

DISEÑO DE UN DINAMÓMETRO DE PRONY PARA UN MOTOR MONOCILÍNDRICO DE 2.4 HP PARA EL LABORATORIO DE MOTORES DE LA UAN SEDE SUR

*Autores: Yeferson Edgardo Cuaspué Pinchao Código:10421825590
Hernan Arturo Jarne Ruiz Código: 10421918815
e-mail institucional autores: ycuaspué81@uan.edu.co- hjarme73@uan.edu.co
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica.
Programa Académico: Tecnología en Mecánica Automotriz
Universidad Antonio Nariño
Bogotá Sede Sur
Director: Nicolas Giraldo Peralta I.M., M.Sc ., Ph.D.
e-mail nicolas.giraldo@uan.edu.co*

RESUMEN:

El presente trabajo tiene como finalidad diseñar un dinamómetro de prony para un motor monocilíndrico de 2.4 HP para el laboratorio de motores de la UAN sede Sur. Esto con el objetivo de determinar el desempeño del motor monocilíndrico en base a las variables de salida, como son potencia, torque y velocidad angular.

Para el desarrollo este proyecto, se identificaron los diferentes puntos específicos, uno de los más importantes siendo el diseño y análisis teórico del freno prony, el cual se identificó las zonas más críticas para determinar la seguridad de las piezas que están sometidas a esfuerzos mecánicos, el diseño de un freno de Prony, el cual se modeló en un programa CAD "Solid Works" se realizó un análisis de esfuerzos estático en el software de la pieza principal que posiblemente podrían sufrir deformación para determinar la seguridad de este dispositivo.

Otro punto importante fue diseñar una estructura con sus respectivos planos, donde se acopla el freno prony y el motor propuesto, Por esta razón, se presentó el diseño de un banco de pruebas, que permita acoplar los componentes para determinar el desempeño de torque y potencia al freno desarrollado por el motor, Para realizar el diseño del banco de pruebas se

determinó, realizar un análisis en las zonas críticas para determinar su seguridad.

Se desarrolló guía de funcionamiento del banco y un formato de presupuesto de cada uno de los componentes de fabricación.

PALABRAS CLAVE: Diseño, puesta a punto, banco de pruebas, freno de prony, dinamómetro de motor.

ABSTRACT

The purpose of this work is to design a prony dynamometer for a 2.4 HP single-cylinder engine for the UAN South headquarters laboratory. This with the objective of determining the performance of the single-cylinder engine based on output variables, such as power, torque and angular velocity.

For the development of this project, the different specific points were identified, one of the most important being the design and theoretical analysis of the prony brake, which identified the most critical areas to determine the safety of the parts that are subjected to mechanical stress, the design of a Prony brake, which was modeled in a CAD program "Solid Works", an analysis of static stresses was carried out in the software of the main part that could possibly

suffer deformation to determine the safety of this device.

Another important point was to design a structure with their respective plans, where the prony brake and the proposed motor are coupled. For this reason, the design of a test bench was presented that allows the components to be coupled to determine the performance of torque and power to the brake developed by the engine. To carry out the design of the test bench it was determined, carry out an analysis in the critical areas to determine its safety.

An operating guide for the bank and a budget format for each of the manufacturing components were developed.

KEY WORDS: Design, Set-up, test bench, prony brake, motor dynamometer.

I. INTRODUCCION

En la actualidad existen diversos mecanismos para evaluar a un motor de combustión interna, entre ellos los bancos dinamométricos que suelen ser utilizados para el desarrollo, caracterización y pruebas de los motores de combustión interna alternativos. Dichas instalaciones permiten que las máquinas térmicas funcionen a diferentes ritmos de trabajo y al mismo tiempo, brindan la oportunidad de medir algunas variables físicas asociadas con el funcionamiento del motor. Con respecto a las pruebas realizadas en estos equipos, las más importantes son las que sirven para obtener los valores relativos al torque del motor al freno, la potencia neta desarrollada y velocidad angular de operación. Es por eso que se utiliza el banco dinamométrico, para así tener certeza del valor específico de dichos parámetros que deben de ser medidos [1] Debido a la importancia de conocer estas variables de salida también se ha desarrollado un amplio campo de dispositivos para la medición de estas variables. A la fecha en la Universidad Antonio Nariño sede sur de Bogotá no cuenta con un banco que permita determinar y conocer dichas variables. Es por eso que se decide el desarrollo de diseño para este proyecto. En este documento se plasma el diseño básico de un freno prony y el funcionamiento del banco dinamométrico para un motor monocilíndrico de 2,4 HP, de igual manera para caracterizar el desempeño del motor. Partiendo de dicha necesidad

es importante la creación de una herramienta la cual brinda la capacidad de medir las variables de salida del motor como lo son torque, velocidad angular y potencia. Una vez realizado el diseño de este dinamómetro se espera que pueda ser implementado en el laboratorio de motores de la universidad para el apoyo a la enseñanza en el programa de Tecnología en mecánica automotriz. Al mismo tiempo se encuentra información sobre los diferentes elementos empleados para medir y registrar la velocidad de giro, torque y el sistema de frenado. Para el desarrollo de este proyecto se plantea un rastreo de información, obteniendo los requerimientos y conceptos específicos, para el diseño y el análisis de los componentes principales, el modelado en programa CAD con sus respectivos planos. Así misma simulación para la obtención de resultados más concretos.

II. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La potencia y el torque son unas de las características más importantes de los motores de combustión interna, debido a la importancia de conocer estas variables surge la necesidad que dentro del laboratorio de motores de la UAN sede sur no se cuenta con un banco dinamométrico que sirva para obtener valores certeros en cuanto a la potencia entregada por un motor. Por tanto, se desea diseñar un banco de pruebas de freno de prony para un motor monocilíndrico de 2.4 HP con el fin de que sea usado para fines didácticos en el laboratorio de mecánica automotriz de la UAN sede sur.

III. JUSTIFICACIÓN

La finalidad de este proyecto es realizar un aporte al proceso de enseñanza de la ingeniería y de la tecnología buscando ofrecer una herramienta apta de medida para las variables de salida de un motor. Se realizó el diseño de un banco dinamométrico funcional acoplado a un motor monocilíndrico de 2.4 HP. Las variables de salida a medir son torque, velocidad angular y en consecuencia la potencia, ya que son las variables mecánicas básicas para determinar el desempeño del motor. Por lo que será de gran ayuda para apoyar las tareas didácticas,

académicas y de investigación que se hagan en estos campos.

IV. OBJETIVOS

A. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un freno tipo Prony, para medir la potencia al freno y torque desarrollado por un motor monocilíndrico de 2.4 HP.

B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la base teórica que permita establecer el diseño del freno prony.
- Determinar los requerimientos específicos del freno prony a diseñar.
- Diseñar el Freno prony acorde a los requerimientos y necesidades establecidas.
- Elaborar guía de laboratorio para la comprensión del funcionamiento del freno prony.
- Elaborar el presupuesto de construcción del dinamómetro.

V. ALCANCE

El alcance de este proyecto es el diseño de un dinamómetro de Prony para la realización de pruebas que permitan medir las variables de salida de un motor monocilíndrico de 2.4 HP para el laboratorio de motores de la UAN de la sede Sur, teniendo como resultado el diseño de un banco dinamométrico para apoyo del proceso de enseñanza en las áreas de motores de combustión interna y con la capacidad de evaluar las diferentes variables a la salida del motor, para programas entre otros de Tecnología en Mecánica Automotriz de la Universidad Antonio Nariño sede sur de Bogotá.

VI. METODOLOGIA

A lo largo del desarrollo del proyecto se fueron cumpliendo con etapas propuestas ligadas directamente a los respectivos objetivos que se querían alcanzar, cumpliendo también con los fundamentos expuestos en el marco teórico. Dichas etapas se clasificaron de la siguiente manera:

ETAPA 1. Determinar la base teórica que permita establecer el diseño del freno prony.

Realización de rastreo bibliográfico e investigación sobre la estructura y funcionamiento y conceptos principales del freno prony en base a fuentes bibliográficas, documentos y libros que permitan establecer el objeto de estudio.

ETAPA 2. Determinar los requerimientos específicos del freno prony a diseñar.

Teniendo en cuenta las bases funcionales del dinamómetro de freno prony se determina las características necesarias que debe cumplir, bajo que parámetros se limita su funcionalidad y estudio de resistencia de materiales a emplear para ofrecer una pieza segura y eficientes, teniendo en cuenta las dimensiones y el área a emplear dentro del laboratorio, instrumentos de medición y tipo de material.

ETAPA 3. Diseño del Freno prony acorde a los requerimientos y necesidades establecidas.

Freno prony: Se diseñará el freno prony de acuerdo a los requerimientos teniendo en cuenta la ergonomía del motor y del banco al cual se acoplará el freno, realizando análisis mecánico teórico de las piezas, de tal manera que sea segura y cumpla con las exigencias correspondientes.

Estructura del banco: Se diseñará la estructura del banco y modelaje correspondientes en programa CAD, determinando las partes críticas y realizando un análisis teórico que permitan visualizar y desarrollar de forma estable y segura, teniendo en cuenta las dimensiones del motor eje a acoplar y dimensiones de su ubicación final.

Planos: Se diseñaron planos de cada una de las piezas, tanto del freno prony como del banco. Junto con los planos de ensamble con especificaciones y representación de los elementos.

ETAPA 4: Elaborar guía de laboratorio para la comprensión del funcionamiento del freno prony.

Se desarrolló un documento para la comprensión del funcionamiento del freno prony, esto con el fin de describir detalladamente el funcionamiento de cada

uno de los componentes del dinamómetro y las precauciones a tener en cuenta.

ETAPA 5: Elaborar el presupuesto de construcción del dinamómetro.

Se desea desarrollo un formato donde se presente el presupuesto de forma detallada de cada uno de los componentes que conforman el dinamómetro de prony. tanto como estructura del banco, freno prony instrumentos de medición de rpm y dinamómetro.

VII. MARCO TEORICO

1. MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

El motor de combustión interna es un conjunto de elementos que ensamblado de la manera adecuada es capaz de transformar energía química de un combustible que arde dentro de una cámara de combustión en energía mecánica, entre ellos encontramos los motores de explosión ciclo Otto, inventado por Nikolaus Otto siendo este el motor convencional a gasolina, también el motor Diésel, denominado así por el ingeniero Rudolf Diésel, la turbina a gas y el motor rotatorio [2]El motor monocilíndrico hace referencia a un tipo de motor de combustión interna que cuenta con un solo cilindro.



Figura.1 Motor de combustión interna monocilíndrico [3].

Algunas de las partes fundamentales que forman parte de un motor para realizar dicha transformación son:

1.1. Bloque: Es un elemento en donde en su interior aloja elementos como cilindros junto con los

pistones y las bielas, también el conjunto de soportes donde apoya el cigüeñal y las camisas, los conductos que contienen líquido para refrigerar y también los conductos que contienen aceite para lubricar. Cuenta con conexiones por medio de poleas para ejecutar el trabajo de la bomba de agua, la bomba de combustible, la bomba de aceite o el distribuidor, estos son controlados por la rotación del cigüeñal [4].

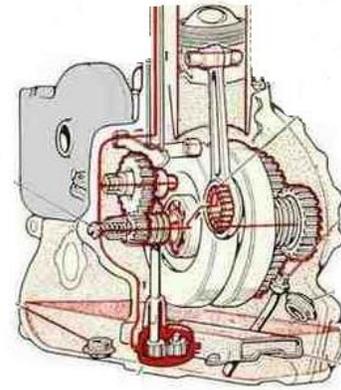


Figura.2 Bloque del motor [5].

1.2. Pistones: Realizando un trabajo apto generan un vacío en la cámara de combustión el cual permite llamar a la mezcla hacia su interior, para así, ser comprimida y aprovechar la fuerza generada en la explosión. La energía que mueve el vehículo es propulsada por este trabajo, que empuja así al cigüeñal a través de las bielas [4].



Figura 3 Pistón [4].

1.3. Cigüeñal: El cigüeñal es el eje de giro que convierte el movimiento alternativo del pistón en un movimiento giratorio, recibe un impulso explosivo de la cámara de combustión, su principal característica es una alta resistencia mecánica al giro, ya que debe soportar la presión que genera el pistón. durante el ciclo de expansión [4].



Figura.4 Cigüeñal [6].

1.4. Culata: En ella se encuentra el organismo encargado de poner todo en orden. La culata es la tapa que cierra la cámara de combustión y en donde se alojan las válvulas junto con sus sistemas de accionamiento por el árbol de levas. Este árbol generalmente están unidos al cigüeñal por medio de una correa o cadenilla y su trabajo es a la mitad de revoluciones que el cigüeñal lo que quiere decir que por cada dos vueltas de cigüeñal se genera una vuelta del árbol de levas con esto se produce la apertura y cierre de las válvulas, siendo estas las encargadas de que la mezcla de combustible entre por medio la válvula de admisión y salgan los gases por medio de la válvula de escape [7].



Figura.5 Culata [8]

Los motores de combustión tipo Otto y diésel, cuentan con los mismos elementos principales para generar su trabajo, como lo son el bloque, el cigüeñal, las bielas, los pistones, la culata, y las válvulas, también otros característicos de cada uno, como lo son la bomba inyectora de alta presión en los diéses, o el carburador en los Otto.

Los motores de explosión tipo Otto se clasifican en motores de dos tiempos los cuales efectúan una carrera útil en cada giro del cigüeñal mientras que los motores de cuatro tiempos ejecutan este trabajo cada dos giros del cigüeñal [9]

Para generar movimiento en el vehículo es necesario que se cumplan cuatro momentos que generaran energía para conseguir dicha acción, estos son [10], en cuanto a los motores de cuatro tiempos.

- **Admisión:** Cuando el pistón se encuentre en el punto muerto superior (PMS) y se disponga a iniciar su carrera al punto muerto inferior (PMI) se iniciará esta fase de la admisión de la mezcla (aire y combustible), esta es llamada por el vacío que se produce en la cámara de combustión mientras se genera el descenso del pistón hacia PMI [10].
- **Compresión:** Una vez la mezcla ya se encuentre en el interior de la cámara el pistón iniciará su carrera hacia el PMS con la válvulas de admisión y escape cerradas para así lograr comprimir la mezcla [10].
- **Explosión o expansión:** Una vez sea comprimida la mezcla, se generará una chispa producida por una bujía (en los motores de gasolina) la cual provocará una detonación al interior de la cámara de combustión quien obligara al pistón a realizar su desplazamiento hacia el PMI [10].
- **Escape:** En este ciclo el pistón inicia su carrera hacia el PMS empujando los gases y es allí cuando se abre la válvula de escape para que los gases producidos por la detonación sean liberados de la cámara de combustión [10].

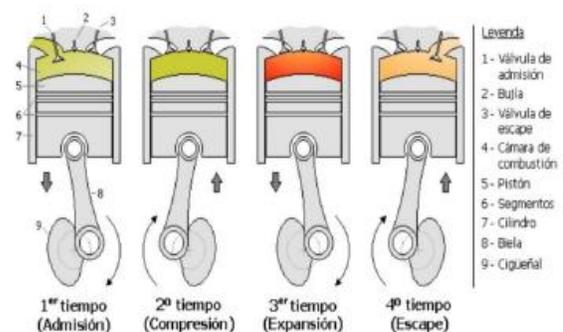


Figura.6 Posición de pistón en sus cuatro estados [10].

2. Dinamómetro

El dinamómetro en términos generales es la "herramienta de medición de fuerza", por lo general puede ser por fuerza flexible calibrada. "El dinamómetro tradicional fue inventado por Sir Isaac Newton, su funcionamiento se basa en la ley de Hooke en donde se estira o comprime un resorte. Con base en la elongación o compresión del resorte y la constante del mismo, se puede determinar la fuerza" [11]. Los dinamómetros llevan marcada una escala, en unidades fuerza. Pero también se conocen como dinamómetro o banco dinamométrico para equipos o dispositivos utilizados para medir o determinar una fuerza generada por una máquina y con base en la medición de ciertos parámetros de la maquina (por ejemplo, el tiempo de torsión y/o la velocidad de rotación, dependiendo del principio de operación del banco dinamométrico), se realiza el cálculo estimado de la potencia mecánica generada por la máquina bajo diferentes condiciones de trabajo [12].

Una de sus aplicaciones principales está actualmente relacionada con los motores de combustión interna (MCI) y los automóviles, ya que este es un dispositivo que puede caracterizar el motor de combustión interna. Se usa para realizar las pruebas y diferentes soluciones relevantes para su actividad [13]. Sin embargo, un dinamómetro es un dispositivo que se puede utilizar para medir la potencia y probar una gran cantidad de máquinas, como motores eléctricos, motores térmicos, máquinas de vapor, turbinas etc.

Dentro de este ámbito se encuentran diversos dispositivos de medición de estas variables, como son dinamómetro de Absorción, dinamómetro de transmisión, dinamómetro de chasis, dinamómetro de motor, pero dentro del campo automotor entre los más relevantes se encuentran los dinamómetros de chasis y de motor para conocer mejor estos dispositivos se definieron de la siguiente manera.

2.1. Dinamómetro de Absorción. Los dinamómetros de absorción son útiles para medir el par generado por fuentes eléctricas. Estos dinamómetros funcionan absorbiendo energía mecánica para realizar la medición. Se pueden dividir en hidráulicas, corrientes de Foucault, corriente

continua (CC) y corriente alterna (CA), ver figura.7 [12].

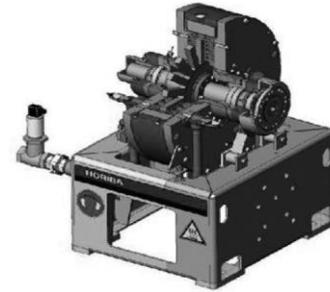


Figura.7. Dinamómetro de corriente Eddy de doble bobina [12].

2.2. Dinamómetro de chasis. Los dinamómetros de chasis se utilizan para probar motores de vehículos, como ventaja no hay que hacer una modificación especial ni retirar el motor. Su Principio se basa en una plataforma esférica, que consta de rodillos móviles para realizar la medición del par como se muestra en la figura.8, se usa comúnmente para realizar esta medición. El vehículo se conduce a la plataforma y se estaciona de forma que las ruedas motrices descansen sobre los rodillos. Cuando el vehículo está rodando, se le sujetan correas de fijación para evitar que la plataforma baje accidentalmente en cualquier momento. El vehículo se pone en marcha y se acelera para que las ruedas hagan que los rodillos se muevan, luego, a través de la transmisión, la potencia se transfiere desde los rodillos al freno dinamométrico, luego los datos se recopilan de una serie de sensores ubicados en el dinamómetro que informan las características del motor y la dirección [14]. Se recomienda utilizar un actuador antideslizante como correa en el diseño para obtener resultados más precisos entre las ruedas



Figura.8 (banco dinamométrico de rodillos [14].

2.3. Dinamómetro de Transmisión: Son sistemas pasivos y son instalados en una localización apropiada dentro de una maquina o entre máquinas para medir par en particular. Los dinamómetros de transmisión miden la potencia sin absorber energía. El trabajo realizado o la potencia del motor deben medirse antes de utilizar la máquina. En otras palabras, el trabajo no se consume cuando se mide. Por ejemplo, una correa de transmisión. Estos dinamómetros también se conocen como convertidores de par [14].



Figura 9. Dinamómetro de Transmisión [14].

2.4. Dinamómetro de Motor. los dinamómetros de motor que se acoplan directamente al eje de salida del motor. Comprueban los caballos de fuerza de un motor girando un eje en un ambiente cerrado, a través de un rango de entradas. Equipados para medir sólo motores, su uso requiere removerlos de los vehículos. Luego son conectados directamente al motor con o sin transmisión, utilizando juntas especiales [15]. De manera que este dispositivo determinara el rendimiento del motor, buscando mostrar la potencia proporcionada el torque y la velocidad de operación de forma que se pueda caracterizar la maquina térmica Ver la Figura 10.



Figura.10 Dinamómetro de Motor [15].

2.5.Freno Prony

El freno Prony es un dinamómetro de absorción, por lo general la energía mecánica es convertida en calor. Este dispositivo fue inventado en el año 1821 por el matemático e ingeniero francés Gaspard Prony, nacido en Chamelet, Beaujolais, Francia.. [12]. Dependiendo del tipo de freno, puede considerarse dos tipos de freno de Prony. Puede ser un sistema dinamométrico por banda o por mordaza en la Figura.11 se muestra un freno prony de tipo mordaza el cual se toma como referencia para el diseño.

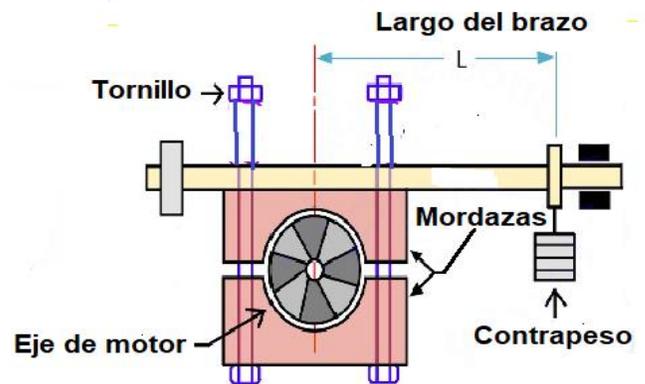


Figura.11 Freno Prony con sistema de pesas [16].

2.5.1. Principio de Funcionamiento

El freno consta de una palanca o brazo equipado con un contrapeso o un dinamómetro dispuesto un eje con un alto coeficiente de fricción. Estas dos placas están conectada al eje del motor cuya potencia se desea medir. El ajuste variable de la mordaza, significa que puede controlar el par de carga aplicado al motor. estas zapatas son desmontables, cuando el motor se frena se aplicará una fuerza en el dinamómetro para una velocidad de rotación determinada, la fuerza de compresión sobre la mordaza se incrementa gradualmente aumentando el ajuste de los tornillos que unen las dos placas de manera que aumenta la presión en la mordaza contra el eje, de modo que el motor desacelera hasta estabilizarse a la velocidad máxima de rotación [17].

Teniendo en cuenta el funcionamiento del freno prony y las variables que se pueden calcular mediante la medición del par en función de la velocidad de giro

De tal manera que obteniendo el valor de fuerza aplicada en el dinamómetro se puede calcular el torque y potencia del motor al que se está realizando la prueba, es por esto que debemos entender los conceptos de torque y potencia

2.5.2. Torque.

El Torque es el resultado de aplicar una fuerza a un objeto rígido a cierta distancia desde un punto en específico perpendicular a la superficie (radio), haciendo que este gire. Un claro ejemplo que se puede mostrar al momento de apretar o aflojar una tuerca con la llave. Por lo que el torque se define como el producto vectorial del vector radio y el vector fuerza además de que esta fuerza puede ser aplicada a determinado ángulo de inclinación (α) [18] para esto se determina en la ecuación 1.

$$T^{\rightarrow} = F \times r \text{ (Ecuacion 1)}$$

Donde:

T = Torque o momento de fuerza $N.m = \left[\frac{kg \cdot m^2}{s^2} \right]$ ó $[lb \cdot ft]$.

F = El vector fuerza ejercida $N = \left[\frac{kg \cdot m}{s^2} \right]$ ó $[lb]$.

r = El radio o largo de brazo, es el vector distancia del punto de rotación al vector fuerza $r = [m]$ ó $[ft]$.

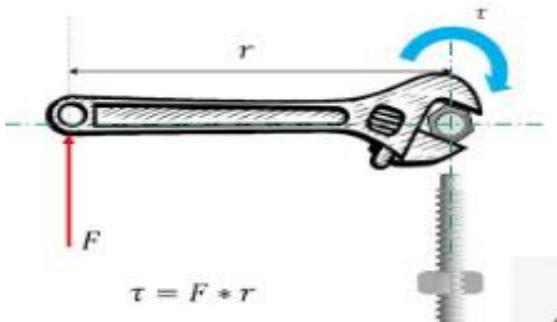


Figura.12 Torque o momento [18] .

Como se evidencia en la figura 12, el vector radio es la distancia desde el punto donde se aplica la fuerza hasta el lugar de rotación. El vector fuerza está siendo aplicado hacia arriba y está provocando una rotación en dirección de las agujas del reloj. Se debe tener en cuenta que si el cuerpo gira en contra de las manecillas del reloj el torque será positivo, mientras

el cuerpo gire en el mismo sentido de las manecillas del reloj el torque será negativo [18]. Si el ángulo de aplicación de la fuerza es de 90° el torque es máximo y si el ángulo es 0° entonces el torque su valor es 0.

2.5.3. Potencia.

La potencia mecánica se define como la cantidad de trabajo por unidad de tiempo [19]. La potencia también puede ser expresada en watts (W), realizando la siguiente conversión.

1HP=746 Watts

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t} \text{ (Ecuación 2)}$$

Donde:

P = Potencia Watt = $\left[\frac{J}{s} \right]$ ó $HP = \left[\frac{N \cdot m}{s} \right]$.

W = Es el trabajo ejercido por la fuerza. $J = [N \cdot m]$ ó $[ft \cdot lb]$.

t = Es el tiempo en que se realiza dicho trabajo [s].

Se debe tener en cuenta que:

$W = F \cdot d$ [N.m] (ecuación 3) Donde:

F= Fuerza aplicada [N] ó [lb].

d = Distancia recorrida [m] ó [ft].

