UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO-CHILE

"DISEÑO DE SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK PARA REALIZAR ENSAYOS DE DESGASTE"

Nicolas Robles Alfaro

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

Profesor guía: Dr. Ing. Danilo Estay Barrientos

Profesor Correferente: Ing. Mario Villa Durán

Marzo – 2021

Abstract

Este informe incluye los detalles del proceso de diseño de una máquina Pin on Disk con especificaciones personalizadas, entre los detalles se incluye la metodología, adaptaciones de tribómetros ya existentes, los cálculos requeridos, y descripciones del maquinado y ensamblaje. El diseño presentado demuestra simplicidad de construcción y uso. También se adjuntan recomendaciones de uso y posibles mejoras.

Abstract

This paper includes the details of the design process of a Pin on Disk machine with custom specifications, the details include the methodology, adaptations from existing tribometers, all required calculations, and descriptions of machining and assembly. The presented design demonstrates simplicity of construction and use. Recommendations for use and possible improvements are also attached.

Índice general del contenido

Abstract II
1. Objetivos: 6
1.1. Objetivo general 6
1.2. Objetivos específicos 6
2. Marco Teórico 7
2.1. Contextualización 7
2.2. Diseño de un sistema mecánico tipo Pin On Disk 7
2.3. Parámetros de operación de un tribómetro Pin On Disk 8
2.4. Tribología [2] 8
2.4.1. La fricción 9
2.4.2. El Desgaste 10
2.4.3. Lubricación 11
2.5. Metodología 12
3 Diseño Conceptual 17
3.1 Diseño conceptual de sistema de carga 17
3.1.1 Sistema Horizontal 17
3.1.2 Sistema Vertical 18
3.2 Diseño conceptual del sistema motriz 19
4 Cálculos estructurales 21
4.1 Cálculo de fuerzas sobre el pin 21
4.2 Cálculo de fuerzas sobre el disco y el eje 23
4.3 Selección de banda y poleas 34
4.4 Cálculo factor de seguridad perno sujetador del disco 43
4.5 Cálculo de masas necesarias para el balance horizontal y vertical 48
4.6 Selección de motor y controlador de velocidad 52
4.7 Cálculo estructural 53
5 Conclusiones y recomendaciones 67
6 Bibliografía y anexos. 68
- Anexo A: Tabla de componentes 70
- Anexo B: Planos de construcción 92

Índice de figuras

Figura 2.1 Esquema de un sistema mecánico de desgaste Pin On Disk. 8
Figura 2.2 Esquemas de (a) un cuerpo deslizándose en una superficie, y (b) un cuerpo rodando en una superficie horizontal. 10
Figura 2.3 Curva de Stribeck. 12
Figura 2.4 Muestra el diagrama de flujo de la metodología de trabajo para el diseño de la máquina Pin on Disk. 13
Figura 2.5 Caja negra de funciones. 15
Figura 2.6 Estructura funcional de la máquina. Lo que se encuentra escrito entre paréntesis es debido a que no es una función requerida, sino una deseada. 15
Figura 3.1 Muestra el diseño conceptual de la disposición horizontal del mecanismo Pin on Disk. 18
Figura 3.2 Muestra el diseño conceptual de la disposición vertical del mecanismo Pin on Disk. 19
Figura 3.3 Muestra el diseño conceptual del sistema motriz del mecanismo Pin on Disk... 20
Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre de parte del pin. Se estima una longitud libre del pin, entre el área de contacto con el disco y el punto de apoyo de 30 [mm]. 22
Figura 4.2 Diagrama disco-eje. 23
Figura 4.3 Diagrama del eje. 26
Figura 4.4 Diagramas de fuerza cortante y de momento flector del eje. 29
Figura 4.5 Valores del factor de tamaño en función de su diámetro. 31
Figura 4.6 Estimación del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, en función de su resistencia mínima a la tensión. 33
Figura 4.7 Gráfico para la elección de la sección de la correa. 35
Figura 4.8 Medición de deflexión de la correa.[6] 359
Figura 4.9 Dimensiones y propiedades de perno hexagonal de media rosca M5 x 0,8. [7] . 44
Figura 4.10 Dimensiones de tuerca hexagonal. 44
Figura 4.11 Disposición de los pernos y tuercas. 45
Figura 4.12 Clases métricas de propiedad mecánica de pernos. 47
Figura 4.13 Mecanismo Pin on Disk en posición horizontal. 49
Figura 4.14 Pesos que actúan sobre el brazo principal. 49
Figura 4.15 Mecanismo Pin on Disk en posición vertical.. 51
Figura 4.16 Pesos que actúan sobre el brazo principal cuando se trabaja con el mecanismo en vertical. 51
Figura 4.17 Relación entre el ciclo de trabajo (%), torque y rpm de un motor DC controlado por PWM.[9] 53
Figura 4.18 Estructura soporte Pin on Disk. Diseñado utilizando Autodesk inventor profesional 2020. 54
Figura 4.19 Fuerzas que participan en la bancada. 55
Figura 4.20 Deformación total de la bancada. 56
Figura 4.21 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) en la bancada. 56
Figura 4.22 Pin on Disk en posición horizontal. 57
Figura 4.23 Fuerzas que actúan en la bancada en posición vertical. 58

