la **figura 3.4** se observó que las deformaciones también se concentran en el mismo punto, que es lo indicado en la norma ASTM D671.

Por lo tanto, la carga se aplicó de acuerdo al análisis 2.

3.2. Diseño y selección de componentes.

Se describe el proceso de diseño y de selección de los componentes importantes del mecanismo central de nuestro banco de pruebas. Se aplicó las teorías de diseño conocidas y se analizó bajo carga estática y fatiga. Los cálculos se realizaron en la posición mostrada en la figura 3.5 debido a que es la posición en la que el torque es máximo según el ángulo de transmisión y se tiene ángulos conocidos.

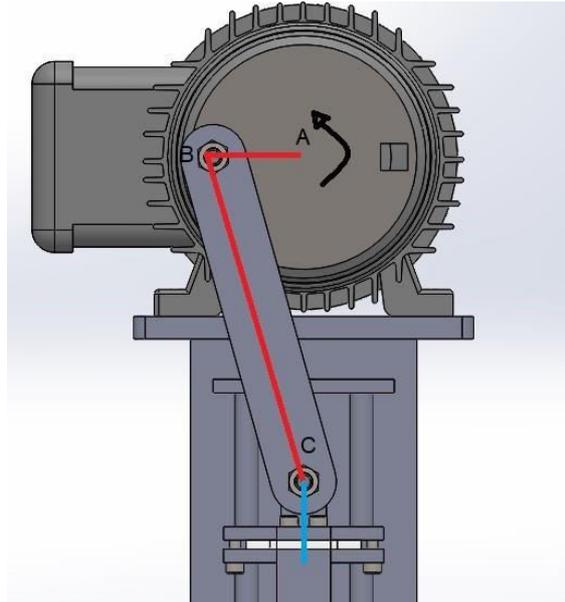


Figura 3.5. Posición de estudio de mecanismo (Autor)

3.2.1. Velocidad de motor

La velocidad angular se obtuvo de la frecuencia que nos pide la norma, la frecuencia de la prueba debe ser 30 Hz.

$$f = \frac{\text{ciclos o revoluciones}}{\text{segundos}} \quad (\text{ec. 3.1})$$

$$f = 30 \frac{\text{revoluciones}}{\text{seg}} * \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 1800 \text{ RPM}$$

La velocidad obtenida que se necesita es 1800 RPM; estas revoluciones se convierten a rad/seg.

$$1800 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * 2\pi = 188.5 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

3.2.2. Potencia de motor

La potencia del motor se obtiene con ayuda de la siguiente ecuación

$$Pot = T * \omega \quad (\text{ec. 3.2})$$

T Torque de mecanismo

ω Velocidad angular

Para obtener el torque del mecanismo debemos analizar el mecanismo y obtener todas las fuerzas que intervienen de en el sistema esto facilitara el diseño de los demás componentes. En las tablas 3.1 y 3.2 se conoce los

datos conocidos del mecanismo, estos datos se los obtuvo debido a la norma y también por el diseño de forma antes definido.

Tabla 3.1 Datos de entrada

Datos	Magnitud	Unidad
Velocidad angular	1800	RPM
Fuerza requerida	80	N

Tabla 3.2 Datos de los eslabones de mecanismo

Eslabón	longitud (m.)	Peso (Kg.)	Inercia (Kg/m ²)
Volante (manivela)	0,05	0,41282	0,000445888
Biela	0,15	0,35473	0,000790422
Mordaza		0,05398	

Los valores de fuerza y torque se obtienen a partir de las ecuaciones de Newton – Euler para encontrar estas ecuaciones se realizó primero un análisis cinemático encontrando velocidades y aceleraciones de los puntos mostrados.

Representamos nuestro mecanismo en un triángulo para un mejor análisis.

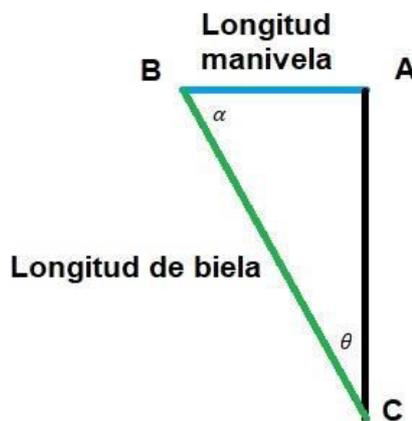


Figura 3.6. Triángulo de longitud de eslabones (Autor)

Con este triángulo, el objetivo es encontrar los ángulos en la posición actual del mecanismo, teniendo los siguientes datos.

$$l_b = \text{longitud de biela} = 0.15 \text{ m.}$$

l_m = longitud de manivela = 0.04 m.

Con ayuda de la ley del seno se obtienen los valores de los ángulos.

$$\sin \theta = \frac{l_m}{l_b} \quad (\text{ec. 3.3})$$

$$\theta = \sin^{-1} \frac{0.04}{0.15} = 15.5^\circ$$

Por la sumatoria interna de un triángulo se tiene:

$$180^\circ = 90^\circ + 15.5^\circ + \alpha \quad (\text{ec. 3.4})$$

$$\alpha = 74.5^\circ$$

Con ángulos conocidos se ejecuta el análisis de velocidades, el cual se realizará con ayuda de los vectores.

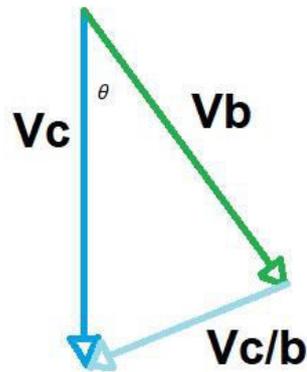


Figura 3.7. Polígono de velocidades (Autor)

La velocidad angular se muestra en la tabla 3.1 y se convierte sus unidades

a $\frac{rad}{seg}$.

$$1800 \frac{rev}{min} * \frac{1 min}{60 seg} * 2\pi = 188.5 \frac{rad}{seg}$$

Se utiliza el polígono de velocidades de la figura 3.7, se obtiene la ecuación:

$$V_c = V_b + V_{c/b} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Se conoce que $V_b = \omega * l_m$; se utiliza la ley Seno y se obtiene:

$$\tan \theta = \frac{V_{c/b}}{V_b}$$

$$V_{c/b} = \tan \alpha V_b \quad (\text{ec. 3.6})$$

Se reemplaza valores en ecuación 3.6;

$$V_{c/b} = \tan(15.5) * (188.5 * 0.04) = 2.08 \text{ m/s}$$

Con el resultado anterior se obtiene:

$$\omega_{bc} = \frac{V_{c/b}}{l_b} \quad (\text{ec. 3.7})$$

Se reemplaza en ecuación 3.7:

$$\omega_{bc} = \frac{2.08}{0.15} = 14.86 \text{ rad/seg}$$

Del triángulo de velocidades se obtiene:

$$\cos \theta = \frac{V_b}{V_c} \quad (\text{ec. 3.8})$$

Se despeja V_c :

$$V_c = \frac{V_B}{\cos \theta}$$

Se reemplaza:

$$V_c = \frac{188.5 * 0.04}{\cos 15.5} = 7.8 \text{ m/s}$$

Se obtiene el polígono de aceleración:

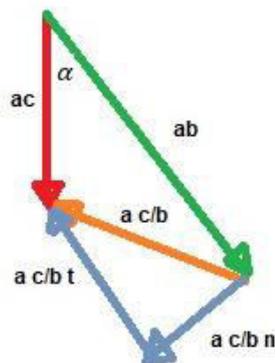


Figura 3.8. Polígono de aceleraciones (Autor)

Con el cual se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$a_c = a_b + a_{c/b} \quad (\text{ec. 3.9})$$

$$a_c = a_b + (a_{c/b})_n + (a_{c/b})_t$$

Con los datos conocidos de las velocidades se obtienen los siguientes valores:

$$a_b = \omega^2 * l_m$$

$$a_b = 188.5^2 * 0.04 = 1421,29 \text{ m/s}^2$$

$$a_{c/b_n} = \omega_{b/c}^2 * l_{biela}$$

$$a_{c/b_n} = 14^2 * 0.15 = 29,4 \text{ m/s}^2$$

$$\sin \alpha = \frac{a_{c/b_n}}{a_c}$$

$$a_c = \frac{a_{c/b_n}}{\sin \alpha}$$

Se reemplaza datos:

$$a_c = \frac{29,4}{\sin 74,5} = 30,5 \text{ m/s}^2$$

Del triángulo:

$$a_b = (a_{c/b})_t + a_c \cos \alpha$$

$$(a_{c/b})_t = a_b - a_c * \cos \theta$$

$$(a_{c/b})_t = 1421,29 - (30,5 * \cos 74.5) = 1413,13 \text{ m/s}^2$$

Se conoce que:

$$(a_{c/b})_t = \alpha_{bc} l_b$$

Se despeja α_{bc} :

$$\alpha_{bc} = \frac{(a_{c/b})_t}{l_b}$$

$$\alpha_{bc} = \frac{1413,13}{0,15} = 9420,9 \text{ rad/s}^2$$

Análisis dinámico

Para este análisis se realiza el diagrama de cuerpo libre de los elementos del mecanismo; como datos conocidos se tiene la fuerza deseada en la mordaza móvil, y las masas de los elementos obtenidas con ayuda de SolidWorks.

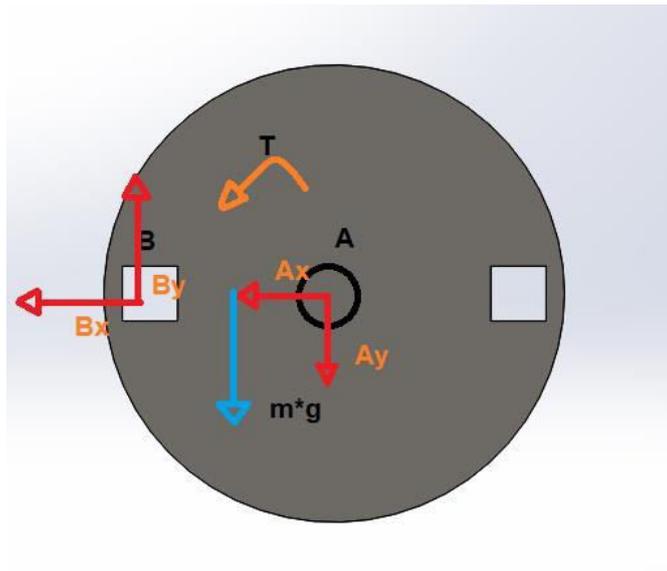


Figura 3.9. Diagrama de cuerpo libre manivela

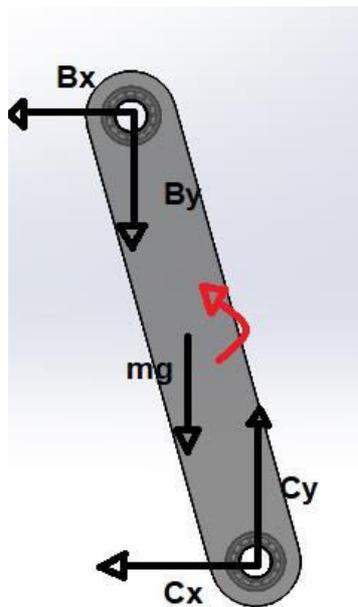


Figura 3.10. Diagrama de cuerpo libre de biela

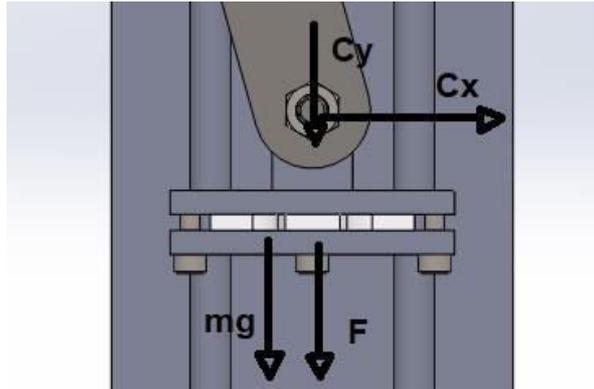


Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre de mordaza

Con los diagramas de cuerpo libre, se procede a obtener las ecuaciones de Newton- Euler para calcular el valor de las fuerzas en el sistema.

Manivela

$$a_x + b_x = m_{manivela} a_{cg} \quad (\text{ec. 3.10})$$

$$a_y - b_y = m_{manivela} g \quad (\text{ec. 3.11})$$

$$T - b_y l_{manivela} + m_{manivela} \frac{l_{manivela}}{2} = 0 \quad (\text{ec. 3.12})$$

Biela

$$b_x + c_x = m_{biela} a_{cg} \quad (\text{ec. 3.13})$$

$$c_y - b_y - m_{biela} g = m_{biela} a_{cg} \quad (\text{ec. 3.14})$$

$$c_x \frac{l_{biela}}{2} - b_x \frac{l_{biela}}{2} = I_{biela} \alpha_{bc} \quad (\text{ec. 3.15})$$

Mordaza

$$c_y + F + m_{mordaza} g = m_{mordaza} a_c \quad (\text{ec. 3.16})$$

$$c_x - F_{guias} = 0 \quad (\text{ec. 3.17})$$

Se reemplaza con los valores que se muestran en la tabla 3.2 se desarrolla los cálculos y el sistema de ecuaciones se reduce. Para resolver el sistema se utilizó una hoja de cálculos.

El sistema de ecuaciones queda de la siguiente manera:

$$a_x + b_x = 293.36$$

$$a_y + b_y = 4.05$$

$$T - 0.04b_y = -0.0082$$

$$b_x + c_x = 1050.25$$

$$c_y - b_y = 13,75$$

$$0.075c_x - 0.075b_x = 7.45$$

$$c_y = -78.88$$

$$C_x - F_{guia} = 0$$

Se procede a resolver el sistema para encontrar las fuerzas desconocidas; la solución del mismo se muestra a continuación:

$$a_x = -182,10 \text{ N}$$

$$a_y = 96,68 \text{ N}$$

$$b_x = 475,47 \text{ N}$$

$$b_y = -92,63 \text{ N}$$

$$c_x = 574,79 \text{ N}$$

$$c_y = -78,88 \text{ N}$$

$$T = 3,71 \text{ N.m}$$

Con el torque conocido se reemplaza en la ecuación 3.2

$$Pot = T * \omega$$

$$Pot = 3,71 \text{ N.m} * 188.5 \text{ rad/seg} = 699,34 \text{ Watt}$$

Se convierte los watts a hp

$$Pot = 699,34 \text{ Watt} * 0,00134102 = 0,93hp$$

$$Pot \approx 1 \text{ hp}$$

La potencia del motor debe ser de un 1hp, con una velocidad de rotación de 1800 RPM, se selecciona motor trifásico 220/380 V.

3.2.3. Dimensionamiento de componentes

Los componentes que se diseñaron son el volante de inercia, el pin de unión de los eslabones, los carriles de deslizamiento y el eslabón biela. Los componentes que se seleccionaron con ayuda de catálogo fueron los rodamientos lineales y los rodamientos de bolas radiales.

Volante de inercia es el elemento que nos ayuda a controlar variaciones en el torque, almacena energía que permite que controlar las variaciones en el mecanismo y ayuda a vencer los puntos de agarrotamiento.

Pin de unión es el que une todos los eslabones y ayude a transferencia de movimiento entre un eslabón y otro se diseñara con la fuerza resultante en el punto C.

Carriles guías guían a la mordaza móvil y asegura que la fuerza aplicada sea netamente perpendicular a la superficie de la probeta.

Rodamientos radiales eliminan la fricción de los puntos de unión en el mecanismo están ubicados en cajas que van posicionadas en los extremos de la biela.

Rodamientos lineales eliminan la fricción en los carriles guías y no dejara que exista demasiada perdida en la eficiencia del mecanismo debido a la fricción. Ver apéndice A.

3.3. Planos

Los planos son uno de los resultados esperados de este proyecto ayudaran con la construcción del banco de pruebas, en los mismos se detallan las dimensiones, materiales y procesos utilizados para la fabricación. Ver apéndice F.

3.4. Fabricación de banco de pruebas

La fabricación del banco de pruebas se realizó al terminar los planos, las partes mecanizadas se realizaron en un taller de mecanización terminadas las piezas mecanizadas se acoplo todo según el plano. Las herramientas utilizadas fueron máquina de soldar, taladro y amoladora, los insumos utilizados fueron discos de corte de 7" x 1/16 y electrodo de soldadura E6011. Ver apéndice E.

3.5. Análisis de costo

Los costos de este proyecto se dividieron en tres rubros, los cuales fueron definidos costo de materiales, costo de insumos y costo de mano de obra los tres rubros se suman y se obtiene el costo total del proyecto.

Tabla 3.3 Costo de materiales (Autor)

Materiales				
Cantidad	Unidad	Descripción	Precio Unitario	Precio Final
0,16	und	Viga UPN 120	\$ 75,00	\$ 12,00
0,2	und	Plancha ASTM A36 espesor 10 mm	\$ 192,48	\$ 38,50
2,25	kg	Eje de acero 1045	\$ 4,00	\$ 9,00
2	und	Rodamiento 61800	\$ 5,00	\$ 10,00
5	kg	Electrodo de Soldadura E6011	\$ 3,27	\$ 16,35
1	galón	Pintura anticorrosiva gris mate	\$ 11,25	\$ 11,25
2	galón	Diluyente	\$ 7,50	\$ 15,00
10	und	Pernos Allen M6 x 30 mm completos	\$ 0,75	\$ 7,50
6	und	Pernos Allen M6 x 30	\$ 0,75	\$ 4,50
6	und	Tuercas M10	\$ 0,50	\$ 3,00
2	und	Prisionero de 1/4 x 3/8	\$ 0,50	\$ 1,00
8	und	Prisionero 3/16 x 1/4	\$ 0,20	\$ 1,60
1	und	Contador de revoluciones (circuito)	\$ 100,00	\$ 100,00
10	und	Terminales	\$ 0,05	\$ 0,50
9	mts	Cableado	\$ 1,10	\$ 9,90
10	mts	Funda para cables	\$ 1,00	\$ 10,00
1	und	Motor trifásico 1 HP 220/280V	\$ 162,25	\$ 162,25
			Subtotal	\$ 412,35
			IVA 12%	\$ 49,48
			Total 1	\$ 461,83

Tabla 3.4 Costo de Insumos (Autor)

Insumos				
Cantidad	Unidad	Descripción	Precio Unitario	Precio Final
2	und	Disco de corte de 7" x 1/16	\$ 1,34	\$ 2,68
4	und	Disco de corte 4" x 1/16	\$ 1,04	\$ 4,16
4	und	Brochas	\$ 0,75	\$ 3,00
1	lb	Waipe	\$ 1,00	\$ 1,00
			Subtotal	\$ 10,84
			IVA 12%	\$ 1,30
			Total 2	\$ 12,14

Tabla 3.5 Costo de mano de obra (Autor)

Mano de Obra				
Cantidad	Unidad	Descripción	Precio Día	Precio Final
2	día	Soldador (1)	\$ 30,00	\$ 60,00
2	día	Ayudante (1)	\$ 15,00	\$ 30,00
1	und	Mecanizado de piezas	\$ 190,00	\$ 190,00
1	und	Transporte	\$ 50,00	\$ 50,00
1	und	Varios	\$ 10,00	\$ 10,00
			Subtotal	\$ 340,00
			IVA 12%	\$ 40,80
			Total 3	\$ 380,80

En las tablas se muestra el valor de los rubros definidos, el costo total de fabricación del equipo es de \$ 854,77. Si se requiere una máquina de ensayos bajo norma ASTM el distribuidor a nivel mundial es la compañía INSTRON. La compañía fabrica máquinas de ensayo universales con la última tecnología en cuanto a la adquisición de datos e informe de los mismos. Se consulto el precio de la máquina que ayudaría con el problema propuesto en la tabla 3.6 se muestran los costos de adquirir la maquinaria INSTRON.

Tabla 3.6 Costo de adquisición aproximado equipo INSTRON

Costo de adquisición de equipo INSTRON				
1	und	Maquina Universal de ensayos (FOB)	\$ 5.000,00	\$ 5.000,00
1	und	Costo de transporte (marítimo)	\$ 990,00	\$ 990,00
1	und	Tramites de aduana (FODINFA-IVA - CIF)	\$ 950,00	\$ 950,00
			Total	\$ 6940,00

PC control instron tracción ensayo máquina

5 - 9 Set/s **\$5.000,00** >=10 Set/s **\$4.500,00**

Aplicación:

Lead Time:

Cantidad(Set/s)	1 - 1	2 - 2	>2
Hora del Est.(días)	5	10	Negociable

Customization: Logotipo personalizado (Min. Order: 50 Set/s)

Garantía comercial Para proteger sus pedidos del pago a la entrega

Pago: **VISA** **Online Bank Payment** **T/T** **Pay Later** **WesternUnion** **WU**

Logística de Alibaba.com · Soluciones de inspección · Vista de producción · Servicio integral

Añadir para co...

Figura 3.12. Cotización de maquina INSTRON (Alibaba.com)

La construcción del equipo a nivel local representa un ahorro de \$ 6085,23. Se debe tener en cuenta que la maquina INSTRON nos ayudará en otros tipos de pruebas normadas y su sistema de adquisición de datos es muy completo.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- El diseño final tuvo muchas modificaciones con respecto al diseño conceptual presentado al principio este se debe que paso a paso en el diseño detallado se mejoró el diseño tanto en dimensiones como en selección de materiales. Se cambio el sistema de mordazas por unas más compactas y de fácil ajuste para la probeta. El sistema de la corredera se cambió por dos rieles que cumplen la misma función que el sistema anterior y se economiza en material y fabricación. La bancada se la cambio por una más compacta y ya no fue necesario hacerle una estructura individual la cual se cambió por una bancada que puede ser montado sobre una superficie estable de trabajo. La posición del motor se cambió y se lo dejo definitivamente en la parte inferior y no elevado como se diseñó al principio esto se lo realizo por que el motor elevado puede causar mayor vibración. En conclusión, los cambios fueron dando un mejor diseño y funcionalidad a nuestro banco de pruebas.
- Definida la potencia del motor se selecciona un motor de 1800 RPM y una potencia de 1 HP, al momento de escoger que tipo de motor en cuanto a corriente se selecciona un motor trifásico de 220/380 V debido al consumo de corriente. Esto se debe a que mientras mayor sea el diferencial de potencial (voltaje) menos será el consumo de corriente (amperaje). En conclusión, el consumo energético será menor con motor de las características que se mencionó previamente.
- Al analizar el costo de fabricación del banco de pruebas propuesto y analizarlo con respecto de importar un equipo de ensayos universal normada. Se comparan los precios de las dos opciones y se observa que la diferencia cuantificada en dólares entre fabricar localmente e importar un equipo de ensayos universal es de \$ 6085,23. Si se lo analiza desde el punto de vista monetario la diferencia es bien grande

entre importar y fabricar, pero se debe tener en cuenta que la maquina universal importada nos sirve para realizar pruebas diferentes y trabajar con distintas formas de probeta. El sistema de adquisición es de mejor tecnología por lo que el costo de importar la maquina estaría justificado. En conclusión, si se desea invertir en adquirir una máquina de ensayos al momento de escoger se debe escoger la opción de fabricación local y con el dinero que se ahorra por no importar usarlo para mejorar el equipo presentado en este proyecto.