Dado para un movimiento rotacional, o sea un torque o momento de fuerza, que actúa sobre un cuerpo que gira con velocidad angular, su potencia es el producto de torque por velocidad angular [19].

$P = T \cdot \omega$ (Ecuación 4) Donde:

ω = Velocidad angular [rad/s].

T= Torque [N.m] ó [lb. ft].

En el caso de los motores de combustión interna, estos producen un torque en el eje, el cual gira a una velocidad angular constante, por lo cual, la ecuación que se usa en este caso será la ecuación 4.

$P = T \cdot \omega$ (Ecuación 4).

La potencia puede ser medida en Sistema Internacional (SI), en Watts (W), en Sistema inglés en caballos de fuerza (HP). De modo que, las ecuaciones anteriores son válidas, tanto para el sistema internacional, como el sistema inglés, con la condición de no mezclar dimensionales de diferentes sistemas de medición en el uso de las ecuaciones [19].

Teniendo en cuenta el concepto de torque, ecuación 1, se puede usar la fuerza y el largo de brazo del freno prony para conocer el torque que proporciona el motor a determinado régimen de giro. Utilizando el torque también se puede conocer la potencia del motor, conociendo la velocidad angular del motor mediante, ecuación 3.

3. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

La concentración de tensión ocurre cuando la geometría cambia abruptamente. Es importante comprender los conceptos básicos para diseñar estos cambios repentinos en la geometría de la pieza, ya que hay un número infinito de concentradores de tensión diferentes que pueden existir en un panel debido a su geometría, posición u otras propiedades. La acción de las concentraciones de tensión puede afectar negativamente a cualquier pieza e incluso provocar la deformación o el fallo de la misma [20]. Por lo tanto, vale la pena investigar estos casos. Es difícil construir cualquier parte de la máquina sin permitir algunos cambios en la sección transversal de los elementos.

Estos tipos de discontinuidades se denominan amplificadores de tensión y las regiones donde ocurren se denominan regiones de concentración de tensión.

Si este amplificador de tensión está presente en una pieza, ejercerá una gran cantidad de tensión en la pieza porque no contiene material. Se utiliza un factor de concentración de tensión teórico o geométrico K_t o K_{ts} para relacionar la tensión máxima real en la ruptura con la tensión nominal. El coeficiente está definido por las ecuaciones (5) y (6).

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \quad (\text{Ecuación 5})$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0} \quad (\text{Ecuación 6})$$

Donde:

K_t = Se usa para esfuerzos normales.

K_{ts} = Para esfuerzos cortantes.

σ = Esfuerzo normal. $[N/m^2]$ ó $[lb/in^2]$.

τ = Esfuerzo cortante. $[N/m^2]$ ó $[lb/in^2]$.

El subíndice t en K_t significa que el valor de ese factor de concentración de esfuerzos sólo depende de la geometría de esa parte, no tiene ningún efecto, el material de la pieza. El análisis de las formas geométricas para determinar los factores teóricos es un problema difícil y no se encuentran muchas soluciones. La mayoría de los concentradores de esfuerzos se determina por medio de técnicas experimentales. Aunque se ha manejado el método del elemento finito, el hecho de que los elementos son, en efecto finitos, impide encontrar el esfuerzo máximo real. Por lo general, para determinar los factores teóricos, se realiza por método visual en gráficas, que se obtienen previamente por un método de elementos finitos [20]. Por ejemplo, en placas con un intensificador de hombro, con un radio, se tiene la gráfica de la Figura.13.

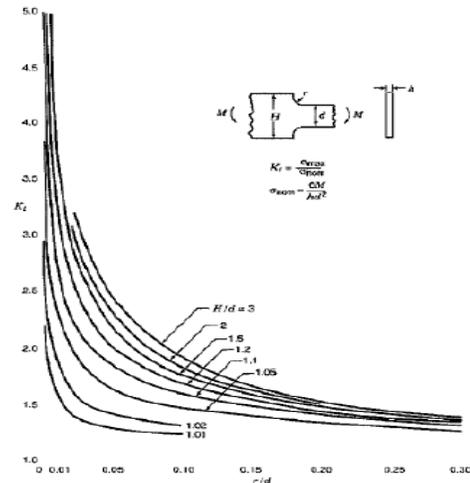


Figura.13 .Concentración de esfuerzos en una placa [20].

Cuando se tiene una relación de r/d mayor a 0.3, se vuelve un problema definir K_t , por lo que se debe buscar otras alternativas. Entre las alternativas está una ecuación que determina el valor de K_t , para una placa con un intensificador de esfuerzo de hombro, sometido a un esfuerzo de flexión con un cambio de sección, como se puede observar en la Figura 14.

Para obtener K_t , se procede a obtener la relación d/D. Con esta relación se obtienen los datos de la tabla 1 ubicada en la Figura 14. Con los datos obtenidos en dicha tabla y el radio del hombro se procede a calcular K_t , utilizando la ecuación ubicada en la Figura 14. Obteniendo K_t , se procede a calcular el esfuerzo de

flexión aproximado real, que sufrirá la pieza para poder determinar el factor de seguridad.

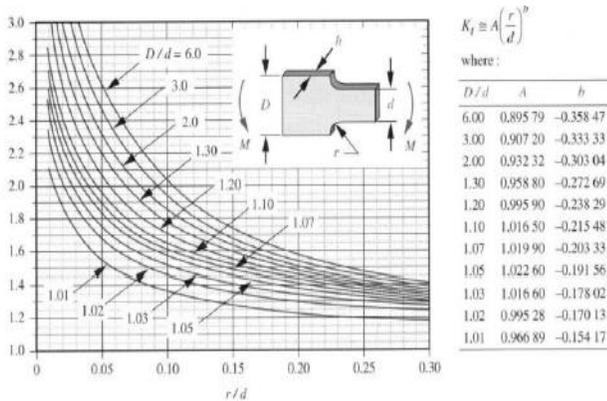


Figura.14 Concentración de esfuerzos en hombro [20].

4. Esfuerzo Cortante Torsional

Cuando se aplica el torque a una extremidad, tiende a girarla, lo que hace que una parte de la extremidad gire en relación con otra. Este pandeo provoca un esfuerzo cortante en la pieza. Para un elemento pequeño, el esfuerzo tiene la misma naturaleza que el esfuerzo cortante directo. En la sección de torsión, por otro lado, la distribución de esfuerzos no es uniforme a lo largo de la sección transversal [21].

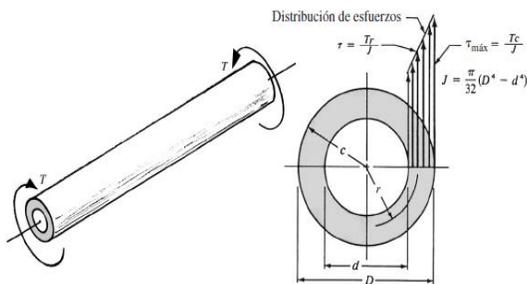


Figura.15 Distribución de esfuerzos en un eje hueco [21].

El caso más común de desplazamiento torsional en el diseño de máquinas es un eje circular que transmite potencia.

4.1. Fórmula del esfuerzo cortante torsional

Cuando un eje redondo hueco se somete a un par de torsión, la superficie externa sufre la máxima deformación cortante unitaria [21] y, por consiguiente, el esfuerzo cortante torsional máximo

para determinar el esfuerzo torsional mediante las siguientes ecuaciones.

$$\tau_{max} = \frac{TC}{J} \quad (\text{Ecuación 7}) \quad \text{donde}$$

T= Torque

C= Radio del eje

J= Momento polar de inercia siendo:

$$J = \frac{\pi}{32} * (D^4 - d^4) \quad (\text{ecuación 8})$$

Si existe alguna deformación por el esfuerzo torsional en el eje se puede determinar mediante la ecuación

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad (\text{Ecuación 9})$$

T= Torque. [N.m].

L= Longitud [m].

J= Momento polar de inercia [m⁴] ó [in⁴], .

G= Modulo de rigidez Pa= [N/m²] ó Psi=[lb/in²].

5. PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO FRENO PRONY Y BANCO DE PRUEBAS

En base a los requerimientos se procedió a realizar los cálculos necesarios para el diseño del freno prony y el banco de pruebas.

5.1. Cálculos para determinar dinamómetro para el freno prony

Es necesario saber la fuerza que genera el torque del motor con el dispositivo que va medir dicha fuerza, para establecer el rango de fuerza del dinamómetro que debemos emplear. Teniendo en cuenta que para el diseño se escogió el motor de modelo GT241 Mitsubishi con una potencia máxima de 2,4 HP o 1,8 KW [22], entregando esta potencia a un régimen de giro de aproximado de 3000 rpm como se muestra en la figura.16 con estas especificaciones para determinar el dinamómetro adecuado para el banco de pruebas.

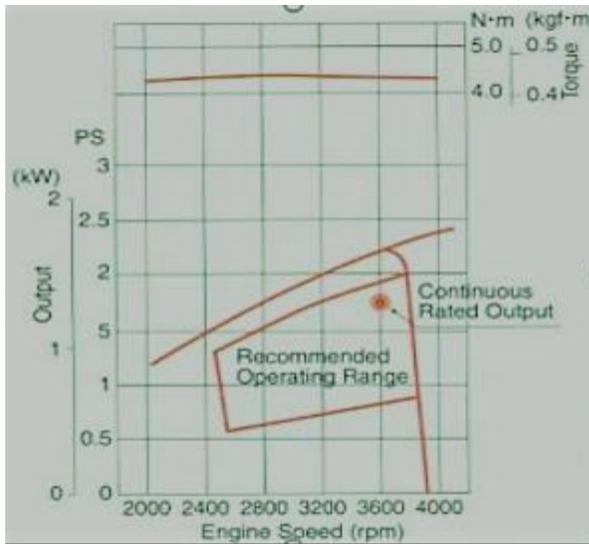


Figura.16 Grafica de torque y potencia motor GT241 [22].

5.2. Especificaciones del motor GT241

Mitsubishi.

- Cilindrada 79.6 cm^3 (79.6 cc).
- Máxima potencia 2.4 HP (1.8 KW).
- Máximo Torque (Par motor) 0.44/2400 kgf.m/rpm.
- Capacidad deposito combustible 1.5 Lit.
- Dimensiones L:274Xa:303,5Xh:285mm.

Tomando en cuenta las especificaciones de lo motor y la gráfica de potencia mostrado en la figura.16, se tiene en cuenta la dimensión del brazo del freno prony. Se toma en cuenta la ergonomía de la pieza para no tener un brazo tan corto y que la fuerza de reacción no tenga un valor muy grande. Se calculó con el torque máximo del motor con mayor capacidad, y el largo de brazo de 0,4 m o 40 cm, tomando desde el punto de referencia la distancia desde el origen del eje has el punto donde se va disponer el dinamómetro como se muestra en la figura.17, para determinar el rango de medición (fuerza) que debe proporcionar el dinamómetro. Se determinó el largo adecuado del brazo, teniendo en cuenta las dimensiones del motor para que no haya

ninguna interferencia con el freno prony.

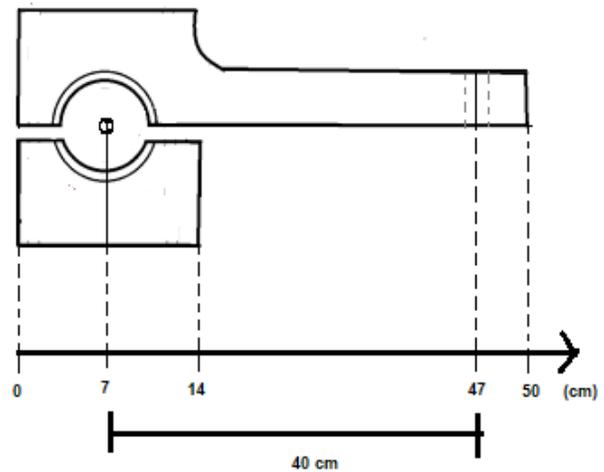


Figura.17 Diagrama de Freno prony.

Fuente propia

Se considera la dimensión del brazo prony bajo este rango, debido a que se busca ofrecer una pieza no muy grande y que se acomode a las dimensiones del banco de pruebas, teniendo en cuenta que la pieza brinda seguridad y cumpla con las exigencias propuestas, de manera que la disposición del banco final no ocupe un espacio exorbitante dentro del laboratorio.

Los cálculos para determinar el momento que ejerce el brazo del freno prony con respecto al eje del motor GT241 Mitsubishi se realizaron bajo la condición que el ángulo es 90° . Teniendo en cuenta las especificaciones del motor mostradas en la sección 5.2 se determina el torque y la fuerza que genera este momento. Utilizando la ecuación de torque y la ecuación de potencia, ecuaciones 1 y 4.

Despejando Torque de la ecuación 4 obtenemos:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (\text{Ecuación 10})$$

Reemplazando teniendo en cuenta las especificaciones del motor descritos en la sección 5.2 con una potencia máxima de 2,4 HP o 1800Watt a un régimen de giro de 2400 rpm. Se determina es torque máximo que proporciona el motor teniendo en cuenta la gráfica de potencia Figura.16 el cual entrega su par máximo al 3000 rpm.

Es muy importante tener claro que los motores de combustión interna no entregan su par máximo a su máxima potencia, debidamente a que existe un punto de régimen de giro (rpm) el cual entrega su par máximo. Teniendo gráfica de potencia Figura.16 el motor entrega su par máximo a un régimen de giro de 3000 rpm.

$$T = \frac{1900 \frac{(\text{kg} \cdot \text{m}^2 / \text{s}^2)}{\text{s}}}{3000 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{rad}}{60\text{s}}} = 6,04 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Habiendo calculado el torque máximo que proporciona el motor con la (ecuación 1) despejamos la fuerza, teniendo en cuenta el largo del brazo del freno prony Figura.18 (0,40 m o 40cm) obteniendo.

$$F = \frac{T}{r} \quad (\text{Ecuación 11})$$

Reemplazamos valores y obtenemos

$$F = \frac{6,04 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,40\text{m}} = 15,1 \text{ N}$$

Con base en este resultado se determina que, el dinamómetro que se debe adquirir debe tener un rango entre 0 y 10 Kg, debe ser preciso y se puede emplear un dinamómetro analógico o digital (figura.18- figura.19) dependiendo de la precisión que deseamos obtener a la hora de dar lectura al valor de la fuerza aplicada.



Figura. 18 Balanza bascula pesa dinamómetro digital [18].



Figura.19 Balanza peso colgante 20 kg [18].

Para la medición del rpm del motor es necesario emplear un sensor de rpm, el cual puede ser de inducción, de efecto hall o sensor óptico, dentro del diseño se decide emplear un sensor de rpm óptico, debido a su fácil obtención en el mercado y fácil manejo y disposición en el banco.

Se desarrolló una tabla mostrando el torque y la fuerza aplicada en el brazo de freno prony en función de la potencia en base al régimen de giro del motor teniendo en cuenta la gráfica de potencia del motor GT 241 Figura.16 como se muestra en la tabla 1 se plantearon los datos tomados. Teniendo en cuenta que se aplica los conceptos de torque, potencia y el largo del freno prony siendo (0,4 m o 40 cm) de longitud desde el husillo, para determinar la fuerza que se aplica mediante el uso de las ecuaciones (1) y (4).

Velocidad de giro (rpm)	Torque (N. m)	Potencia Teórica (Watt)	Fuerza (N)
2000	5,72	1200	14,32
2200	5,64	1300	14,10
2400	5,96	1500	14,90
2600	5,87	1600	14,67
2800	5,96	1750	14,90
3000	6,04	1900	15,10
3200	5,96	2000	14,90
3600	5,57	2100	13,90
3800	5,78	2300	14,45
4000	5,96	2500	14,90

Tabla.1 Tabla de torque y fuerza en función de la potencia. Fuente propia

Teniendo en cuenta la tabla.1 y los datos que planteamos, se graficó la curva de torque teniendo en cuenta la potencia está en un rango de 2500 Watt

aplicando la teoría del freno prony y mediante la ecuación 2 se obtuvo lo siguiente gráfica. Ver figura 20.

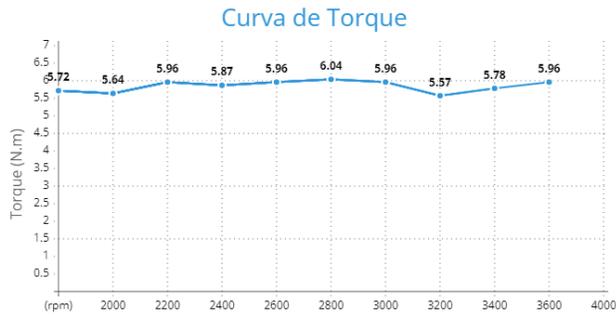


Figura.20 Grafica de torque.

Fuente Propia

Se decidió desarrollar la tabla de datos teóricos de potencia y torque (Tabla.1) junto con la gráfica de torque gráfica.20. mostrando el torque en función de las (rpm) al motor GT 241 Mitsubishi para proceder con el diseño se decidió aumentar el torque, debido a que en la pieza principal se desea brindar mayor seguridad, por lo cual se decidio aumentar aproximadamente al doble el par motor siendo de (11,87 N.m). Esto para brindar más seguridad al usuario y que las piezas no sufran ningún tipo de deformación o fractura.

6. DISEÑO DE FRENO PRONY

Para el diseño de freno prony se determina en base a los criterios descritos en la sección anterior con un diseño tipo mordaza con una longitud del brazo principal de (40 cm o 0,40 m) que va desde el husillo hasta en punto desde se va disponer el dinamómetro. Se han determinado el diámetro del eje de 5cm, para que coincidan con la ergonomía del freno prony y la altura del eje del motor GT 241 Mitsubishi. Se toma en cuenta la longitud y diámetro del brazo debido a que se busca ofrecer una pieza compacta que soporte los esfuerzos mecánicos de manera que el diseño sea una pieza segura, que no sea sobredimensionada con respecto a la ergonomía del banco, también basándonos en un trabajo de la universidad de Guatemala [14] donde se fabricó un freno prony con un brazo de longitud de (53 cm) para medir el par de

un motor de hasta 10 HP. A continuación, se muestra el diseño esquemático del freno prony figura.21 con el cual se parte para la realización de los análisis de esfuerzos.

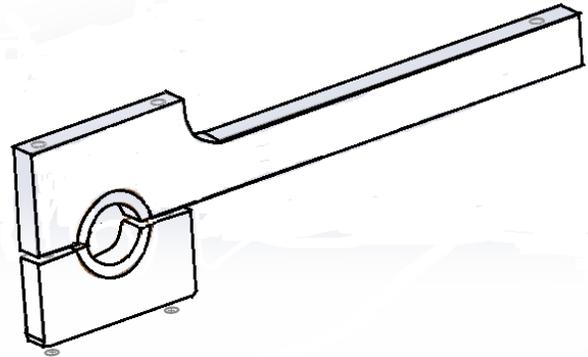


Figura.21 Diseño esquemático freno prony.

Fuente propia

6.1. Materiales Utilizados para el freno prony

El material que se escogió para soportar el frenado y la fricción fue el corcho debido a su disponibilidad en el mercado y su alta resistencia a la fricción y elevadas temperaturas.

Para la mordaza diseñada en solid Works (Figura 21), se especifica el material utilizado. El material identificado es acero AISI 1020 laminado en caliente [23]. Es un material bajo en carbono con buena soldabilidad, buena maquinabilidad, alta ductilidad y buena tenacidad que relaciona los componentes del dispositivo.

6.2. Propiedades del material

6.2.1. Mordaza Acero AISI 1020 laminado en caliente [23]

- 1- Dureza Brinell (HB) 111
- 2- Esfuerzo de Fluencia (30 ksi) o (207 MPa).
- 3- Elongación máxima 25%.
- 4- Reducción de área 45%.
- 5- Maquinabilidad (1212 100%) 70%.

6.2.2. Corcho [24].

- 1- Coeficiente de fricción cinético con el acero 0,52.
- 2- Temperatura máxima 100 °C.
- 3- Reduce vibraciones.
- 4- Reduce sonido.
- 5- Alta compresibilidad.
- 6- Recupera su forma inicia en un 80% pasado 24 h.

Como se puede observar en la tabla.1, la fuerza máxima que mostrara el dinamómetro según a una velocidad de 3000 rpm, donde estará entregando el torque máximo de 11.87 N.m para una potencia de 5 HP se decidió diseñar el freno prony que sea capaz de medir la potencia en este rango para mayor seguridad del usuario y de los componentes del dispositivo.

Para esto se definió las respectivas dimensiones en (mm) de la zapata superior de freno prony la cual es la de más relevancia para realizar los respectivos análisis de esfuerzo y deformaciones que posiblemente podría sufrir la pieza figura 22.

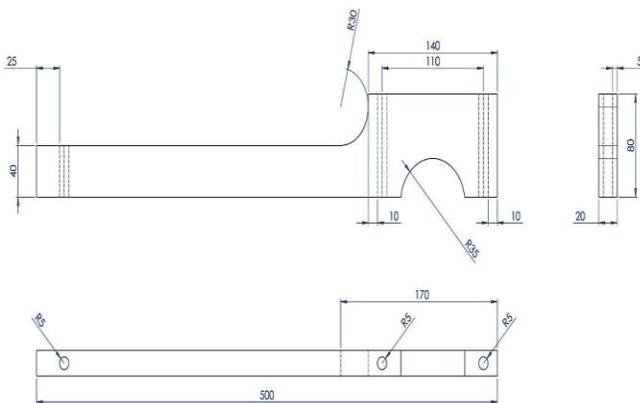


Figura. 22 Dimensiones del brazo Principal placa superior. Fuente propia.

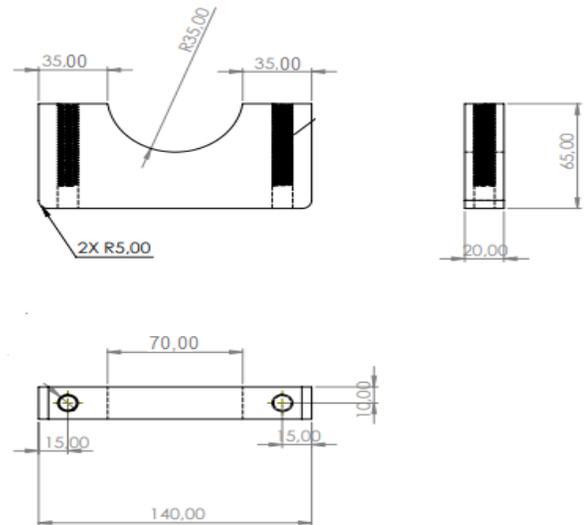


Figura. 23 Dimensiones del brazo Principal placa inferior.

Fuente propia.

6.3. Calculo de Esfuerzo al momento del frenado

Con la fuerza máxima que deberá soportar el freno prony calculado en la sección anterior con respecto al momento máximo de (11.87 N.m) con el cual decidimos trabajar, se procede a realizar diagrama resistivo del freno, Figura.24. Este diagrama permite conocer las fuerzas y torques aplicados al freno. Esta información servirá para conocer los esfuerzos que tendrá que soportar el freno Prony al momento del frenado teniendo en cuenta que el análisis se plantea sobre placa superior, para establecer la fuerza de frenado que se genera sobre ella.

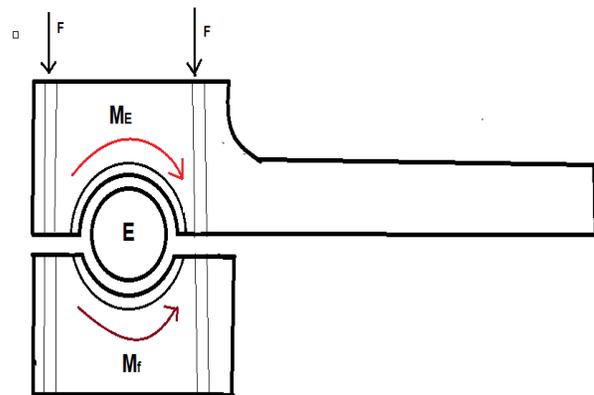


Figura.24 Diagrama de Cuerpo libre para el frenado.

Fuente Propia.

De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre se puede hacer una sumatoria de momentos con respecto al punto E, siendo F las fuerzas hacia arriba positivas y los momentos en sentido anti horario positivos.

$$\sum M_E = -M_E + M_F = 0$$

Siendo M_F el momento máximo tomado de la tabla.1.

$$M_E = M_F = 11,87 \text{ N.m}$$

Se evidencia que el momento del eje es igual al momento de frenado y se sabe según la ecuación 6 de la fricción se podría determinar la fuerza que actúa al momento del frenado.

$$F_f = \mu_k * N_y \text{ (ecuación 12).}$$

Siendo:

$$F_f = \text{Fuerza de fricción.}$$

$$\mu_k = \text{Coeficiente de fricción cinético.}$$

$$N_y = \text{Fuerza normal.}$$

De esto se tiene que.

$$M_f = F_f * r = \mu_k * N_y * r$$

Siendo el r el radio del eje y despejando la normal para determinar la fuerza que se aplica al momento del frenado se obtiene se debe tener en cuenta el coeficiente cinético del corcho que es 0,532.

$$N_y = \frac{M_f}{\mu_k * r} \quad \text{Reemplazando valores obtenemos:}$$

$$N_y = \frac{11,87 \text{ N.m}}{0,532 * 0,025 \text{ m}} = 892,25 \text{ N}$$

$$M_f = (0,52 * 892,25 \text{ N}) * 0,025 \text{ m} = 11,59 \text{ N.m}$$

Siendo este 11,59 N.m el torque máximo para producir el frenado del motor teniendo en cuenta el coeficiente de fricción del corcho, la fuerza normal y el radio del brazo se establece que el $M_E = M_F$

6.4. Determinación del centroide brazo principal

Para comenzar con el cálculo de esfuerzos de la parte superior de la mordaza es necesario determinar el centroide de la pieza, se decidió en descomponerla en figuras geométricas y ubicarla en los ejes x y y para así ver el punto o centroide donde infiere el peso de la pieza, de tal manera que se muestra en la figura 25.