Figura 4.24 Deformación total de la bancada en posición horizontal. 58
Figura 4.25 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) en la bancada en posición horizontal. 59
Figura 4.26 Fuerzas y momentos que actúan en el eje del brazo principal en la posición vertical.. 60
Figura 4.27 Deformación total del eje del brazo principal en posición vertical..... 60
Figura 4.28 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del eje del brazo principal en posición vertical. 61
Figura 4.29 Fuerzas y momentos que actúan en el eje del brazo principal en la posición horizontal. 62
Figura 4.30 Deformación total del eje del brazo principal en posición vertical..... 62
Figura 4.31 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del eje del brazo principal en posición horizontal. 63
Figura 4.32 Modelo simplificado de las fuerzas que actúan sobre el brazo principal en la posición vertical..... 64
Figura 4.33 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del brazo principal en posición horizontal. 64
Figura 4.34 Modelo simplificado de las fuerzas y momentos que actúan sobre el brazo principal en la posición horizontal..... 65
Figura 4.35 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del brazo principal en posición vertical. 65

Índice de tablas

Tabla 2.1 Muestra las especificaciones para el diseño. 14
Tabla 4.1 Parámetros del factor de la condición superficial. 31
Tabla 4.2 Valores del factor de confiabilidad. 32
Tabla 4.3 Valores del factor de corrección del largo para distintas secciones y largos de correa. 37
Tabla 4.4 Valores del factor de corrección del arco de contacto para distintos tipos de correas..... 38
Tabla 4.5 Valores de la prestación base en función del diámetro primitivo y las R.P.M. de la polea menor. 40
Tabla 4.6 Valores de Pad en función de la relación de transmisión y de las R.P.M. de la polea menor. 40
Tabla 4.7 Valores del recorrido mínimo de ajuste según el desarrollo de la correa..... 409
Tabla 4.8 Fuerza de deflexión requerida para medir la tensión de instalación en transmisiones con correas trapezoidales en V. [6]. 409
Tabla 4.9 Áreas de roscas métricas de paso grueso y fino según su diámetro mayor nominal. 46

1. Objetivos:

1.1. Objetivo general

- Diseñar una máquina para realizar ensayos de desgaste Pin on Disk según la norma ASTM G99-17 capaz de trabajar de manera vertical y horizontal.

1.2. Objetivos específicos

- Elaborar un diseño conceptual de la máquina de ensayo de desgaste Pin On Disk que cumpla con los requisitos exigidos en la norma ASTM G99-17.
- Diseñar y dimensionar las distintas partes que componen la máquina.
- Diseño de detalle.
- Elaborar planos de fabricación.

2. Marco Teórico

2.1. Contextualización

Todos los años una gran parte de la energía que se consume a nivel mundial se desperdicia a través de la fricción y el desgaste en sistemas mecánicos y electromecánicos. La fricción es responsable de la pérdida de una gran cantidad de energía mecánica y el desgaste es el mayor responsable por reemplazo de equipos o elementos. Por lo tanto, un mejor entendimiento y utilización de los principios de tribología es particularmente importante para la conservación de energía y materiales en el diseño ingenieril.

El tribómetro Pin on Disk es el tipo más común de máquina de prueba de fricción y desgaste. Su diseño básico consiste en un brazo con una probeta fijada en la punta y dicha probeta en directo contacto con el disco rotatorio. Una carga normal es aplicada a la probeta, lo que causa que esta raye la superficie del disco. La cantidad de desgaste en ambos especímenes se determina en función de su variación volumétrica.

2.2. Diseño de un sistema mecánico tipo Pin On Disk

Como guía para el análisis y diseño del mecanismo se tomarán en cuenta los parámetros específicos establecidos por la norma ASTM G99-17, que consisten en:

- Un motor de velocidad variable (w), capaz de mantener una velocidad constante (±1% cuanto esté bajo carga), las velocidades de rotación varían entre 60 a 600 [rpm].
- Un contador de revoluciones que registre el número de revoluciones del disco.
- En un sistema típico, el elemento que asegura la aguja está unido a un brazo que está pivoteado. Mediante la adición de pesos, como una opción de carga, produce una fuerza de prueba (F) proporcional a la masa de los pesos.
- La aguja típica es de forma cilíndrica o esférica. Sus diámetros (d) varían entre 2 a 10 [mm]. El diámetro típico del disco (D) varía entre 30 a 100 [mm] con un espesor en el rango de 2 a 10 [mm].
- Es recomendable que la rugosidad media superficial sea inferior a 0,8 [µm].