- Los valores esperados en las pruebas de probetas impresas en 3D, cambiaran mucho debido a que existen un gran número de combinaciones de parámetros de impresión. En la impresión 3D por filamento influyen la temperatura de fundición del filamento, el precalentamiento de la mesa, el sentido de la impresión, la orientación de las capas con respecto a la sección transversal, la velocidad de avance del filamento, la velocidad de impresión, la estructura de impresión. En conclusión, estos parámetros se pueden combinar y determinar cual le dará mayor resistencia a la pieza impresa.
- Los rodamientos lineales que van en la carrilera son de gran ayuda para eliminar perdidas por fricción, en las pruebas del equipo fueron reemplazados por bocines de bronce lubricado y dieron los mismos resultados.
- El uso de la maquina no está limitado a piezas impresas en 3D se puede hacer el estudio de otros materiales polímeros o combinación de materiales polímeros para obtener información y desarrollar combinaciones de materiales nuevas.

4.2. Recomendaciones

- Se recomienda que al momento de ubicar las probetas en las mordazas se alinee de buena manera las probetas para que los resultados no sean erróneos, este banco de pruebas puede trabajar con las dos probetas que indica la norma ASTM D671.
- En el momento de realizar la prueba se recomienda que las persona involucradas usen gafas de seguridad debido a cualquier proyección de objetos y evitar lesiones.

- Para mejorar este diseño se recomienda introducir componentes electrónicos que nos ayuden con la lectura de los datos y controlar los parámetros del equipo. Esto se logra con un variador de frecuencia que tiene la funcionalidad SoftPLC y trae un interfaz para conectarlo a un ordenador.
- Al momento de la fabricación se recomienda alinear los carriles con el volante colocado en el motor, debido a que ciertos motores tienen una holgura que al momento de arrancar el equipo se contrae y puede haber rozamiento entre los carriles y el volante.
- En caso de utilizar bocines de bronce se recomienda llevar un control del desgaste del mismo para que se reemplazado antes de ocasionar un fallo grave en el equipo.
- El banco de pruebas se puede utilizar para realizar en otro tipo de materiales plásticos, se recomienda al disco volante de inercia hacerlo ranurado para poder regular la fuerza que se aplica a la probeta.
- La norma nos recomienda realizar la prueba en este equipo en ambientes con condiciones reguladas sobre todo la temperatura, este tipo de prueba es muy sensible a variaciones de condición de la habitación donde se realiza la prueba.

BIBLIOGRAFÍA

Norton, R. L. (2011). Diseño de Maquinaria (4ta ed.). Mexico, MA: McGraw-Hill.

Budynas, R. G., & Nisbett, J.K.(2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9na ed.). Mexico, MA: McGraw-Hill.

Jorquera, A. (2017).Fabricación digital: introducción al modelado e impresión 3D.

Accedido el 29 de mayo, 2019 desde

<https://books.google.com.ec/books?id=9XmbDQAAQBAJ&printsec=frontcover&dq=impresi%C3%B3n+3d&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwiT5p2Vo6HkAhWFzVkKHWcoC3QQ6AEIKDAA#v=onepage&q=impresi%C3%B3n%203d&f=false>

Adidas, W. (2018). Como hacer dinero con la impresión 3D: La nueva revolución industrial. Accedido el 29 de mayo, 2019 desde www.babelcube.com

ALL3DP. Accedido el 5 de junio, 2019, desde <https://all3dp.com/abs-3d-printer-filament-explained/>

Thingiverse. Accedido el 5 de junio, 2019, desde <https://www.thingiverse.com/>

Formizable. Accedido el 15 de junio, 2019, desde <https://formizable.com/los-materiales-y-las-tecnologias-mas-importantes-de-impresion-3d-que-necesitas-conocer/>

WEG. Accedido el 15 de Julio, 2019, desde <https://www.weg.net/institucional/EC/es/>

APÉNDICES

APÉNDICE A

CÁLCULOS

Diseño de componentes

Para realizar el diseño de los componentes es necesario obtener la fuerza resultante en cada punto del mecanismo.

Las fuerzas resultantes se obtienen con la ley del coseno

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 - 2F_xF_y\cos\theta}$$

$$F_{Ra} = 206,17N$$

$$F_{Rb} = 484,42 N$$

$$F_{Rc} = 580,17 N$$

Dimensiones de disco de inercia (manivela)

El diseño de la manivela se realizó en forma de disco, con dos orificios que permitan introducir el pin de unión de la manivela con la biela. De esta forma se crea un volante de inercia que se opondrá a variaciones violentas en el movimiento rotativo.

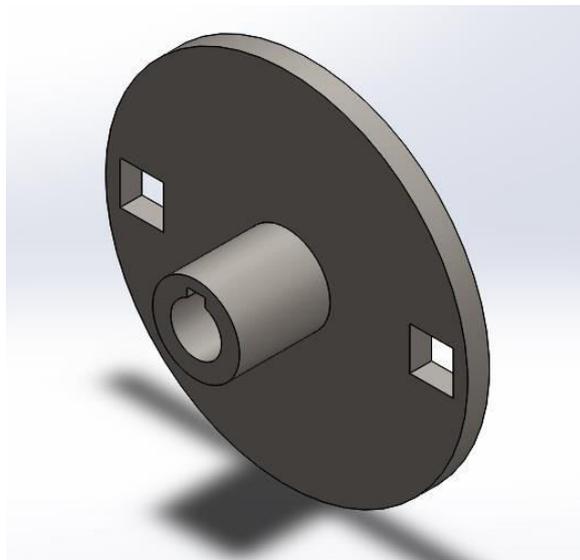


Figura A1. Manivela de mecanismo

Con la siguiente ecuación:

$$T = I\alpha$$

Donde:

T es el torque de arranque

I inercia a vencer

α es aceleración de motor

Con datos de catálogo se obtiene la aceleración del sistema

$$\alpha = \frac{T_{nom}}{I_{nom}}$$

Se reemplaza

$$\alpha = \frac{4,12 \text{ N.m}}{0,0038 \text{ kg.m}^2} = 1084,21 \text{ rad/seg}^2$$

Obtenida la aceleración angular del motor, se procede a calcular el torque de arranque y se obtiene del catálogo donde indica que el mismo es el 250% del torque nominal.

$$T = 250\% * \tau_{nom}$$

$$T = 2,5 * 4,12 \text{ Nm} = 10,3 \text{ Nm}$$

Se obtiene la inercia de arranque:

$$I = \frac{T}{\alpha}$$

Se reemplaza:

$$I = \frac{10,3 \text{ Nm}}{1084,21 \text{ rad/seg}} = 0,0095 \text{ Kg.m}^2$$

La inercia de un anillo se obtiene mediante:

$$I = \frac{1}{2}m(D^2 + d^2)$$

Se despeja la variable de la masa del disco, y dado que los valores de D y d que son los diámetros ya se los ha informado en el diseño de forma, lo que se necesita conocer es el espesor del disco.

Despejando la masa:

$$m = \frac{2I}{(D^2 + d^2)}$$

Se reemplazó

$$m = \frac{2 * 0,0095}{(0,016^2 + 0,1^2)} = 1,85 \text{ Kg}$$

La definición de masa indica:

$$m = \delta * V$$

La densidad del acero ASTM A36 es igual $7860 \text{ Kg}/\text{m}^3$, se encontró el volumen y se reemplazó los valores:

$$V = \frac{m}{\delta}$$
$$V = \frac{1,85 \text{ kg}}{7860 \text{ Kg}/\text{m}^3} = 0,00024 \text{ m}^3$$

El volumen de un anillo plano esta dado por:

$$V = \frac{\pi}{4} * e * (D^2 - d^2)$$

Donde e es el espesor, se despeja e :

$$e = \frac{4V}{\pi(D^2 - d^2)}$$
$$e = \frac{4 * 0,00024}{\pi(0,1^2 + 0,016^2)} = 0,029\text{m}$$

$$e = 29 \text{ mm}$$

Se aproxima al valor comercial de plancha que existe

$$e \approx 30 \text{ mm}$$

Diseño de pin de unión

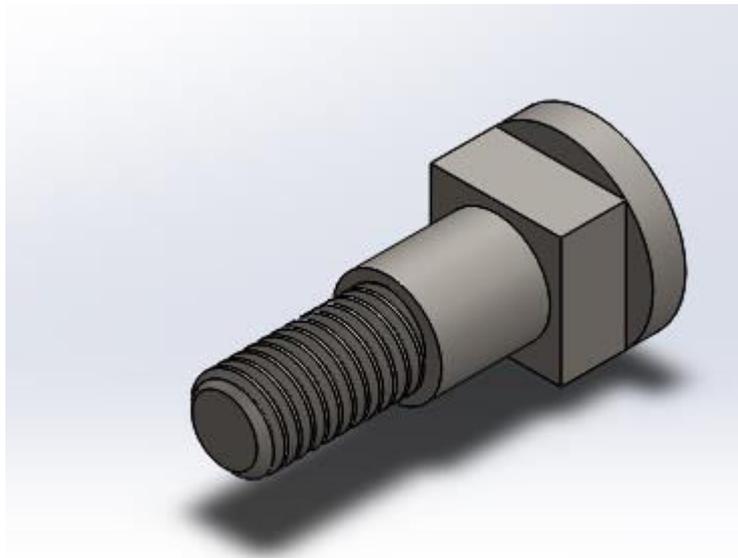


Figura A2. Pin de unión de eslabones

Se procede al diseño del elemento de unión del mecanismo principal, con ayuda del análisis anterior se conoce que las fuerzas en los puntos B y C son $F_B = 484,42 \text{ N}$ y $F_C = 580,17 \text{ N}$ esta es la fuerza aplicada en las uniones articuladas del mecanismo biela manivela corredera. Para el diseño de este elemento se toma la mayor fuerza y con esta se obtiene el diámetro de los dos elementos. El elemento de unión está trabajando por cortante puro por lo que se tiene que

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Donde:

τ es el esfuerzo de torsión

v es la fuerza cortante

A es el área de la sección transversal

Se reemplazó:

$$\tau = \frac{4 * F_B}{\pi * d^2}$$

$$\tau = \frac{580,17 \text{ N}}{\pi d^2}$$

Se realiza el análisis estático para obtener el diámetro, se utiliza la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo, la que da la siguiente ecuación.

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n}$$

Donde:

S_y es la resistencia a la fluencia del material

n es el factor de seguridad

El material a manejar es acero 1045, que es muy utilizado en la fabricación de ejes, por lo tanto $S_y = 1520 \text{ MPa}$, se asume un factor de seguridad de 2, reemplazando:

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{580,17}{\pi d^2}$$

Se despeja d:

$$d = 6,97 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$d \approx 1 \text{ mm}$$

Por facilidad de construcción se toma el diámetro de 10 mm

$$d = 0,010 \text{ m}$$

Con el diámetro obtenido, se analizó el comportamiento del elemento a la fatiga, se utiliza el criterio de falla por fatiga de Soderberg.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

Se encontró el esfuerzo:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Se reemplaza valores:

$$\tau = \frac{580,17}{1,85 \times 10^{-4}} = 7,39 \times 10^6 Pa$$

Según Von Mises los esfuerzos se definen:

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau^2}$$
$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}$$

De las ecuaciones pasadas se tiene:

$$\sigma_m = 12,80 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_a = 6,40 \times 10^6 Pa$$

A continuación, se encuentran S_e

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Factor de acabado superficial:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Se reemplaza:

$$k_a = 4,51 * 1580^{-0.265} = 0,64$$

Factor de tamaño: para un tamaño de 10 mm se usa la siguiente ecuación

$$k_b = 1,24 d^{-0.107}$$

Se reemplaza:

$$k_b = 1,24(10)^{-0.107} = 0,96$$

Factor de carga: se toma de la tabla del libro de Shigley (6-26), con el elemento bajo esfuerzos de torsión.

$$k_c = 0.59$$

Factor de temperatura: se estima una temperatura entre 20 y 25 °C

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad: se trabajará con una confiabilidad del 90%

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos diversos: se considera la sensibilidad a la muesca, donde:

$$K_f = 0,95$$

Se obtiene el valor de S'_e

$$S'_e = \frac{S_{ut}}{2}$$

Se reemplazo:

$$S'_e = \frac{1580 \times 10^6}{2} = 790 \times 10^6 Pa$$

Con todos los valores se obtiene:

$$S_e = 0,64 * 0,96 * 0,59 * 1 * 0,897 * 0,95 * 790 \times 10^6 = 244,03 \times 10^6 Pa$$

Se reemplazo en la ecuación de Soderberg

$$\frac{1}{n} = \frac{6,40 \times 10^6}{244,03 \times 10^6} + \frac{12,80 \times 10^6}{1520 \times 10^6} = 0,035$$
$$n = 28,57$$

Con lo cual se determina que el diámetro del pin de unión es de 0.010m, debido a que el factor de seguridad es mayor a 2

Diseño de biela

Las dimensiones del eslabón biela están de acuerdo a las consideraciones que se necesitan en cuanto a dimensiones, sin embargo, es necesario comprobar con una teoría de diseño el espesor de este eslabón debido a que está sometido a esfuerzos cíclicos alternantes. En la biela se producen esfuerzos de axiales debido a que está sometido a carga de compresión y tensión.

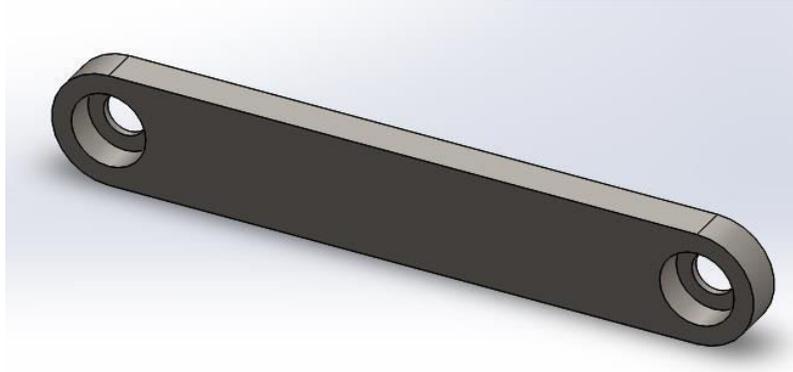


Figura A3. Eslabón biela

Las fuerzas que se actúan sobre este eslabón son la fuerza resultante en b y la fuerza resultante en c cuyas magnitudes son las siguientes $F_{rb} = 484,42 N$ y $F_{rc} = 580,17 N$, en la biela actúan estas dos fuerzas creando una resultante que es la que vamos encontrar con una suma vectorial, esta fuerza es la que crea esfuerzos alternantes en nuestro elemento.

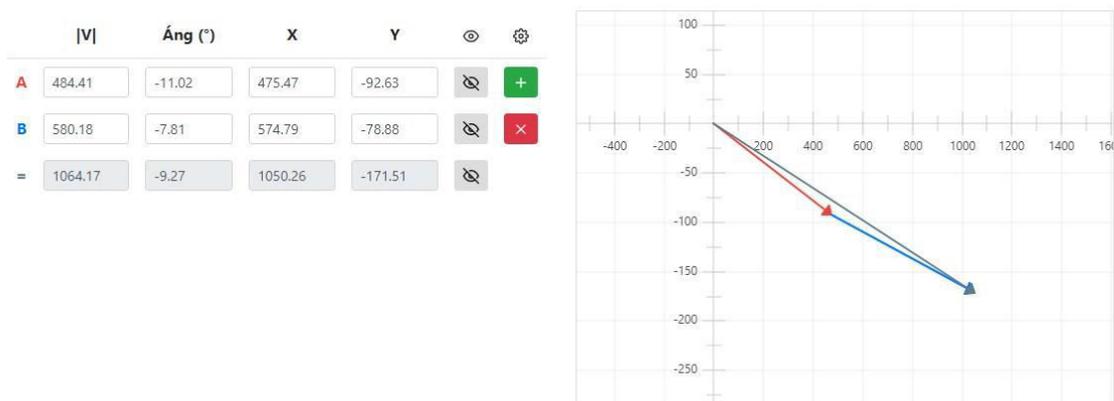


Figura A4. Suma vectorial de fuerzas en eslabón biela

Esta suma nos da una fuerza resultante de $F_{biela} = 1064,17 N$ $\angle -9,27$, debido a esto trabajaremos con la magnitud de la fuerza. El material en la biela es acero ASTM A36, se asume un espesor de 10 mm. El área de la sección transversal es $0,00029 m^2$, los esfuerzos son axiales y están definidos por

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A}$$

Se reemplaza

$$\sigma_{max} = \frac{1064,17}{0,00029} = 3,66 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_{min} = \frac{F}{A}$$

Se reemplaza

$$\sigma_{min} = \frac{80}{0,00029} = 0,275 \times 10^6 Pa$$

Con el valor del esfuerzo máximo se obtiene

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{S_y}{n} = 3,66 \times 10^6$$

$$n = \frac{250 \times 10^6}{3,66 \times 10^6} = 68$$

El factor de seguridad en el análisis estático satisface el criterio de factor de seguridad mayor a 2. Debido a que la carga es fluctuante se debe analizar la fatiga en el componente, para realizar esto utilizamos el criterio de falla de fatiga de Soderberg.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

Según Von Mises los esfuerzos se definen.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

De las ecuaciones pasadas se tiene

$$\sigma_m = 1,97 \times 10^6 Pa$$

$$\sigma_a = 1,7 \times 10^6 Pa$$

A continuación, se calcula S_e

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Factor de acabado superficial

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Se reemplaza

$$k_a = 4,51 * 400^{-0.265} = 0,92$$

Factor de tamaño

$$k_b = 1,24d^{-0.107}$$

Se reemplaza

$$k_b = 1$$

Factor de carga se toma de la tabla del libro de Shigley (6-26), con el elemento bajo esfuerzos de torsión.

$$k_c = 0.85$$

Factor de temperatura, se estima una temperatura entre 20 y 25 °C

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad, se trabajará con una confiabilidad del 90%

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos diversos se considera aquí la sensibilidad a la muesca, donde

$$K_f = 0,95$$

Se obtiene el valor de S'_e

$$S'_e = \frac{S_{ut}}{2}$$

Se reemplaza

$$S'_e = \frac{400x 10^6}{2} = 200x 10^6 Pa$$

Con todos los datos obtenemos

$$S_e = 0,92 * 1 * 0,85 * 1 * 0.897 * 0.95 * 200 x 10^6 = 133,27x10^6 Pa$$

Reemplazando en la ecuación de Soderberg

$$\frac{1}{n} = \frac{1,7 x 10^6}{133,27x10^6} + \frac{1,97 x 10^6}{250x10^6} = 0,021$$

$$n = 47,6$$

Con lo cual determinamos que el área de la sección transversal de la biela no sufrirá deformación, debido a que el factor de seguridad es mayor a 2. En elementos que giran de esta forma se tiene que comprobar la relación de esbeltez, para evitar vibraciones excesivas el valor de la relación de esbeltez debe ser menor a 90.

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{kl}{r}$$

Donde

k es coeficiente de apoyo, en extremos articulados es igual a 1

l es longitud del elemento

r es radio de giro.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Reemplazando datos tenemos

$$r = 1,65$$

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{1 * 150}{1,65} = 90,90$$

Con esa dimensión de área el eslabón provocará vibraciones en el sistema, por lo cual disminuirémos la longitud del eslabón, la longitud para recalcularse será de 140 mm.

Se recalcula la relación de esbeltez

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{1 * 140}{1,65} = 84,54$$

La nueva longitud del eslabón manivela es de 140 mm, los demás parámetros no se recalculan porque no se modificó el área de la sección transversal.

Diseño de carriles guías

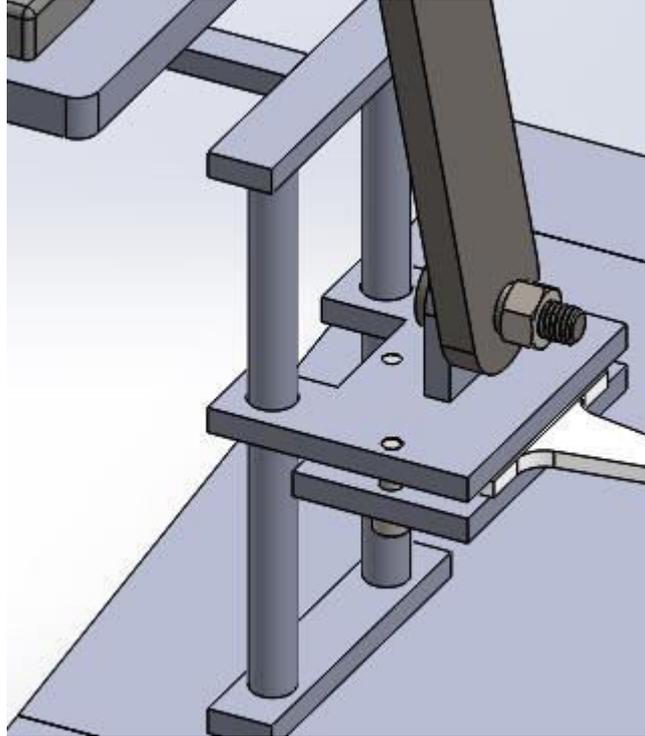


Figura A5. Carriles guías

Los carriles son los que guían la mordaza móvil garantizando que la fuerza sea vertical. Estos están sometidos a flexión y la fuerza que actúa sobre esos es de 574,79 N, asumiremos que se divide entre dos para analizar una sola guía, por lo tanto, la fuerza que actúa sobre un carril es 287,4 N, el carril se encuentra bajo esfuerzo de flexión alternante en todo momento debido al movimiento alternativo. En el diseño de forma se escogió varilla redonda de diámetro 10 mm con una longitud de 150 mm, en acero 1045 obtenemos los diagramas de esfuerzos.