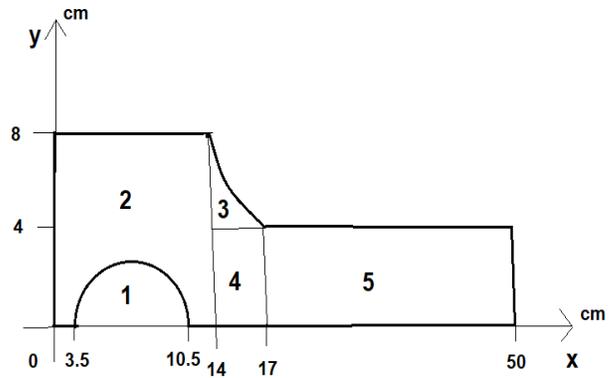


Figura.25 Brazo principal dividido en figuras.

Fuente Propia.

Como se puede evidenciar en la figura el brazo es dividido en figuras geométricas para así calcular su centroide en posición del eje "x" ya que, si tomamos de referencia con el eje "y" su centroide no quedaría dentro de área del brazo, por lo que se realizó mediante las siguientes ecuaciones para cada una de las figuras y los datos están consignados en la tabla 2.

- Para figura.1

- Área $A = \frac{\pi \cdot r^2}{2} \text{ [m}^2\text{]}$
- Centroide en $\bar{x} = 0 \text{ [m]}$.
- Centroide en $\bar{y} = \frac{4r}{3\pi} \text{ [m]}$.

- Para figura 3

- Área $A = \frac{b \cdot h}{3} \text{ [m}^2\text{]}$
- Centroide en $\bar{x} = \frac{3 \cdot b}{4} \text{ [m]}$.
- Centroide en $\bar{y} = \frac{3 \cdot h}{10} \text{ [m]}$.

- Para figuras 2-4-5

- Área $A = b \cdot h \text{ [m}^2\text{]}$.
- Centroide en $\bar{x} = \frac{b}{2} \text{ [m]}$
- Centroide en $\bar{y} = \frac{h}{2} \text{ [m]}$.

Fig.	Área en (m)	Centroide en \bar{x} m	Cencroide en \bar{y} m	$A * \bar{x}$ m^3
1	$-3,84 \times 10^{-3}$	0	0,035	$-6,10 \times 10^{-5}$
2	$11,2 \times 10^{-3}$	0,070	0,040	$7,84 \times 10^{-4}$
3	$4,0 \times 10^{-4}$	0,162	0,012	$6,50 \times 10^{-5}$
4	$1,2 \times 10^{-3}$	0,155	0,020	$1,86 \times 10^{-4}$
5	$9,2 \times 10^{-3}$	0,225	0,020	$2,60 \times 10^{-3}$
$\Sigma =$	$18,7 \times 10^{-3}$	0,612	-----	$3,59 \times 10^{-3}$

Tabla.2 Tabla de Datos para determinación de centroide.

Fuente propia

Se calcula el centroide para conocer el punto donde se aplicará la fuerza del peso W mediante la siguiente ecuación.12. De manera que no se considera el centro de masa en el eje \bar{y} debido a que el punto de interés se encuentra sobre el eje \bar{x} .

$$\underline{X} = \frac{\Sigma A * \bar{x}}{\Sigma A} \quad (\text{ecuación 12})$$

Mediante los datos obtenidos en la tabla 2 se calcula el centroide de la pieza mediante la ecuación 7.

$$\underline{X} = \frac{3,59 \times 10^{-3} m^3}{18,7 \times 10^{-3} m^2} = 0,191 \text{ m} = 19,1 \text{ cm}$$

Se determina que el centroide de la pieza en el eje x se encuentra a 19,1 cm desde el origen.

6.5. Calculo de esfuerzo en el brazo.

Para el cálculo de los esfuerzos que se generan en los puntos F (Tornillo) y la reacción en el punto R_b (Punto del dinamómetro) como se muestra en la figura 26. Habiendo calculado la reacción al momento de Frenado R_E y el momento del brazo, se calculan las incógnitas F y R_b para así todos los esfuerzos que están presentes en la pieza. Se considera el peso del brazo principal del freno prony y la zapata inferior ya que infieren en los esfuerzos considerando un peso aproximado de cada uno.

- $W_b = 2,8 \text{ kg}$ o $27,7 \text{ N}$ (Peso del Brazo)
- $W = 0,8 \text{ kg}$ o $7,84 \text{ N}$ (Peso de la zapata inferior).

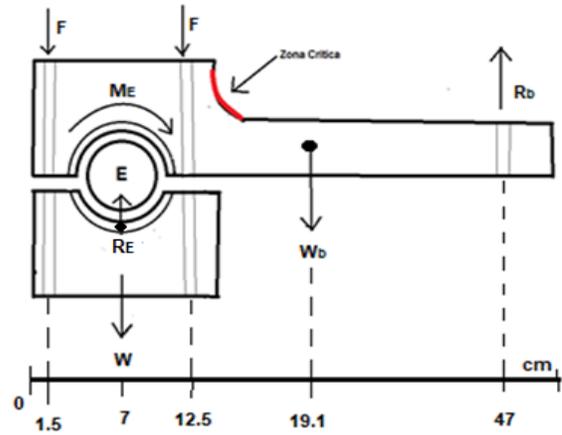


Figura.26 Diagrama de cuerpo libre Freno prony

Fuente propia

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre Figura 25 realizamos una sumatoria de fuerzas.

$$\uparrow + \Sigma F_y = -F - F + R_E - W - W_b + R_b = 0$$

Despejando R_b y siendo $N_y = R_E = 892,25 \text{ N}$ Tomado de la sección 6.3

$$R_b = 2F - R_E + W + W_b$$

$$R_b = 2F - 892,25 \text{ N} + 7,84 \text{ N} + 27,7 \text{ N} = 2F - 928,02 \text{ N}$$

Realizamos sumatoria de momentos para determinar la reacción R_b teniendo en cuenta el momento máximo ($M=11.87 \text{ N}$) tomado de la tabla 1, siendo positivo girando en sentido anti horario.

$$\Sigma M_E = M - (F * 0,055 \text{ m}) + (F * 0,055 \text{ m}) + (W_b * 0,191 \text{ m}) + (R_b * 0,40 \text{ m})$$

$$R_b = \frac{M + (W_b * 0,191 \text{ m})}{0,4 \text{ m}} = \text{reemplazando:}$$

$$R_b = \frac{11,87 \text{ Nm} + (27,7 \text{ N} * 0,191 \text{ m})}{0,4 \text{ m}} = 42,90 \text{ N}$$

Reemplazamos R_b en $R_b = 2F - 928,02 \text{ N}$ y determinamos F .

$$42,90 \text{ N} = 2F - 928,02 \text{ N}$$

$$F = \frac{928,02 \text{ N} + 42,90 \text{ N}}{2} = 485,46 \text{ N}$$

Con F calculado se evidencia que se aplica una fuerza de precarga en los tornillos de la mordaza una fuerza de 242,7 N a cada tornillo al igual tendríamos una reacción en el punto R_b de 42.90 N.

6.6. Análisis en Zona Crítica

Para determinar el esfuerzo que sufrirá la pieza, se debe conocer el punto crítico. Este se encontrará en el cambio de sección, como se puede apreciar en la Figura 27.

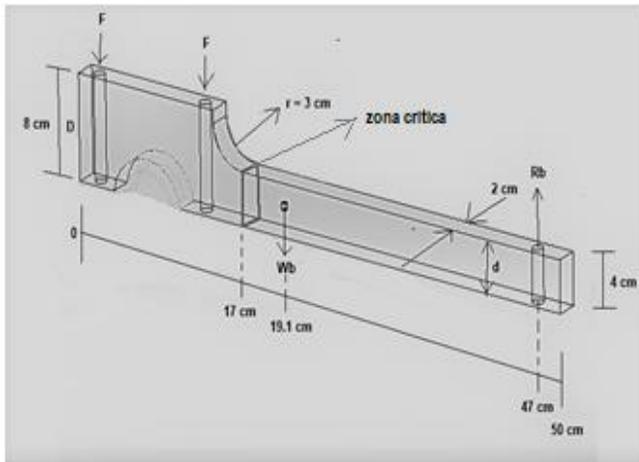


Figura.27 Diagrama brazo en zona crítica.

Fuente propia.

Conociendo la reacción R_b, el peso del brazo W_b está localizado a una distancia de 5.1 cm del cambio de sección de la viga, en dirección al agujero donde se genera la reacción R_b. Con estos valores se procede a calcular el esfuerzo de flexión en el punto crítico, calculando primero el momento flector. Se realizó una sumatoria de momentos en el punto crítico de la reacción R_b y el peso W_b

$$\sum M = -W_b * 0,051m + R_b * 0,26m$$

$$M = (-27,7 N * 0,051 m) + (39,88 N * 0,26 m) = 8,95 N.m$$

Habiendo calculado el momento que se aplica con respecto al punto de cambio de sección se determina el esfuerzo de flexión en la zona crítica mediante la ecuación 13.

$$\sigma_F = \frac{M * c}{I} \quad (\text{ecuación 13})$$

Siendo:

- σ_F = Esfuerzo de flexión Pa=[N/m²].
- M = El momento en el cambio de sección de la viga [Lb.in] o [N.m].
- l = distancia del eje neutro al punto de estudio de la viga [m].
- I = Momento polar de inercia [m⁴].

Se tiene que momento polar de inercia es igual a:

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3 \quad (\text{ecuación 14})$$

Siendo:

- I = Momento polar de inercia (m⁴).
- b = Base de la platina (m).
- h = d altura de la platina (m).

Es necesario determinar si existe un concentrador de esfuerzos debido al cambio de sección en la viga o brazo, el factor de concentración de esfuerzos se determina con la siguiente ecuación 7. Y teniendo en cuenta las relaciones de la figura 15.

$$K_T = A * \left(\frac{r}{d}\right)^{-b}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{8cm}{4cm} = 2$$

$$K_T = 0,93232 * \left(\frac{3}{4}\right)^{-0.30304} = 1,018$$

Al identificar que tenemos un concentrador de tensión superior a 1 tenemos la siguiente fórmula para determinar el esfuerzo de flexión.

$$\sigma_F = K_T * \frac{M * c}{I} \quad (\text{ecuación 15})$$

$$\sigma_F = 1,018 * \frac{8,95 N * m * 0,01 m}{\frac{1}{12} * (0,02 m) * (0,04 m)^3} =$$

$$855 873,7 Pa$$

$$855 873,7 Pa < 207 MPa.$$

Una vez calculado el esfuerzo de fluencia permisible y teniendo en cuenta el esfuerzo de flexión del material Acero AISI 1020 207 MPa, se tiene claro que no supera el esfuerzo de fluencia del material por lo tanto se determina que la pieza es segura.

7. Análisis de esfuerzo de Freno prony solid Works

Mediante el software Solid Works e realizo análisis para corroborar los cálculos hechos anteriormente para determinar la seguridad del freno prony. En el caso del brazo se utilizaron las herramientas para determinar deformación total, el criterio de falla Von Mises para la realización de esta simulación se determinó las propiedades del mallado mostrados en la tabla.3.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de element	15.2141 mm
Tamaño mínimo del element	3.04283 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Número total de nodos	41134
Número total de elementos	23426
Cociente máximo de aspecto	30.299
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	57.4
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	5.47
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:44

Tabla.3 Propiedades mallado solid Works. Fuente propia.

7.1. Esfuerzo de von mises elástico

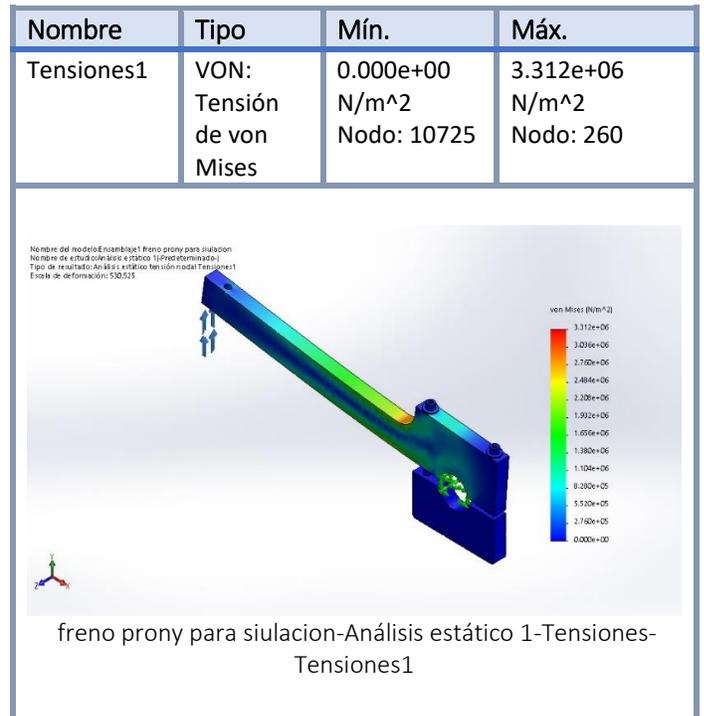


Figura.28 Esfuerzo de Von Mises Elástico.

Fuente propia

El esfuerzo de von mises describe el comportamiento del metal, que implica todas las seis componentes de esfuerzos presentes en el espacio, el material dúctil empieza comienza a ceder en un punto específico cuando la tensión de von mises es igual al límite elástico, de esta manera poder determinar un factor de seguridad [25].

7.2. Desplazamiento elástico

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00 mm Nodo: 10725	9.451e-02 mm Nodo: 11

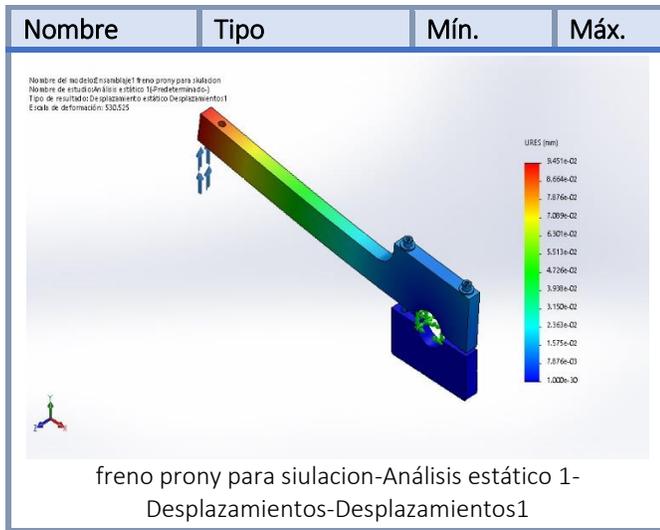


Figura.29 Desplazamiento elástico. Fuente propia.

El Desplazamiento elástico es la magnitud del vector desplazamiento ubicado en un punto específico, que está compuesto por los movimientos en los tres ejes coordenados [25]

7.3. Deformación unitaria

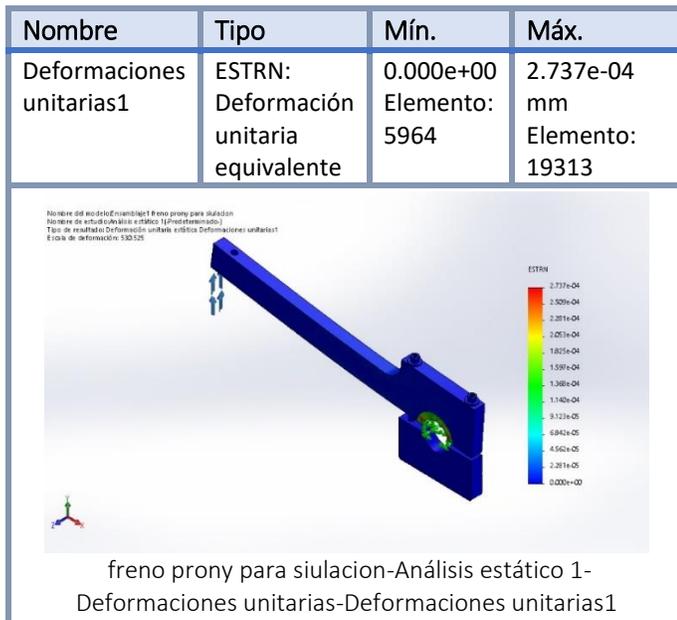


Figura.30 Deformación unitaria.

Fuente propia.

La deformación unitaria es el cambio en el tamaño o forma de un objeto debido a esfuerzos presentes sobre el, que está definido como el cambio de longitud con respecto a una longitud inicial presente [25].

7.4. Fuerzas de Reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Result ante
Todo el modelo	N	0.0034 5898	41.0 005	0.0001 6265	41.000 5

Tabla. 4 Resultados de simulación Solid Works

Tras realizar la simulación estática del freno prony se obtuvo los resultados de la fuerza reacción cuando se somete a una fuerza de 40 N en el punto donde se dispone el dinamómetro obteniendo un resultado de simulación una fuerza de reacción de 41,0005 N en dirección donde se aplica la fuerza, lo que corrobora los cálculos teóricos en el resultado en la reacción R_b siendo de 42,90 N calculado en la sección 6.5.

8. Esfuerzo de torsión y deformación en eje

Se determinó realizar el esfuerzo de torsión en el eje para establecer si se genera un ángulo de torsión y deformación en el mismo para esto se definió las siguientes dimensiones del eje que acoplara al motor, ver figura 31.

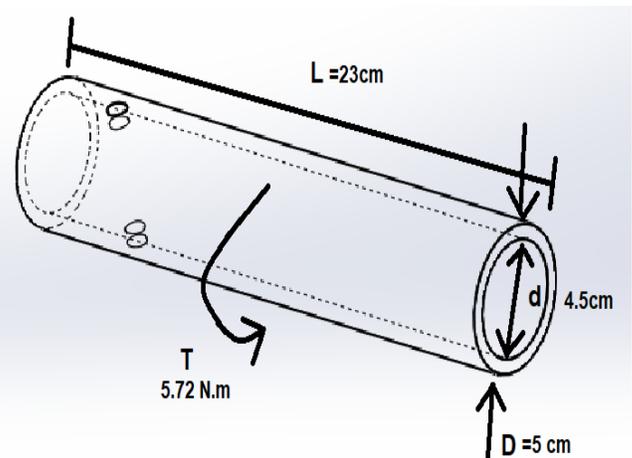


Figura.31 Dimensiones del eje.

Fuente propia.

Para hallar el torque se utiliza la ecuación de potencia (ecuación.1).

$$P = T * \omega$$

Para hallar la velocidad angular con que gira el motor debemos de convertir las revoluciones por minuto con que esta gira, en radianes sobre segundos.

$$\omega = 3000 \frac{rev}{min} \left(\frac{2\pi}{1 rev} \right) \left(\frac{1 min}{60 s} \right) = 314.15 \frac{rad}{s}$$

Despejando el torque de la ecuación (1) y reemplazando los valores de la ecuación (2).

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{1800 W}{314.15 \frac{rad}{s}} = 5.72 Nm$$

Con el torque calculado para determinar el esfuerzo máximo o admisible al cual se someterá la pieza se calcula mediante la ecuación 7.

$$\tau_{adm} = \frac{T \cdot C}{J}$$

Reemplazando valores

$$\tau_{max} = \frac{(5.72 Nm)(0.025m)}{\frac{1}{32} \cdot \pi \cdot ((0.05m)^4 - (0.045m)^4)} = 667,72 KPa$$

Con un ACERO A-36 el factor de seguridad es:

$$F_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \quad \text{donde}$$

$$\sigma_y = \text{Esfuerzo de Fluencia } [N/m^2]$$

$$\sigma_{adm} = \text{Esfuerzo admisible o máximo } [N/m^2]$$

Reemplazando los valores en la fórmula de factor de seguridad.

$$F_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}} = \frac{296 Mpa}{667,72 KPa} = 443,32$$

Para calcular el ángulo de torsión mediante la ecuación 9).

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad (\text{Ecuación 9})$$

Reemplazando los valores correspondientes en la fórmula de ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{(5.72 Nm)(0.23m)}{(2,11 \times 10^{-7} m^4)(77.2 \times 10^9 Pa)} = 5,19 \times 10^{-5} rad$$

De radianes a grados

$$8.07 \times 10^{-5} Rad \left(\frac{360^\circ}{2\pi} \right) = 0,0046^\circ$$

9. DISEÑO DEL BANCO

Para el diseño del banco se escogió perfiles metálicos en ángulo L normalizado de L2 x 2 x ¼ in de grosor se estableció el siguiente diseño con los materiales de Acero A36 y acero AISI 1020.

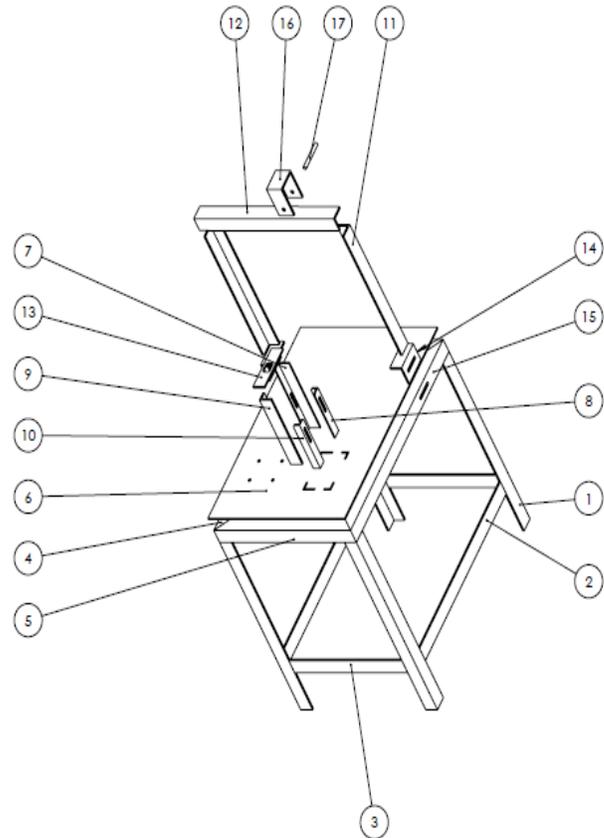


Figura.32 Diseño del banco de Pruebas.

Fuente propia.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Columna estructura	AISI 1020 L 2x2x1/4"	4
2	Soporte lateral	AISI 1020 2x1/4"	2
3	Soporte lateral	AISI 1020 L 2x2x1/4"	2
4	Viga estructura	AISI 1020 L 2x2x1/4"	1
5	Viga lateral estructura	AISI 1020 L 1.2x1.2x1/4"	2
6	Placa del Banco	AISI 1020 Placa soldada a la mesa	1
7	Base 1 Freno prony	AISI 1020 L 1.2x2x1/4"	1
8	Base 2 Freno prony	AISI 1020 L 1.2x2x1/4"	1
9	Base 3 Freno prony	AISI 1020 L 1.2x1.2x1/4"	1
10	Base 4 Freno prony	AISI 1020 L 1.2x1.2x1/4"	1
11	Columna marco dinamometro	AISI 1020 L 2x2x1/4"	2
12	Viga del marco dinamometr	AISI 1020 L 2x2x1/4"	1
13	Placa base sensor de velocidad	AISI 1020 Soldado en base Freno prony	1
14	Base columna dinamometro	AISI 1020 L 2x2x1/4"	2
15	Viga del banco	AISI 1020 L 2x2x1/4"	1
16	Soporte dinamometro	AISI 1020	1
17	Pasador soporte dinamometro	AISI 1020	1

Tabla. 4 (Lista de piezas del banco de Pruebas) Fuente Propia

Teniendo en cuenta el diseño establecido y la ergonomía de las piezas las cuales se aplica una fuerza, lo cual puede provocar una deformación en el material o llegar a la falla. Por esta razón, como parte del proceso de diseño se analizaron las piezas del banco de pruebas, para determinar la seguridad d las mismas que estarían sometidos a esfuerzos.

Las piezas que estarían sometidas a esfuerzos son la viga que soporta al dinamómetro y el pasador donde se cuelga el dinamómetro, para eso realizamos el respectico análisis de estas piezas.

9.1. Viga del Dinamómetro

La viga que soportara el dinamómetro estaría sometida al esfuerzo de la reacción R_b que genera brazo del freno prony teniendo en cuenta el diseño se definió las dimensiones y el punto donde se genera la fuerza de reacción.

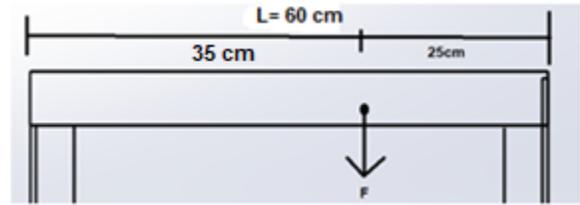


Figura.33 Grafico Viga del Dinamómetro.