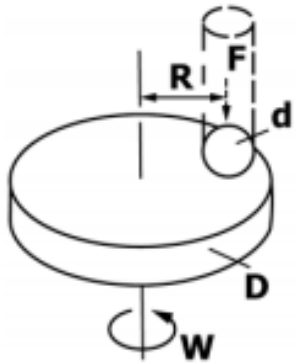


Figura 2.1 Esquema de un sistema mecánico de desgaste Pin On Disk. F [N] es la fuerza normal en la aguja, d [mm] es el diámetro de la aguja, D [mm] es el diámetro del disco, R [mm] es el radio de la huella de desgaste, w [r/min] es la velocidad de rotación del disco. [1]

2.3. Parámetros de operación de un tribómetro Pin On Disk

Los parámetros de un tribosistema varían según la necesidad del investigador y de lo que se quiera estudiar, los parámetros tribológicos operacionales identificados en la norma ASTM G9-17 son:

- Carga (F): Valor de la fuerza neta en Newtons en el punto de contacto de la aguja y el disco.
- Velocidad: La velocidad relativa de deslizamiento entre las superficies en contacto en metros por segundo.
- Distancia: La distancia acumulada de deslizamiento en metros.
- Temperatura: la temperatura de uno o de ambos especímenes en puntos cercanos al desgaste.
- Atmosfera: La atmosfera (aire del laboratorio, humedad relativa, argón, lubricante, entre otros.) que rodean el punto de contacto.

2.4. Tribología

La tribología es el nombre dado a la ciencia y tecnología que se encarga del estudio e interacción de superficies en movimiento relativo. Todo cuerpo en movimiento, en el cual intervengan dos o más sólidos, líquidos o gases es considerado un tribosistema. Dentro de la interacción se identifican tres fenómenos principales:

2.4.1. La fricción

La fricción es la resistencia al movimiento durante el deslizamiento o rodamiento, que es experimentado cuando un cuerpo sólido se mueve tangencialmente sobre otro con el cual está en contacto, Figura 2.2. La fuerza resistiva tangencial, que actúa en una dirección completamente opuesta a la dirección del movimiento, es llamada fuerza de fricción. Comúnmente se encuentran dos tipos de fricción: fricción seca y fricción en fluidos. Como su nombre lo sugiere, la fricción seca, describe la componente tangencial de la fuerza de contacto que existe cuando dos superficies secas se mueven o tienden a moverse una relativa a otra. La fricción en líquidos describe la componente tangencial de la fuerza de contacto que existe entre las capas adyacentes en un fluido las cuales se mueven a diferentes velocidades relativas entre una y otra mientras hay un fluido entre las superficies de apoyo.

Si los cuerpos sólidos están cargados juntos y una fuerza normal (F_W) es aplicada, entonces el valor de la fuerza tangencial requerida para iniciar el movimiento es la fuerza de fricción estática F_s. La fuerza tangencial requerida para mantener el movimiento relativo es conocida como fuerza de fricción dinámica F_k.

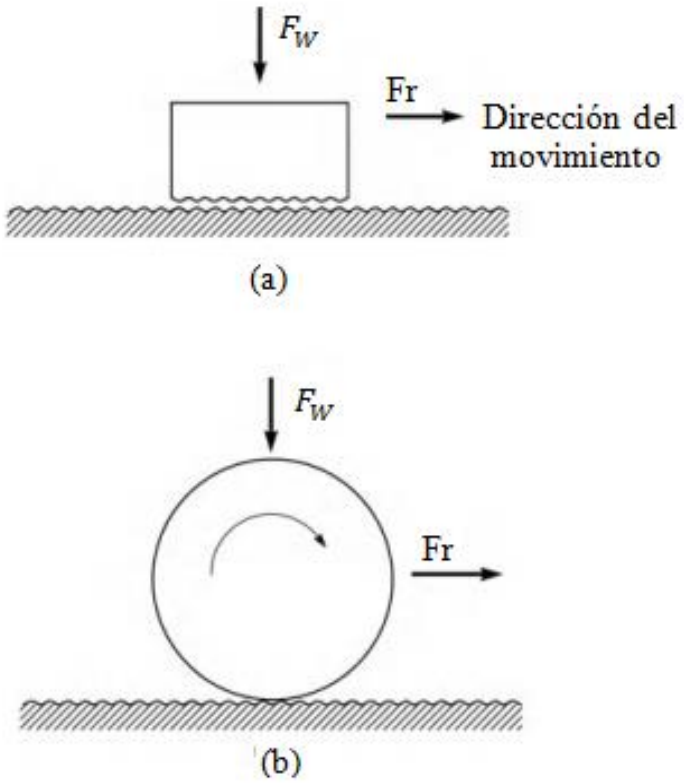


Figura 2.2 Esquemas de (a) un cuerpo deslizándose en una superficie, y (b) un cuerpo rodando en una superficie horizontal; F_W es la carga normal y F_r es la fuerza de fricción [2].