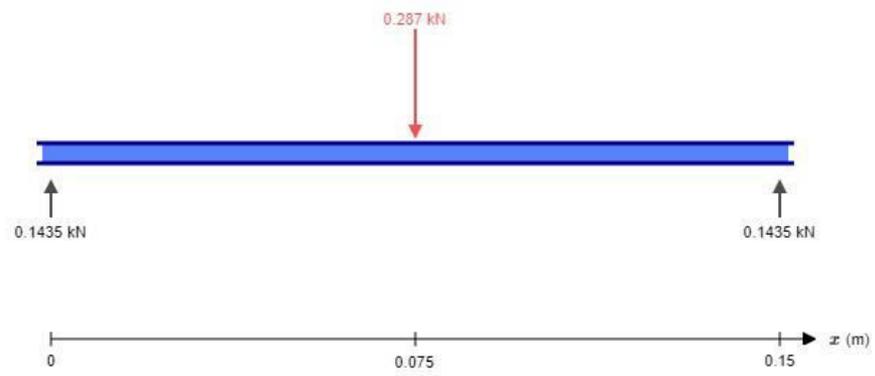


Figura A6. Cargas en carril

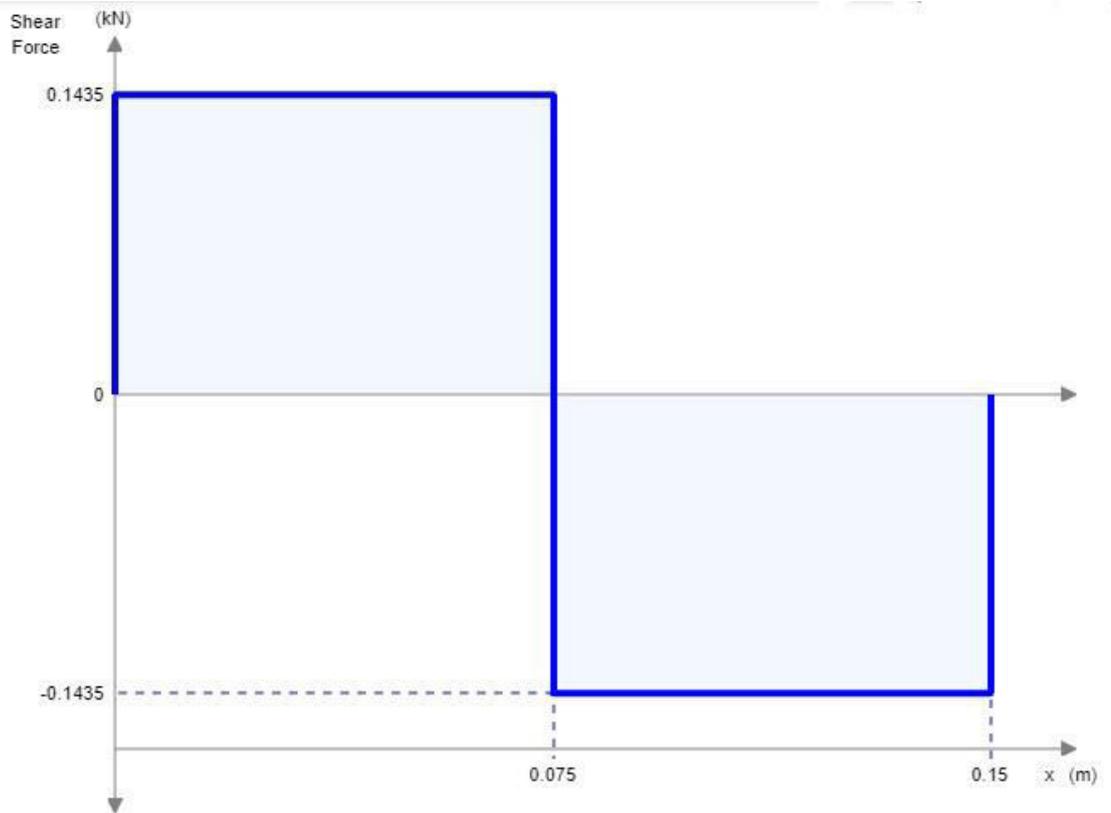


Figura A7. Diagrama de cortante

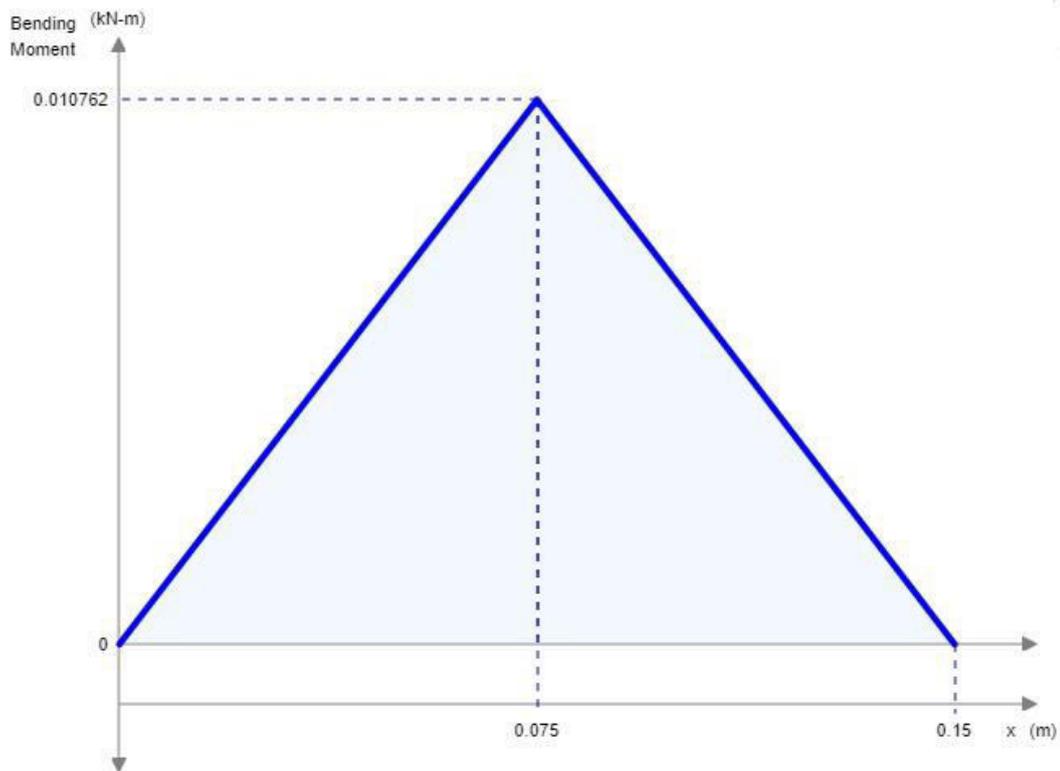


Figura A8. Diagrama de Momento.

Según los diagramas los esfuerzos máximos ocurren en el centro del carril, se obtuvo los esfuerzos

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

Se reemplaza valores

$$\sigma_{max} = \frac{10,76 * 5 \times 10^{-3}}{4,91 \times 10^{-10}} = 109,5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El cortante en una sección circular debido a la flexión es

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

Se reemplaza

$$\tau_{max} = \frac{4 * 143,5}{3 * 7,85 \times 10^{-5}} = 2,43 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se utilizó la teoría de la energía de distorsión y según Von Mises los esfuerzos se definen.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(109,5 \times 10^6)^2 + 3(2,43 \times 10^6)^2} = 109,58 \times 10^6$$

Von Mises define

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Se despeja n

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{1520 \times 10^6}{109,58 \times 10^6} = 13,9$$

El factor de seguridad que se obtuvo en el análisis estático esta aceptable para el diámetro de la varilla del carril escogido

Se utilizó el criterio de falla por fatiga de Soderberg.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

Según Von Mises los esfuerzos se definen.

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}$$

De las ecuaciones pasadas se obtiene

$$\sigma_m = 109,52 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a = 109,58 \times 10^6 \text{ Pa}$$

A continuación, encontramos S_e

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Factor de acabado superficial

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Se reemplazo

$$k_a = 4,51 * 1580^{-0.265} = 0,64$$

Factor de tamaño, para un tamaño de 10 mm usamos la siguiente ecuación

$$k_b = 1,24d^{-0.107}$$

Se reemplazo

$$k_b = 1,24(10)^{-0.107} = 0,96$$

Factor de carga se toma de la tabla del libro de Shigley (6-26), con el elemento bajo esfuerzos de torsión.

$$k_c = 0.59$$

Factor de temperatura, se estimó una temperatura entre 20 y 25 °C

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad, se trabajó con una confiabilidad del 90%

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos diversos se considera aquí la sensibilidad a la muesca, donde

$$K_f = 0,95$$

Obtenemos el valor de S'_e

$$S'_e = \frac{S_{ut}}{2}$$

Reemplazando

$$S'_e = \frac{1580 \times 10^6}{2} = 790 \times 10^6 Pa$$

Con todos los datos obtenemos

$$S_e = 0,64 * 0,96 * 0,59 * 1 * 0.897 * 0.95 * 790 \times 10^6 = 244,03 \times 10^6 Pa$$

Reemplazando en la ecuación de Soderberg

$$\frac{1}{n} = \frac{109,58 \times 10^6}{244,03 \times 10^6} + \frac{109,52 \times 10^6}{1520 \times 10^6} = 0,52$$

$$n = 1,91$$

Con lo cual el factor indica que el diámetro escogido es el adecuado para nuestro carril.

Selección de rodamientos

Para selección de rodamiento, se utiliza el catálogo de SKF, los datos del sistema son los siguientes; velocidad de entrada 1800 RPM y la carga escogemos la del punto C que es 580,17 N. Se asume que la carga es completamente radial, se pretende una confiabilidad el 95%, y el grado de limpieza del lubricante normal.

$$C = P \sqrt[3]{\frac{l_h * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}}$$

l_h durabilidad en horas

n velocidad en RPM

a_1 factor de confiabilidad

a_{23} factor de condición de uso y servicio

p exponente de vida de rodamiento

P carga dinámica equivalente

C capacidad básica dinámica

l_h se obtiene de la siguiente ecuación

$$fl = \sqrt[3]{\frac{l_{h10}}{500}}$$

$$l_{h10} = fl^3 500$$

Se reemplazo

$$l_{h10} = 4^3 * 500 = 32000 \text{ horas}$$

Para un factor de confiabilidad del 95% se tiene que a_1 es 0,62 y se consideró un factor de seguridad de 3

Se reemplazo

$$C = 1740,51 \sqrt[3]{\frac{32000 * 1800 * 60}{1000000 * 0,62 * 2}} = 24494,04 \text{ N}$$

Con este dato se obtuvo un rodamiento con carga 24,5 KN, pero por dimensiones se escogió el rodamiento 61800, cuyas dimensiones son:

$D = 19 \text{ mm}$

$d = 10 \text{ mm}$

$B = 5 \text{ mm}$ (ancho)

Como se muestra en la figura A.10

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	n	L_{nm}	a_1
%	%	millones de revoluciones	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Figura A9. Factor de ajuste de vida útil.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		g	-
5 cont.	14	5	0,761	0,26	0,011	110 000	67 000	3,1	W 605
	16	5	1,43	0,63	0,027	100 000	63 000	4,6	W 625
	19	6	2,34	0,88	0,038	85 000	56 000	7,5	W 635
6	10	2,5	0,286	0,112	0,005	120 000	75 000	0,6	W 617/6
	12	3	0,403	0,146	0,006	110 000	70 000	1,3	W 627/6 X
	13	3,5	0,618	0,224	0,01	110 000	67 000	1,9	W 618/6
	15	5	0,761	0,265	0,011	100 000	63 000	3,6	W 619/6
	17	6	1,95	0,83	0,036	95 000	60 000	5,5	W 606
	19	6	1,53	0,585	0,025	85 000	56 000	7,2	W 626
	22	7	2,34	0,8	0,034	75 000	48 000	12	W 636
7	11	2,5	0,26	0,104	0,004	110 000	70 000	0,6	W 617/7
	13	3	0,312	0,143	0,006	100 000	63 000	1,6	W 627 X
	14	3,5	0,663	0,26	0,011	100 000	63 000	2,1	W 618/7
	17	5	0,923	0,365	0,016	90 000	56 000	4,9	W 619/7
	19	6	1,53	0,585	0,025	85 000	56 000	6,8	W 607
	22	7	1,99	0,78	0,034	75 000	48 000	11,5	W 627
	26	9	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	22,5	W 637
8	12	2,5	0,312	0,14	0,006	100 000	63 000	0,7	W 617/8
	14	3,5	0,462	0,193	0,008	95 000	60 000	1,9	W 637/8 X
	16	4	0,715	0,3	0,012	90 000	56 000	3,2	W 618/8
	19	6	1,25	0,455	0,02	85 000	53 000	6,3	W 619/8
	22	7	1,99	0,78	0,034	75 000	48 000	11	W 608
	24	8	2,47	1,12	0,048	70 000	45 000	16,5	W 628
	28	9	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	27,5	W 638
9	14	3	0,52	0,236	0,01	95 000	60 000	1,2	W 617/9
	17	4	0,761	0,335	0,014	85 000	53 000	3,5	W 618/9
	20	6	2,12	1,06	0,045	80 000	50 000	7,2	W 619/9
	24	7	2,03	0,815	0,036	70 000	43 000	13,5	W 609
	26	8	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	18	W 629
	30	10	4,94	2,32	0,1	60 000	36 000	33,5	W 639
10	15	3	0,488	0,22	0,009	85 000	56 000	1,4	W 61700
	19	5	1,48	0,83	0,036	80 000	48 000	4,8	W 61800
	19	7	1,48	0,83	0,036	80 000	48 000	6,8	W 63800
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	8,9	W 61900

Figura A.10 Rodamiento seleccionado

El resto de los componentes son dimensionados de acuerdo a requerimientos geométricos del equipo.

APÉNDICE B

Manual de uso de dispositivo

- Las probetas están elaboradas con el material que se realizara la prueba, definido el material se obtiene el esfuerzo aplicado con la tabla de propiedades del material.
- El esfuerzo que se utilizara en la prueba es el esfuerzo a la flexión del material (se recomienda utilizar esfuerzos menores al 90% y mayores al 30% de la resistencia a la tracción del material).
- Se procede a ubicar la probeta en los soportes definidos en la máquina, se debe tener cuidado en la alineación de la probeta fija para no tener interferencias en la prueba.
- Con la probeta en el lugar correcto y ajustado todo el equipo se procede a encerrar (poner en cero) el contador o tomar su lectura actual esto depende del equipo contador utilizado.
- Se tiene a la mano al interruptor del equipo y se enciende el equipo para dar inicio a la prueba, la duración de la prueba es hasta la que la probeta falle (fractura) o presente una deformación considerable en la zona del cuello angosto de la probeta.
- Se recomienda realizar esta práctica con dos observadores y que el equipo contador sea independiente del circuito del motor para obtener una lectura de ciclos exacta.
- Se toma los datos y se lo registra en la tabla presentada en el apéndice C (recomendada por la norma ASTM D671) para la posterior grafica de la curva de Wöhler (curva S-N), en la cual se representa el esfuerzo (eje y) vs logaritmo del número de ciclos.
- La habitación donde se realice la prueba debe cumplir con las condiciones señaladas en la norma ASTM D671

APÉNDICE C

Hoja de registro de datos

Escuela Superior Politécnica del Litoral					
Prueba bajo norma ASTM D671					
Material		Fecha		# de Probetas	
Frecuencia		Temperatura °C		Amplitud (mm)	
Módulo de material					
Ancho b (mm)		Espesor d (mm)		Longitud L (mm)	
Numero	Ciclos	Longitud de falla X (mm)	Carga (N)	Deformación (mm)	Tiempo (seg)
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
Observaciones _____					
Realizado por _____					

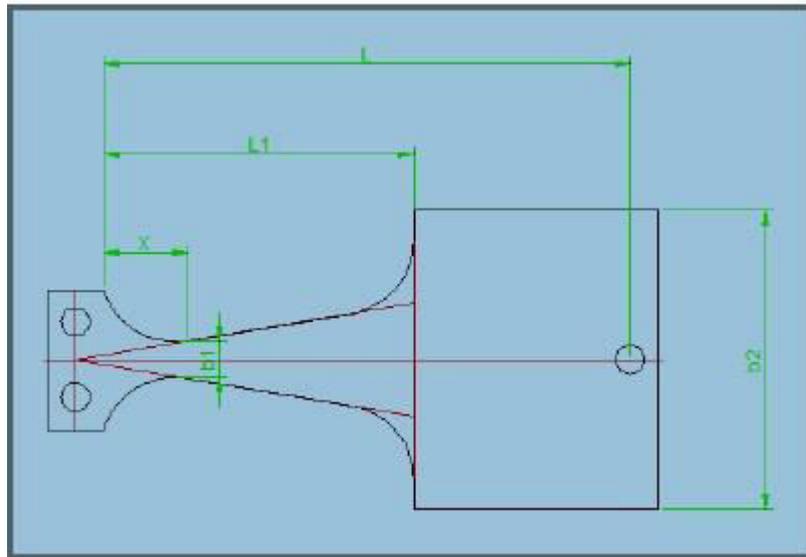


Figura C.1 Lectura de datos en probeta

APÉNDICE D

Norma ASTM D671



Standard Test Method for Flexural Fatigue of Plastics by Constant-Amplitude-of-Force¹

This standard is issued under the fixed designation D 671; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

1. Scope

1.1 This test method covers the determination of the effect of repetitions of the same magnitude of flexural stress on plastics by fixed-cantilever type testing machines, designed to produce a constant-amplitude-of-force on the test specimen each cycle.

1.2 The values stated in SI units are to be regarded as the standard. The values given in parentheses are for information only.

1.3 *This standard does not purport to address all of the safety problems, if any, associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.*

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

D 618 Practice for Conditioning Plastics and Electrical Insulating Materials for Testing²

D 4000 Classification System for Specifying Plastic Materials³

3. Summary of Test Method

3.1 This test method measures the ability of a material to resist deterioration from cyclic stress. The test results provide data on the number of cycles of stress to produce specimen failure by fracture, softening, or reduction in stiffness by heating as a result of internal friction (damping).

4. Significance and Use

4.1 The flexural fatigue test provides information on the ability of rigid plastics to resist the development of cracks or general mechanical deterioration of the material as a result of a relatively large number of cycles of constant amplitude of force.

4.2 This test method is useful to determine the effect of variations in material, stress, and environmental conditions on the ability of a material to resist deterioration resulting from

repeated stress. It may also be used to provide data for use as a guide to design and selection of materials for service under conditions of repeated stress.

4.3 The results are suitable for direct application in design only when all design factors including magnitude and mode of stress, size and shape of part, ambient and part temperature, heat transfer conditions, cyclic frequency, and environmental conditions are comparable to the test conditions.

4.4 The results obtained from testing machines other than the type described here may not agree due to differences in specimen size and geometry, testing machine speeds, heat transfer, material fabrication, etc.

4.5 The type of machine covered in this test method is suitable for determining the fatigue strength for a range of mean stress in flexure. However, for plastic materials, which creep and stress relax, the effect of a mean stress other than zero is to cause relaxation so that the stress cycle tends to approach the condition of complete reversal of stress.

4.6 Tests of thin sheet yield results which vary with the thickness of the sheet (Note 1). Because of this fact the thickness of the sheet shall be specified when reporting results of tests of thin sheet; and all comparisons of different materials, or selection of materials on the basis of fatigue strength, shall be made from results of tests of standard specimens or tests in which the same thickness of sheet is used for all materials.

NOTE 1—For the purposes of this test a thin sheet shall be defined as a sheet less than 7.6 mm (0.3 in.) in thickness or a material for which the ratio of the modulus of elasticity to the fatigue limit is less than 100. The reason for these restrictions is that thin sheets and materials having a low modulus of elasticity are bent so much under the required loads that the fatigue specimen cannot (in the deflected position) be considered a straight beam and hence the following equation is not accurate:

$$S = Mc/I$$

where:

S = stress in outer fiber,

M = bending moment (PL),

c = distance from neutral axis to outer fiber, and

I = moment of inertia.

4.7 In any plastic part fatigue may be frequency dependent. Data should not be extrapolated to other frequencies unless the frequency response is known.

4.8 In any plastic having appreciable damping, fatigue is dependent on the heat transfer of the specimen or part to the surroundings. Changes in testing temperature, test frequency,

¹ This test method is under the jurisdiction of ASTM Committee D-20 on Plastics and is the direct responsibility of Subcommittee D20.10 on Mechanical Properties.

Current edition approved Oct. 15, 1993. Published December 1993. Originally published as D 671 – 42 T. Last previous edition D 671 – 90.

² *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 08.01.

³ *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 08.03.

rate of removal of heat (as by current of air from a fan) will affect test results. It may be desirable to measure the effect of these variables or combinations thereof to more closely simulate end-use conditions for some specific application.

4.9 The nominal stress or strain resulting from the applied load does not always represent the actual magnitude of the applied stress or strain at the test section of the specimen. The elementary beam formula will not yield precise results for materials whose: (a) stress-strain relationship is not linear, (b) stress-strain curve in tension is not identical to that in compression, or (c) internal damping is large. Most plastics have one or more of these characteristics. No generally satisfactory method of taking these factors into account is yet available.

4.10 For many materials, there may be a specification that requires the use of this test method, but with some procedural modifications that take precedence when adhering to the specification. Therefore, it is advisable to refer to that material specification before using this test method. Table 1 of Classification System D 4000 lists the ASTM materials standards that currently exist.