Fuente Propia

La viga fue construida utilizando dos perfiles de acero AISI 1020 estructural normalizada tipo angular "L", de L2x2x 1/4 in. O L5x5x0,60cm. Para los cálculos también se necesita la fuerza total que provocará el momento flector en la viga, que será la suma de la fuerza de reacción, R_b , el peso del dinamómetro, los ganchos del pasador el dinamómetro y el soporte del mismo, que se hace un aproximado de 6 kg. Por lo tanto, para calcular las reacciones y el momento flector, también se necesita la inercia de la viga con respecto a su ergonomía se tiene una inercia de $1.2in^4$ o $4.96x10^{-7}m^4$ [26], la fuerza que se va a aplicar y sus medidas para calcular el momento, para esto se establece mediante el diagrama de cuerpo libre que se observa en la figura 34.

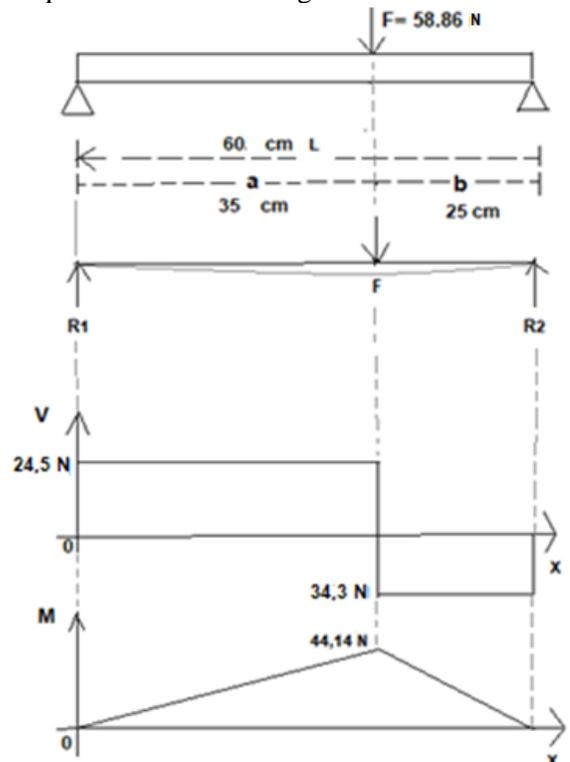


Figura.34 Diagrama de cuerpo libre-cortante-momento flector.

Fuente propia.

Para encontrar las reacciones R1 y R2 realizamos una sumatoria de fuerzas

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 - F + R_2 = 0$$

$$R_1 = F - R_2$$

Al encontrar dos incógnitas se realiza una sumatoria de momentos con respecto al punto A

$$\sum M_a = 0$$

$$(-F * 0,35m) + (R_2 * 0,60m) = 0$$

$$R_2 = \frac{F * 0,35m}{0,60m}$$

$$R_2 = \frac{(6kg * 9,81 m/s^2) * 0,35m}{0,60m} = 34,3 N$$

Reemplazando en la ecuación anterior

$$R_1 = (6kg * 9,81 m/s^2) - 34,3 N = 24,5N$$

Mediante las leyes de esfuerzo para una viga

$$M = \frac{F*b*x}{L} \text{ (Ecuación 16)}$$

Donde:

M = Momento flector [N.m].

b = Distancia del punto (a) al (b), (figura.33) [m].

x = Distancia al punto de interés [m].

L = Largo de viga (m).

$$M = \frac{(6kg * 9,81 m/s^2) * 0,35m * 0,25m}{0,60m}$$

$$= 8,59N.m$$

Habiendo calculado el momento flector de la viga se calcula el esfuerzo de flexión mediante la ecuación teniendo en cuenta que el momento máximo es donde se aplica la fuerza en la viga.

$$\sigma_F = \frac{M*c}{I}$$

Siendo:

M = Momento [N. m].

c = Punto medio de interés del (Angulo L 5x5x0,63 cm) [m].

I = Momento polar de inercia [m⁴].

$$\sigma_F = \frac{8,59N.m*0,025m}{4,96x10^{-7}m^4} = 432.648,68 Pa.$$

$$432.648,68 Pa < 207 MPa \text{ valor seguro.}$$

Con el esfuerzo máximo obtenido se determina que no excede el esfuerzo de fluencia del material

por lo que la pieza es segura y no sufrirá ningún tipo de deformación ni fractura.

9.2.Pasador soporte del dinamómetro

El soporte del dinamómetro es una parte crítica del banco de pruebas, así como el pasador que lleva (pieza 16) figura.35, debido a que, está sometido a esfuerzo cortante, por consiguiente, no debe de haber riesgo de que pueda haber una deformación o fractura.

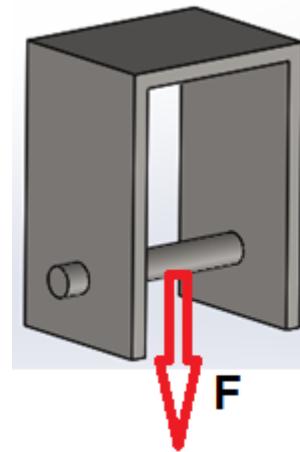


Figura.35 Soporte del dinamómetro.
Fuente propia.

El pasador tiene un diámetro de (12 mm o 1.2cm.) con un largo de (10 cm). Soportará una carga máxima que se compone del dinamómetro, gancho y la fuerza de reacción y parte del freno prony. Por seguridad se agregará un 15% más, dando un resultado de 9 kg redondeado.

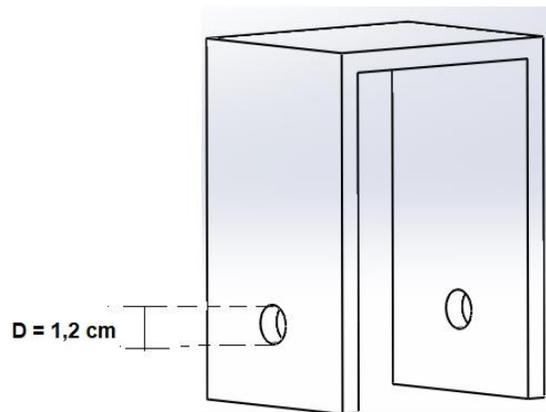


Figura.36 Diámetro del pasador.
Fuente propia.

Para determinar el esfuerzo cortante al que está sometido el pasador se procede a utilizar la ecuación

17, la cual indica la resultante de la fuerza vertical que actúa en el pasador.

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (\text{Ecuación 17) donde:}$$

$$\tau = \text{Esfuerzo cortante Pa} = \left[\frac{N}{m^2} \right] \text{ ó } \text{Psi} = \left[\frac{lb}{in^2} \right].$$

V = Fuerza cortante [N] ó [lb].

A = Área [m²] ó [in²].

El soporte del dinamómetro está compuesto por dos placas por ende la fuerza cortante se divide en cada una de ellas

$$V = \frac{(9 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2)}{2} = 44,14 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta el diámetro del pasador figura.36 y la fuerza cortante se reemplaza los valores en la ecuación 17

$$\tau = \frac{44,14 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} * (0,012 \text{ m})^2} = 390327,49 \text{ Pa}$$

$$390327,49 \text{ Pa} < 207 \text{ MPa.}$$

Con el esfuerzo cortante obtenido se determina que no excede el esfuerzo de fluencia del material por lo que la pieza es segura y no sufrirá ningún tipo de deformación ni fractura.

VIII. RESULTADOS

- Los resultados que se obtuvieron al cabo de terminar este proyecto el diseño del dinamómetro de Prony y el motor establecido y el banco donde se incorpora todas las piezas y con ello los siguientes productos:
- Planteamiento de la base teórica que nos permitió entender bajo que parámetro se rige la funcionalidad de freno prony y el análisis del mismo para así determinar la seguridad de la pieza y el material adecuado que cumpla con las exigencias a las que se someterá la pieza.
- Diseño conceptual del banco de Pruebas con sus correspondientes planos del sistema de acuerdo al diseño establecido y con ello el análisis de las partes críticas donde posiblemente pudo haber sufrido deformación de las piezas y determinación del material adecuado de cada una de ellas.

- Desarrollo de guía de laboratorio para explicar el funcionamiento del freno Prony en este apartado se describe cada uno de los componentes del banco de las pruebas y del freno prony, se describe el funcionamiento detallado el uso y las precauciones a tener en cuenta.
- Desarrollo de Formato de presupuesto mostrando un aproximado del costo de cada una de las piezas teniendo en cuenta el material a emplear y los dispositivos digitales.

IX. CONCLUSIONES

- Con la funcionalidad del freno prony nos permitió tener en claro los conceptos fundamentales, tales como “potencia” y “torque” los cuales son la base fundamental para evaluar estas variables a un motor de combustión interna.
- Teniendo en cuenta la gráfica de torque y las especificaciones del motor mono cilíndrico de GT 241 y la potencia entregada 2.4HP. se estableció el dimensionamiento del freno prony siendo de (0,40 m), para poder determinar el torque proporcionado teniendo en cuenta la teoría y conceptos del freno prony. También para poder determinar los dispositivos que medirán la fuerza ejercida, como es el dinamómetro bajo que rango se debe emplear, para que así no tenga ninguna falla en su funcionamiento ni sufra daños al sistema y sea seguro para el usuario.
- Para el diseño del freno prony fue necesario establecer teóricamente un rango de torque y potencia mayor al proporcionado por el motor GT 241 siendo de 5 HP con un torque de 11,87 N.m. El cual fue utilizado para realizar los cálculos pertinentes para el análisis del freno prony para así también poder determinar qué tipo de material adecuado emplear, buscando que sea de fácil

obtención en el mercado y que cumpla con las exigencias. esto para brindar una pieza segura y eficiente que no sufra ningún tipo de deformación o que pueda llegar a la falla.

- Tal y como se pudo comprobar tras un análisis de esfuerzos de la pieza principal del freno prony “Zapata superior” la cual se somete a esfuerzos mecánicos mayores, se pudo determinar que la pieza y su ergonomía es la adecuada para la medición del torque y la fuerza de reacción obteniendo un esfuerzo máximo $855\,873,7\text{ Pa}$ el cual no superan el límite elástico del material 207 MPa . por lo que concluimos que la pieza es segura.
- Para ilustrar mejor los resultados se realizó un modelo del freno prony en Solid Works, se realizó un análisis estático aplicando los materiales y los parámetros de prueba de manera que los resultados fueron los esperados obteniendo una fuerza de reacción de 41.0005 N . La pieza fue capaz de soportar las cargas sin sufrir algún tipo de deformación.
- Para el diseño del banco de pruebas y su dimensionamiento se modelo en solid Works con perfiles metálicos de acero estructural normalizado y material especificado, con las dimensiones adecuadas que se pueda acoplar el motor y el freno prony sin ninguna interferencia.
- Para el banco de pruebas se realizó un análisis de las zonas donde posiblemente pueda sufrir algún tipo de deformación o falla, se analizó la viga y el pasador que van a soportar la reacción del momento, en adición el peso del dinamómetro y el freno prony, obteniendo como resultado un esfuerzo máximo de $432.648,68\text{ Pa}$ y $390327,49\text{ Pa}$, ninguno de los dos componentes sufrirá deformación o lleguen a la falla y sean seguros.
- Se logró obtener una guía de funcionamiento la cual explica el funcionamiento y los conceptos principales del freno prony, la manera con la que se debe trabajar sin que se corra algún tipo de

riesgo y que dicho tarea a realizar se ejecute de la mejor manera, es importante contar con las normas de seguridad establecidas en todo momento.

- Tras el modelaje del freno prony y banco de pruebas, tipo de material, motor implementos de medición a emplear se pudo también obtener un presupuesto detallado estimado de dichos componentes que conforman el dinamómetro.

X. RECOMENDACIONES

- Se recomienda, para mejorar la exactitud de las mediciones, utilizar el dinamómetro analógico por uno digital
- Se recomienda cambiar el material de corcho como material de fricción, cuando este sea inservible, por material comercial diseñado para frenos (asbesto), por la ventaja de mejor durabilidad.
- Para la fabricación Se recomienda que, en la instalación del Freno prony, se verifique la concentricidad para evitar vibraciones.
- Se recomienda realizar un análisis dinámico para obtener resultados más precisos del comportamiento de la pieza principal.
- En cuanto se fabrique se recomienda que antes de operar el banco de pruebas y el freno Prony, leer la guía de funcionamiento.
- En caso de realizar una modificaciones en material o dimensionamiento de la pieza es sumamente necesario volver a replantear dichos cálculos, también analizar el nuevo esfuerzo al cual deben someterse los componentes del dinamómetro.
- El uso adecuado de prendas y accesorios de protección los cuales son necesarios para mantener la seguridad y protección personal y del lugar deben de cumplirse tal como se indica puesto que se debe de preservar el bienestar de los usuarios.

XI. REFERENCIAS

- [1] Alexander Hernandez Rueda, «DISEÑO Y COSNTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTOR,» Bucaramanga, 2011.
- [2] V. Y. Piqueras, «Universitat Politecnica de Valencia,» 2017. [En línea]. Available: <https://victoryepes.blogs.upv.es/2016/12/12/motores-endotermicos-o-de-combustion-interna/>.
- [3] F. L. González, «MOTOR MONOCILÍNDRICO,» Ministerio de Educación, Cultura y Deporte, 2003. [En línea]. Available: http://recursostic.educacion.es/descartes/web/materiales_didacticos/Nociones_geometria_analitica/Geome_7.htm.
- [4] G. J., «Motores de combustion interna (Vol. 33),» 1985. [En línea].
- [5] T. E. C. R. TEAM, «El Campeon,» 26 Mayo 2016. [En línea]. Available: <https://fanmoto.blogspot.com/2016/05/los-principales-tipos-de-motores-de-4.html>.
- [6] 123RF, «Cigüeñal de motor monocilíndrico,» [En línea]. Available: https://es.123rf.com/photo_106179987_cig%C3%BCe%C3%B1al-de-motor-monocil%C3%ADndrico.html?vti=undefined-1-97.
- [7] «Autolab,» 14 Abril 2018. [En línea]. Available: <https://autolab.com.co/blog/que-es-y-para-que-sirve-la-culata-del-motor/>.
- [8] RMC, «CULATA COMPLETA CUSTOM 200 MONOCILINDRICO,» [En línea]. Available: <https://rmcrecambios.com/Bristol-125/culata-completa-custom-200-monocilindrico-4126>.
- [9] «Autolab,» 30 Abril 2018. [En línea]. Available: <https://autolab.com.co/blog/que-es-el-piston-y-cual-es-su-funcion/>.
- [10] J. Martín, «A Revisión,» 8 Julio 2019. [En línea]. Available: <https://www.motorpasion.com/revisio/funcionamiento-motor-combustion-paso-a-paso-video>.
- [11] F. Inc, «Dinamica,» Licencia Creative Commons AtribucionCompartir Igual 3.0, 2018 10 24. [En línea]. Available: <https://es.licencia.org/wiki/Dinam%C3%B3metro>.
- [12] J. KILLEDAR, Dynamometer: Theory and Application to Engine Testing, United States of America: Library of congress Control Number 2012909642, 1012.

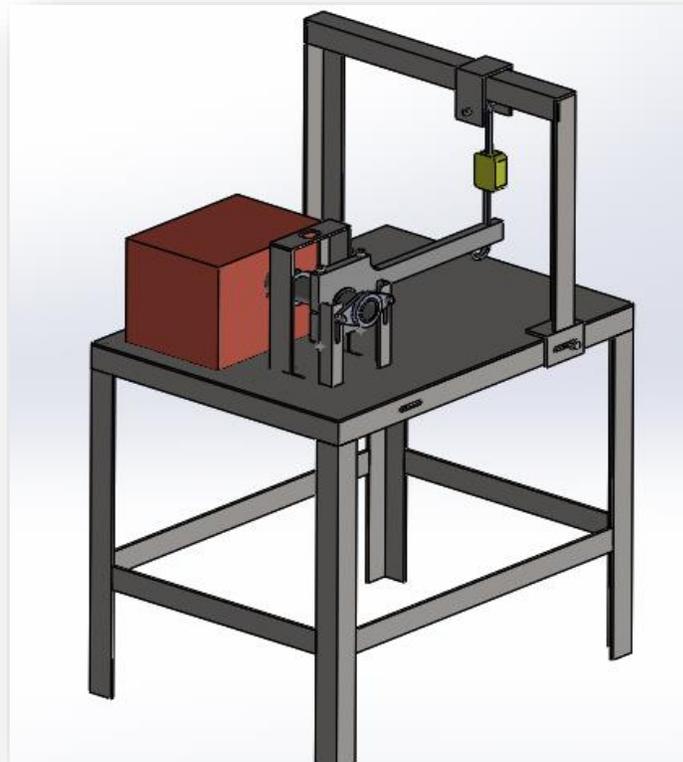
- [13] M. Cerrecero, «Diseño de un dinamometro de chasis para vehiculos hasta de 3000 kg,» Tesis, Latacunga, 2012.
- [14] Bernond Prudencio Stephen Chávez Reyes, «Diseño y fabricación de un freno de Prony,» Tesis, Guatemala, 2017.
- [15] L. C, Dinámica. Mecánica. Potencia mecánica en un eje de motor, Site powered By Limbo CMS designed by Germán Krebs, 2009.
- [16] S. Kola, «Prony Brake Dynamometer(Working Animation) | Construction and Working Principle by Shubham Kola,» Maharashtra (India), 2021.
- [17] V. C. G, «APLICACIÓN DE FRENO PRONY COMO VÁTÍMETRO EN GENERADORES EÓLICOS DE BAJA POTENCIA,» *Revista de Iniciación Científica – RIC – Journal of Under Graduate Research*, vol. Vol.1, nº 1, p. 6, 2014.
- [18] Asimov, «Torque y Equilibrio,» FISCA CIVE, Chile, 2010.
- [19] J. A. Rodríguez-Marroyo, «TRABAJO, POTENCIA Y ENERGIA,» de *Biomecánica Básica aplicada a la Actividad Física y al Deporte*, Mexico, Paidotribo, 2007, pp. 149-171.
- [20] R. G. B. y J. Nisbett, «Análisis de carga y esfuerzo,» de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava ed., Mexico, 2008, p. 95.
- [21] R. L. Mott, «Esfuerzo Cortante Torsional,» de *Diseño de Elementos de Maquinas*, Cuarta ed., Mexico, Pearson Petience Hall, 2006, p. 92.
- [22] I. Inc, «Motores de Gasolina OHV refrigerados por aire,» Agrofor.SA, 2014. [En línea]. Available: https://issuu.com/controltecnica/docs/agrofor_catalogo_mitsubishi_2014. [Último acceso: 2 10 2022].
- [23] M. Robert L, *Diseño de Elementos de Maquinas*, 4 ed., Mexico: Pearson Educacion, 2006.
- [24] M. V. i. Meyer, «INSTITUTO CATALA DEL SURO,» IC SURO, 2014. [En línea]. Available: <https://www.icsuro.com/es/propiedades-corcho/>.
- [25] N.Perez, «Introduction to fracture mechanics,» *Fracture Mechanics*, 2004.
- [26] R. Mott, «Apendice,» de *Diseño de Elementos de Maquinas*, Mexico, Pearson, 2014, pp. A-31.
- [27] Gilles.Tim, «Automotive Services Inspection Maintenance,» Repair, 5Th edition cengage learning , 2015.
- [28] L.C, «Potencia mecánica en un eje de motor,» de *Dinámica Mecánica*, Limbo CMS designed by German Kerbs, 2009.
- [29] Dewesoft, «Medición de RPM, ángulo y velocidad mediante sensores digitales, encoders y contadores,» Dewesoft, 11 Mayo 2009. [En línea]. Available: <https://dewesoft.com/es/daq/medicion-de-rpm-con-sensores-digitales-y-contadores>.

- [30] J. G. A. Pérez Porto, «DINAMÓMETRO,» *Qué es, definición y concepto. Definicion.*, Última actualización el 12 de diciembre de 2012. Recuperado el 21 de marzo de 2023.
- [31] Corkup, «El corcho natural,» NAVE-21, [En línea]. Available: <https://corkup.es/corcho-natural/#:~:text=El%20corcho%20es%20un%20material,%25%20natural%2C%20renovable%20y%20biodegradable..> [Último acceso: 12 02 2023].
- [32] L. C, «Dinámica. Mecánica. Potencia mecánica en un eje de motor,» Site powered By Limbo CMS designed by Germán Krebs, 2009.
- [33] Anonimo, «HelloAuto,» [En línea]. Available: <https://helloauto.com/glosario/bloque>.

XII. ANEXO PRESUPUESTO DE FABRICACION

Presupuesto de Fabricación			
Cantidad	Material	Costo Unidad	Total
1	Motor Gt241 Mitsubishi	\$ 1.500.000	\$ 1.500.000
1	Sensor de velocidad óptico	\$ 150.000	\$ 150.000
1	Dinamómetro	\$ 80.000	\$ 80.000
1	Placa de acero 1cm de grosor Acero 1020 0.60 m x 0.80 m	\$ 160.000	\$ 160.000
1	Libra Electrodo 6013	\$ 20.000	\$ 20.000
1	Placa de Corcho	\$ 20.000	\$ 20.000
1	7 m de lámina de acero L 1020 de 1" x 1" x ¼ "	\$ 200.000	\$ 200.000
2	Tornillos de 3/8"x4.5"	\$ 4.000	\$ 8.000
2	Arandelas de presión 3/8"	\$ 500	\$ 1.000
2	Tornillos de 3/8"x1"	\$ 2.000	\$ 4.000
4	Tornillos de 3/8"x1/4" acero inoxidable	\$ 2.000	\$ 8.000
8	Arandelas de presión 3/8"	\$ 200	\$ 1.600
1	1 m de Tubo hueco 5 cm de diámetro	\$ 25.000	\$ 25.000
6	Strikes refractivos de seguridad e información	\$ 4.000	\$ 24.000
1	Mano de Obra	\$ 1.500.000	\$ 1.500.000
		Total	\$ 3`701.600

XIII. ANEXO GUA DE OPERACION



<Dinamómetro de Proxy>
Guía de Operacion

Versión: 0100
Fecha: 12/02/2023

Organismo	Universidad Antonio Nariño		
Proyecto	Dinamómetro de Prony		
Entregable	Manual de Usuario		
Autores	Yeferson Edgardo Cuaspad Pinchao- Hernán Arturo Jarne Ruiz		
Versión/Edición	0100	Fecha Versión	12/02/20203
Aprobado por	<i>Nicolas Giraldo Peralta I.M., M.Sc., Ph.D.</i>	Nº Total de Páginas	11

Historia y Concepto:

El dinamómetro es un dispositivo usado para medir la fuerza transmitida por un eje giratorio. El freno Prony fue uno de los primeros dinamómetros desarrollados a principios del siglo XIX. Este dispositivo fue diseñado por Gaspar de Prony en 1821, para medir el rendimiento de motores y máquinas. Un dinamómetro para abreviar, es una máquina que se utiliza para medir el par y la velocidad de rotación (rpm) a partir de la cual se puede calcular la potencia producida por un motor o cualquier otro motor primario giratorio [1]. El término denota especialmente aparatos utilizados en relación con la medición del trabajo, o en la medición de la potencia de los motores. Consiste en pastillas de freno que empujan contra las ruedas giratorias unidas al motor. Estos bloques crean una fuerza de fricción o tracción (T) que reduce la velocidad de la rueda o eje (V). Dado que la potencia es el producto de la tracción y la velocidad, la potencia entregada por el motor se puede calcular a partir de las mediciones de estas cantidades [2]. James Francis utilizó una versión del freno Prony para medir la potencia de salida de su turbina Tremont (ver The Innovators, págs. 8389). Como se describe a continuación, aplicó diferentes fuerzas de tracción y midió las velocidades de las ruedas correspondientes. Luego calculamos la potencia de salida de la turbina a esas velocidades ($P = T \cdot V$) para determinar la velocidad a la que la turbina era más eficiente, la velocidad a la que producía la mayor potencia [2]. El método Francis y una variación del freno prony original se utilizan para determinar la potencia máxima de salida de los motores.