2.4.2. El Desgaste

El desgaste es el daño a la superficie o la remoción de material de una o ambas superficies sólidas, cuyo movimiento relativo entre ellas puede ser de deslizamiento, rodante o de impacto. En la mayoría de los casos, el desgaste ocurre mediante la interacción entre las asperezas de las superficies. Durante el movimiento relativo, primero, el material en la superficie de contacto puede ser desplazado por lo que las propiedades del cuerpo sólido, al menos en la superficie o cerca de ella, son alteradas, pero poco o nada de material es perdido. El material removido de una superficie puede resultar en una transferencia a la superficie opuesta o en que se suelte como una partícula de desgaste. En el caso de que se transfiera de una superficie a otra, el volumen o masa netos perdidos del sistema es cero, a pesar de que una de las superficies está desgastada (con pérdida de volumen y masa netos). El daño por desgaste precede la pérdida de material, y también puede ocurrir de manera

independiente. La definición de desgaste es generalmente basada en la pérdida de material, pero se debe enfatizar que el daño debido al desplazamiento de material en un cuerpo, sin un cambio neto de volumen o masa, también se clasifica como desgaste.

El desgaste, al igual que la fricción, no es una propiedad del material, sino que es una respuesta del sistema.

El desgaste ocurre mediante medios mecánicos y/o químicos y generalmente es acelerado por el calentamiento generado por la fricción. El desgaste incluye seis fenómenos principales, los cuales tienen una sola cosa en común: la remoción de material sólido desde superficies que se están frotando. Estos seis tipos de desgaste son: adhesivo; abrasivo; fatiga; impacto por erosión y percusión; químico (o corrosivo); y desgaste inducido por arco eléctrico.

2.4.3. Lubricación

El deslizamiento entre superficies sólidas limpias es generalmente caracterizado por un alto coeficiente de fricción y un desgaste severo debido a las propiedades de la superficie, tales como baja dureza, reactividad, y solubilidad mutual. Las superficies limpias absorben con facilidad trazas de substancias externas, como compuestos orgánicos y del ambiente. Las superficies nuevas formadas, generalmente tienen un coeficiente de fricción y desgaste mucho menor que el de una superficie limpia. Los lubricantes son aplicados de manera deliberada para producir baja fricción y desgaste. El termino lubricación, es aplicado a dos situaciones diferentes: lubricación sólida y lubricación por capa de fluido.

Un lubricante sólido es cualquier material usado como un polvo o una capa sólida delgada para proveer protección del daño durante un movimiento relativo mediante la reducción de fricción y desgaste.

Con respecto a la lubricación líquida, son cinco tipos de lubricación que ayudan a minimizar la fricción y el desgaste en las superficies en deslizamiento: la lubricación hidrodinámica, la lubricación hidroestática, la lubricación elastohidrodinámica, la lubricación mixta, y la lubricación límite.

Un resumen de los regímenes observados en la lubricación liquida se puede observar en la Figura 2.3.

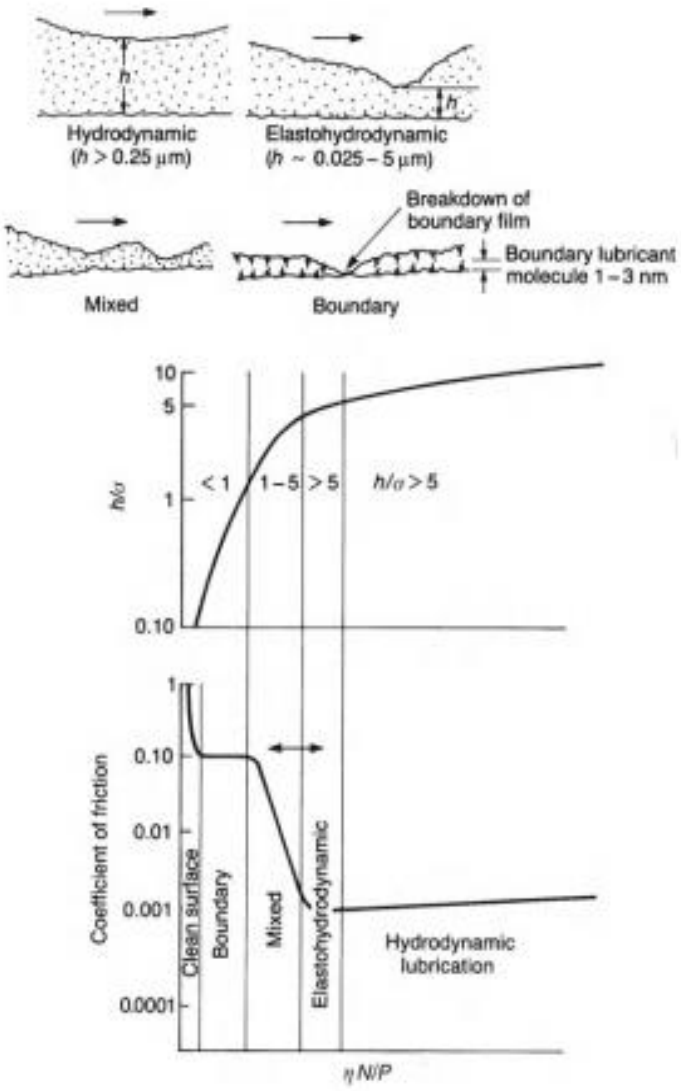


Figura 2.3 Curva de Stribeck. [2]