5. Apparatus (Fig. 1)

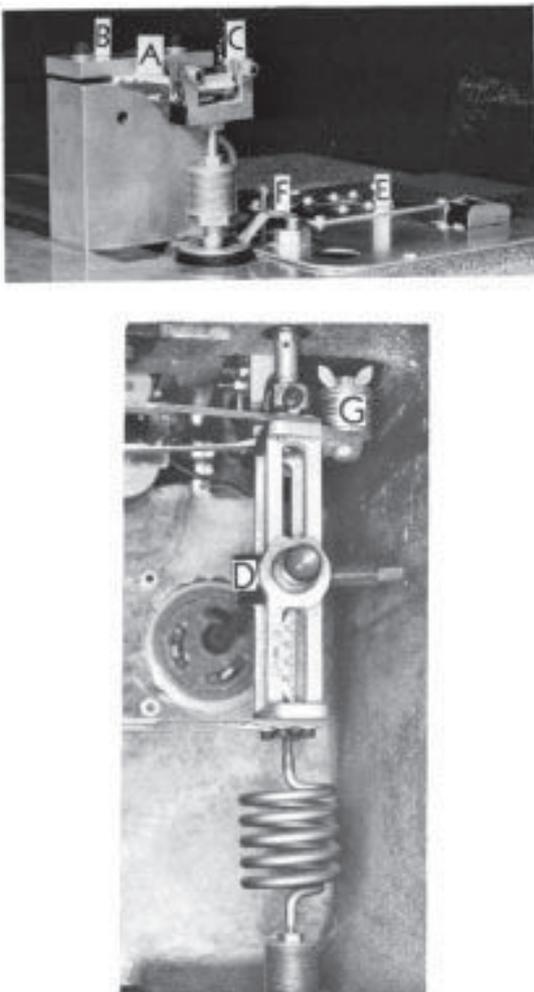


FIG. 1 Fixed-Cantilever, Repeated-Constant-Load Type Fatigue Testing Machine

5.1 *Testing Machine*—A fatigue testing machine of the fixed-cantilever, repeated-constant-force type⁴ (see Appendix X1). In this machine the specimen, *A*, shall be held as a cantilever beam in a vise, *B*, at one end, and bent by a concentrated load applied through a yoke, *C*, fastened to the opposite end. The alternating force shall be produced by an unbalanced, variable eccentric, *D*, mounted on a shaft. The shaft shall be rotated at constant speed by a motor.

5.2 *Counter*—A counter, *E*, to record the number of cycles.

5.3 *Cut-off Switch*—A suitable mechanically or electrically operated cut-off switch, *F*, shall be provided to stop the machine when the specimens fail.

5.4 *Thermometer*—A suitable means of measuring the specimen temperature during the fatigue test such that the fatigue stress is not disturbed. One approach which has been successfully utilized a radiation thermometer⁵ to measure the specimen surface temperature. Other approaches such as adhering thermocouples to the specimen surface may be adequate provided the stress distribution in the fatigue experiments is not disturbed.

6. Test Specimens

6.1 The test specimens shall conform to one of the two geometries (Type A or Type B) shown in Fig. 2. Selection of a particular specimen will depend upon specimen thickness and the stress range over which the measurements are to be made. The triangular form of these specimen types provides for uniform stress distribution over their respective test spans.

6.2 Machining of each specimen shall be accomplished with a very sharp cutting tool, using such combination of speed and feed as will give a good finish with a minimum of heating of the specimen. The test specimen shall be polished with successively finer emery paper, finishing with No. 00 to remove all scratches and tool marks. The final polishing shall be lengthwise of the specimen, since even small scratches transverse to the direction of tensile stress tend to lower the fatigue strength. In order to avoid heating, all polishing shall be done either by hand or with light pressure on a slowly revolving sanding drum. Care shall be taken to avoid rounding the edges and corners of the specimen.

6.3 Specimens may be molded to the dimensions specified in Fig. 2, but care should be taken to stress relieve internal stress unless the effect of molded-in stress is to be measured.

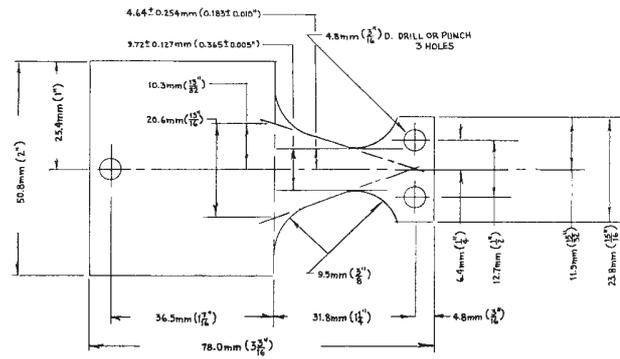
7. Conditioning

7.1 *Conditioning*—Condition the test specimens at $23 \pm 2^\circ\text{C}$ ($73.4 \pm 3.6^\circ\text{F}$) and $50 \pm 5\%$ relative humidity for not less than 40 h prior to test in accordance with Procedure A of Practice D 618, for those tests where conditioning is required. In cases of disagreement, the tolerances shall be $\pm 1^\circ\text{C}$ ($\pm 1.8^\circ\text{F}$) and $\pm 2\%$ relative humidity.

7.2 *Test Conditions*—Conduct tests in the Standard Laboratory Atmosphere of $23 \pm 2^\circ\text{C}$ ($73.4 \pm 3.6^\circ\text{F}$) and $50 \pm 5\%$

⁴ Model SF-2U Constant-Amplitude-of-Force Fatigue Machine, available from Satec Systems, Inc., Liberty St. Extension, Grove City, PA 16127, has been found satisfactory for this purpose.

⁵ Ircan Radiation Thermometer Series 700, available from Ircan Inc., 207 Lawrence Rd., Niles, IL, has been found satisfactory for this purpose.



TYPE B

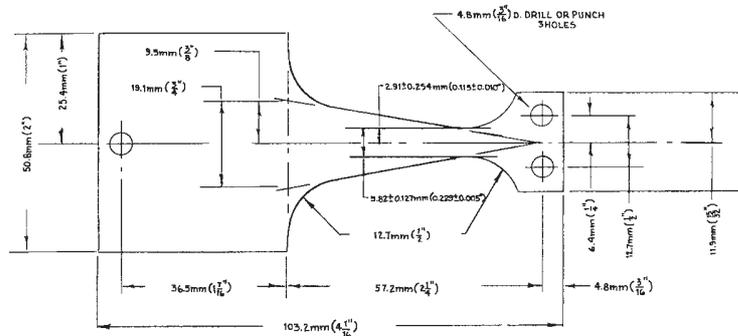


FIG. 2 Dimensions of Constant Force Fatigue Specimens

relative humidity, unless otherwise specified in the test method. In cases of disagreement, the tolerances shall be $\pm 1^\circ\text{C}$ ($\pm 1.8^\circ\text{F}$) and $\pm 2\%$ relative humidity.

7.3 The mechanical properties of many plastics change rapidly with small changes in temperature. Since heat is generated as a result of the flexing of the specimen, tests shall be conducted without forced cooling to ensure uniformity of test conditions. The temperature at the region of the highest stress in the specimen shall be measured and recorded.

7.3.1 When the effect of heat transfer is being measured, it is acceptable to cool the test specimen to simulate end use conditions. However, it should be realized that heat transfer is undoubtedly the most difficult variable to simulate or control. To develop fatigue data under refrigeration or at isothermal conditions is only of value if the material will be used under similar conditions. Artificial cooling shall not be used to force the material to fail mechanically when thermal failure is the controlling mechanism in the application.

8. Procedure

8.1 *Tuning Machine*—Tune machine by using a thin metal specimen having a natural frequency of 1800 ± 4 cpm when vibrating as a free cantilever beam. (Tuning specimens and weights are furnished by the manufacturer of the test apparatus.) Tune by the following procedure:

8.1.1 Set the eccentric, *D*, Fig. 1, very near zero load, that is, at about 0.1 to 0.3 units. Do not change this setting during subsequent tuning runs (tests).

8.1.2 Make several runs of a minute or two each, using different total tuning weights, *G*, Fig. 1, and plot the total tuning mass versus the amplitude of vibration to the nearest 0.5 mm (0.02 in.). At low values of mass the amplitude will be very small, increasing to higher values as proper tuning is reached by the addition of more weights. Further addition of mass will then result in a decrease of amplitude.

8.1.3 Select the proper tuning mass (to the nearest 0.02 % of the dynamic machine capacity) from the peak of the mass-versus-amplitude curve. This value is a constant for the machine and is called the “complementary mass.”

8.2 *Measurements*—Test three or more specimens at each of at least four different stress amplitudes. Choose stress amplitudes to yield a mean log of cycles to failure ($\log N$) of about 4, 5, 6, and 7. Measure the minimum thickness of the triangular portion of each specimen to the nearest 0.03 mm (0.001 in.). Clamp the specimen snugly in the vise, *B*, Fig. 1, with its smaller end screwed securely to the vibrating yoke, *C*. Measure the test span, *L*, to the nearest 0.5 mm (0.02 in.) from the leading edge of the vise, *B*, along the principal axis of the specimen to the line-of-centers of the mounting screws in the yoke, *C*. Measure the width, *b*, of the specimen defined by the intersection of the leading edge of the vise with the sides (or projections thereof) of the triangular portion of the specimen, to the nearest 0.3 mm (0.01 in.).

8.3 *Calculation of Effective Mass of Test Specimen*—Calculate the effective mass (Note 2) of the standard specimen

Types A and B (Fig. 2) as follows:

For Type A Specimen:

$$W = kDd$$

For Type B Specimen:

$$W = k'Dd$$

where:

- W = effective mass, g (or lb),
- D = density of the specimen (material), Gg/m³ (or lb/in.³),
- d = average specimen thickness, mm (or in.),
- k = 248 mm²(0.385 in.²), and
- k' = 323 mm²(0.50 in.²).

NOTE 2—The “effective mass” of a given specimen is best understood as follows: Consider an actual cantilever specimen and then another “ideal” specimen of the same bending stiffness, but which is weightless along its stressed length. Let a concentrated mass be applied to the free end of the ideal specimen. If this concentrated (lumped) mass produces in this specimen the same transverse inertial force as the total transverse inertial forces associated with a test specimen vibrating at the same amplitude and frequency, then this concentrated mass is equal to the effective mass of the test specimen.

8.4 *Attachment of Tuning Weights*—Determine the proper amount of tuning weights, G , Fig. 1, by subtracting the effective mass of the test specimen, as determined in 8.3, from the complementary mass of the machine, determined in 8.1. Add these tuning weights to the vibrating assembly of the testing machine.

8.5 *Calculation of Test Load*—Calculate the load to be applied to the specimen from the desired (known) alternating stress as follows:

$$P = Sbd^2/6L$$

where:

- P = load, N (or lbf), to be applied to the specimen,
- S = desired alternating stress, MPa (or psi),
- b = specimen width, mm (or in.),
- d = specimen thickness, mm (or in.), and
- L = test span, mm (or in.).

The load, P , required to produce the desired stress, S , in the specimen is then set on the eccentric, D , Fig. 1.

8.6 *Frequency of Testing*—Response of plastics to load is time dependent; therefore, fatigue tests should be conducted at the frequency of interest. However, the equipment described in this test method is designed to operate at 30 Hz and changing the frequency requires changing the drive unit and the spring-mass system so that tuning (see 8.1) can be achieved. When frequency is not specified, tests shall be conducted at 30 Hz \pm 5 %.

8.7 *Readings*—Set the revolution counter at zero before starting a test. Upon failure of the test specimen, read the counter to determine the number of cycles to failure.

8.8 *Temperature Measurement*—Measure the steady-state temperature. If steady-state conditions do not occur, measure the temperature throughout the fatigue test. In all fatigue tests, measure the temperature at failure unless it can be shown that the heat rise is insignificant for the specific material and test condition. Focus the radiation thermometer on the expected failure area of specimen. Temperature measurements should be measured over small areas, such as over a 1-mm (0.040-in.)

diameter spot, and the specimen should be periodically scanned to ensure that the maximum localized heating is being measured.

9. Plotting and Interpreting Results

9.1 *Plotting Results*—Plot an S - N (stress versus cycles-to-failure) diagram with the alternating stress amplitude as the ordinate against the common logarithm of the number of cycles required for failure (see X3.21) as the abscissa. Plot all test data and define the S - N diagram preferably using a regression analysis or by drawing the best-fit smooth curve as closely as possible through the points. The use of semilogarithmic paper will facilitate the plotting. Indicate on the diagram specimens that did not fracture by an arrow directed away from the plotted point in the direction of increasing cycles.

9.1.1 When a sufficiently large number of samples are tested at a given stress level, probability plots of fatigue life at the given stress are useful to determine the F_{50} fatigue life at that stress. The F_{50} values at various stress levels may then be used to define the S - N diagram.

9.2 *Interpretation of Results*—When a material shows a knee in the S - N or stress-cycle diagram such that the curve gives clear indications that it becomes asymptotic to a horizontal (constant-stress) line, it is sufficient to carry the number of cycles far enough beyond the knee to indicate with a good degree of accuracy that the curve becomes asymptotic to a constant-stress line. If the curve does not become asymptotic to a constant-stress line, continue the test until the number of cycles reached is greater than the number of cycles that the material will be expected to withstand in its life. Report the value of the alternating stress amplitude corresponding to this number of cycles as the “fatigue” strength at the maximum number of cycles for which the stress-cycle diagram has been well defined by the tests.

10. Report

10.1 Report the following information:

10.1.1 Description of the material tested, including name, manufacturer, code number, date of manufacture, type of molding, and thickness of specimen or original material in case of thin sheet,

10.1.2 Dates of the test,

10.1.3 Model of testing machine,

10.1.4 Size and type of specimen,

10.1.5 Thickness of the specimen in the case of thin sheets,

10.1.6 Preconditioning used (number of hours, temperature, and relative humidity),

10.1.7 Temperature and relative humidity of the testing room,

10.1.8 Temperature of the specimen versus number of fatigue cycles,

10.1.9 Temperature of the specimen at failure,

10.1.10 Frequency (in hertz) of the testing machine,

10.1.11 Maximum number of cycles used in the test,

10.1.12 Fatigue strength in pascals (or pounds per square inch) at the number of cycles of stress, and

10.1.13 Mean stress in pascals (or pounds per square inch) (see X3.5).

11. Precision and Bias

11.1 *Precision*—A meaningful precision statement cannot be developed at this time because of the small number of laboratories using this test method. To participate in the development of precision data, contact the Committee D-20 Staff Manager at ASTM headquarters.

11.2 *Bias*—There are no recognized standards upon which to base an estimate of bias for this test method.

12. Keywords

12.1 constant-amplitude-of-force; flexural fatigue; plastics

APPENDIXES

(Nonmandatory Information)

X1. CLASSIFICATION OF FATIGUE TESTING MODES

X1.1 Direct Stress (tension or compression, or both)

X1.1.1 Repeated axial loading by alternating magnetic field or by inertia vibrations.

X1.1.2 Repeated axial deformation by means of connecting rod or cam.

X1.2 Flexural Stress

X1.2.1 *Repeated Loading by:*

X1.2.1.1 Rotating cantilever loaded by weight or spring.

X1.2.1.2 Fixed cantilever loaded by magnetic or inertia vibrator or by rotating spring (constant-amplitude-of-force).

X1.2.1.3 Rotating beam in pure bending loaded by spring or weights.

X1.2.1.4 Simple beam in pure bending loaded by inertia vibrator.

X1.2.2 *Repeated Deflection by:*

X1.2.2.1 Fixed cantilever, repeated constant-deflection.

X1.3 Torsional Stress

X1.3.1 *Repeated Angular Torque by:*

X1.3.1.1 Inertia vibrator.

X1.3.2 *Repeated Angular Twist by:*

X1.3.2.1 Cam or connecting rod action on a torque arm.

X2. SUGGESTED FORM OF DATA SHEET FOR REPEATED FLEXURAL FATIGUE TEST OF PLASTICS

Material _____	Date _____
Fixed-cantilever, repeated (-deflection (), _____ -force ()) type fatigue testing machine No. _____	Test made by _____
Specimen:	
Width, <i>b</i> _____mm (____in.)	Mean stress of cycle _____MPa (____psi)
Thickness, <i>d</i> _____mm (____in.)	Mean strain of cycle _____mm/mm (____in./in.)
Room temperature _____deg C (____deg F)	Room relative humidity _____percent
Speed of testing _____cpm	
Amplitude of alternating stress in cycle _____MPa (____psi)	
Amplitude of alternating strain in cycle _____mm/mm (____in./in.)	
Number of cycles _____	Stress or strain ratio, <i>A</i> or <i>R</i> _____
Specimen steady-state temperature _____	
Specimen temperature at failure _____	
Remarks _____	

X3. DEFINITIONS AND DESCRIPTIONS OF TERMS

X3.1 *fatigue* (Note X3.1)—the process of progressive localized permanent structural change occurring in a material subjected to conditions that produce fluctuating stresses and strains at some point or points and that may culminate in cracks, complete fracture, or thermal softening after a sufficient number of fluctuations (Note X3.2).

NOTE X3.1—The term fatigue in the materials testing field has in at least one case, glass technology, been used for static tests of considerable

duration, a type of test generally designated as stress-rupture.

NOTE X3.2—Fluctuations may occur both in stress and with time (frequency) as in the case of “random vibration.”

X3.2 *nominal stress, *S*, or strain, ϵ* —the stress or strain at a point calculated in the net cross section by simple plastic theory without taking into account the effect on stress or strain produced by geometric discontinuities such as holes, grooves, fillets, etc. Stress units shall be in pascals (or pounds per square

(inch), strain units in millimetres per millimetre (or inches per inch).

X3.3 *maximum stress, S_{max} , or strain, ϵ_{max}* —the stress or strain having the highest algebraic value in the stress or strain cycle, tensile stress or strain being considered positive and compressive stress or strain negative. In this definition, as well as in others that follow, the nominal stress or strain is used most commonly.

X3.4 *minimum stress, S_{min} , or strain, ϵ_{min}* —the stress or strain having the lowest algebraic value in the cycle, tensile stress or strain being considered positive and compressive stress or strain negative.

X3.5 *mean stress (or steady component of stress), S_m* —the algebraic average of the maximum and minimum stresses in one cycle, that is,

$$S_m = (S_{max} + S_{min})/2$$

The sign of the mean stress, whether tension (+) or compression (−), must be stated. See Fig. X3.1 and X3.20.

NOTE X3.3—The mean stress of a cycle is important because, in general, the fatigue strength of a given material will depend upon the magnitude of the mean stress. Thus it is necessary to specify both the fatigue strength and the mean stress.

X3.6 *mean strain (or steady component of strain), ϵ_m* —the algebraic average of the maximum and minimum strains in one cycle, that is,

$$\epsilon_m = (\epsilon_{max} + \epsilon_{min})/2$$

The sign of mean strain, whether tension (+) or compression (−), must be stated. This term is analogous to mean stress, as shown in Fig. X3.1.

X3.7 *fatigue life, N* —the number of cycles of stress or strain of a specified character that a given specimen sustains before failure of a specified nature occurs.

X3.8 *fatigue failure*—fatigue failure may usually be said to occur when a specimen has completely fractured into two parts or has softened or been otherwise significantly reduced in stiffness by thermal heating or cracking. When fibrous materials, large specimens, residual stresses, etc., cause a large number of cycles to elapse from formation of microscopic cracks to complete fracture or when heat rise caused by internal

damping or hysteretic losses produces an accompanying reduced stiffness, fatigue failure is arbitrarily defined as having occurred when the specimen can no longer support the applied load within the deflection limits of the apparatus.

X3.9 *stress ratio, A or R* —the algebraic ratio of two specified stress values in a stress cycle. Two commonly used stress ratios are: The ratio of the stress amplitude to the mean stress, that is,

$$A = S_a/S_m$$

and the ratio of the minimum stress to the maximum stress, that is,

$$R = S_{min}/S_{max}$$

X3.10 *strain ratio, A_ϵ or R_ϵ* —the algebraic ratio of two specified strain values in a strain cycle. Two commonly used strain ratios are: the ratio of the strain amplitude to the mean strain, that is,

$$A_\epsilon = \epsilon_a/\epsilon_m$$

and the ratio of the minimum strain to the maximum strain, that is,

$$R_\epsilon = \epsilon_{min}/\epsilon_{max}$$

X3.11 *range of stress, S_r* —the algebraic difference between the maximum and minimum nominal stresses in one cycle, that is,

$$S_r = S_{max} - S_{min}$$

X3.12 *range of strain, ϵ_r* —the algebraic difference between the maximum and minimum nominal strains in one cycle, that is,

$$\epsilon_r = \epsilon_{max} - \epsilon_{min}$$

X3.13 *stress amplitude (or variable component of stress), S_a* —One-half the range of stress, that is,

$$S_a = S_r/2 = (S_{max} - S_{min})/2$$

X3.14 *strain amplitude (or variable component of strain), ϵ_a* —One-half the range of strain, that is,

$$\epsilon_a = \epsilon_r/2 = (\epsilon_{max} - \epsilon_{min})/2$$

This term is analogous to stress amplitude, as shown in Fig. X3.1.

X3.15 *fatigue strength at N cycle, S_N* —the hypothetical value of stress for failure at exactly N cycles, determined from an $S-N$ diagram. The value of S_N thus determined is subject to the same conditions as those which apply to the $S-N$ diagram:

NOTE X3.4—A value of S_N that is commonly found in the literature is the hypothetical value of S_{max} , S_{min} , or S_a at which 50 % of the specimens of a given sample could survive N stress cycles in which $S_m = 0$. This is also known as the median fatigue strength for N cycles.

X3.16 *fatigue strain at N cycles, ϵ_N* —the hypothetical value of strain for failure at exactly N cycles, determined from an $\epsilon-N$ diagram. The value of ϵ_N thus determined is subject to the same conditions as those which apply to the $\epsilon-N$ diagram.