Objetivo

El propósito de este documento es facilitar la tarea de conocimiento, uso y aprendizaje del sistema desarrollado con el fin de que sirva como herramienta de trabajo y de entendimiento al funcionamiento y precauciones a tomar a la hora de dar operación al dispositivo

Partes del Freno prony

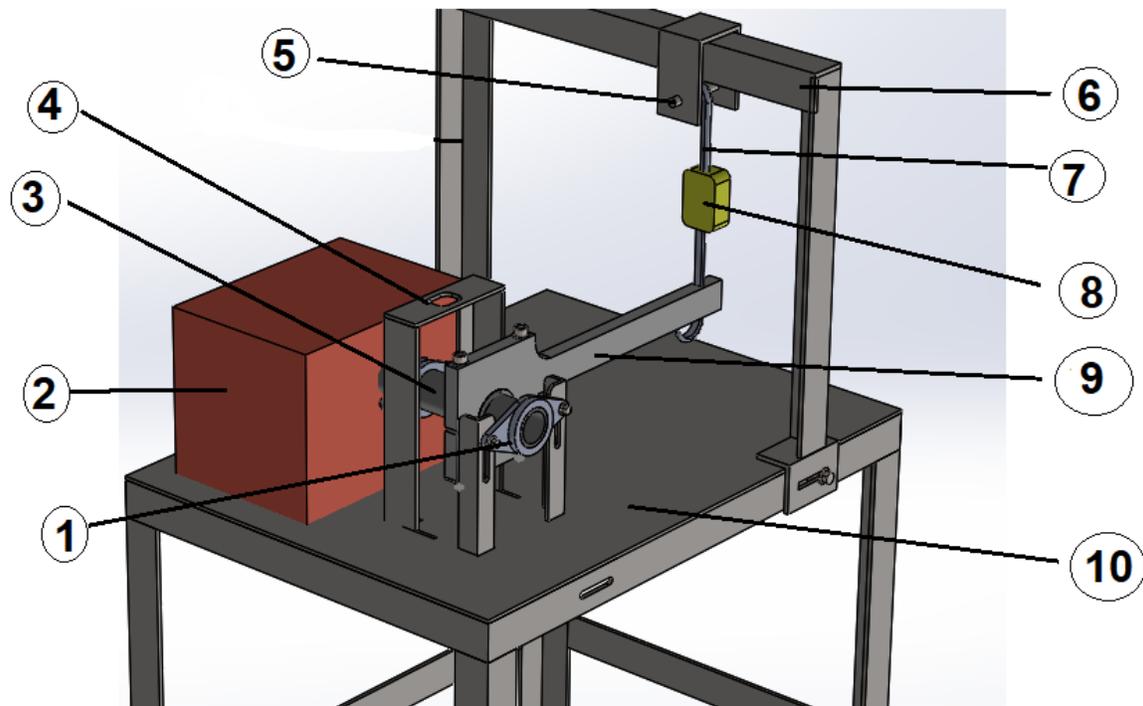
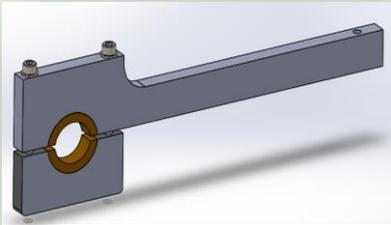
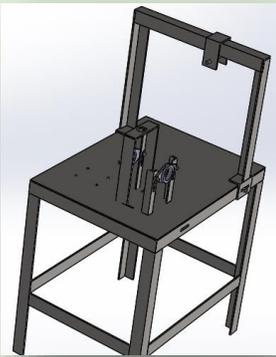
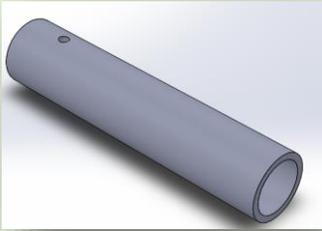


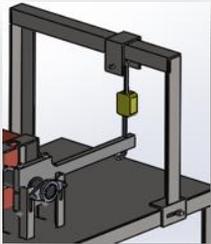
Figura.1 Partes del Dinamómetro de prony.

- 1- Chumacera
- 2- Motor GT-241 Mitsubishi
- 3- Eje
- 4- Base sensor rpm Óptico
- 5- Pasador de soporte dinamómetro
- 6- Soporte de dinamómetro
- 7- Gancho soporte dinamómetro
- 8- Dinamómetro
- 9- Freno prony
- 10- Banco de Pruebas

Tabla de componentes del dinamómetro de prony

N°	Componente	Imagen	Función
1	Sensor de Velocidad óptico (rpm)		<p>Instrumento para medición óptica (sin contacto hasta una distancia máxima de 400mm) y/o mecánica de revoluciones por minuto [3]. Encargado de medir las rpm del eje del motor GT-241 Mitsubishi</p>
2	Dinamómetro (10-20 kg)		<p>Instrumento utilizado para medir fuerzas o para calcular el peso de los objetos [4]. Su función es medir la fuerza aplicada al momento en que el brazo principal ejerce una fuerza de frenado.</p>
3	Freno prony		<p>Sistema dinamométrico empleado para medir el par de giro de los motores, a partir de una mordaza compuesta de dos placas que frenan el eje de un motor</p>
4	Placa de corcho		<p>Es un material con unas características innatas únicas: resistente y ligero, aislante térmico y acústico, impermeable a líquidos, elástico y compresible [5] Soporta el contacto del eje del motor con el freno prony con un coeficiente de fricción adecuado</p>

N°	Componente	Imagen	Función
5	Banco de pruebas.		<p>El banco de pruebas es una plataforma para experimentación y acople de los componentes del dinamómetro y motor que componen el banco dinamométrico.</p>
6	Motor GT241 Mitsubishi.		<p>Motor GT241 Mitsubishi de 2.4 HP o 2800 KW, Proporciona la energía mecánica para evaluar su torque y potencia.</p>
7	Eje del motor.		<p>Encargado de transmitir la el movimiento giratorio que el motor proporciona.</p>
8	Chumaceras.		<p>Son rodamientos montados que son usados para brindar apoyo al eje de rotación para que se mantenga fijo.</p>

N°	Componente	Imagen	Función
9	Tornillos cabeza hexagonal Hueca.		El tornillo es una especie de sujetador. Se utiliza para unir las dos piezas del brazo principal, de forma ajustable.
10	Soporte del dinamómetro.		Componente fundamental que soporta el dinamómetro y las fuerzas de reacción cuando se está evaluando el motor.

Como Funciona

Descripción:

Freno prony

El freno consta de un brazo en tipo mordaza compuesto por dos placas superior e inferior sobre el que va montado en un extremo un dinamómetro y al otro extremo un eje el cual está en contacto con el mismo, este eje es el que conecta al motor del cual se quiere medir su potencia. El ajuste de la mordaza es variable por medio de dos tornillos que unen las dos placas del brazo principal, pudiéndose así controlar el torque de carga aplicado al motor, en la figura 2 se muestra las partes del

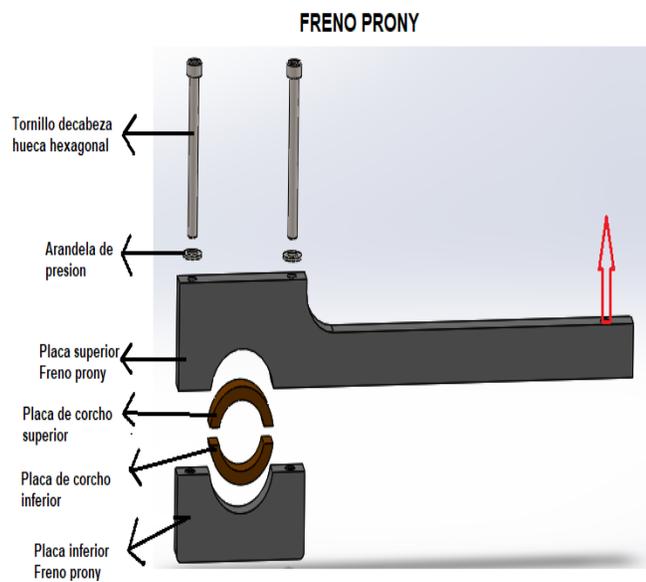


Figura.2 Componentes del freno prony.

A medida que se ajustan los tonillos la mordaza comprime al eje de manera que este vaya reduciendo la velocidad de giro, absorbiendo la energía por medio de la fricción que genera el contacto de las placas de corcho contra el eje, generando una reacción en el otro extremo del brazo.

La configuración experimental se muestra en la Figura 3. La reacción que se genera cuando la mordaza empieza a frenar al eje se transmitirá al dinamómetro, a medida que se frena el motor, el gancho de soporte del dinamómetro se tensa y la fuerza de tracción aumentará es decir ajustando la fuerza del freno se puede cambiar la fuerza del torque, Dado que la lectura la fuerza de reacción se mostrara en el dinamómetro.

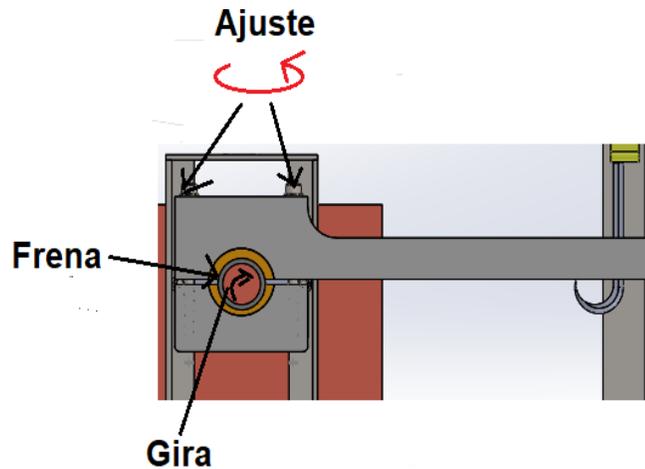


Figura.3 Configuracion del freno

La configuración experimental se muestra en la Figura 3. La reacción que se genera cuando la mordaza empieza a frenar al eje se transmitirá al dinamómetro, a medida que se frena el motor, el gancho de soporte del dinamómetro se tensa y la fuerza de tracción aumentará es decir ajustando la fuerza del freno se puede cambiar la fuerza del torque, Dado que la lectura la fuerza de reacción se mostrara en el dinamómetro.

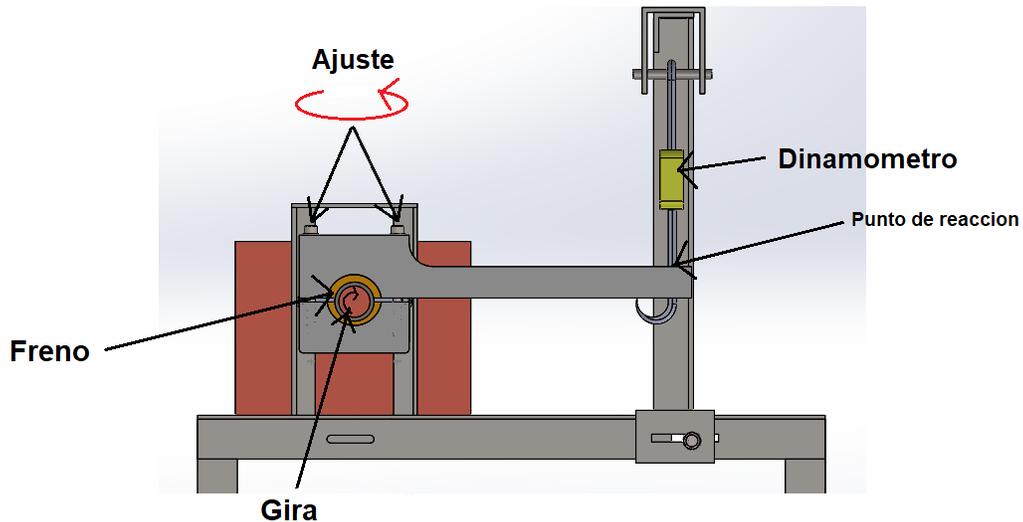


Figura.4 Configuracion experimental.

Dinamometro

El dinamómetro está ubicado en el punto de reacción sostenido por el pasador del soporte del dinamómetro como se muestra en la figura 3. La función principal es medir la fuerza del torque transmitido por el freno, de manera que este valor nos servirá para determinar la potencia y el torque que está generando el motor, debido a que este montaje experimental no es estable y se reflejara una variabilidad en la lectura de la fuerza debido a la vibración y otros factores, es necesario realizar un aproximado en la toma de los datos.

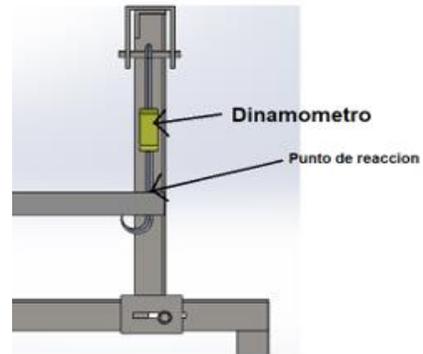


Figura.5 Ubicación de dinamometro

Sensor rpm (óptico)

El sensor de revoluciones del motor es un elemento fundamental para el buen funcionamiento del motor. Detecta las revoluciones a las que gira el eje de salida, y envía la información a la unidad de control del sensor. Es muy importante conocer el rpm a las que gira el motor ya que así podremos determinar la potencia y el torque que es motor esta proporcionando.

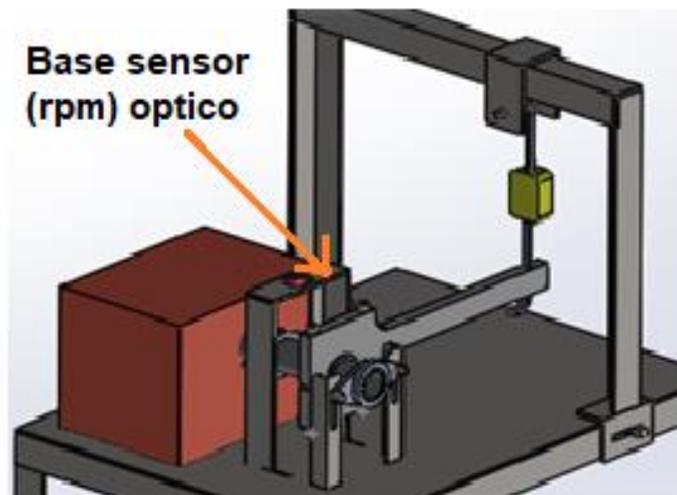


Figura. 6 Ubicación Sensor (rpm).

Como medir el Torque

Para la medición del torque se debe tener en cuenta la ergonomía del freno prony, tomando como referencia una longitud de (40 cm o 0,40 m). desde el husillo del eje hasta el punto de reacción o punto donde se dispone el dinamómetro El Torque es el resultado del producto de aplicar la fuerza o la reacción que se genera al momento de frenado por la longitud del brazo, para esto damos uso de la ecuación 1, experimentalmente tomamos la información de fuerza que proporciona el dinamómetro para multiplicarla por el brazo del freno prony y así obtener el toque que se genera en ese momento.

$$T^{\rightarrow} = F \times r \text{ (Ecuacion 1)}$$

Donde:

T = Torque o momento de fuerza. N.m $(\frac{kg*m^2}{s^2})$.

F = El vector fuerza ejercida. N = $(\frac{kg*m}{s^2})$.

r = El radio o largo de brazo, es el vector distancia del punto de rotación al vector fuerza (m).

El torque puede variar dependiendo de la velocidad de giro del motor, y el ajuste que se le dé al freno prony de modo que aumenta el torque de carga. De esta manera podemos obtener una tabla de valores de fuerza dada en (kg o lb) y de velocidad dadas en (rpm) con estos datos son útiles para determinar el torque del motor a diferentes regímenes y evaluar cómo es su comportamiento.

Tabla de Torque

N°	Velocidad Angular (rpm)	Fuerza (kg o lb)	Longitud Brazo (m- in)	Torque (N.m- lb.in)
1				
2				
3				

Esta tabla de datos sirve de referencia para establecer una gráfica de torque en función de la velocidad de giro del motor. Al igual que muestra la fuerza de reacción al freno a determinado régimen de giro.

Como medir la Potencia

La potencia desarrollada por el motor para ser medida es necesario tener en cuenta la sección anterior, es decir el torque desarrollado y el régimen de giro del motor (rpm) o sea un torque o momento de fuerza, que actúa sobre un cuerpo que gira con velocidad angular, su potencia es el producto de torque por velocidad angular [6].

$P = T * \omega$ (HP) (Ecuación 2) Donde:

ω = Velocidad angular (rad/s)

T = Torque o momento N.m $(\frac{kg*m^2}{s^2})$.

La velocidad del giro del motor esta información la proporciona el sensor de rpm, para calcular la potencia generada es necesario pasar los rpm a rad/s y para esto realizamos la siguiente conversión.

$$\frac{1 \text{ rev}}{\text{min}} = \frac{2\pi \text{ rad}}{60\text{s}}$$

En el caso de los motores de combustión interna, estos producen un torque en el eje, el cual gira a una velocidad angular constante. El torque puede variar dependiendo de la velocidad de giro del motor, y el ajuste que se le dé al freno prony de modo que aumenta el torque de carga, con estos datos son útiles para determinar la del motor a diferentes regímenes y evaluar cómo es su comportamiento.

La potencia también puede ser expresada en watts (W), realizando la siguiente conversión.

1HP=746 Watts

Tabla de Potencia

N°	Velocidad Angular (rpm)	Torque (N.m- lb.in)	Potencia (HP)
1			
2			
3			

Esta tabla de datos sirve de referencia para establecer una gráfica de potencia en función de la velocidad de giro del motor. Al igual que muestra la fuerza de reacción al freno a determinado régimen de giro también se evidencia el torque generado.

Precauciones y pasos de operación



¡ADVERTENCIA!: ¡MANTÉN TUS DEDOS ALEJADOS DEL EJE GIRATORIO! Use el sentido común y tenga mucho cuidado con este dispositivo!

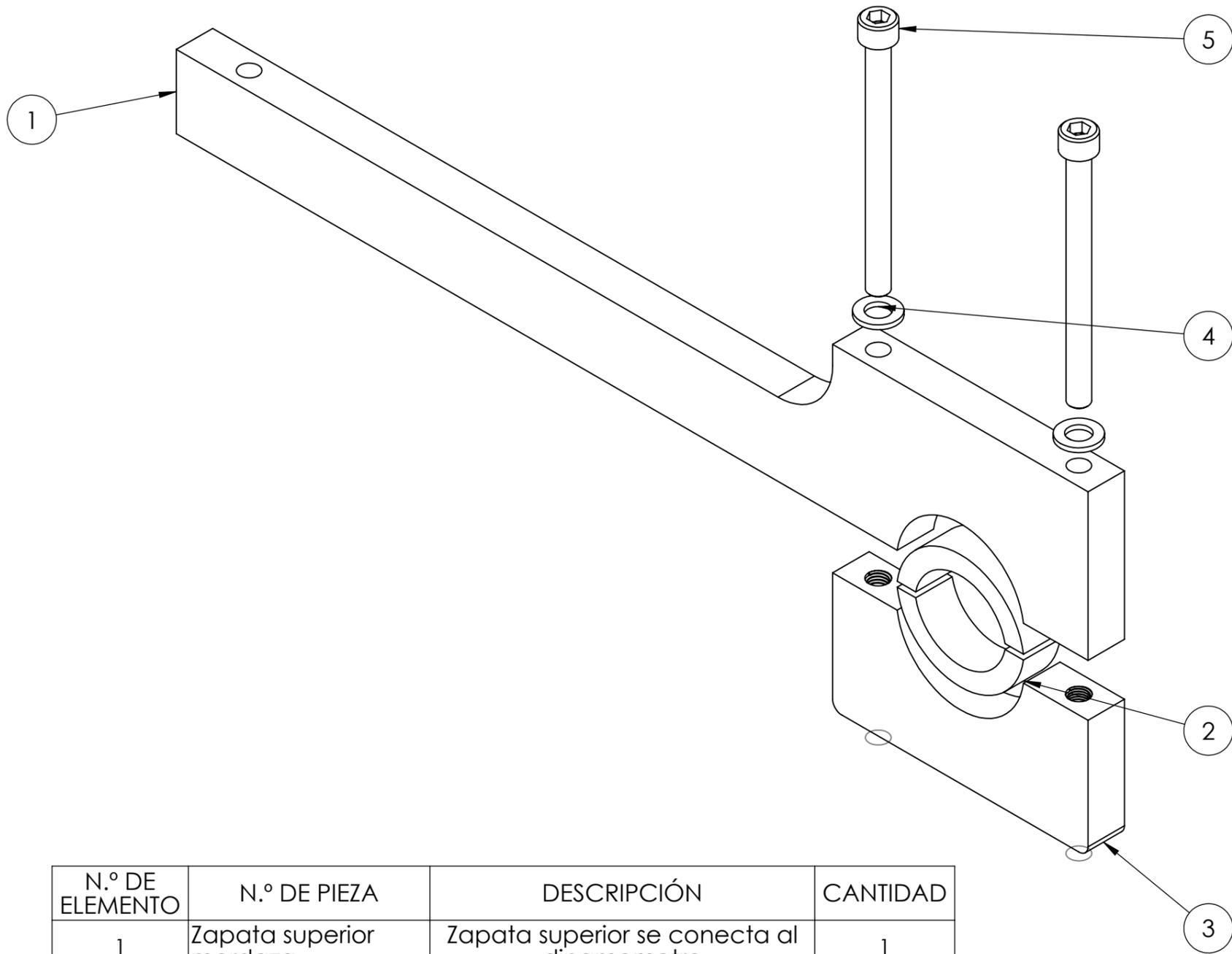
- Antes de comenzar, familiarícese con el aparato. Ubique los sensores de fuerza, de rpm y freno prony verifique que los componentes estén bien ajustados y en su lugar. Es extremadamente importante mantener el funcionamiento en ralentí cuando se vaya encender el motor.
- Este experimento debe comenzar con una fuerza de tracción cercana a cero. Por lo tanto, los tornillos de ajuste del freno prony deben estar completamente flojos sin que el freno realice ningún tipo de reacción.
- Una vez que esté familiarizado con la ubicación de todo, encienda los sensores de velocidad (rpm) y sensor de fuerza (Dinamómetro).
- Está a punto de poner en marcha el motor; asegúrese de que nada obstruya al eje y, de ahora en adelante, tenga mucho cuidado.
 1. Tare los sensores de fuerza.
- Ahora comience a aplicar una fuerza de tracción en los tornillos con una llave hexagonal (L), girando lentamente cada uno de ellos. Cuanto más lento gire, mejores

serán los resultados. Observe que a medida que aumenta la fuerza de tracción, la velocidad medida del eje disminuye.

- Tan pronto como el eje empiece a disminuir él tome los datos de los sensores y consígnelos en las tablas correspondientes. Ubique la tabla de torque y potencia frente a velocidad angular y consigne los datos.
- Repita este mismo procedimiento aumentando los rpm del motor y ajustando más el freno prony, y consigne los datos en las tablas correspondientes
- Calcule el torque y la potencia utilizando las ecuaciones ((1) y (2)) y llene las tablas de acuerdo los ensayos realizados.
- ¿A qué velocidad angular ocurrió esta salida de potencia máxima? Localice la fuerza de tracción correspondiente examinando el gráfico Tracción (T) vs. Velocidad angular (ω). Verifique que obtenga la misma salida de potencia máxima usando estos valores que obtuvo del gráfico de salida de potencia. (Ecuaciones (1) y (2)).
- Determine la fuerza de tracción máxima y la velocidad angular máxima que alcanzó la polea.
- Ahora repita el procedimiento realizado. Encuentre la salida de potencia máxima, la velocidad angular y la fuerza de tracción correspondientes, la velocidad angular máxima y la fuerza de tracción máxima. ¿Qué pasó con la potencia de salida cuando aumentaste los rpm?