La figura anterior muestra el parámetro de la película lubricante (h/σ) y el coeficiente de fricción como función de ηN/P (el llamado número de Hersey es un parámetro de lubricación adimensional) y el coeficiente de fricción, donde h es el espesor de la película lubricante, σ es la rugosidad superficial, η es la viscosidad dinámica, N es la velocidad de arrastre del fluido y P es la fuerza normal.

2.5. Metodología

A continuación, se presenta la Figura 2.4, donde se muestra el diagrama de la metodología aplicada.

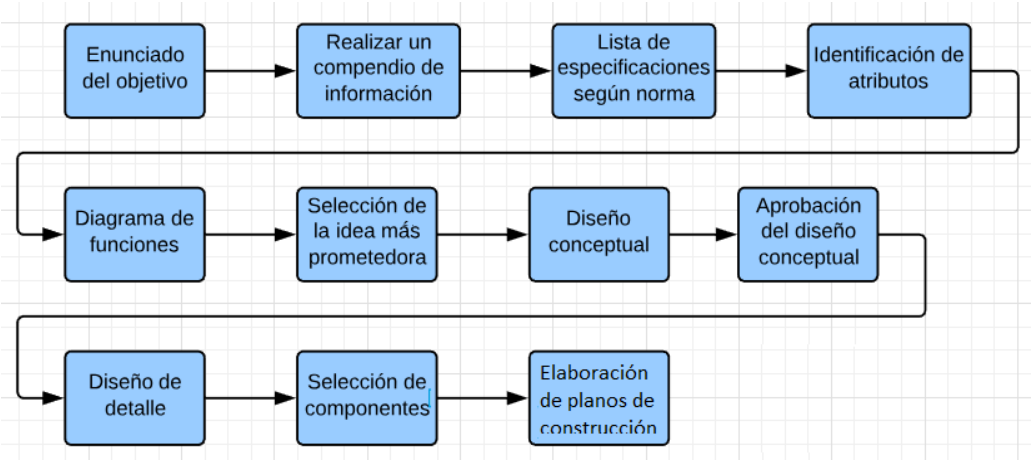


Figura 2.4 Muestra el diagrama de flujo de la metodología de trabajo para el diseño de la máquina Pin on Disk.

Se necesita el diseño y construcción de una máquina pin on disk basado en la norma ASTM G 99, que pueda funcionar de manera vertical y horizontal según sea su requerimiento. A partir de esta norma se establecen las especificaciones requeridas y deseadas. Se entiende por especificación requerida, aquella sin la cual la máquina pierde su objetivo, y por deseada, aquella que mejoraría aspectos de la máquina sin ser estrictamente necesaria. En la siguiente tabla se muestra un resumen de las especificaciones para el diseño.

Tabla 2.1 Muestra las especificaciones para el diseño.

Especificaciones iniciales de la máquina Pin on Disk		
Función	Requerido	Reproducir el proceso de desgaste por roce en un ambiente controlado, y estudiar el efecto de la disposición de la probeta (vertical u horizontal).
	Deseado	Girar a una velocidad seleccionada dentro de un rango de funcionamiento.
Operaciones necesarias	Requerido	Generar desgaste entre la probeta y el disco.
	Requerido	Entregar una lectura de las RPM a las que está funcionando.
	Deseado	Que el motor se apague después de una cantidad determinada de RPM
Precisión	Requerido	Características físicas de la probeta/disco y de la máquina detalladas en la norma.

Con el fin de sistematizar el proceso de diseño, se realiza una caja negra de funciones:

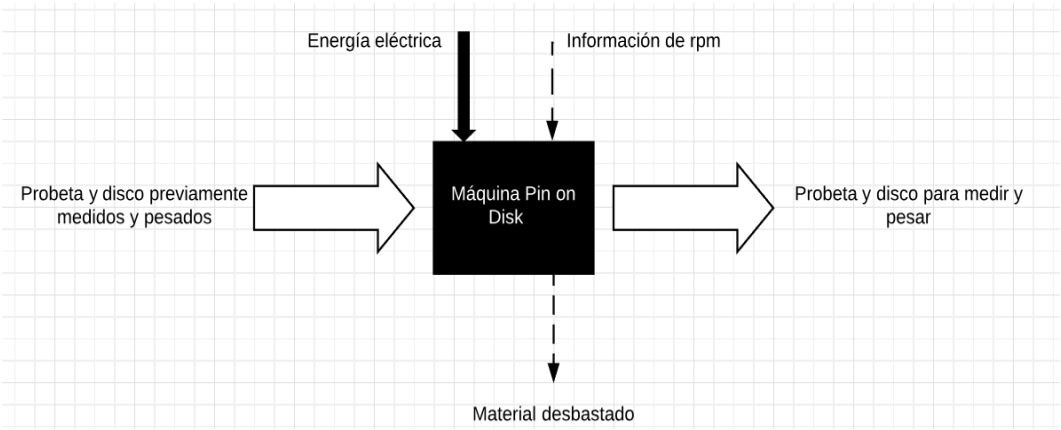


Figura 2.5 Caja negra de funciones.