NOTE X3.5—A value of ϵ_N that is commonly found in the literature is the hypothetical value of ϵ_{max} , ϵ_{min} , or ϵ_a at which 50 % of the specimens

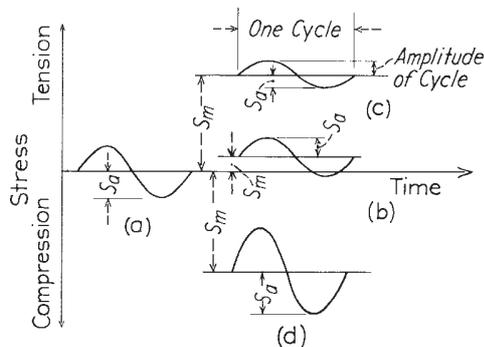


FIG. X3.1 Stress-Time Curves for Different Values of Mean Stress

of a given sample could survive N strain cycles in which $\epsilon_m = 0$. This is also known as the median fatigue strain for N cycles.

X3.17 *fatigue limit, S_f* —the limiting value of S_N or ϵ_N as N becomes very large.

NOTE X3.6—Certain materials and environments preclude the attainment of fatigue limit. Values tabulated as “fatigue limits” in the literature are frequently (but not always) values of S_N or ϵ_N for 50 % survival at N cycles of stress or strain in which $S_m = 0$ or $\epsilon_m = 0$.

X3.18 *S-N diagram*—a plot of S_{max} , S_{min} , or S_a against the number of cycles to failure for a specified value of S_m , A , or R and for a specified probability of survival as measured in a constant amplitude of force experiment. For N a log scale is almost always used. For S a linear scale is used most often, but a log scale is sometimes used. The stress axis of *S-N* diagrams constructed for constant amplitude of deflection experiments should be labeled initial stress because the stress is not constant but decays as a function of time.

X3.19 *ϵ -N diagram*—a plot of ϵ_{max} , ϵ_{min} , or ϵ_a against the number of cycles to failure for a specified value of ϵ_m , A_ϵ , or R_ϵ and for a specified probability of survival as measured in a constant amplitude of deflection experiment. For N a log scale is almost always used. For ϵ either a linear or a log scale may be used.

X3.20 *Stress versus Time Curves* (Fig. X3.1)—This graphical description of stresses applies to strains as well in a constant-amplitude-of-deflection test. These curves are shown for one cycle of stress with different combinations of mean stress, S_m , and superimposed alternating stress, S_a . In Fig. X3.1 (a) the mean stress is zero so that the alternating stress is completely reversed in sign, that is, the maximum tension equals the maximum compression. In Fig. X3.1 (b) the mean stress is such that the maximum tension is greater than the maximum compression. In Fig. X3.1 (c) all values of stress in the cycle are tension. In Fig. X3.1 (d) all values of stress in the cycle (including the mean stress) are compression.

X3.21 *Determination of Numbers of Cycles for Fatigue Failure*—Plastics subjected to repeated cycles of flexural stress as described herein may fail in one of three ways:

X3.21.1 They may fail as a result of the formation of a spreading crack. For unfilled resins, the crack or cracks, when once formed, progress rapidly through the cross section of the specimen, resulting in separation into two pieces. In such a case, the total number of cycles of the test is reported as the number of cycles for fatigue failure.

X3.21.2 Materials containing fibrous fillers (including wood, cotton, paper, etc.) do not always fail by complete separation under the conditions imposed by these test methods. For these materials, the fatigue failure may occur as a single crack or more general cracking, which progresses into the material rapidly at first, then more slowly. Complete separation of the specimen into two pieces may occur only for tests at very high stresses.

X3.21.3 Plastics may fail by overheating, or may have a failure which appears to be due to progressive fracture but which has been influenced by overheating, as a result of internal friction (damping). The overheating may result in softening of the specimen to a point where separation of the specimen into two pieces will result or where the temperature rise has been such that the rigidity of the specimen has been severely reduced so that it can no longer support the applied load within the deflection limits of the apparatus.

X3.21.4 The following arbitrary definition of fatigue failure is used for materials for which a fatigue crack does not always result in complete separation:

X3.21.4.1 Fatigue failure is said to occur when the stiffness of the specimen has been reduced by a specified amount. The decrease in specimen stiffness is indicated by a loss in apparent modulus as the number of flex cycles increases. Fatigue failure shall be arbitrarily defined as having occurred when the apparent modulus decays to 70 % of the original modulus of the specimen determined at the start of the test.

X3.21.4.2 To use this approach the measurement of load or deflection must be conducted without disturbing the test. Under no circumstances should a fatigue test be stopped or interrupted or otherwise disturbed prior to failure.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428.

APÉNDICE E

Construcción de banco de pruebas



Figura E.1 Materiales para construcción



Figura E.2 Construcción de bancada



Figura E.3 Montaje de motor



Figura E.5 Perforado y armado de mecanismo



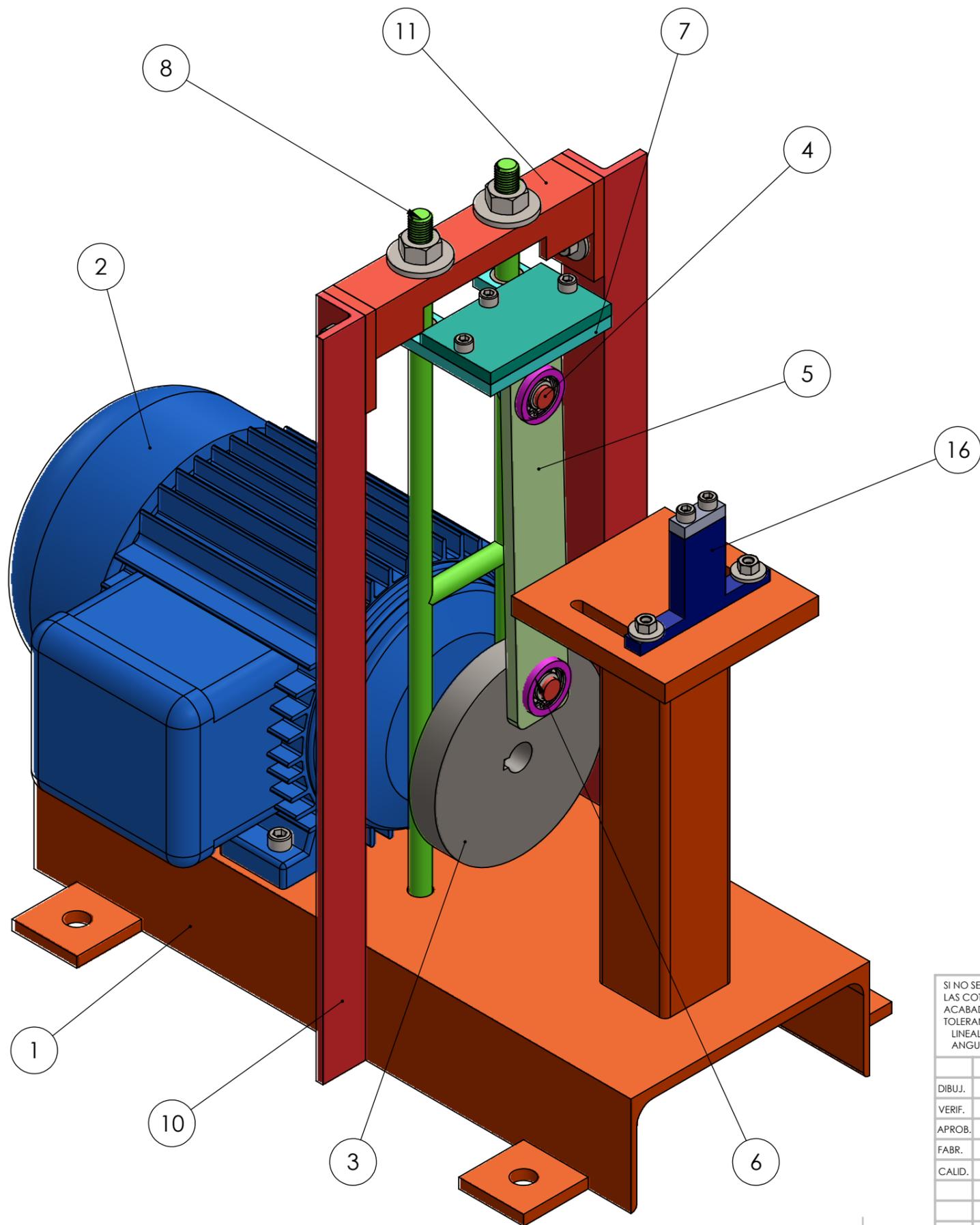
Figura E.6 Fabricación y montaje de probeta

APÉNDICE F

Planos de banco de pruebas

8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	bancada	1
2	motor 1hp	1
3	volante	1
4	Pin de unión	2
5	biela	1
6	Cajera de rodamiento	2
7	movil 1	1
8	carril	1
9	bocin bronce	2
10	batiente	2
11	travesaño	1
12	SKF - 61800 - 14,DE,NC,14_68	2
16	fijo1	1
20	movil 2	1
22	fijo2	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALID.					
		MATERIAL:	N.º DE DIBUJO		
		PESO:	ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1

banco de pruebas^{A3}

8 7 6 5 4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

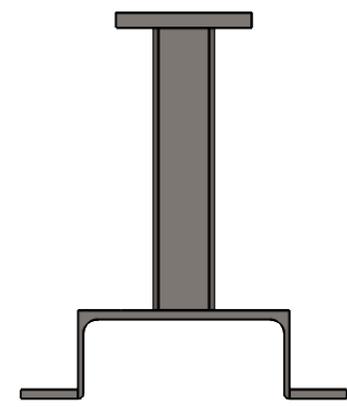
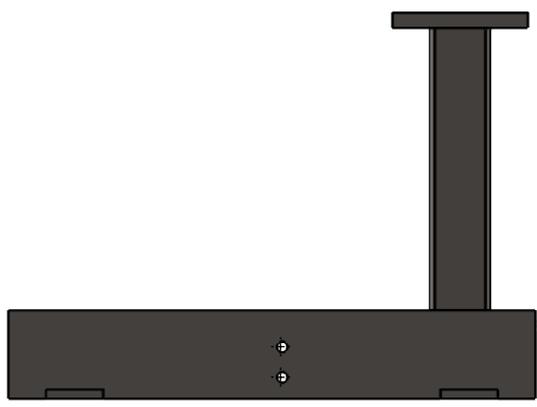
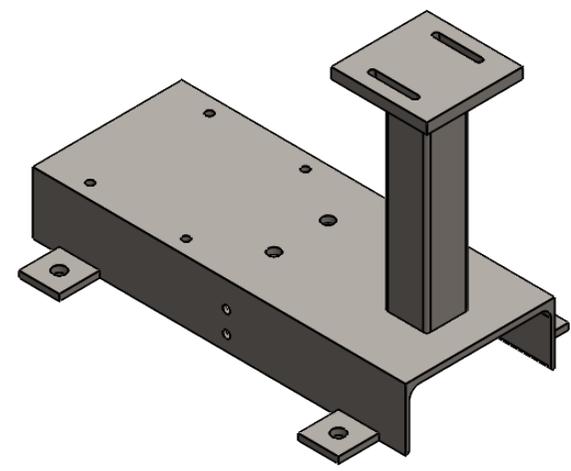
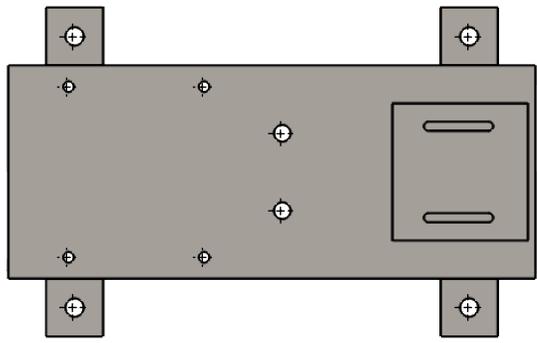
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
		NOMBRE		FIRMA		FECHA		MATERIAL: ASTM A36			
DIBUJ.		S. Malavé				19/08/2019		N.º DE DIBUJO Bancada de equipo (Vista principales)			
VERIF.		E. Terán				19/08/2019		A4			
APROB.		A. Ramírez				19/08/2019		ESCALA:1:5			
FABR.								HOJA 1 DE 1			
CALID.								PESO: 4,15 Kg			

6

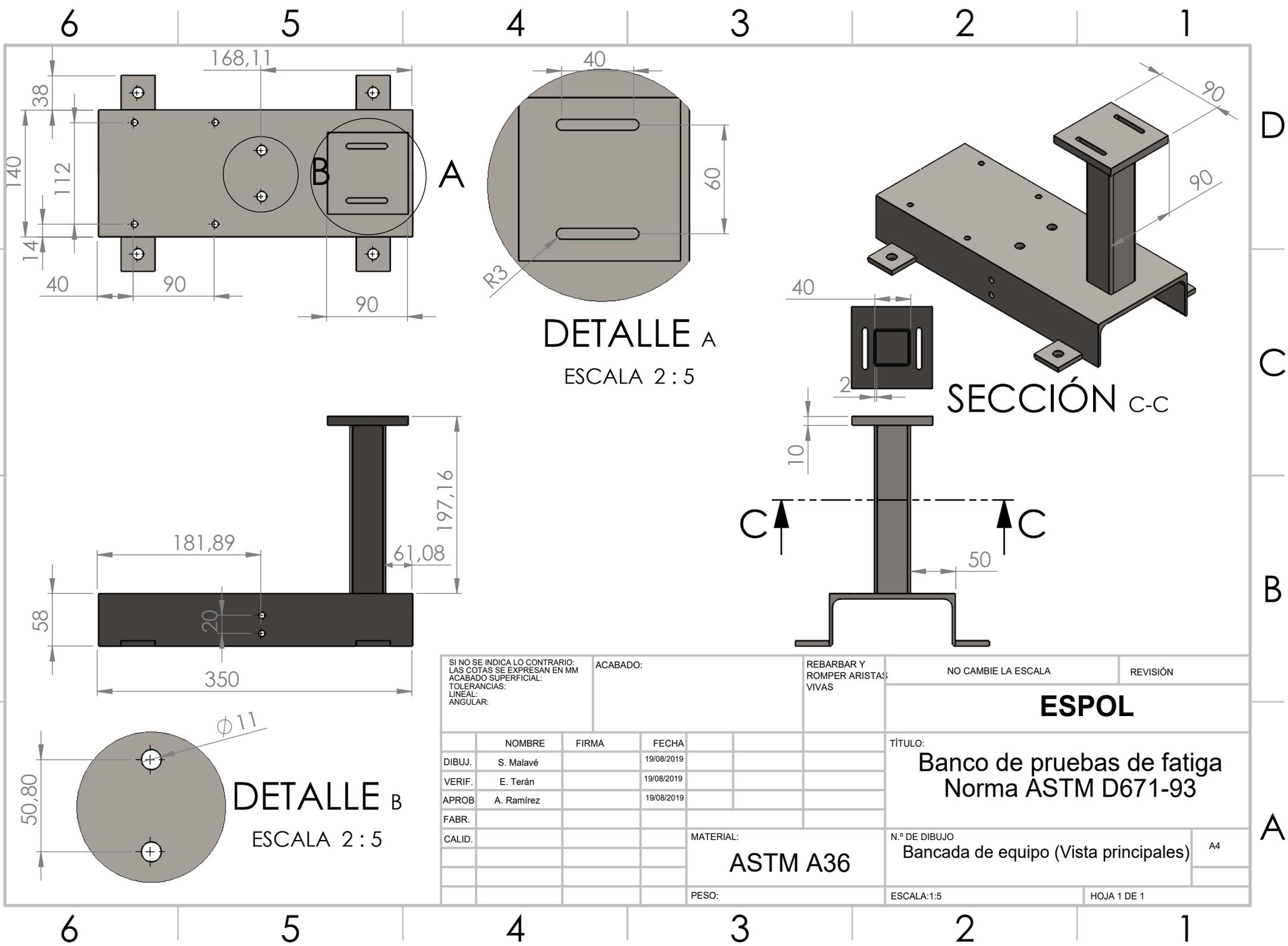
5

4

3

2

1



DETALLE A
ESCALA 2 : 5

DETALLE B
ESCALA 2 : 5

SECCIÓN C-C

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							ESPOL				
							TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93				
NOMBRE			FIRMA		FECHA		N.º DE DIBUJO				A4
DIBUJ. S. Malavé					19/08/2019		Bancada de equipo (Vista principales)				
VERIF. E. Terán					19/08/2019						
APROB. A. Ramírez					19/08/2019						
FABR.											
CALID.							MATERIAL: ASTM A36				
							PESO:				
							ESCALA:1:5				
							HOJA 1 DE 1				

6

5

4

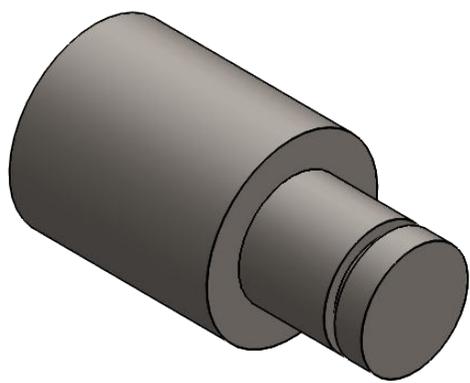
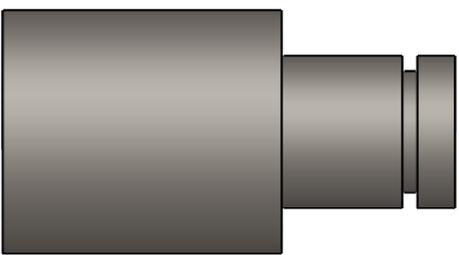
3

2

1

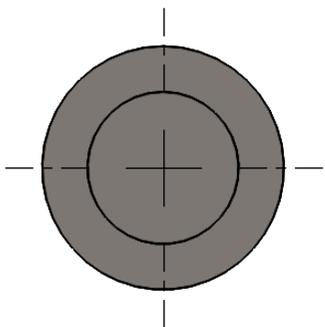
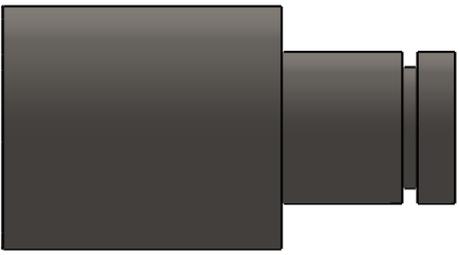
D

D



C

C



B

B

Fabricar 2 unidades

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							ESPOL				
							TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93				
					MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Pin de unión de eslabones			A4	
					PESO:		ESCALA:2:1			HOJA 1 DE 1	

A

A

6

5

4

3

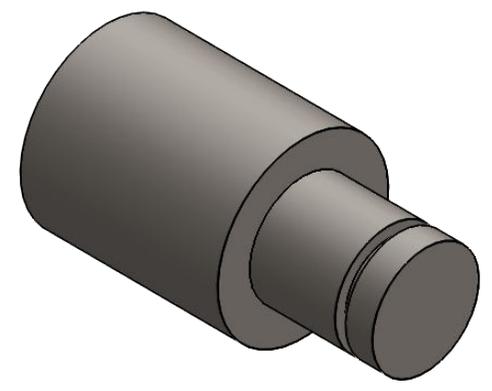
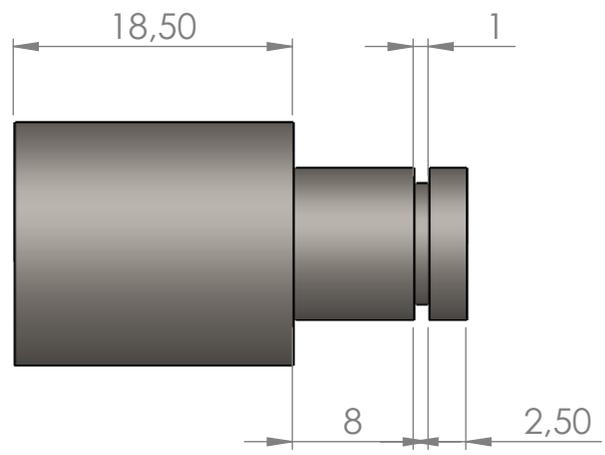
2

1

6 5 4 3 2 1

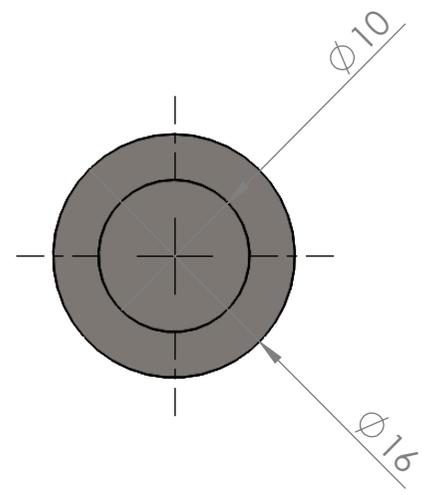
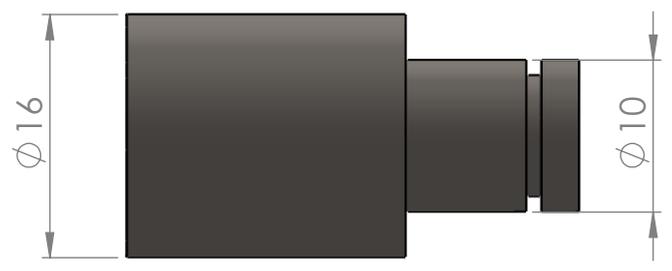
D

D



C

C



B

B

Fabricar 2 unidades

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							ESPOL				
							TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93				
			MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Pin de unión de eslabones			A4			
			PESO:		ESCALA:2:1			HOJA 1 DE 1			

A

A

6 5 4 3 2 1

6

5

4

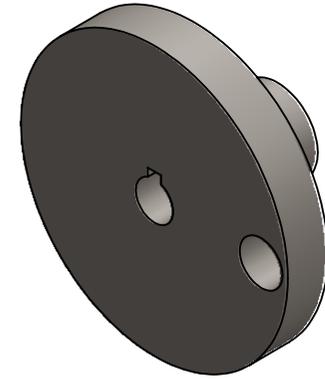
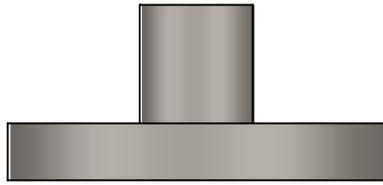
3

2

1

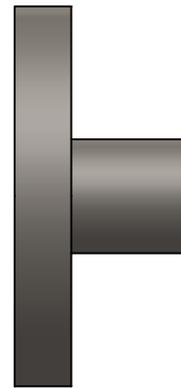
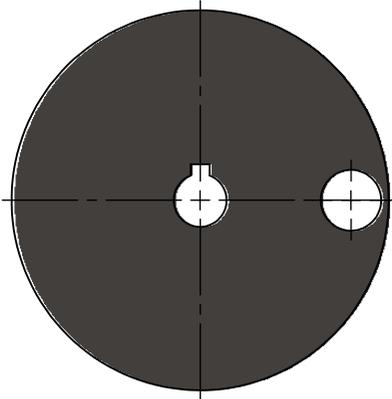
D

D



C

C



B

B

A

A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
				MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Volante de Inercia				A4	
				PESO:		ESCALA:1:2				HOJA 1 DE 1	
NOMBRE		FIRMA		FECHA							
DIBUJ. S. Malavé				19/08/2019							
VERIF. E. Terán				19/08/2019							
APROB. A. Ramírez				19/08/2019							
FABR.											
CALID.											