Referencias

- [1] Gilles.Tim, «Automotive Servises Inspection Maintenance,» Repair, 5Th edition cengage lerarming , 2015.
- [2] L.C, «Potencia mecanica en un eje de motor,» de *Dianmica Mecanica*, Limbo CMS designed by German Kerbs, 2009.
- [3] Dewesolft, «Medición de RPM, ángulo y velocidad mediante sensores digitales, encoders y contadores,» Dewesolft, 11 Mayo 2009. [En línea]. Available: <https://dewesoft.com/es/daq/medicion-de-rpm-con-sensores-digitales-y-contadores>.
- [4] J. G. A. Pérez Porto, «DINAMÓMETRO,» *Qué es, definición y concepto. Definicion.*, Última actualización el 12 de diciembre de 2012. Recuperado el 21 de marzo de 2023.
- [5] Corkup, «El corcho natural,» NAVE-21, [En línea]. Available: <https://corkup.es/corcho-natural/#:~:text=El%20corcho%20es%20un%20material,%25%20natural%2C%20renovable%20y%20biodegradable..> [Último acceso: 12 02 2023].
- [6] J. A. Rodríguez-Marroyo, «TRABAJO, POTENCIA Y ENERGIA,» de *Biomecánica Básica aplicada a la Actividad Física y al Deporte*, Mexico, Paidotribo, 2007, pp. 149-171.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Zapata superior mordaza	Zapata superior se conecta al dinamometro	1
2	Pieza Corcho	Freno Corcho	2
3	Zapata inferior mordaza	Zapata inferior roscada	1
4	B18.22M - Plain washer, 10 mm, narrow	Arandela de presion	2
5	B18.3.1M - 10 x 1.5 x 120 Hex SHCS -- 32NHX	Tornillo de cabeza cilindrica ueca hexagonal	2

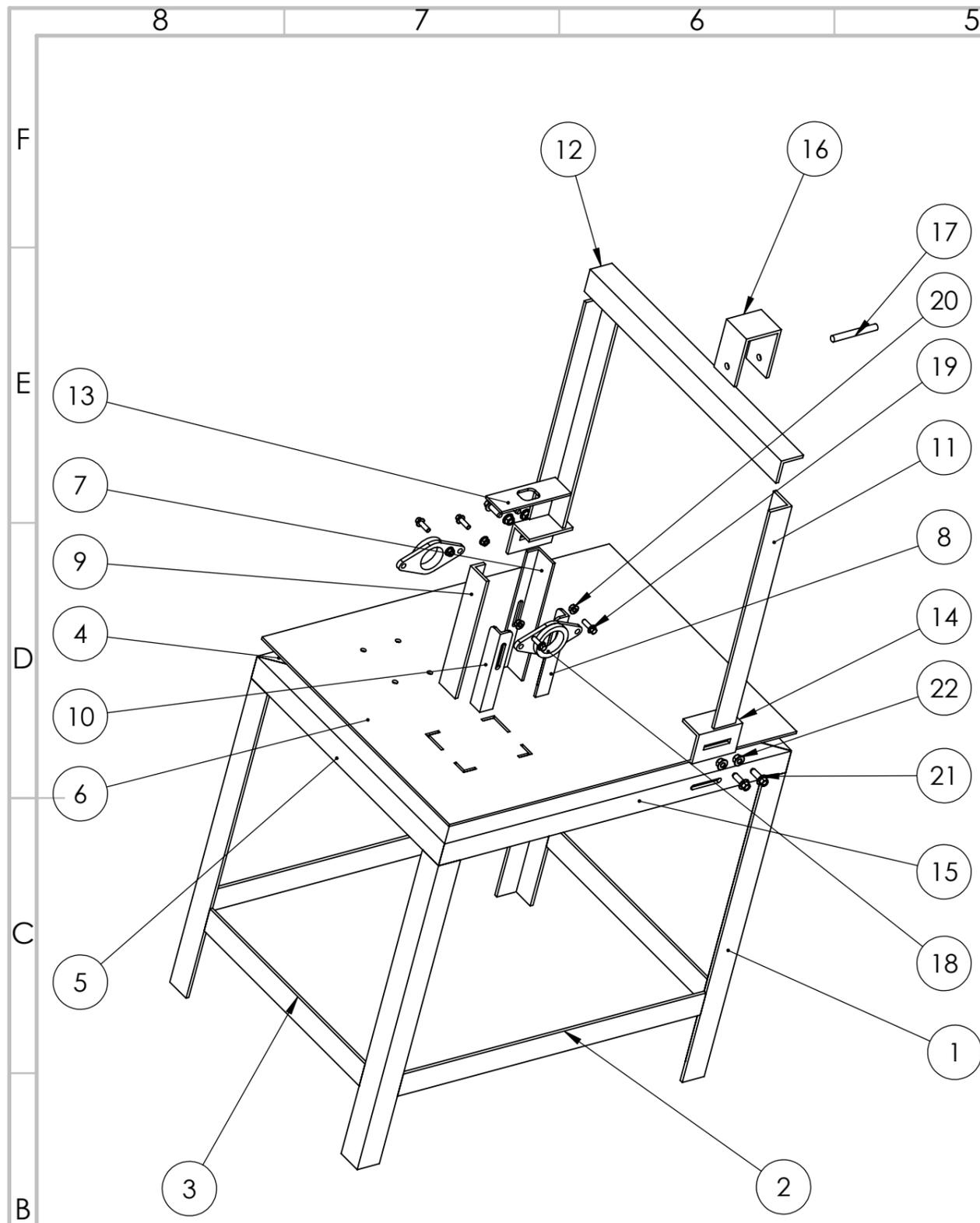


AUTORES:
YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
**ENSAMBLAJE
FRENO PRONY**

N.º DE DIBUJO: 1 A3

ESCALA: 1:2 HOJA 1 DE 1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD	SOLDADURA
1	COLUMNA ESTRUCTURA	AISI 1020	4	AWS E6010
2	SOPORTE LATERAL	AISI 1020	2	AWS E6010
3	SOPORTE LATERAL	AISI 1020	2	AWS E6010
4	VIGA ESTRUCTURA	AISI 1020	1	AWS E6010
5	VIGA LATERAL ESTRUCTURA	AISI 1020	2	AWS E6010
6	PLACA DEL BANCO	AISI 1020	1	AWS E6010
7	BASE 1 FRENO PRONY	AISI 1020 L 1.2x2x1/4"	1	AWS E6010
8	BASE 2 FRENO PRONY	AISI 1020 L 1.2x2x1/4"	1	AWS E6010
9	BASE 3 FRENO PRONY	AISI 1020	1	AWS E6010
10	BASE 4 FRENO PRONY	AISI 1020	1	AWS E6010
11	COLUMNA MARCO DINAMOMETRO	AISI 1020	2	AWS E6010
12	VIGA DEL MARCO DINAMOMETRO	AISI 1020 L 2x2x1/4"	1	AWS E6010
13	PLACA BASE SENSOR DE VELOCIDAD	AISI 1020	1	AWS E6010
14	BASE COLUMNA DINAMOMETRO	AISI 1020	2	AWS E6010
15	VIGA DEL BANCO	AISI 1020 L 2x2x1/4"	1	AWS E6010
16	SOPORTE DINAMOMETRO	AISI 1020	1	NO APLICA
17	PASADOR SOPORTE DINAMOMETRO	AISI 1020	1	AWS E6010
18	CHUMACERA	AISI 1020	2	AWS E6010
19	B18.2.3.4M - Hex flange screw, M8 x 1.25 x 25 --25N	ACERO A2	4	NO APLICA
20	B18.2.2.4M - Hex flange nut, M8 x 1.25 --N	ACERO A2	4	NO APLICA
21	AM B18.6.7M 10x30-28.5-N	ACERO A2	4	NO APLICA
22	B18.2.2.4M - Hex flange nut, M10 x 1.5, with 15 WAF --N	ACERO A2	4	NO APLICA

AUTORES: YEFERSON CUASPUD
HERNAN HARME

TÍTULO: Ensamblaje Banco de Pruebas



MATERIAL: ESPECIFICADO

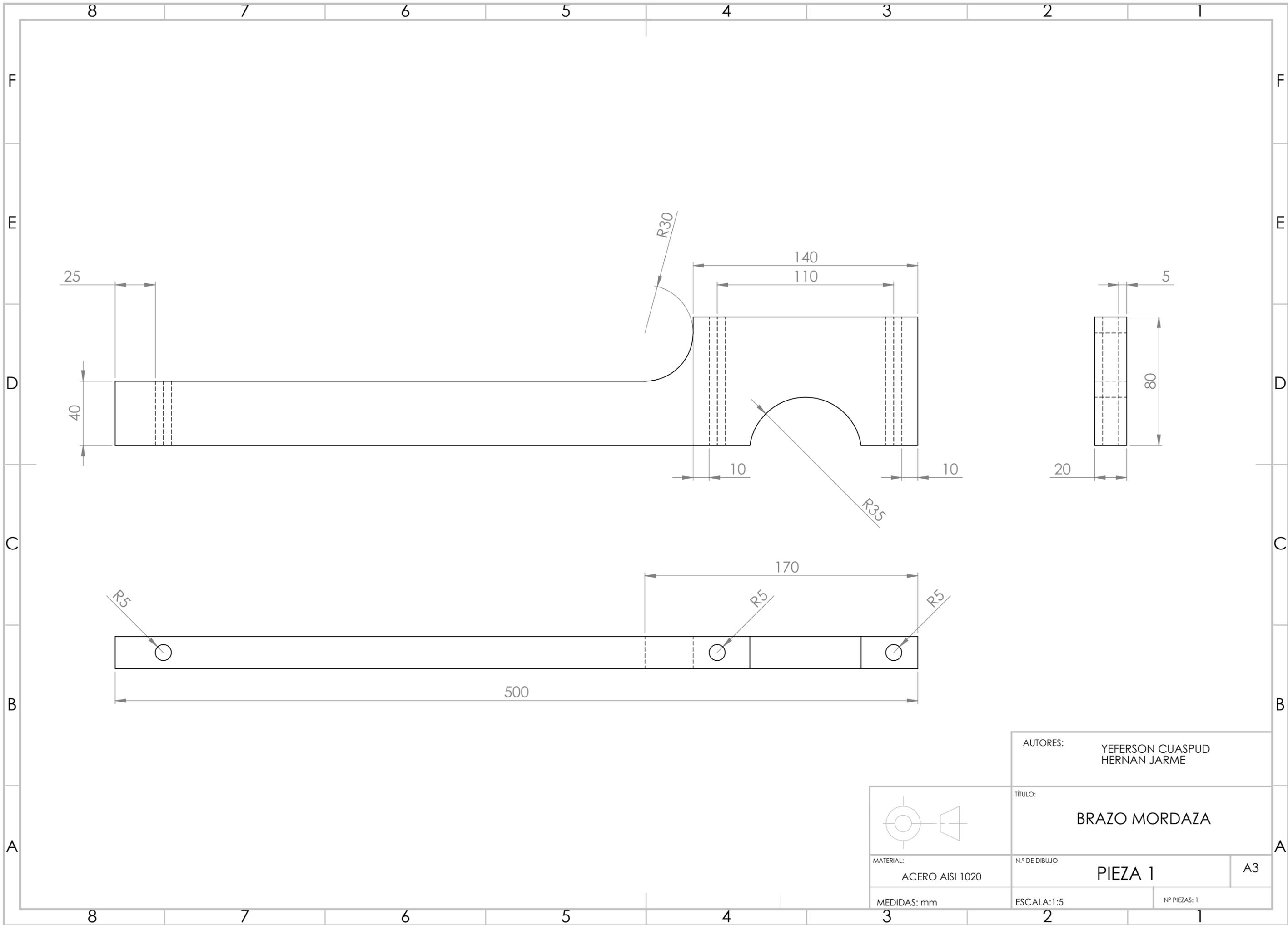
N.º DE DIBUJO

ENSAMBLE 1

A3

ESCALA: 1:20

HOJA 1 DE 1

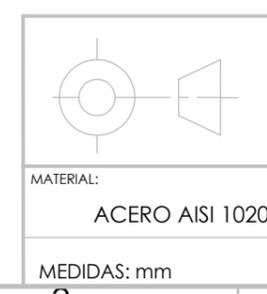


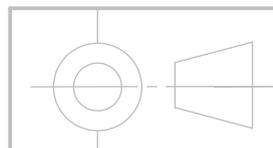
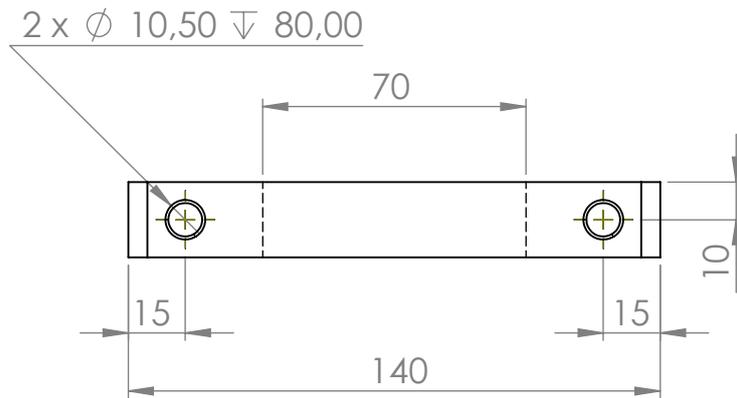
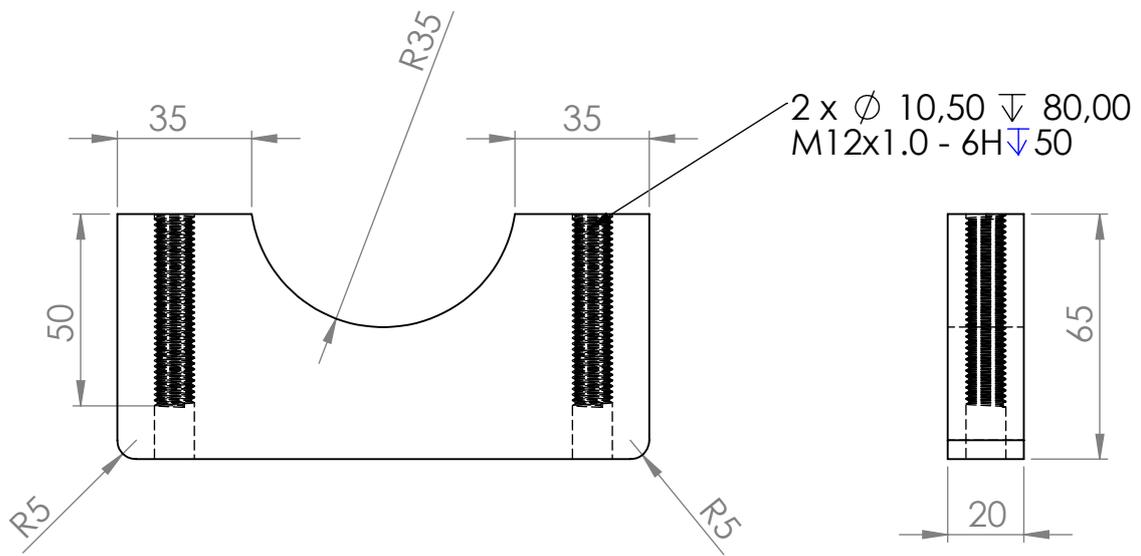
AUTORES:
YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
BRAZO MORDAZA

N.º DE DIBUJO: **PIEZA 1** A3

ESCALA: 1:5 N.º PIEZAS: 1





MATERIAL: ACERO 1020

MEDIDAS: mm

AUTORES
YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
**ZAPATA INFERIOR
MORDAZA**

N.º DE DIBUJO
PIEZA 2

A4

ESCALA: 1:2

N.º PIEZAS
1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

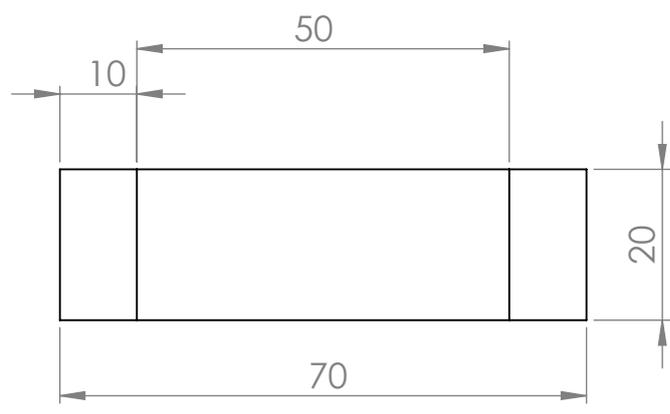
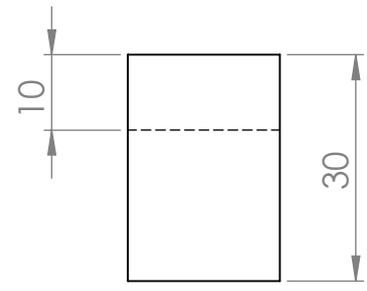
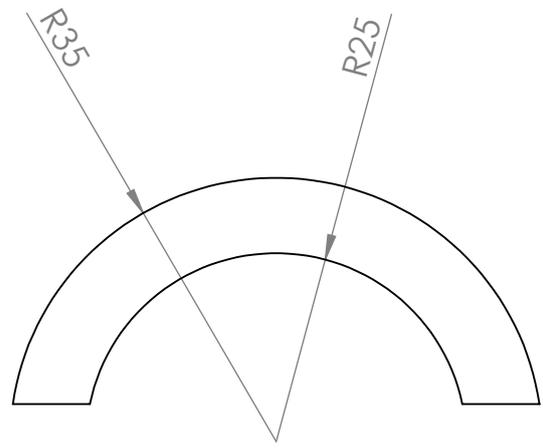
C

B

B

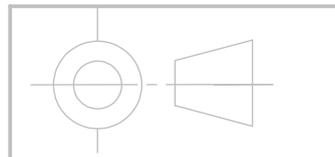
A

A



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
CORCHO



MATERIAL:
CORCHO

N.º DE DIBUJO
 PIEZA 3

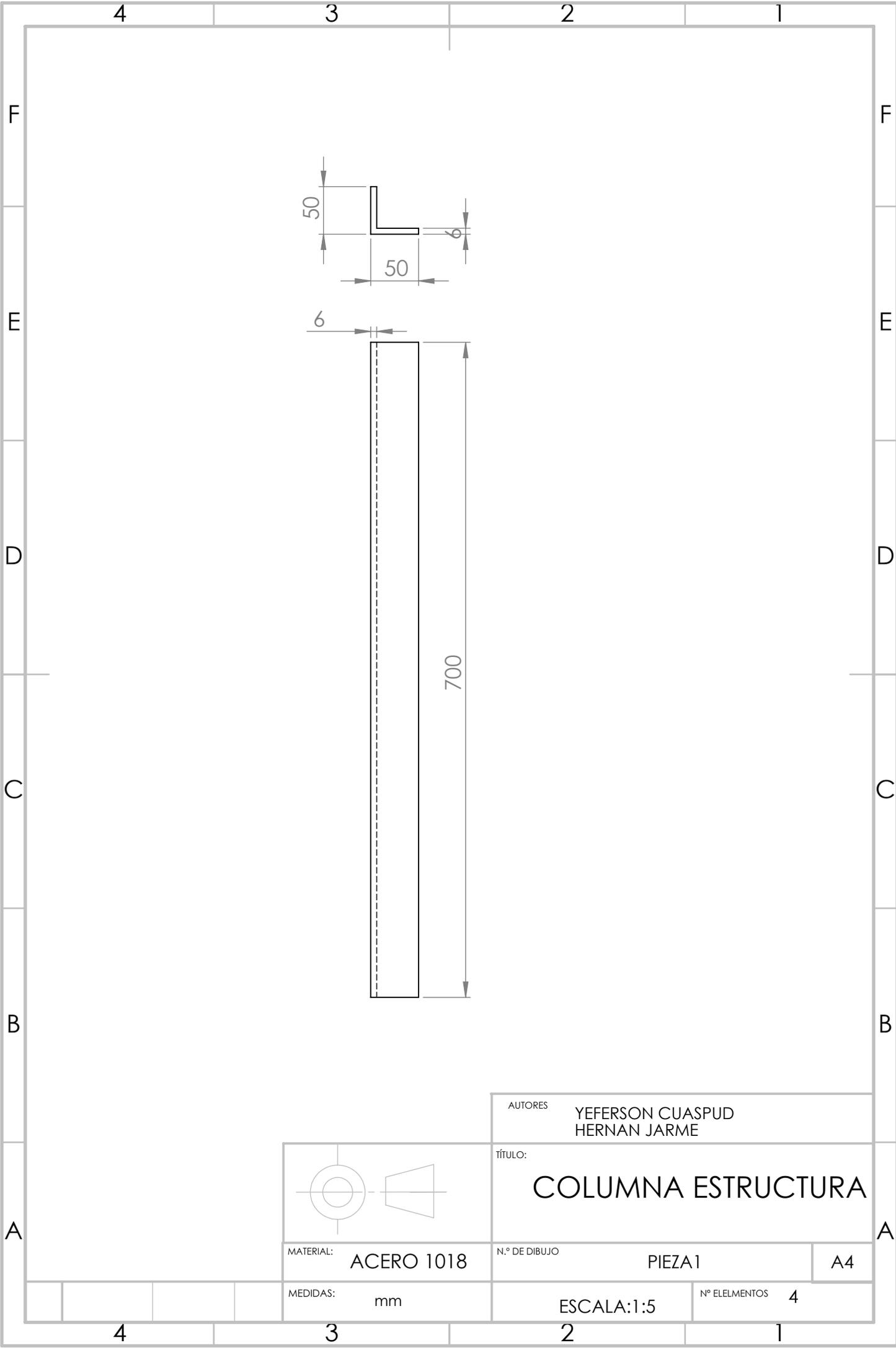
A4

MEDIDAS:
 mm

ESCALA:1:1

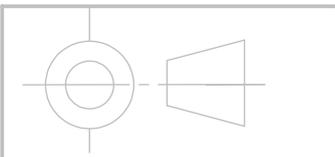
Nº EL PIEZAS 2

4 3 2 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
COLUMNA ESTRUCTURA



MATERIAL: **ACERO 1018**

N.º DE DIBUJO **PIEZA1** **A4**

MEDIDAS: **mm**

ESCALA: **1:5**

Nº ELEMENTOS **4**

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

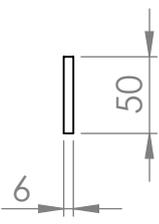
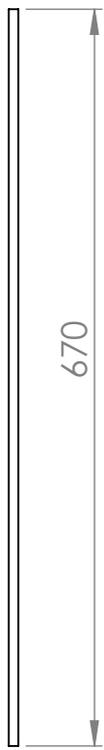
C

B

B

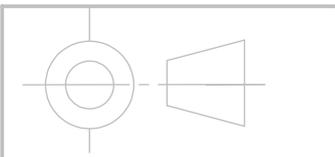
A

A



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
SOPORTE LATERAL



MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA 2

A4

MEDIDAS: mm

ESCALA: 1:5

Nº ELEMENTOS **2**

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

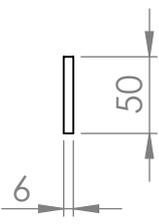
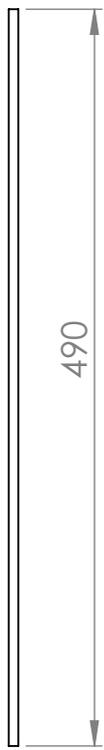
C

B

B

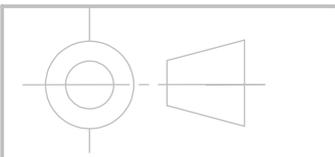
A

A



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
SOPORTE LATERAL



MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA 3

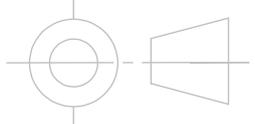
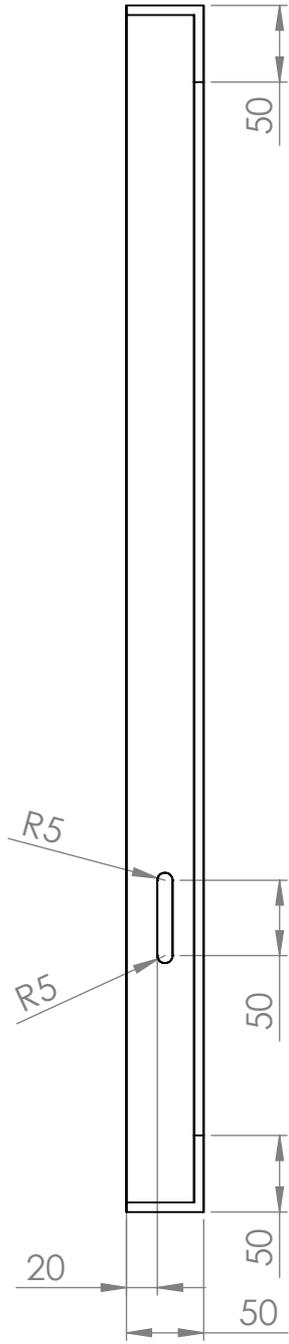
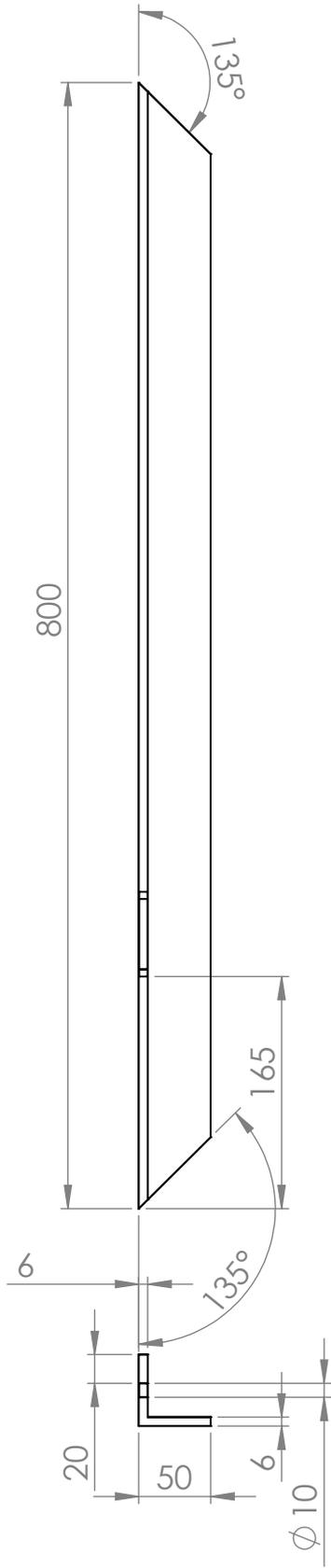
A4