En la figura 2.5, se observa que el funcionamiento de la máquina inicia con el suministro de la energía eléctrica y la selección del número de RPM. Luego, la probeta y el disco, previamente pesado y medido entra al proceso de desgaste. Posterior a la prueba se tiene una probeta y un disco listo para medir, pesar y sacar conclusiones.

Con el fin de analizar el funcionamiento de la máquina de una manera más detallada se explicará mediante un diagrama con la estructura funcional de esta.

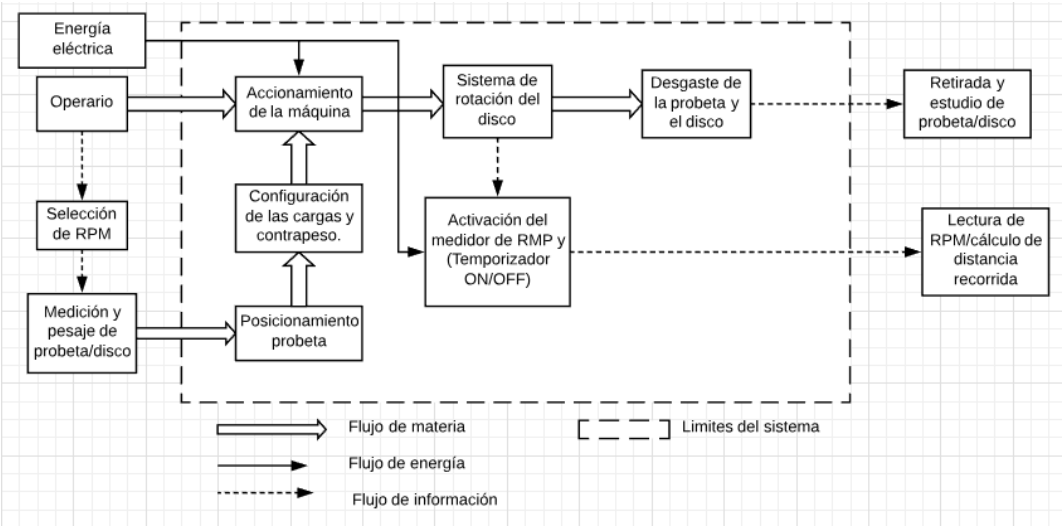


Figura 2.6 Estructura funcional de la máquina. Lo que se encuentra escrito entre paréntesis es debido a que no es una función requerida, sino una deseada.

En la figura 2.6 se indica que el proceso inicia con el cumplimiento de las funciones del operario, que son configurar las RPM deseadas para la prueba e identificar las

características importantes de la probeta y el disco (masa, tipo de material, recubrimiento, rugosidad), se posiciona la probeta en la máquina y se procede con la configuración de los pesos y contrapeso. Luego el disco comienza a girar controlado por el motor eléctrico, el cual a su vez estará siendo monitoreado con respecto a su número de revoluciones realizadas. Una vez terminada la prueba se procede a realizar la medición de peso de la probeta y el disco para calcular el desgaste resultante del roce entre ambas piezas.

3 Diseño Conceptual

3.1 Diseño conceptual de sistema de carga

Con el fin de cumplir con los requerimientos del problema, se debe diseñar un método de carga que pueda adaptarse para que sea funcional con el sistema Pin on Disk horizontal (motor montado de manera vertical) y vertical (motor montado de manera horizontal).

3.1.1 Sistema Horizontal

El sistema de carga horizontal cuenta con un brazo pivoteado en el cual se agregarán masas que generarán la fuerza de contacto entre la probeta y el disco. También cuenta con un contrapeso en el lado contrario al elemento que sostiene la probeta, su objetivo es balancear el peso del brazo y la probeta para que la fuerza de contacto solo sea proporcional a la carga.