6

5

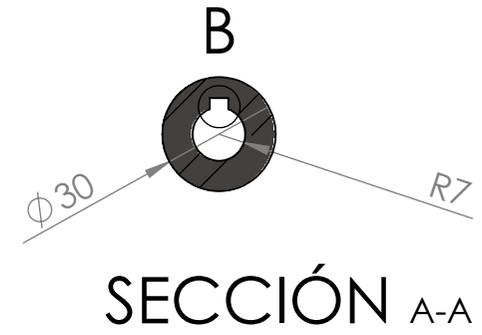
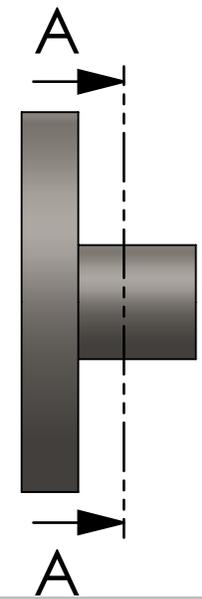
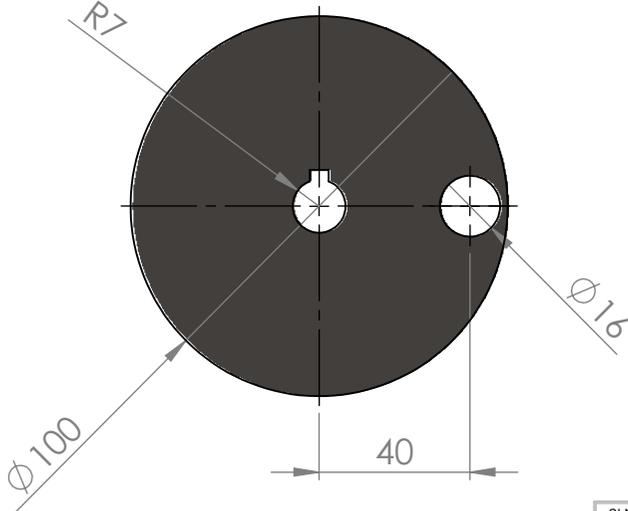
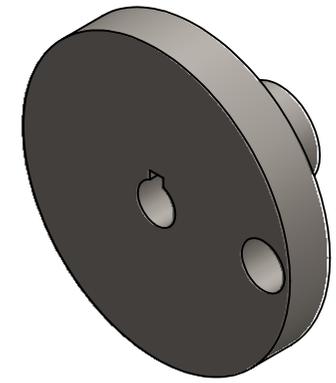
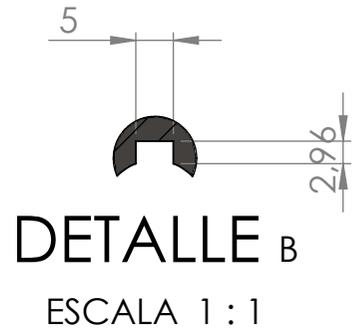
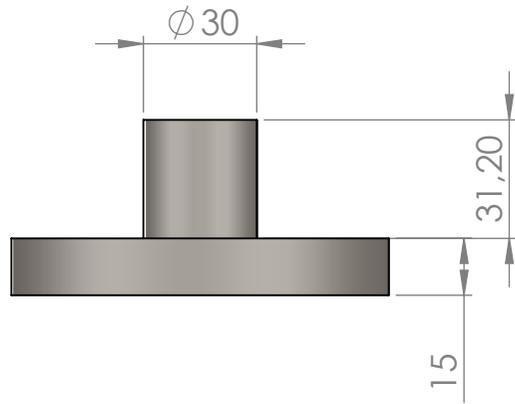
4

3

2

1

6 5 4 3 2 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ESPOL											
TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93						MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Volante de Inercia		A4	
DIBUJ. S. Malavé						FECHA: 19/08/2019		ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	
VERIF. E. Terán						FECHA: 19/08/2019					
APROB. A. Ramírez						FECHA: 19/08/2019					
FABR.											
CALID.											
PESO:											

6 5 4 3 2 1

D

D

C

C

B

B

A

A

6

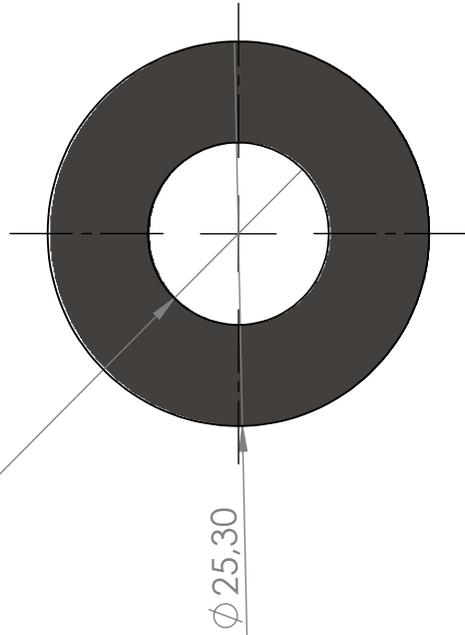
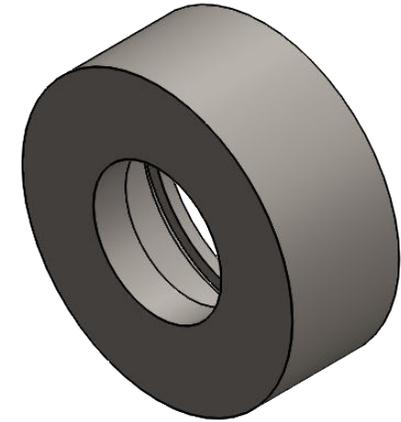
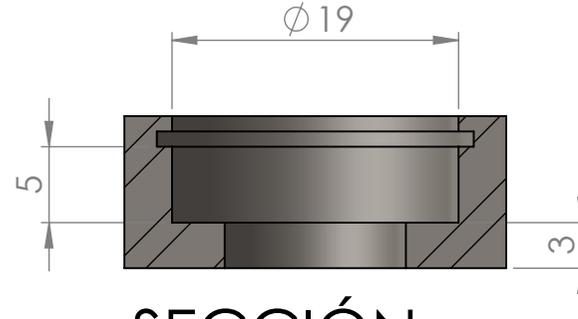
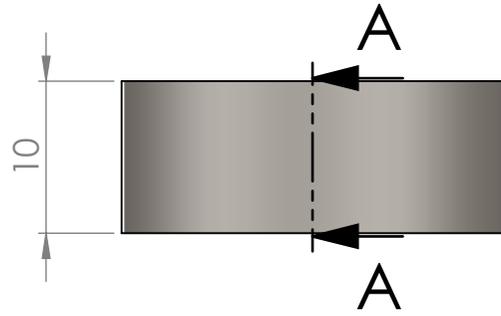
5

4

3

2

1



Fabricar 2 unidades

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
				MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Cajera para rodamiento SKF 61800				A4	
				PESO:		ESCALA:2:1				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

D

C

B

A

6

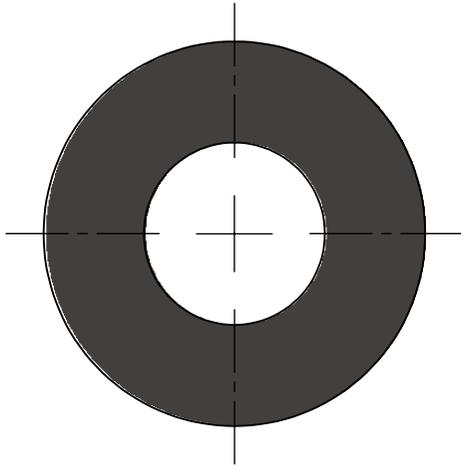
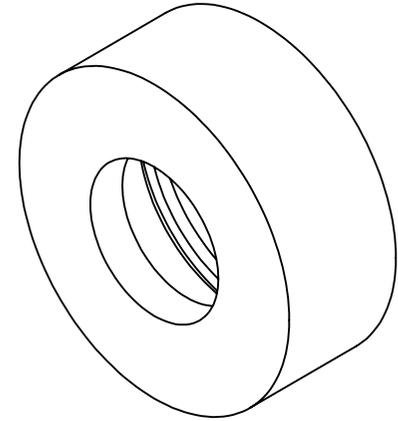
5

4

3

2

1



Fabricar 2 unidades

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
				MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Cajera para rodamiento SKF 61800				A4	
				PESO:		ESCALA:2:1				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

D

D

C

C

B

B

A

A

6

5

4

3

2

1

D

D

C

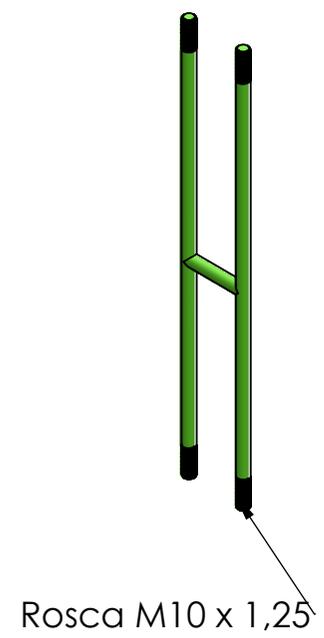
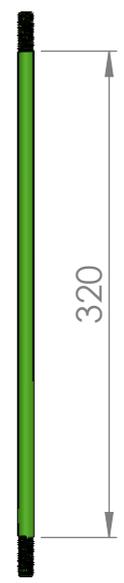
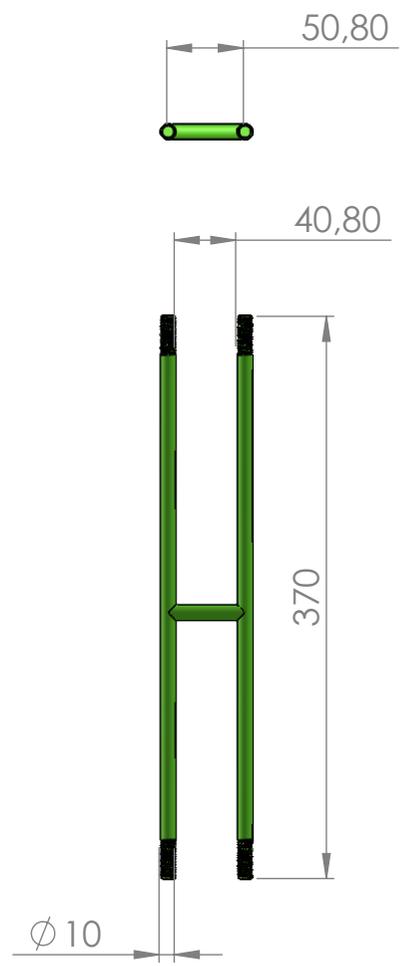
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
				MATERIAL: SAE 1045		N.º DE DIBUJO Carril para mordaza				A4	
				PESO:		ESCALA:1:5				HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

6

5

4

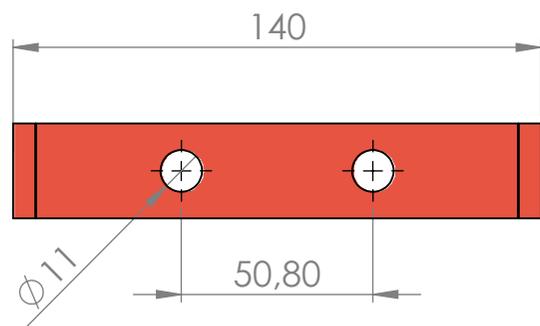
3

2

1

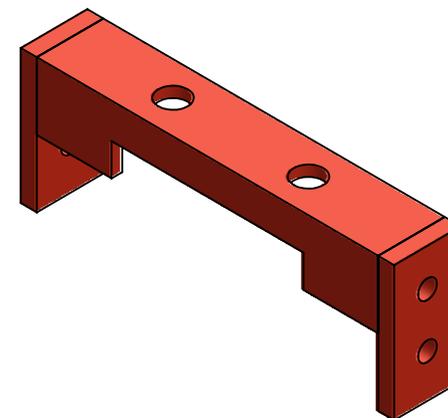
D

D



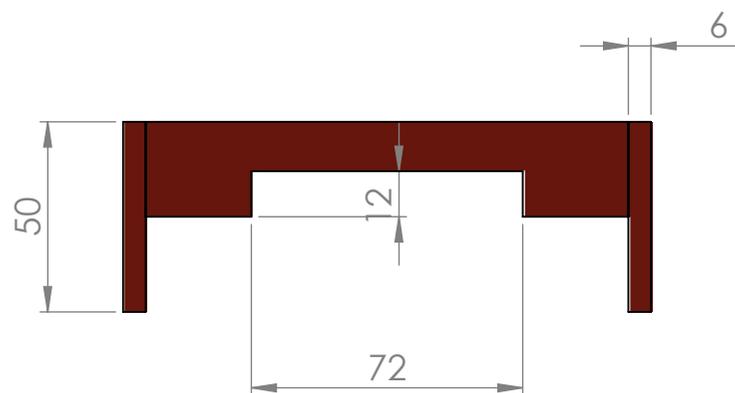
C

C



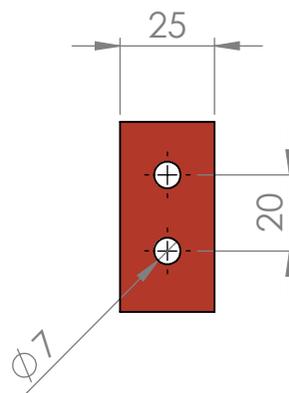
B

B



A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
				MATERIAL: ASTM A36		N.º DE DIBUJO Travesaño				A4	
				PESO:		ESCALA:1:2				HOJA 1 DE 1	
NOMBRE		FIRMA		FECHA							
DIBUJ. S. Malavé				19/08/2019							
VERIF. E. Terán				19/08/2019							
APROB. A. Ramírez				19/08/2019							
FABR.											
CALID.											

6

5

4

3

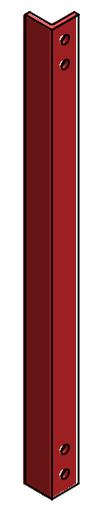
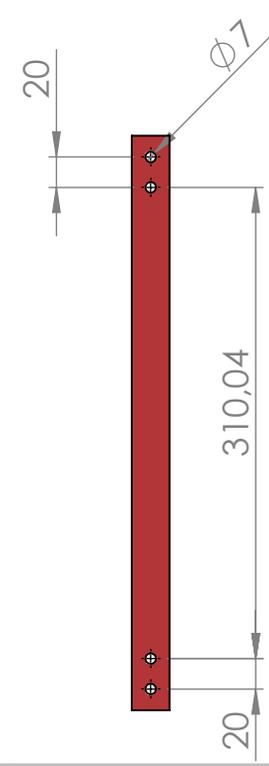
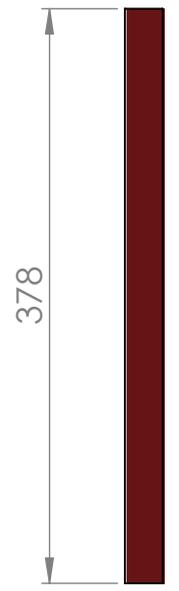
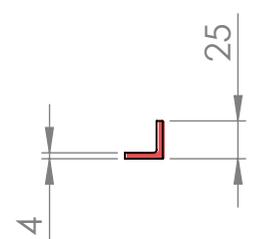
2

1

6 5 4 3 2 1

D

D



C

C

B

B

A

A

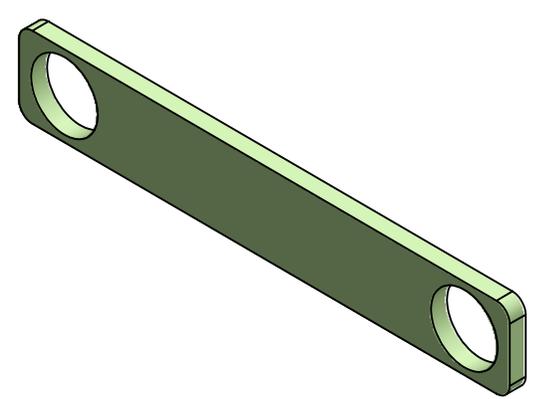
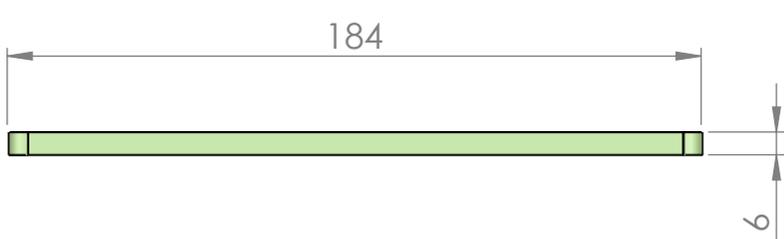
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
ESPOL												
						TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93						
			MATERIAL: ASTM A36			N.º DE DIBUJO Batiente				A4		
						PESO:			ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1	
		NOMBRE		FIRMA		FECHA						
DIBUJ.		S. Malavé				19/08/2019						
VERIF.		E. Terán				19/08/2019						
APROB.		A. Ramírez				19/08/2019						
FABR.												
CALID.												

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

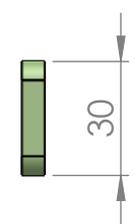
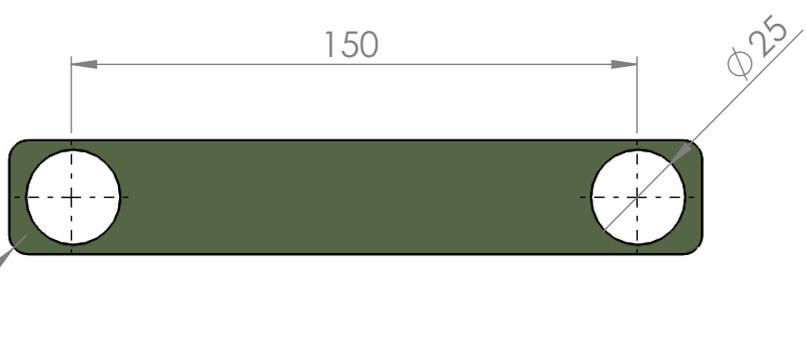
D

D



C

C



B

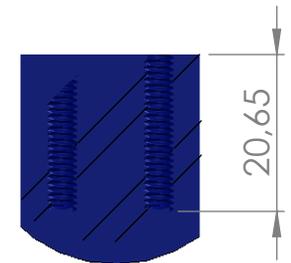
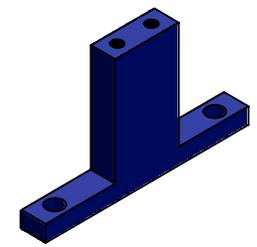
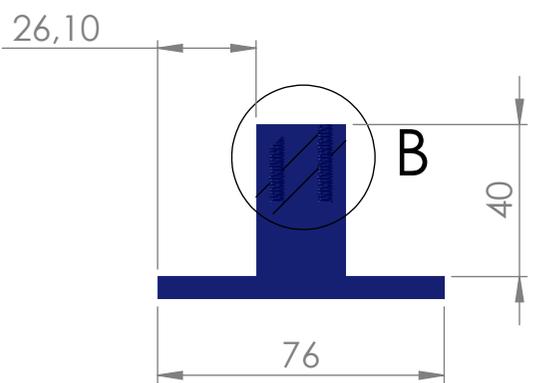
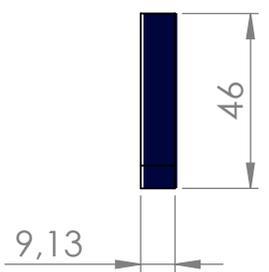
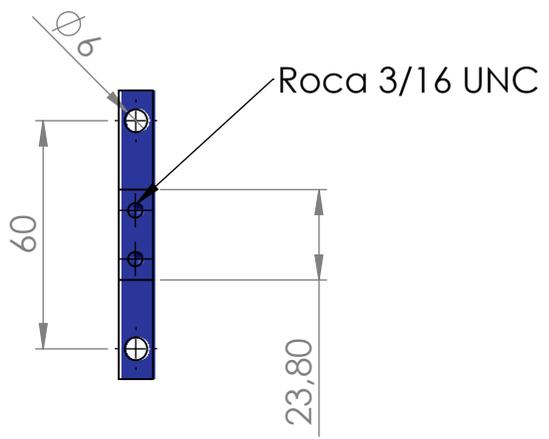
B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ESPOL											
TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93								N.º DE DIBUJO		A4	
MATERIAL: ASTM A36						ESCALA:1:2				HOJA 1 DE 1	
DIBUJ. S. Malavé				FIRMA		FECHA 19/08/2019					
VERIF. E. Terán						19/08/2019					
APROB. A. Ramírez						19/08/2019					
FABR.											
CALID.											
PESO:											