MEDIDAS: mm

ESCALA: 1:5

Nº ELEMENTOS **2**

4 3 2 1



MATERIAL: ACERO 1020

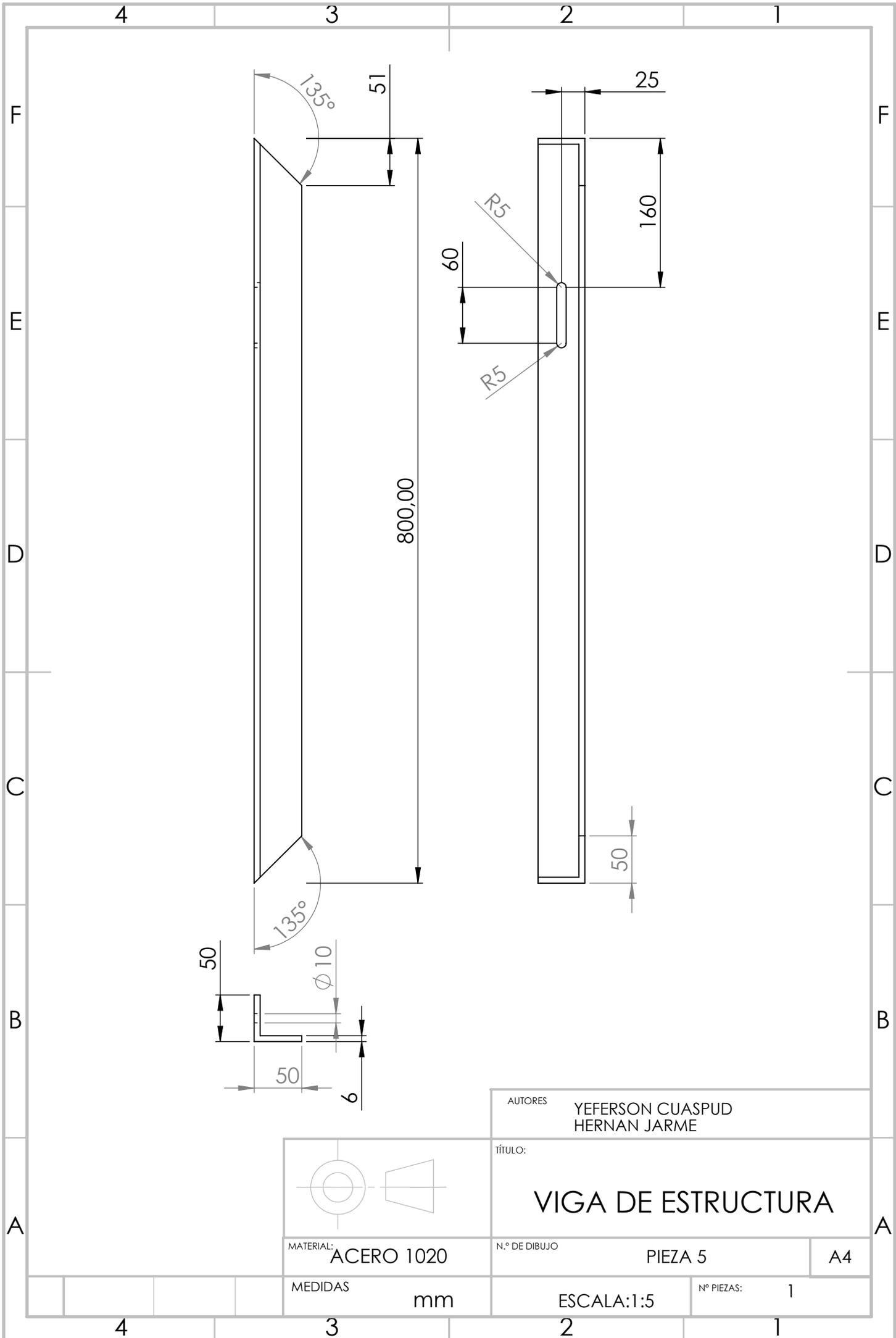
MEDIDAS mm

AUTORES YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
VIGA DE ESTRUCTURA

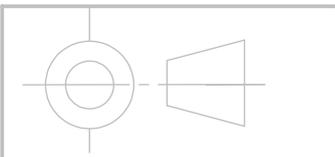
N.º DE DIBUJO PIEZA 4 A4

ESCALA: 1:5 N.º PIEZAS 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
VIGA DE ESTRUCTURA



MATERIAL:
ACERO 1020

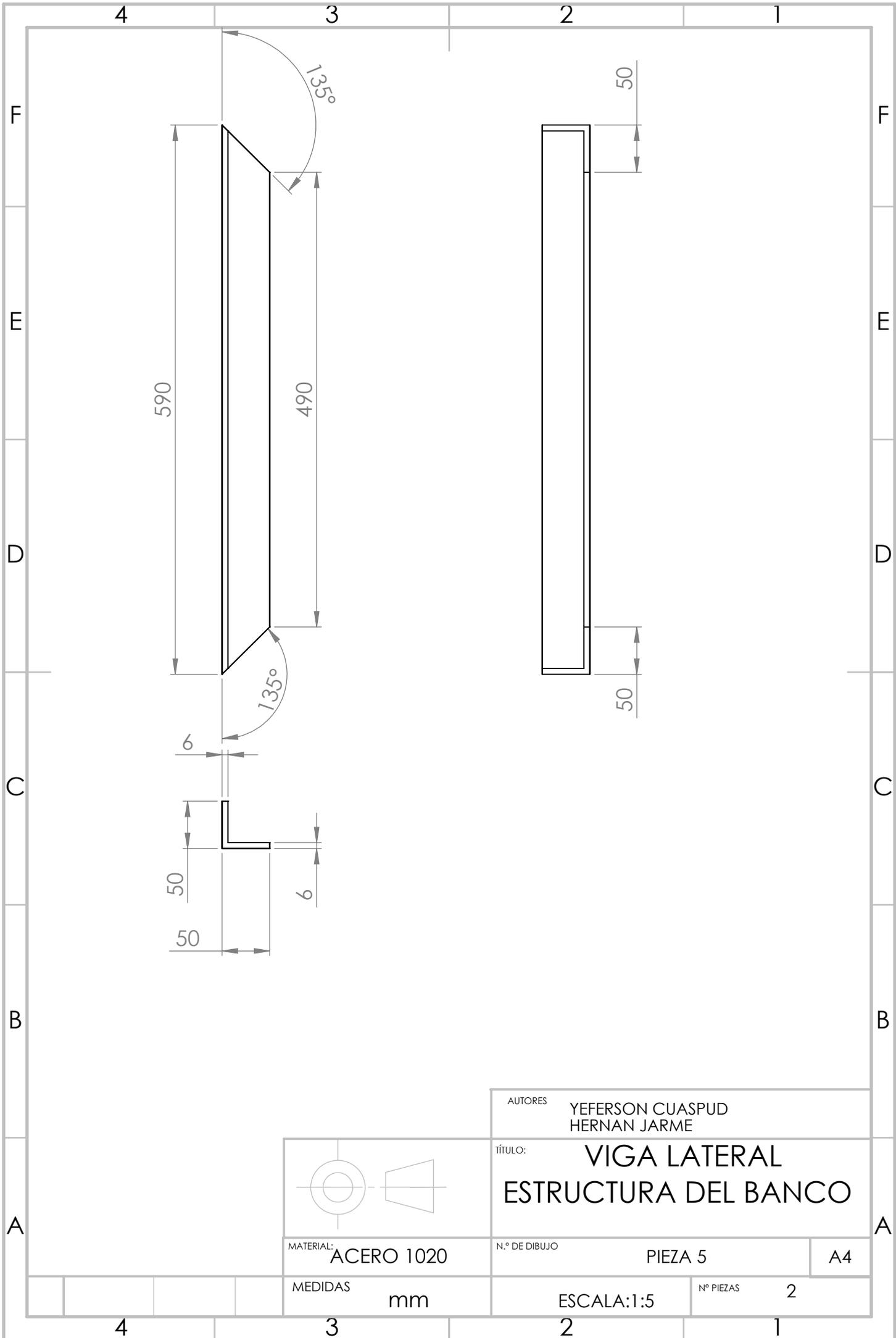
N.º DE DIBUJO
PIEZA 5

A4

MEDIDAS
 mm

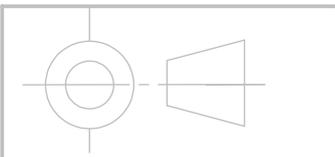
ESCALA: 1:5

Nº PIEZAS: 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**VIGA LATERAL
 ESTRUCTURA DEL BANCO**



MATERIAL:
ACERO 1020

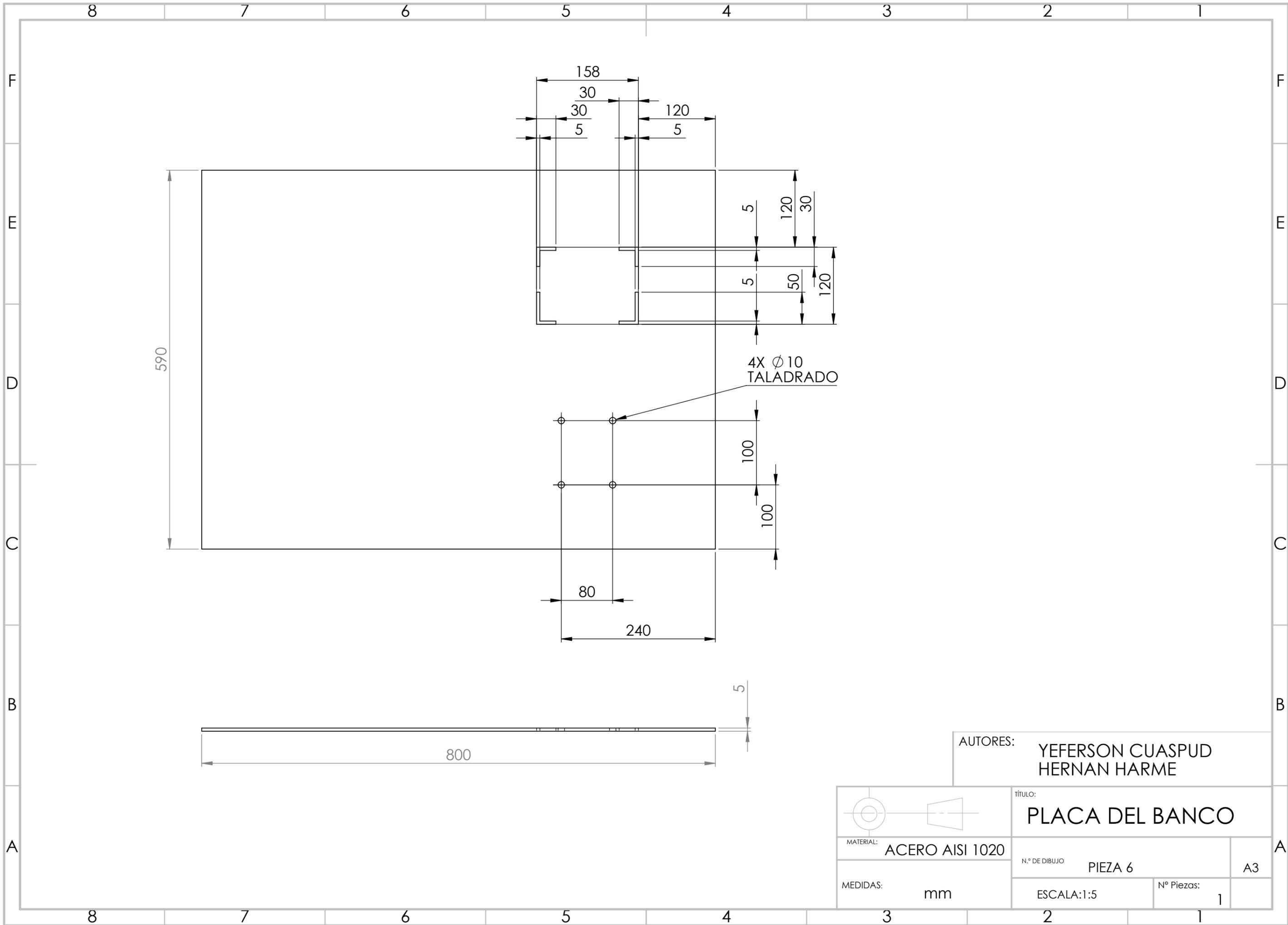
N.º DE DIBUJO
PIEZA 5

A4

MEDIDAS
 mm

ESCALA: 1:5

Nº PIEZAS
 2



590

158
30
30
5
120
5

4X Ø 10
TALADRADO

100
100

80
240

5

800

AUTORES:
YEFERSON CUASPUD
HERNAN HARME

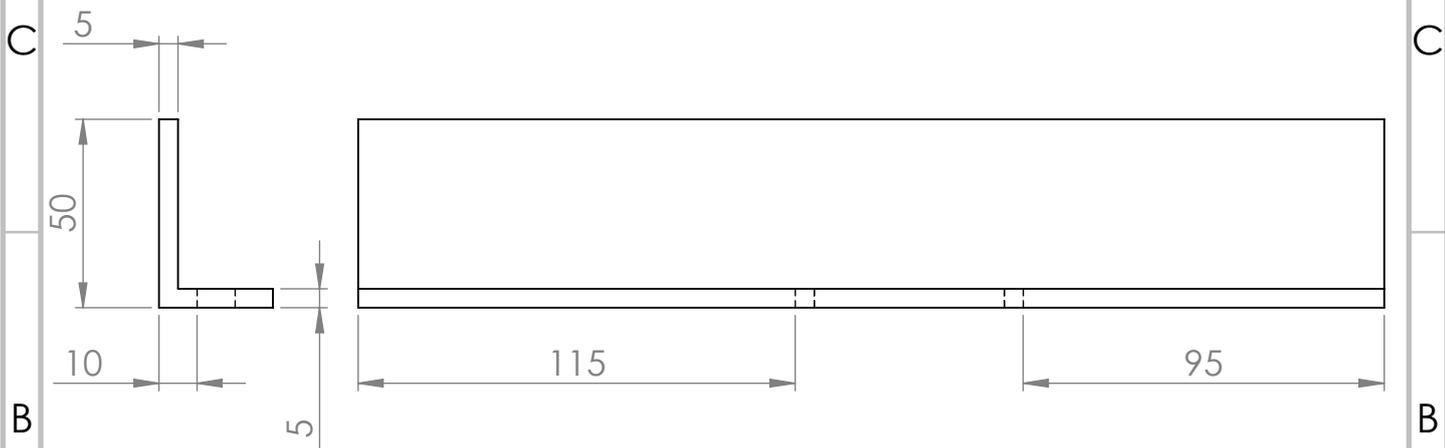
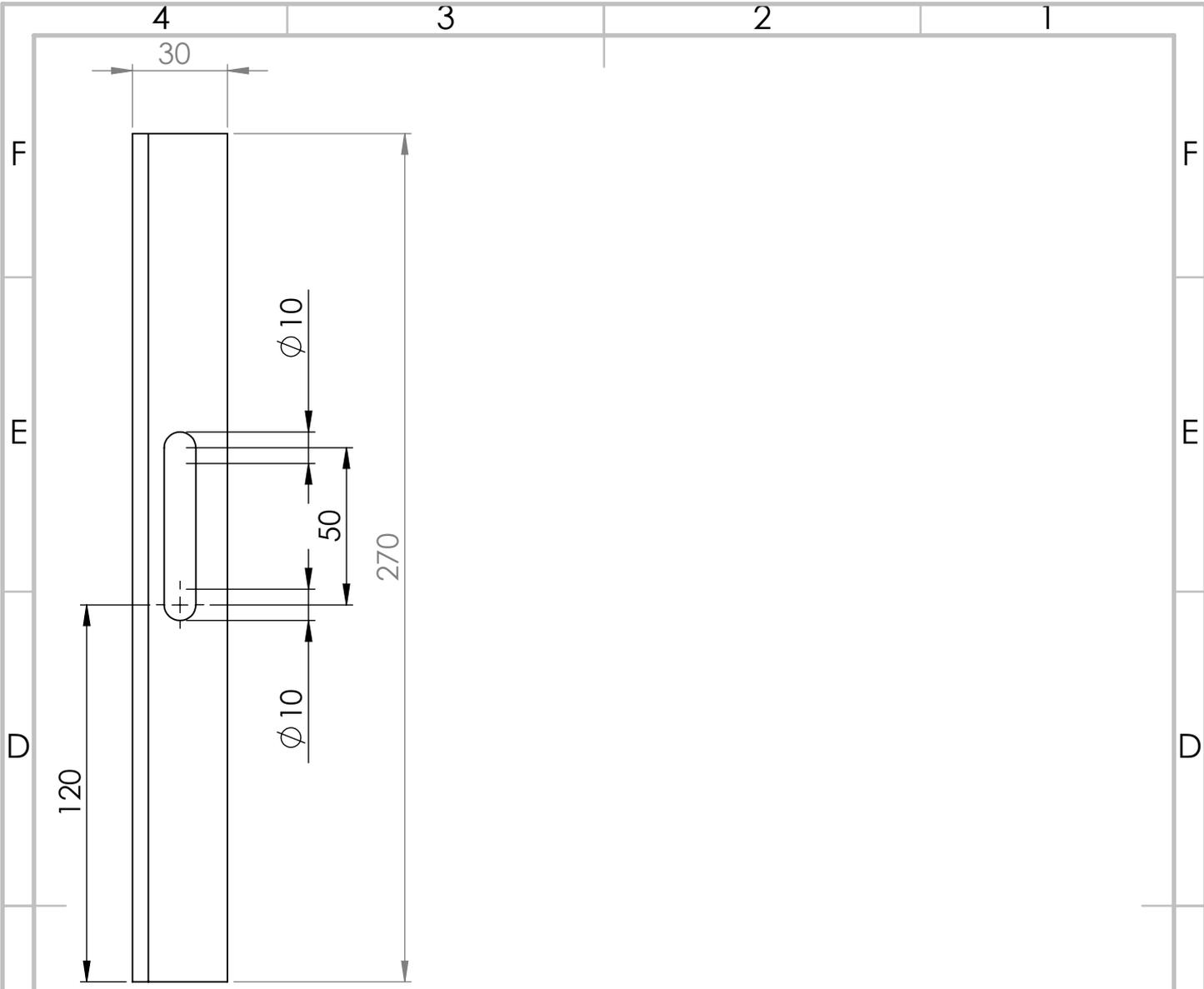
TÍTULO:
PLACA DEL BANCO

MATERIAL:
ACERO AISI 1020

N.º DE DIBUJO: PIEZA 6
A3

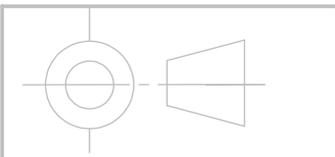
MEDIDAS:
mm

ESCALA: 1:5
N.º Piezas: 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**BASE 1 FRENO
 PRONY**



MATERIAL:
ACERO 1020

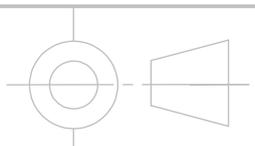
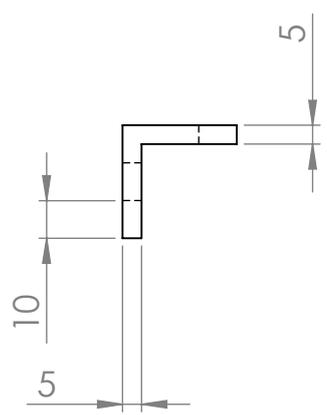
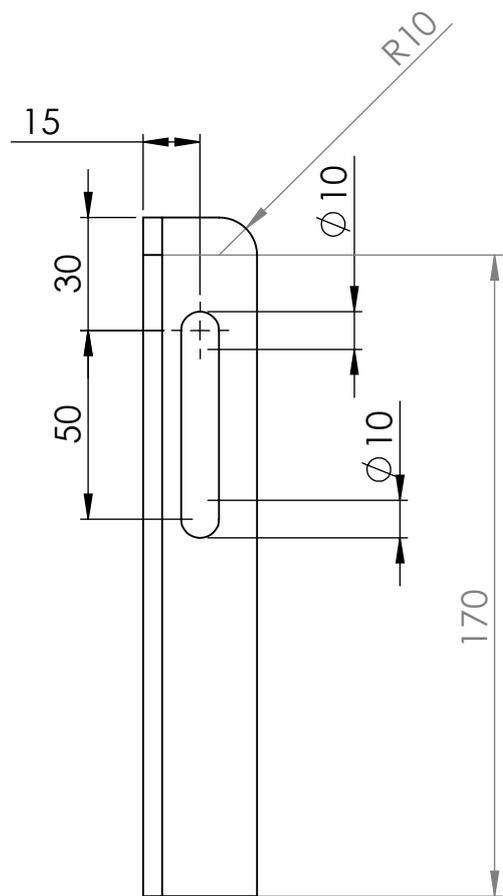
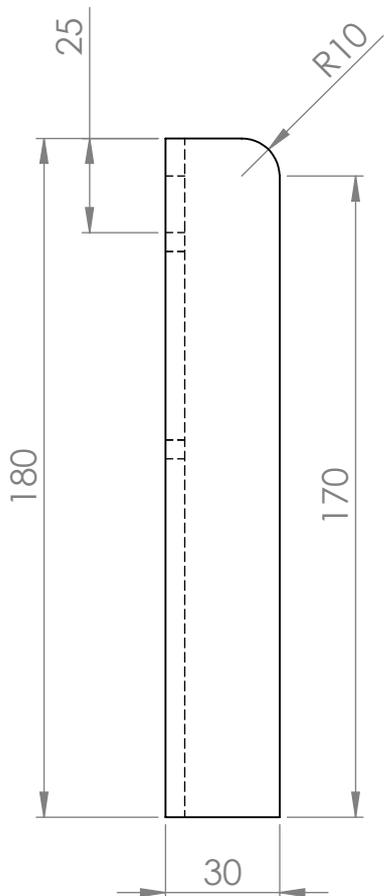
N.º DE DIBUJO
PIEZA 7

A4

MEDIDAS
mm

ESCALA:1:2

Nº ELEMNTOS 1



MATERIAL: ACERO 1029

MEDIDAS mm

AUTORES YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

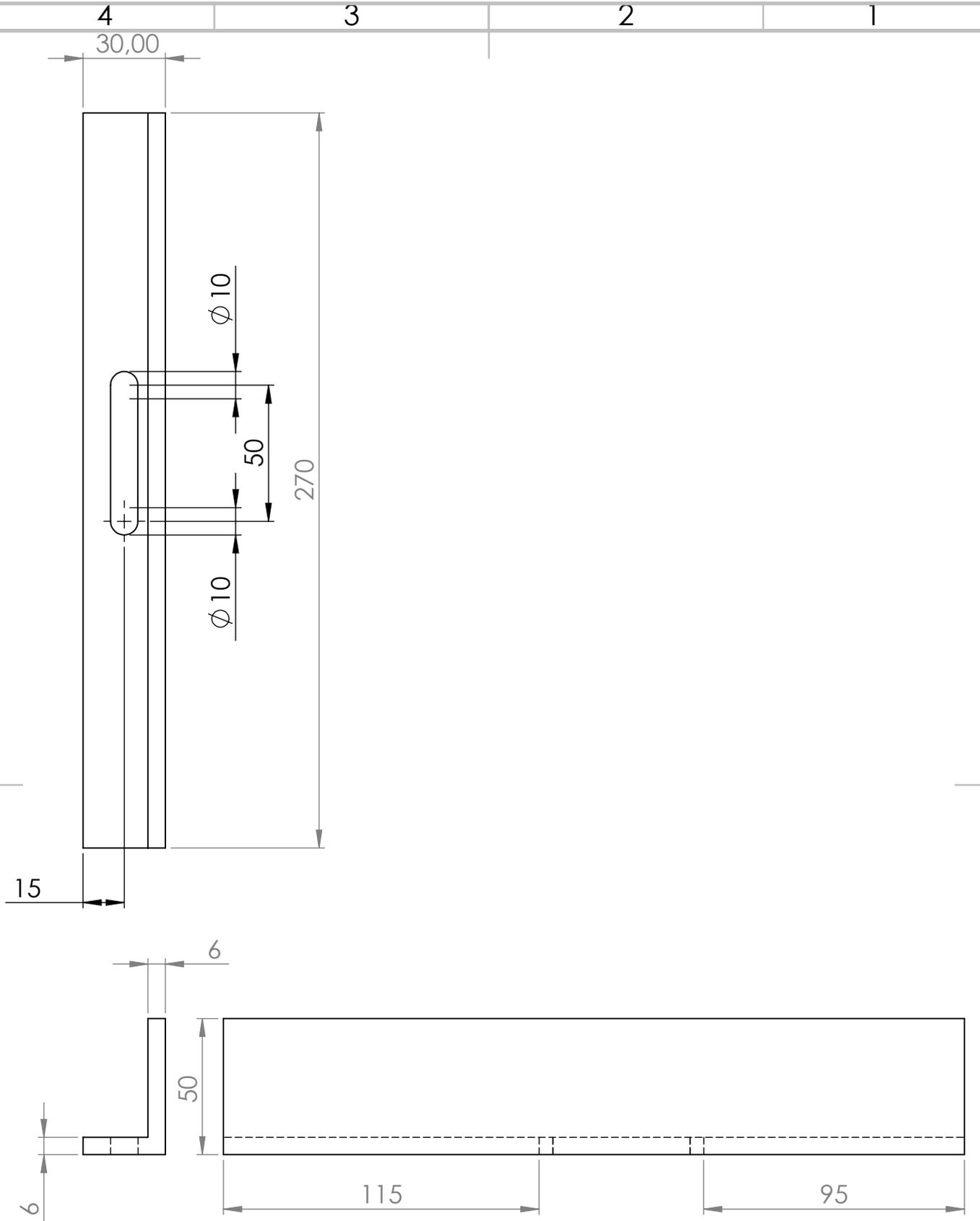
TÍTULO: **BASE 2 FRENO PRONY**

N.º DE DIBUJO PIEZA 8

A4

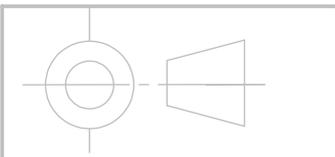
ESCALA: 1:5

Nº PIEZAS 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**BASE 3
 FRENO PRONY**