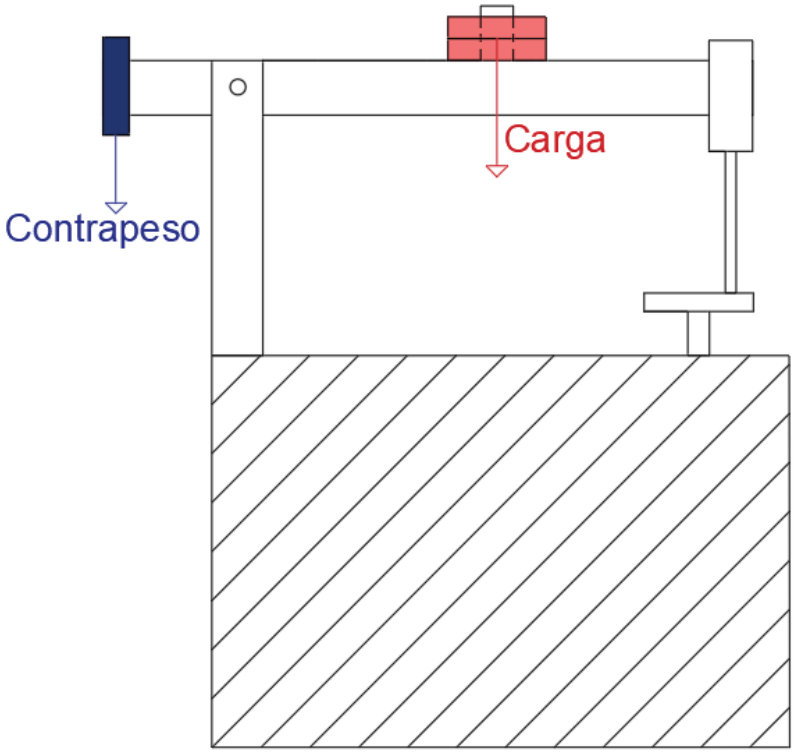


Figura 3.1 Muestra el diseño conceptual de la disposición horizontal del mecanismo Pin on Disk.

3.1.2 Sistema Vertical

El sistema de carga vertical cuenta con un brazo pivoteado en el cual se agregarán masas en una línea de acción paralela a este, que generarán la fuerza de contacto entre la probeta y el disco. También cuenta con un contrapeso en el lado contrario al elemento que sostiene las masas, su objetivo es balancear el peso del elemento que sostiene las masas y la probeta para que la fuerza de contacto solo sea proporcional a la carga.

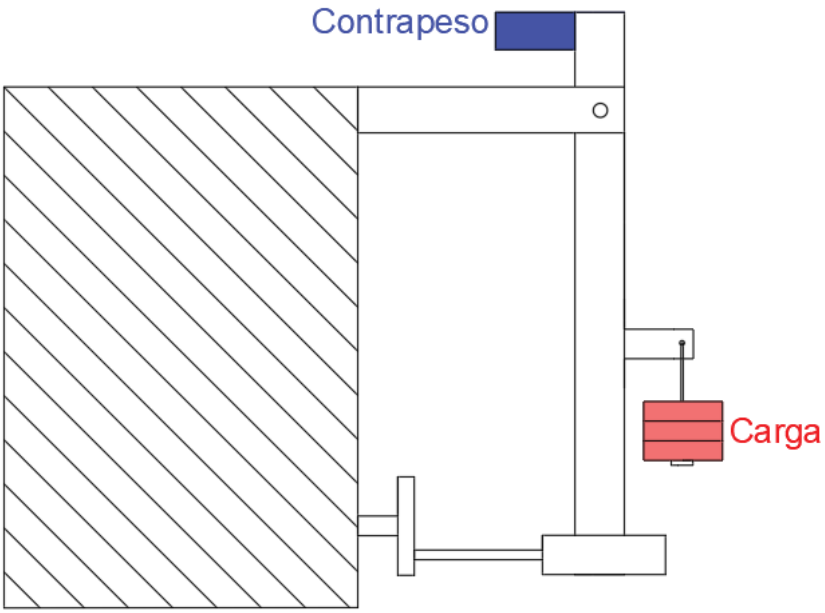


Figura 3.2 Muestra el diseño conceptual de la disposición vertical del mecanismo Pin on Disk.

3.2 Diseño conceptual del sistema motriz

A continuación, se presenta la Figura 3.3, el giro necesario por el disco será proporcionado por un motor eléctrico. El eje será soportado por dos rodamientos