A

A

6 5 4 3 2 1

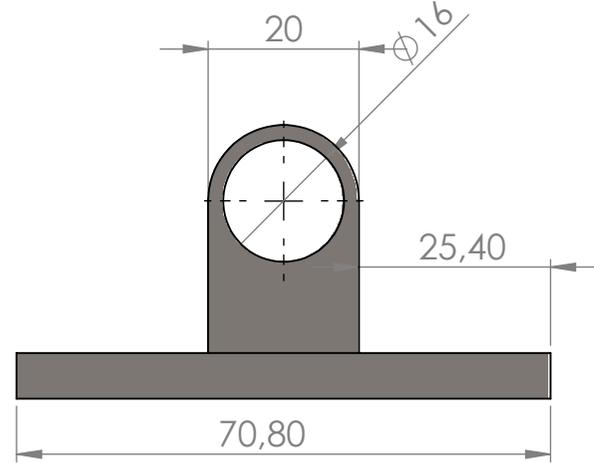
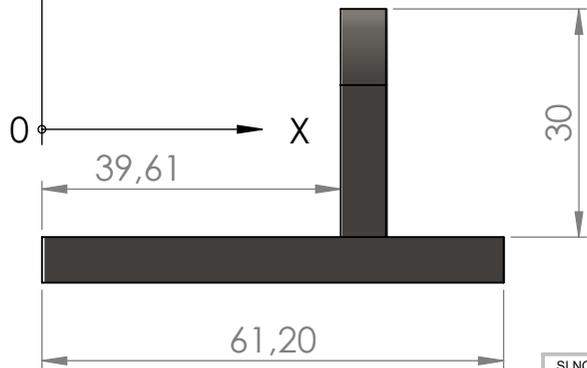
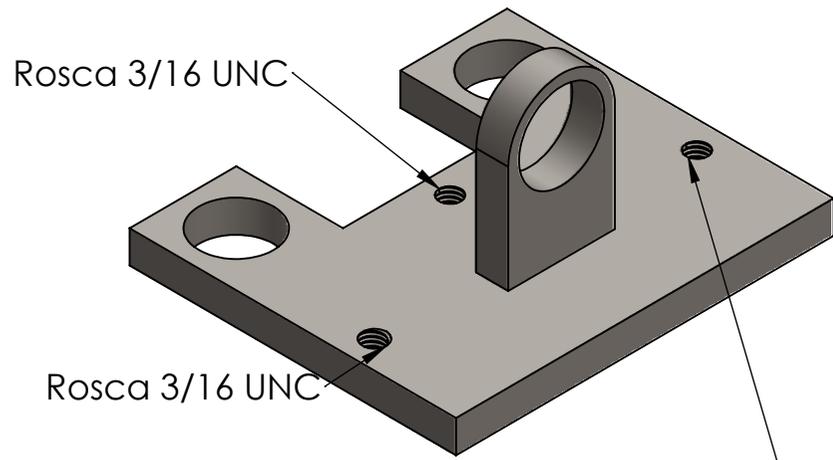
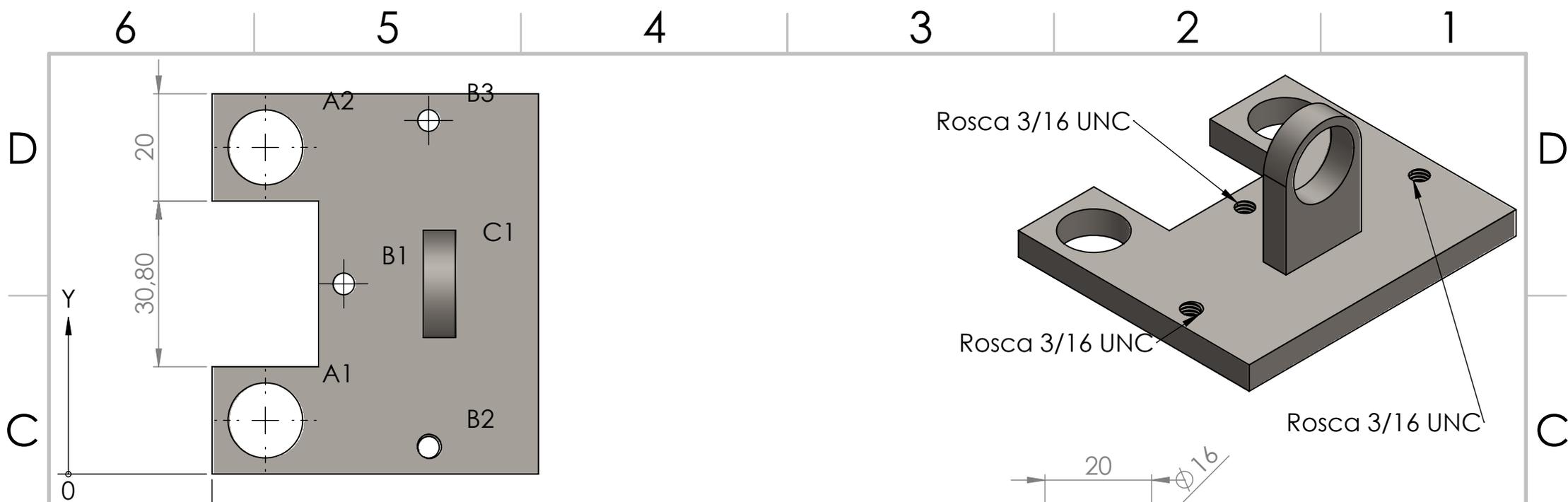


DETALLE B
ESCALA 1 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
				MATERIAL: ASTM A36		N.º DE DIBUJO Mordaza fija				A4	
				PESO:		ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1			

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	S. Malavé		19/08/2019
VERIF.	E. Terán		19/08/2019
APROB.	A. Ramírez		19/08/2019
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93	
N.º DE DIBUJO Mordaza fija	A4
ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	10	10	$\phi 14$ POR TODO
A2	10	60,80	$\phi 14$ POR TODO
B1	24,70	35,40	$\phi 4,04$ POR TODO
B2	40,60	5	$\phi 4,04$ POR TODO
B3	40,60	65,80	$\phi 4,04$ POR TODO
C1	42,61	35,40	

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
ESPOL							
DIBUJ. S. Malavé						TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93	
VERIF. E. Terán							
APROB. A. Ramírez							
FABR.							
CALID.						N.º DE DIBUJO	
A 36						Mordaza móvil 1	
PESO:						ESCALA:1:1	A4
						HOJA 1 DE 1	

6

5

4

3

2

1

D

D

C

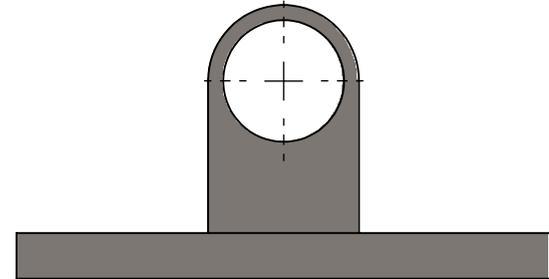
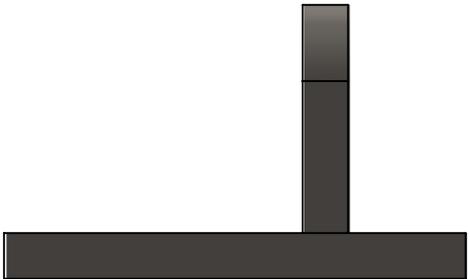
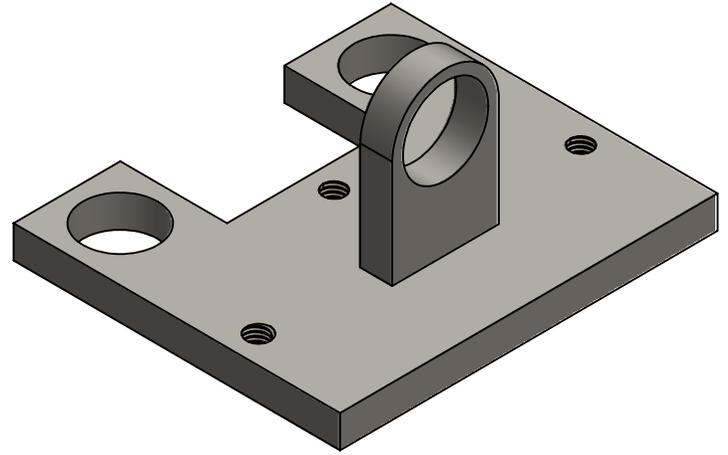
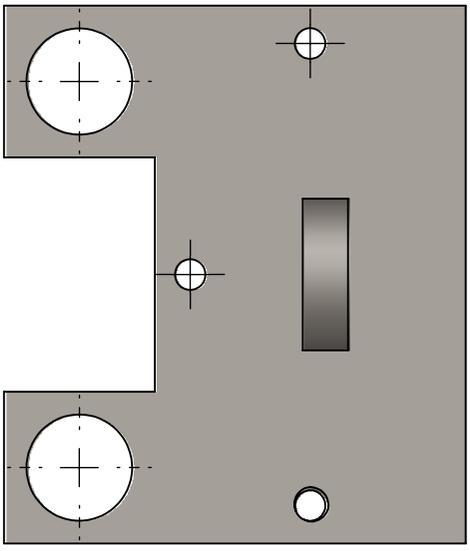
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								ESPOL			
								TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93			
		NOMBRE		FIRMA		FECHA		MATERIAL: A 36		N.º DE DIBUJO Mordaza móvil 1	
DIBUJ.		S. Malavé				19/08/2019				A4	
VERIF.		E. Terán				19/08/2019					
APROB.		A. Ramírez				19/08/2019					
FABR.											
CALID.											
								PESO:		ESCALA:1:1	
										HOJA 1 DE 1	

6

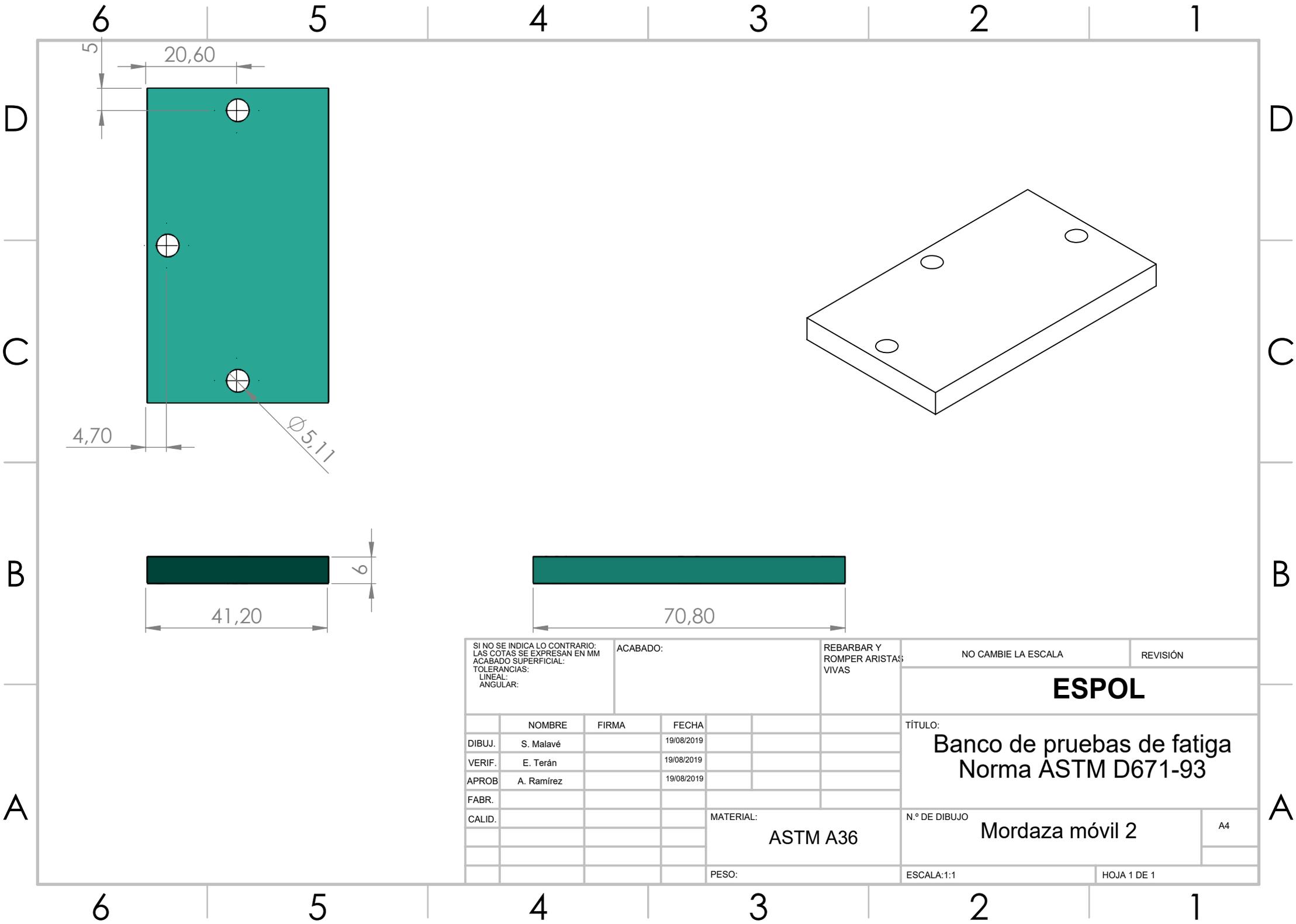
5

4

3

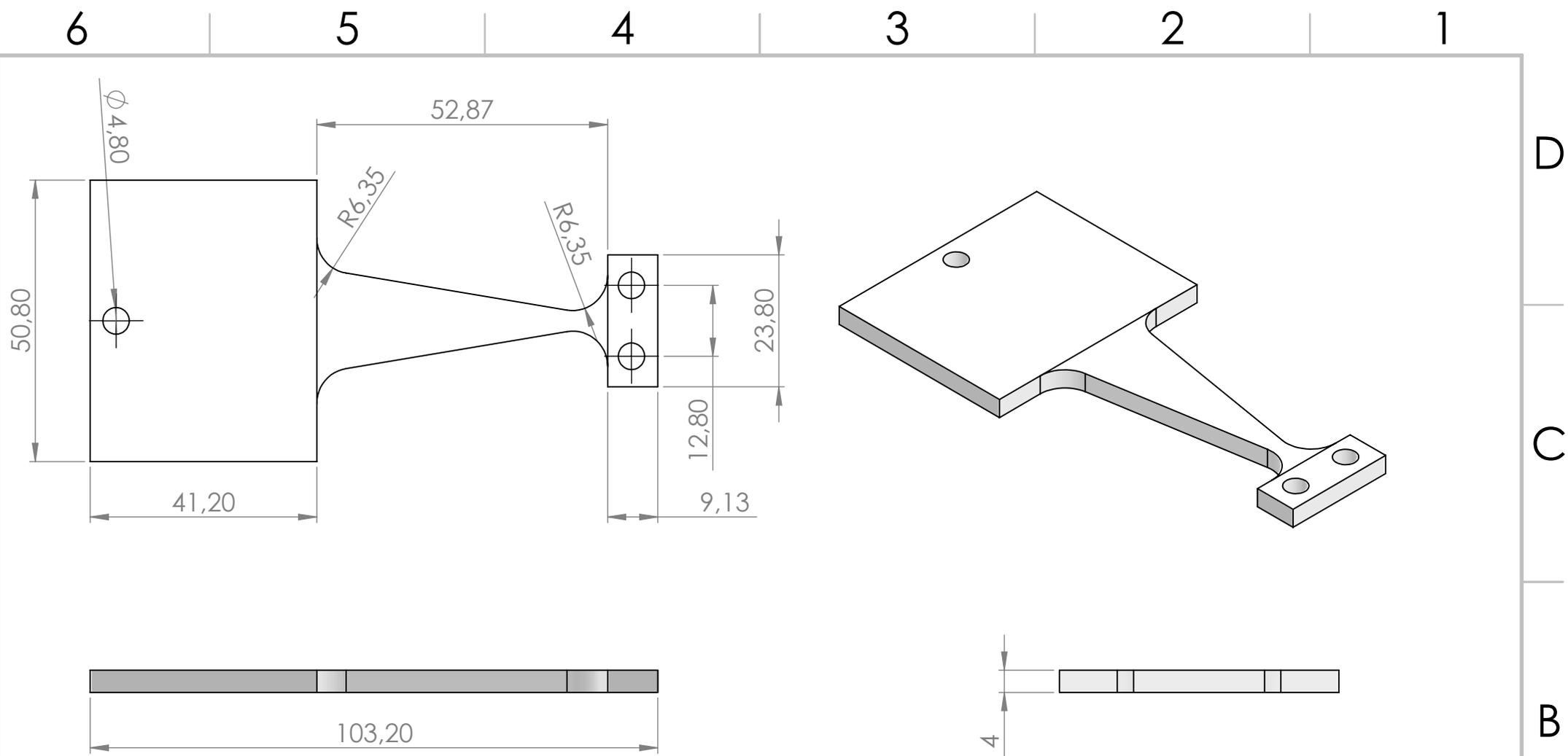
2

1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							ESPOL				
							TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93				
					MATERIAL: ASTM A36		N.º DE DIBUJO Mordaza móvil 2			A4	
					PESO:		ESCALA:1:1			HOJA 1 DE 1	

	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.	S. Malavé		19/08/2019			
VERIF.	E. Terán		19/08/2019			
APROB.	A. Ramírez		19/08/2019			
FABR.						
CALID.						



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							ESPOL				
							TÍTULO: Banco de pruebas de fatiga Norma ASTM D671-93				
			MATERIAL: PLA o ABS		N.º DE DIBUJO Probeta tipo B ASTM D671			A4			
			PESO:		ESCALA:1:1			HOJA 1 DE 1			

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	S. Malavé		19/08/2019
VERIF.	E. Terán		19/08/2019
APROB.	A. Ramírez		19/08/2019
FABR.			
CALID.			

D

D

C

C

B

B

A

A

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

APÉNDICE G

Catálogo de motor

HOJA DE DATOS

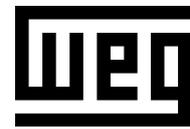


Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

Cliente	:			
Línea del producto	: General IR2 Trifásico	Código del producto : 12783038		
Carcasa : D56C Potencia : 0.75 kW (1 HP-cv) Polos : 4 Frecuencia : 60 Hz Tensión nominal : 220/380 V Corriente nominal : 3.26/1.89 A Corriente de arranque : 23.1/13.4 A Ip/In : 7.1x(Cód. K) Corriente en vacío : 2.30/1.33 A Rotación nominal : 1740 rpm Resbalamiento : 3.33 % Torque nominal : 4.12 Nm Torque de arranque : 220 % Torque máximo : 250 % Clase de aislamiento : B Factor de servicio : 1.15 Momento de inercia (J) : 0.0038 kgm ² Categoría : N	Tiempo de rotor bloqueado : 11s (frío) 6s (caliente) Elevación de temperatura : 80 K Régimen de servicio : Cont.(S1) Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C Altitud : 1000 m Gradu de protección : IP21 Método de refrigeración : IC01 - ODP Forma constructiva : B34D Sentido de giro ¹ : Ambos Método de Arranque : Partida directa Masa aproximada ³ : 12.2 kg			
Potencia 50% 75% 100% Rendimiento (%) 75.0 79.0 80.5 Cos φ 0.53 0.67 0.75	Fuerzas en la fundación Tracción máxima : 272 N Compresión máxima : 392 N			
Tipo de cojinete : Sello : Intervalo de lubricación : Cantidad de lubricante : Tipo de lubricante :	<u>Delantero</u> 6204 ZZ Sin vedación - - Mobil Polyrex EM	<u>Trasero</u> 6203 ZZ Sin vedación - -		
Notas				
Esta revisión substitui y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.	Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma ABNT NBR 17094.			
Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador			Pagina	Revisión
Fecha	08/08/2019		1 / 5	

CURVA DE PAR Y CORRIENTE X ROTACIÓN

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

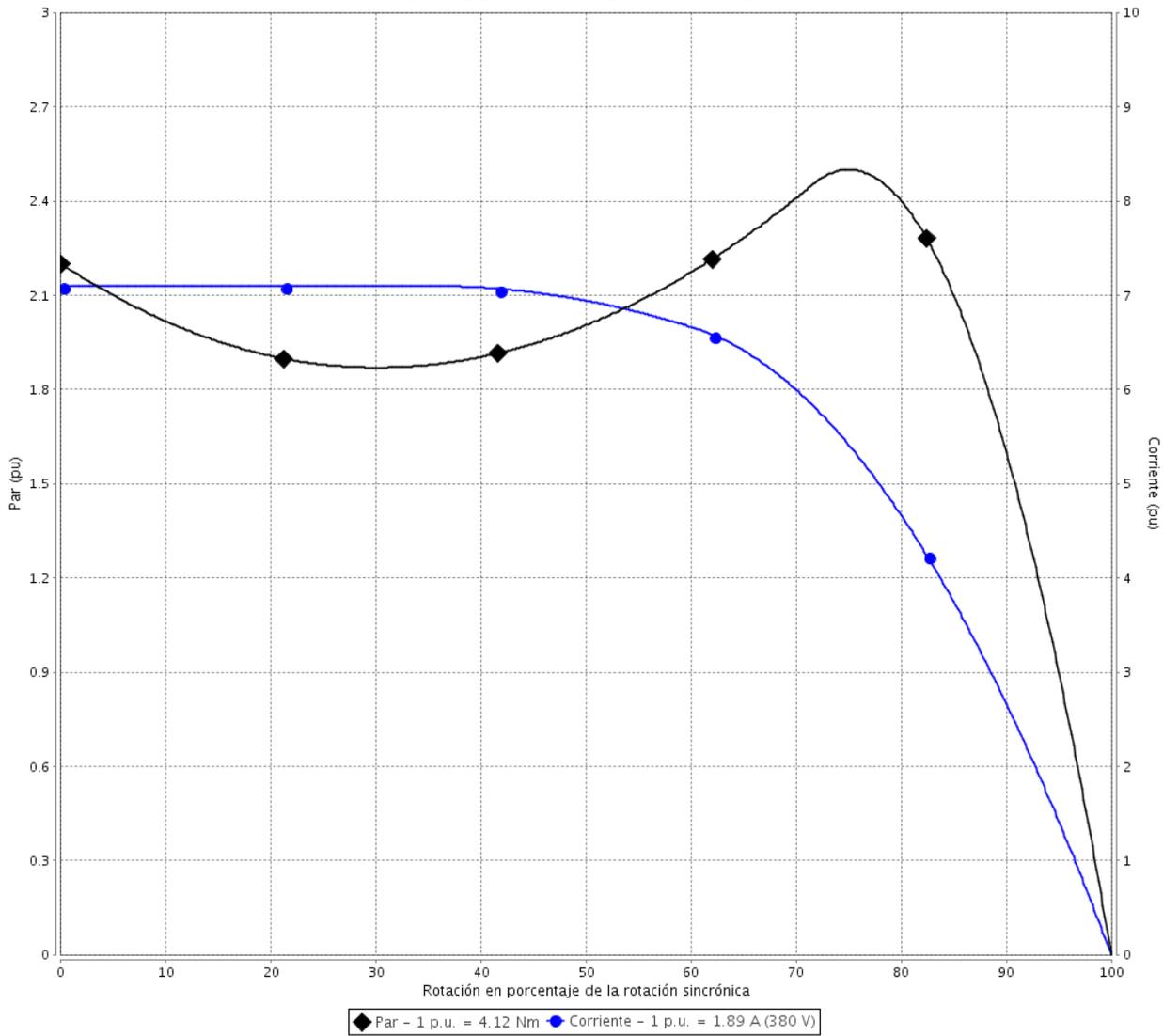


Cliente :