MATERIAL:
ACERO 1020

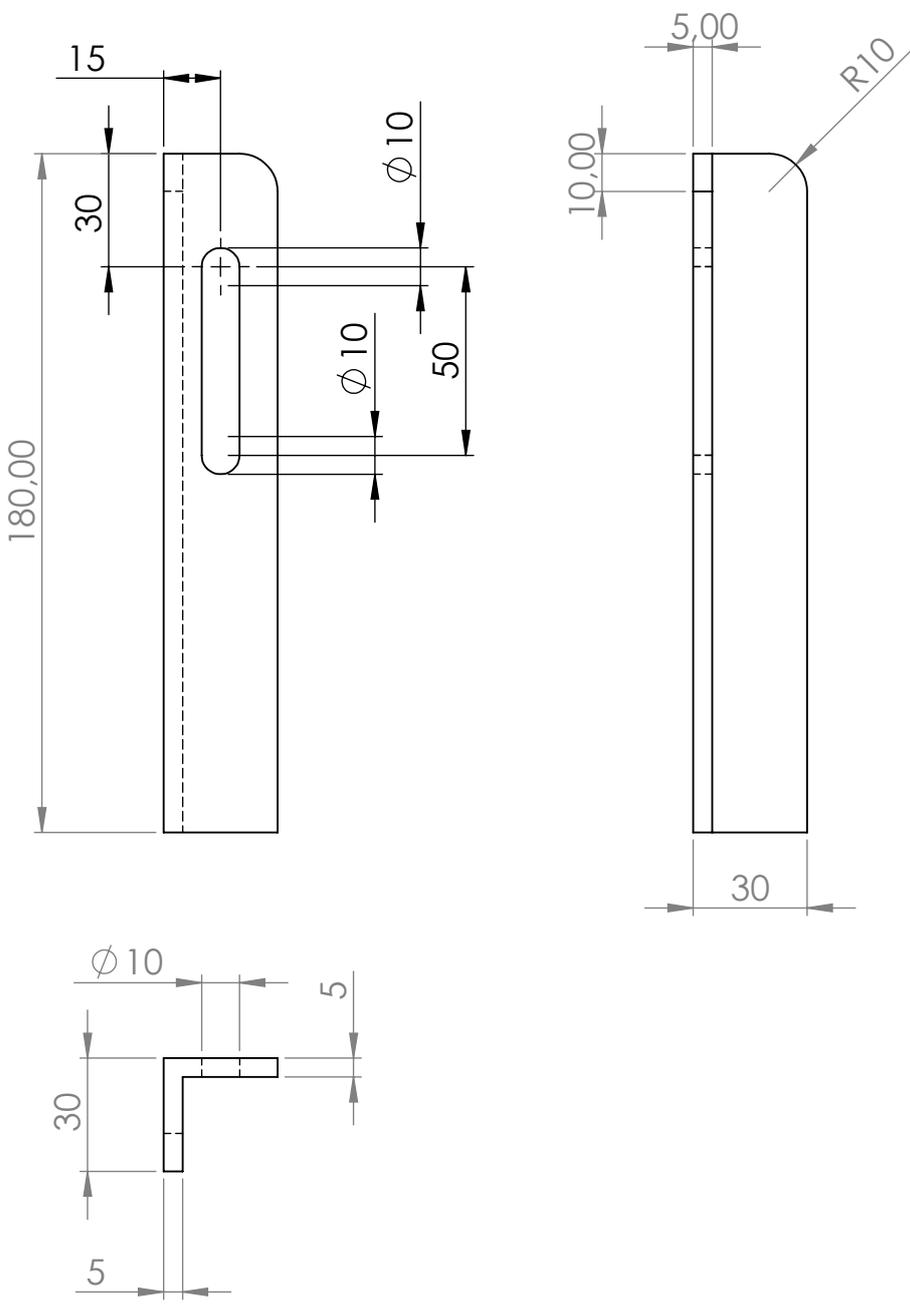
N.º DE DIBUJO
 PIEZA 9

A4

MEDIDAS
 mm

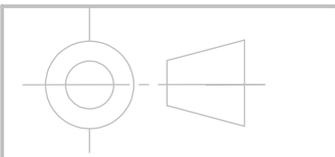
ESCALA:1:2

Nº PIEZAS
 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**BASE 4 FRENO
 PRONY**



MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
 PIEZA 10

A4

MEDIDAS
 mm

ESCALA:1:2

Nº PIEZAS
 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

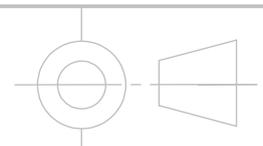
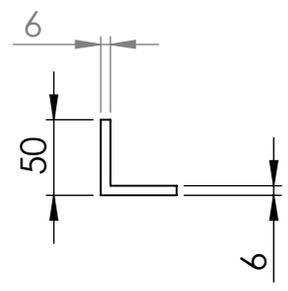
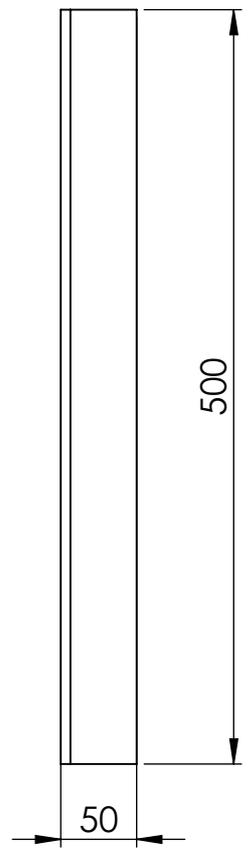
C

B

B

A

A



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**COLUMNA MARCO
 DINAMOMETRO**

MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA11

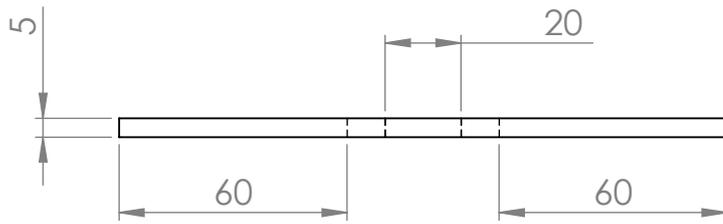
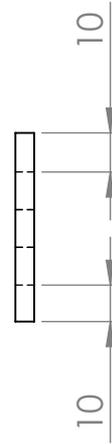
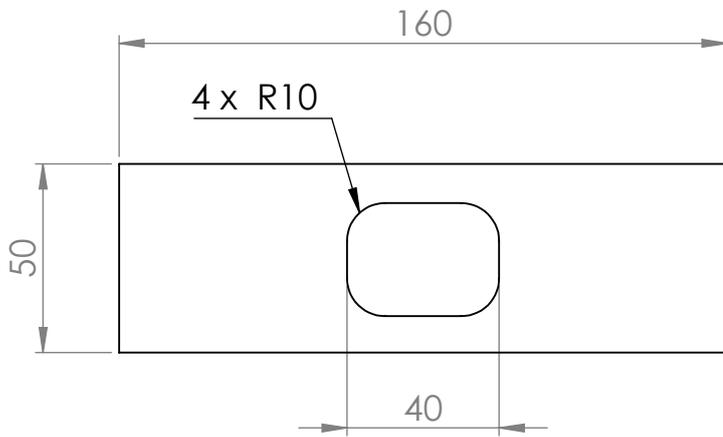
A4

MEDIDAS:
mm

ESCALA:1:5

Nº ELEMENOS **2**

4 3 2 1



AUTORES
YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
**PLACA BASE SENSOR
VELOCIDAD**

MATERIAL:
ACERO 1020

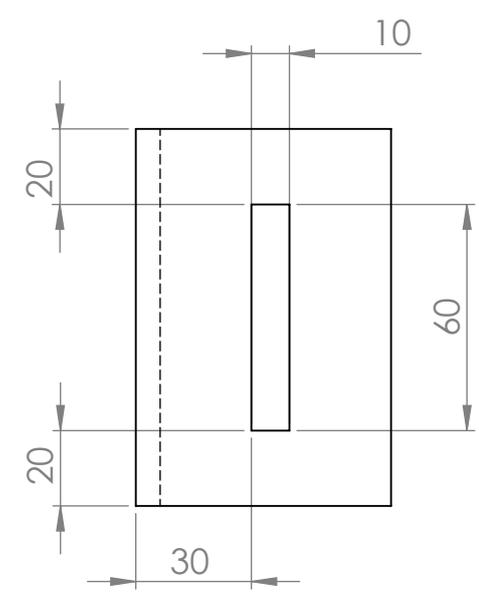
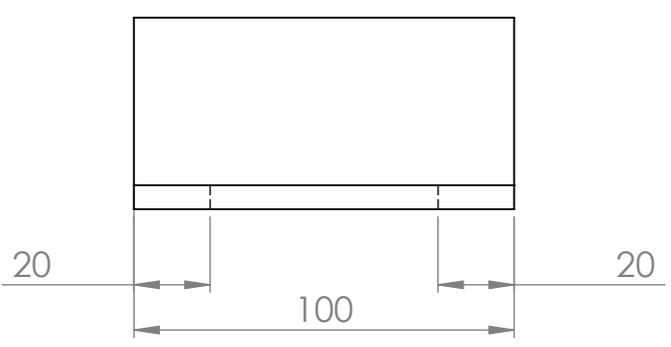
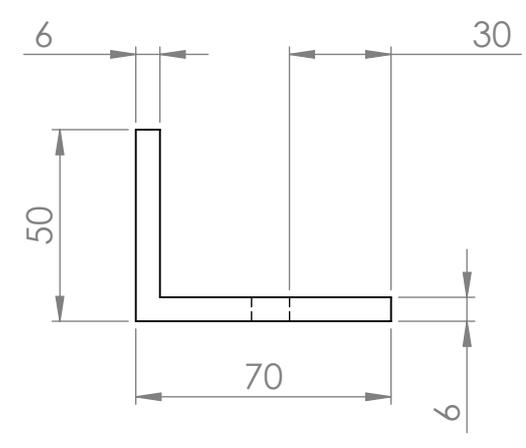
N.º DE DIBUJO
PIEZA 13

A4

MEDIDAS **mm**

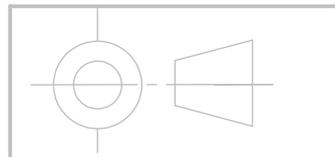
ESCALA: 1:2

Nº PIEZAS **1**



AUTORES
YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
**BASE COLUMNA
DINAOMETRO**



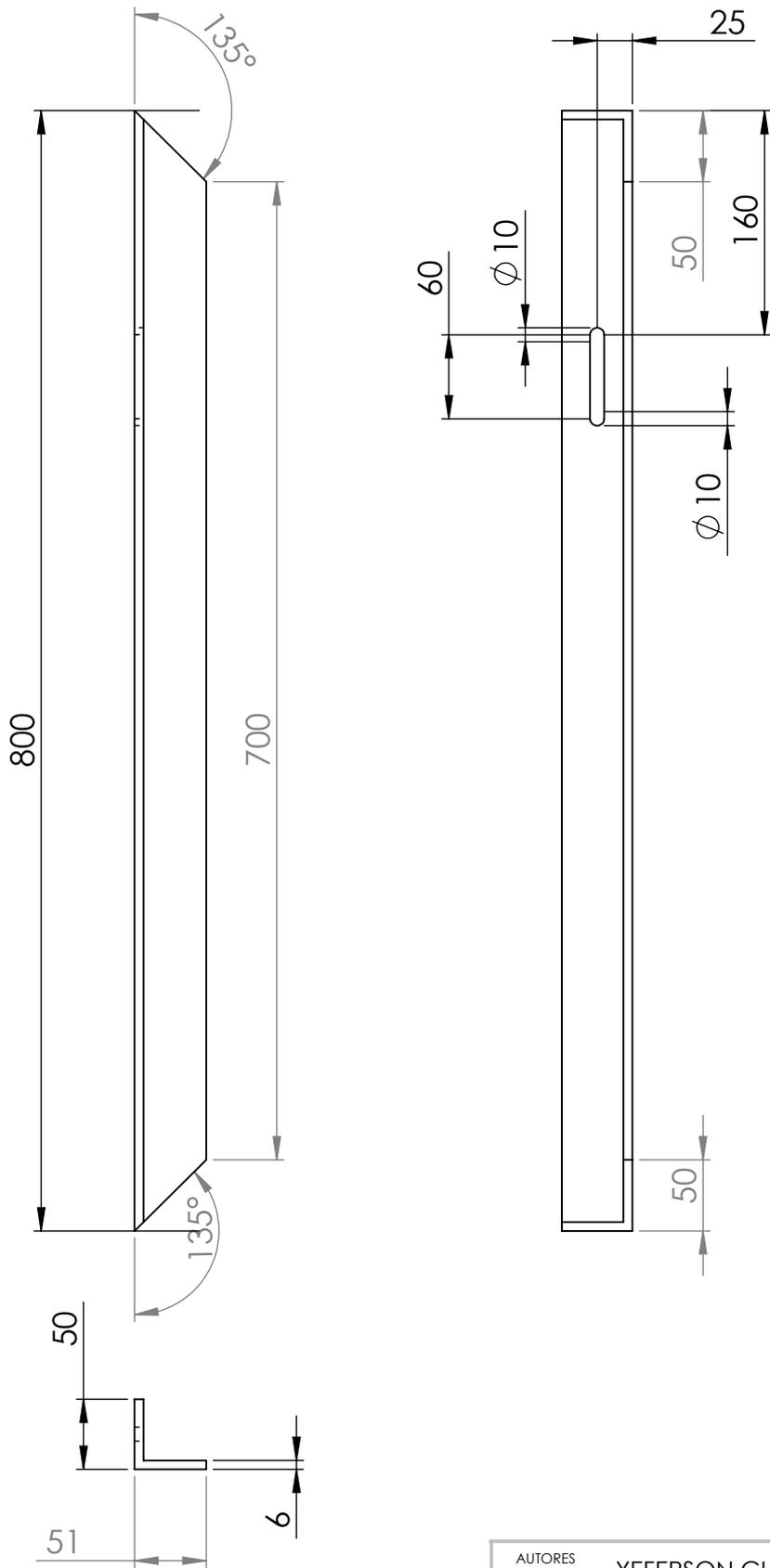
MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA14

A4

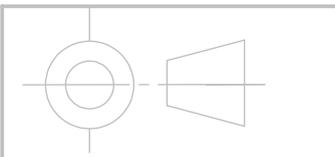
ESCALA:1:2

Nº PIEZAS
1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
VIGA DEL BANCO



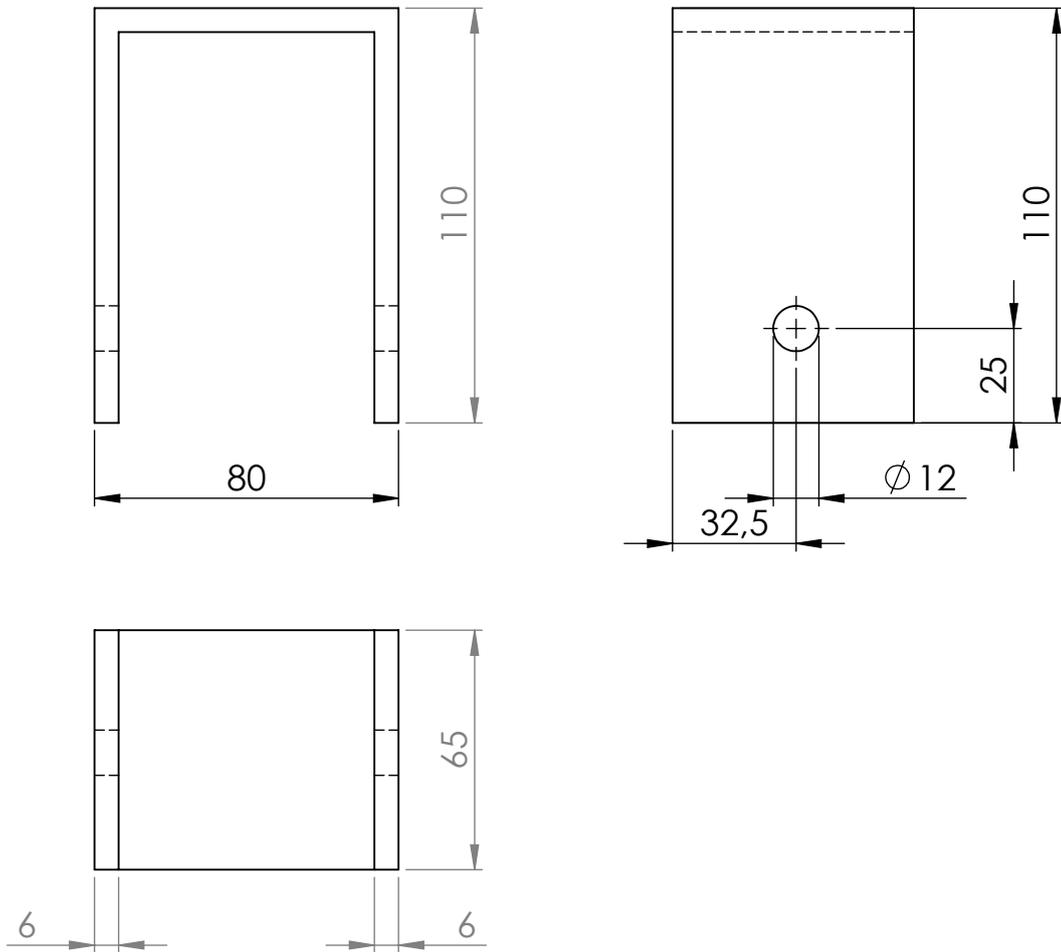
MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA15 A4

MEDIDAS
 mm

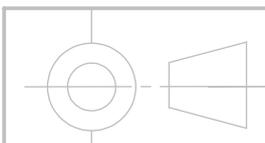
ESCALA: 1:5

Nº ELEMENOS 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**SOPORTE DEL
 DINAMOMETRO**



MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA 16

A4

MEDIDAS:
 mm

ESCALA: 1:2

Nº ELEMENTOS 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

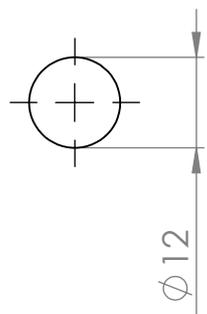
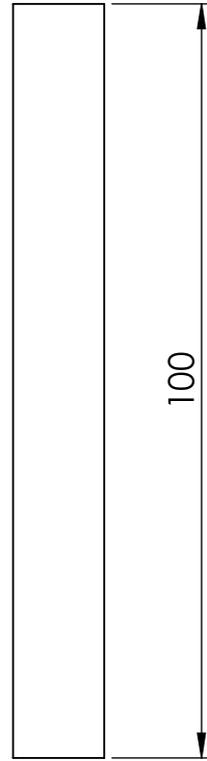
C

B

B

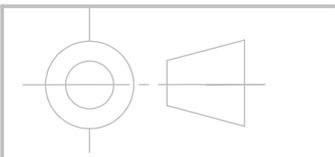
A

A



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
**PASADOR SOPORTE
 DIAMOMETRO**



MATERIAL:
ACERO 1020

N.º DE DIBUJO
PIEZA 17

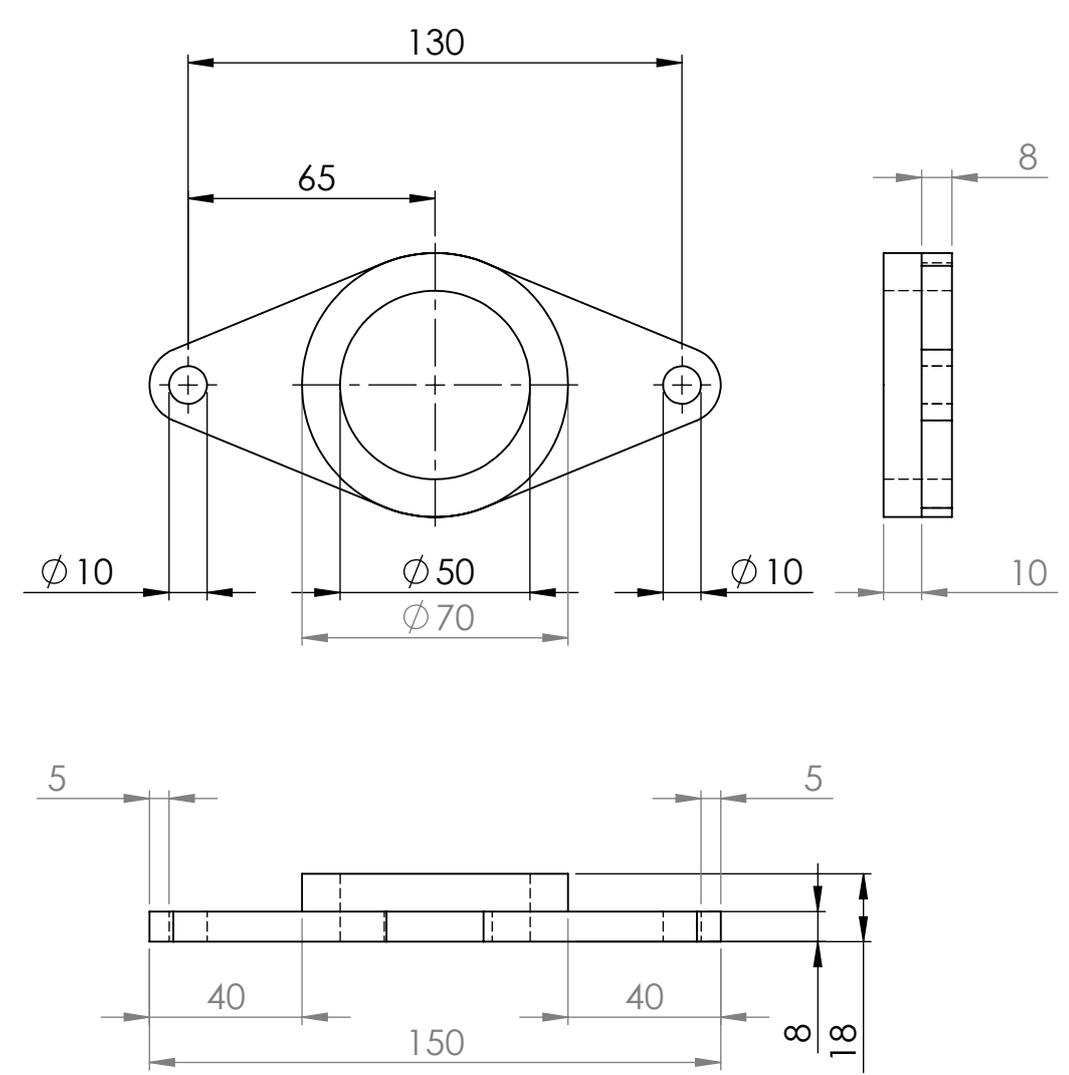
A4

MEDIDAS:
mm

ESCALA:**1:1**

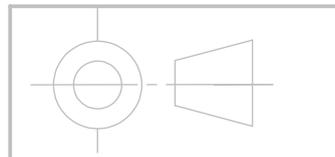
Nº ELEMENTOS **1**

4 3 2 1



AUTORES
 YEFERSON CUASPUD
 HERNAN JARME

TÍTULO:
CHUMACERA



MATERIAL:
ACERO 1018

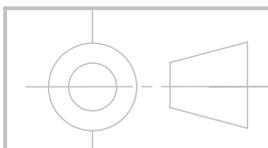
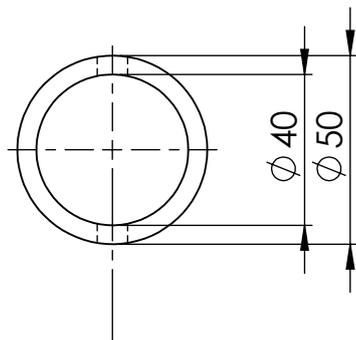
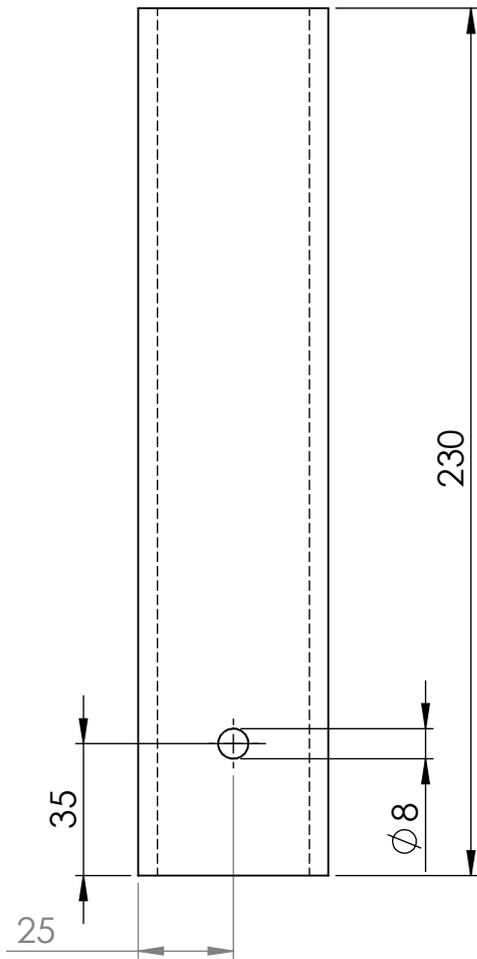
N.º DE DIBUJO
 PIEZA 18

A4

MEDIDAS
 mm

ESCALA: 1:2

Nº PIEZAS
 2



AUTORES
YEFERSON CUASPUD
HERNAN JARME

TÍTULO:
EJE

MATERIAL:
ACERO A36

N.º DE DIBUJO
PIEZA 19

A4

MEDIDAS: mm

ESCALA: 1:2

Nº ELEMENTOS 1