Línea del producto : General IR2 Trifásico

Código del producto : 12783038

CURVA DE PAR Y CORRIENTE X ROTACIÓN



Desempeño : 220/380 V 60 Hz 4P

Corriente nominal	: 3.26/1.89 A	Momento de inercia (J)	: 0.0038 kgm ²
Ip/In	: 7.1	Régimen de servicio	: Cont.(S1)
Torque nominal	: 4.12 Nm	Clase de aislamiento	: B
Torque de arranque	: 220 %	Factor de servicio	: 1.15
Torque máximo	: 250 %	Elevación de temperatura	: 80 K
Rotación nominal	: 1740 rpm	Categoría	: N

Tiempo de rotor bloqueado : 11s (frío) 6s (caliente)

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador				
Fecha	08/08/2019		Página 2 / 5	Revisión

CURVA DE DESEMPEÑO EN CARGA

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

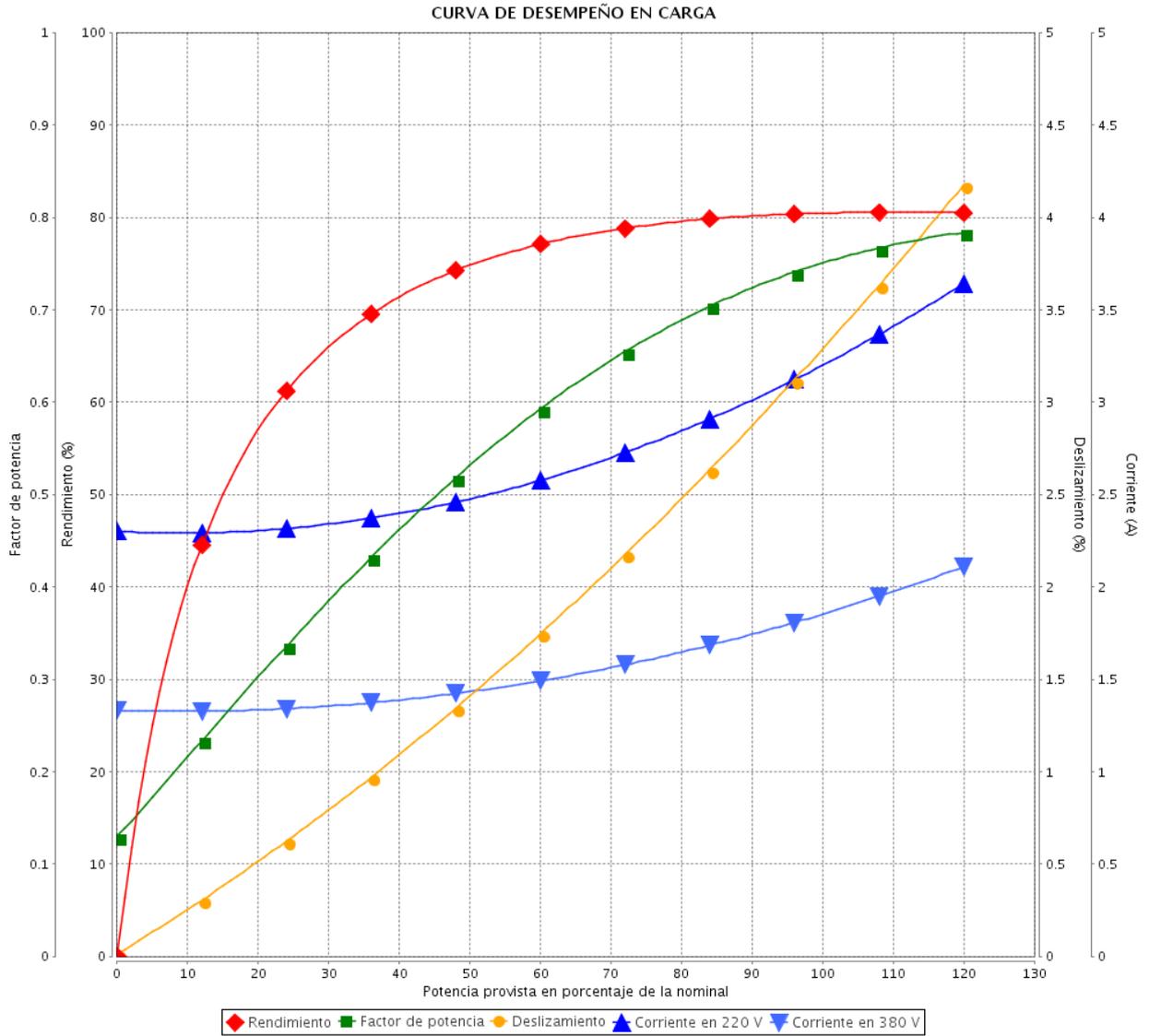


Cliente :

Línea del producto : General IR2 Trifásico

Código del producto :

12783038



Desempeño : 220/380 V 60 Hz 4P

Corriente nominal : 3.26/1.89 A
 I_p/I_n : 7.1
 Torque nominal : 4.12 Nm
 Torque de arranque : 220 %
 Torque máximo : 250 %
 Rotación nominal : 1740 rpm

Momento de inercia (J) : 0.0038 kgm²
 Régimen de servicio : Cont.(S1)
 Clase de aislamiento : B
 Factor de servicio : 1.15
 Elevación de temperatura : 80 K
 Categoría : N

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador			Pagina	Revisión
Fecha	08/08/2019		3 / 5	

CURVA DE LÍMITE TÉRMICO

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

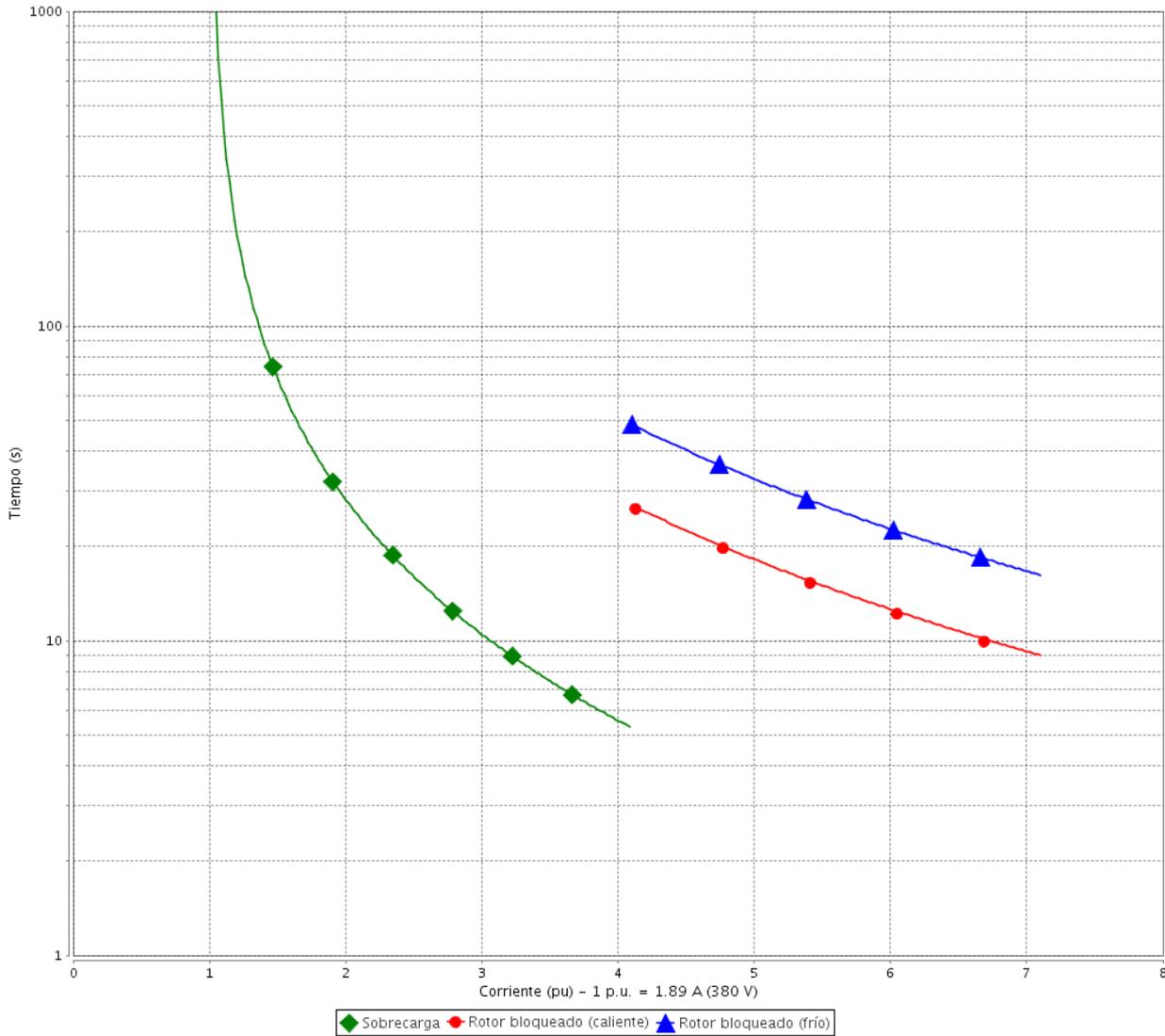


Cliente :

Línea del producto : General IR2 Trifásico

Código del producto : 12783038

CURVA DE LÍMITE TÉRMICO



Desempeño : 220/380 V 60 Hz 4P

Corriente nominal	: 3.26/1.89 A	Momento de inercia (J)	: 0.0038 kgm ²
Ip/In	: 7.1	Régimen de servicio	: Cont.(S1)
Torque nominal	: 4.12 Nm	Clase de aislamiento	: B
Torque de arranque	: 220 %	Factor de servicio	: 1.15
Torque máximo	: 250 %	Elevación de temperatura	: 80 K
Rotación nominal	: 1740 rpm	Categoría	: N

Constante de calentamiento

Constante de enfriamiento

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador			Página	Revisión
Fecha	08/08/2019		4 / 5	

CURVA DE OPERACIÓN COM INVERSOR

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

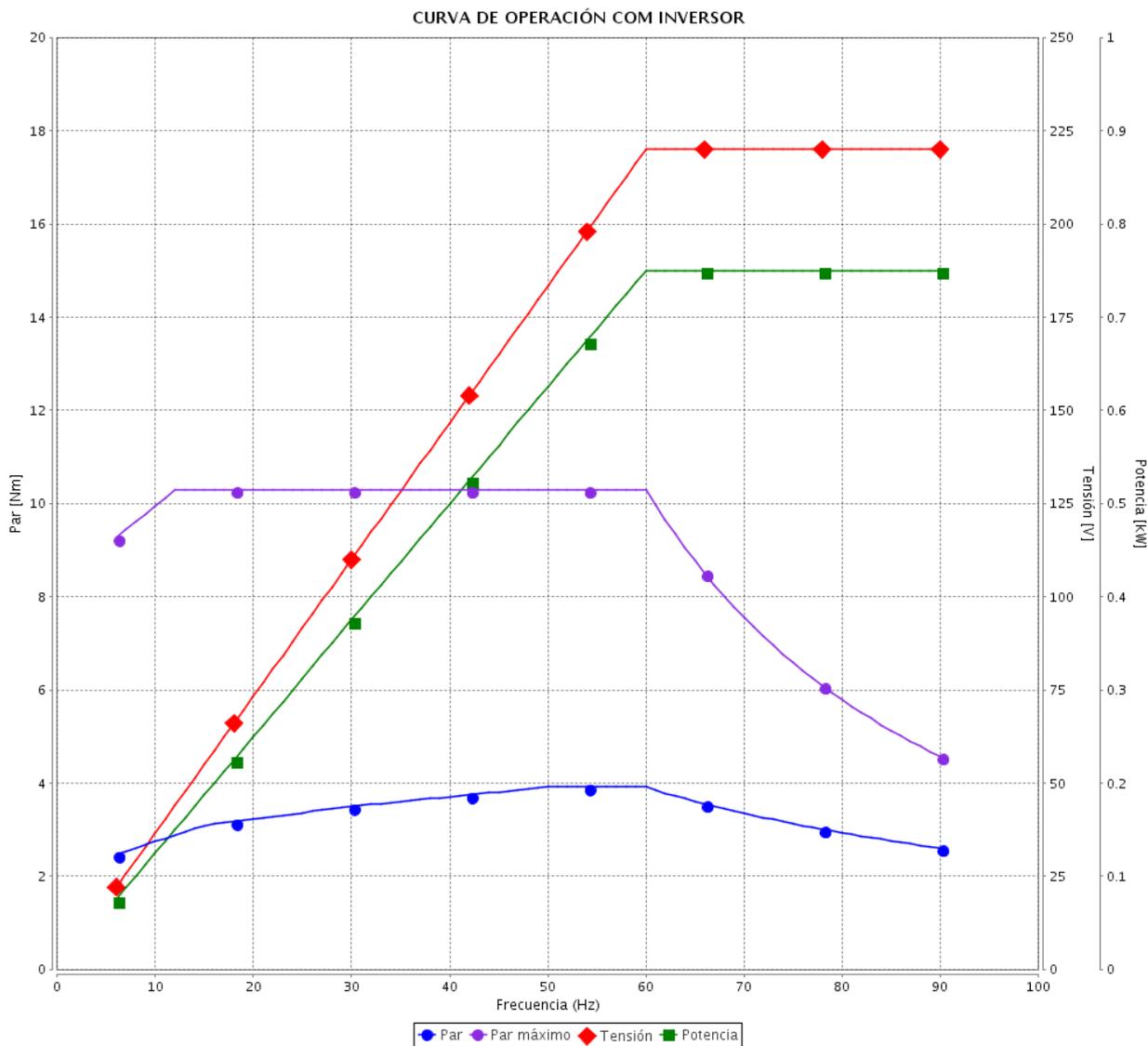


Cliente :

Línea del producto : General IR2 Trifásico

Código del producto :

12783038



Desempeño : 220/380 V 60 Hz 4P

Corriente nominal : 3.26/1.89 A
 I_p/I_n : 7.1
 Torque nominal : 4.12 Nm
 Torque de arranque : 220 %
 Torque máximo : 250 %
 Rotación nominal : 1740 rpm

Momento de inercia (J) : 0.0038 kgm²
 Régimen de servicio : Cont.(S1)
 Clase de aislamiento : B
 Factor de servicio : 1.15
 Elevación de temperatura : 80 K
 Categoría : N

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador				
Fecha	08/08/2019		Pagina 5 / 5	Revisión

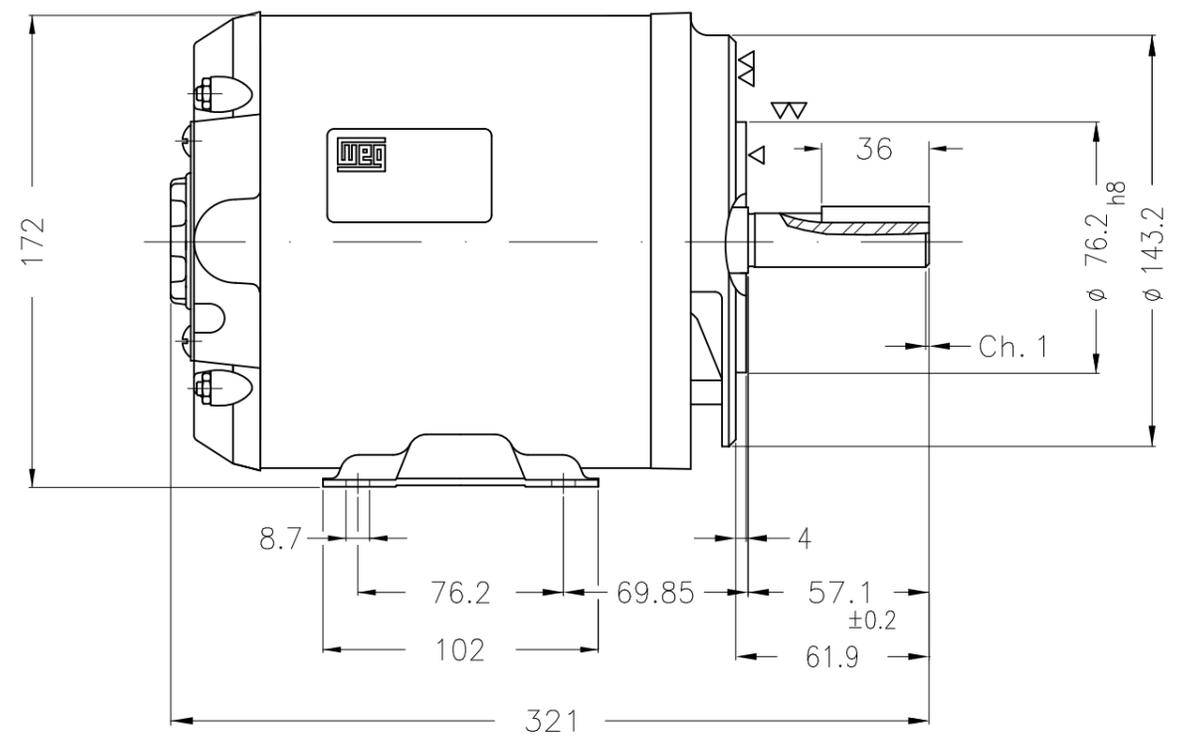
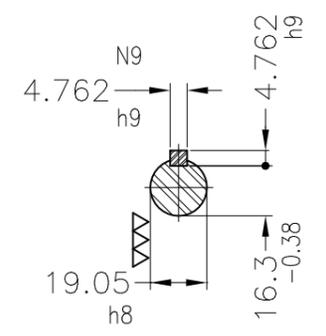
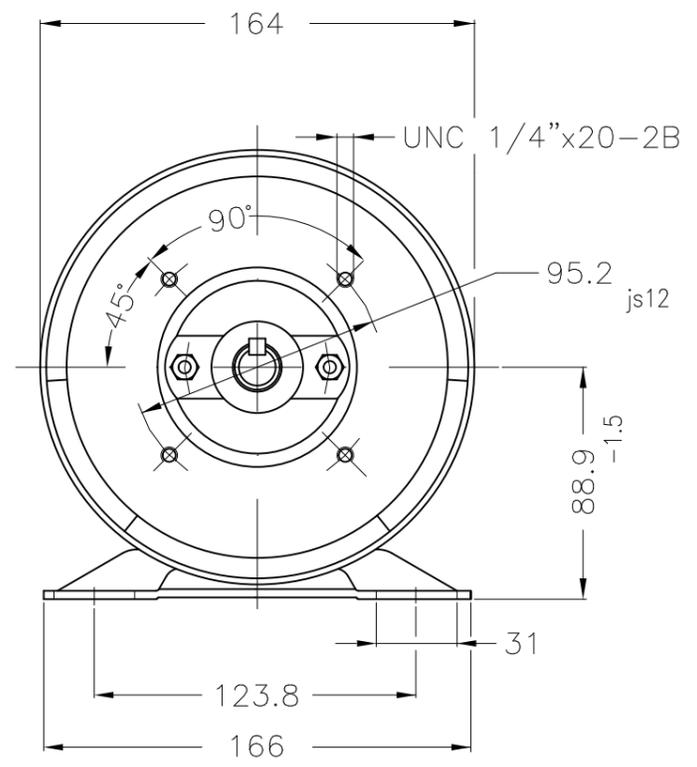
EJE	
ESTÁNDAR	X
OPCIONAL	
ESPECIAL	

Dimensões em mm
Dimensiones en mm

TOLERANCIAS GENERALES
 X ±2 .XX ±0.5
 .X ±1 .XXX ±0.127
 ANGULAR ±2'

ESTA REVISION SUBSTITUYE Y ANULA LA EMISION ANTERIOR, LA CUAL DEBERA SER ELIMINADA.

A
B
C
D
E



Anillo fijación del rodamiento
 Forma constructiva B34D

No MODIFICACION ECM	LOC LOC	RESUMEN DE MODIFICACIONES SUMMARY OF MODIFICATIONS	EJECUTADO EXECUTED	VERIFICADO CHECKED	LIBERADO RELEASED	FECHA DATE	VER VER
EJEC. /EXECUTED	USERADMIN	MOTOR TRIFASICO A. R. PLUS CARCASA D56C IP21 ODP Código WEG: 12783038					
VERIF. /CHECKED							
LIBER. /RELEASED							
FECHA LBR/EL DT	08.08.2019	WMO Jaragua do Sul	Ingeniera del Producto	HOJA/SHEET	1 / 1		

0,75 kW (1 HP-cv) 04 Polos 60Hz

A