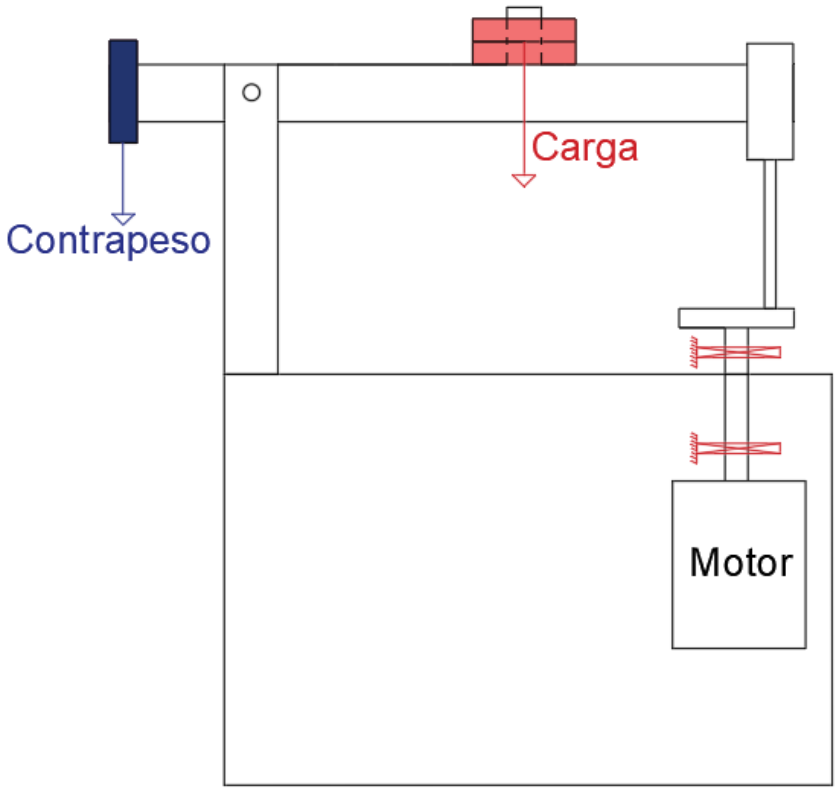


Figura 3.3 Muestra el diseño conceptual del sistema motriz del mecanismo Pin on Disk.

Posteriormente se cambia la disposición de la figura 3.3 mediante la adición de dos poleas y una correa transportadora con el fin de actuar como reductor y transmisor del torque.

4 Cálculos estructurales

El primer análisis que se realizará será el del pin, para calcular sus reacciones y la fuerza de fricción entre pin-disco, a partir de la fuerza de fricción se obtiene la fuerza de corte a la que estará sujeta el eje, esto permitirá también obtener las características necesarias del motor. Luego se dimensiona el eje en función de las fuerzas a las que será sometido, a continuación, se realiza la selección de poleas, selección de pernos, y finalmente un estudio de la estructura para verificar que resiste las fuerzas que generará el mecanismo montado.

Datos seleccionados para los cálculos estructurales:

- Diámetro del pin: 10 [mm]
- Diámetro del disco: 100 [mm]
- Carga: 50 [N]
- Velocidad angular del motor: 0,3 – 3 [rad/s] (60 – 600 [rpm])
- Diámetro de polea 1 (motor): 2,5” (63,5 [mm])
- Diámetro de polea 2 (eje): 5” (127 [mm])
- Material del eje: A36
- Diámetro del eje primera iteración: 10 [mm]
- Diámetro del eje seleccionado: 12 [mm]

4.1 Cálculo de fuerzas sobre el pin

El pin se comporta como una columna empotrada, sometido a una carga de compresión de 50 [N], esfuerzos de flexión y de corte.

Al comportarse como una columna empotrada, su punto crítico es el punto de apoyo con el elemento de soporte como se ve puede observar en la figura 4.1.

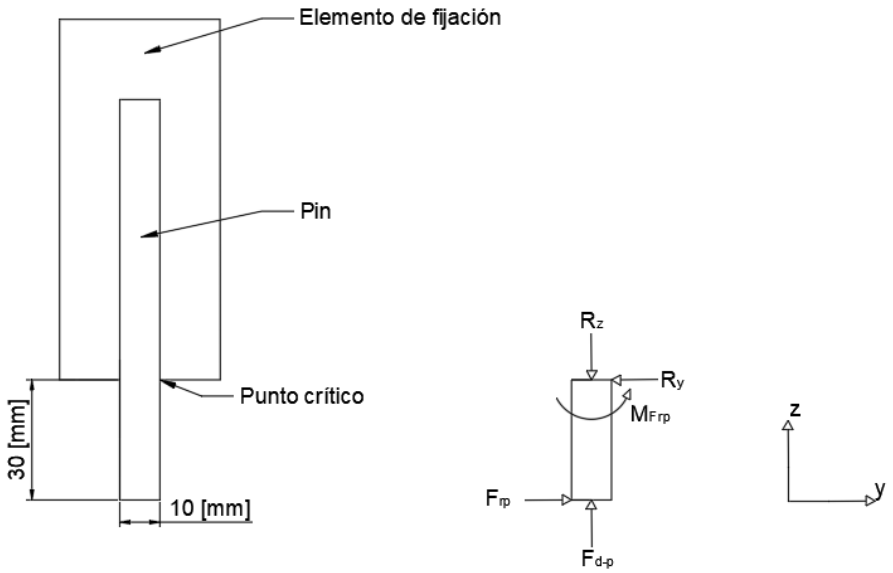


Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre de parte del pin. Se estima una longitud libre del pin, entre el área de contacto con el disco y el punto de apoyo de 30 [mm].

Dónde:

R_z $[N]$: Fuerza que ejerce el elemento de sujeción contra el pin en el eje z.

R_y $[N]$: Fuerza que ejerce el elemento de sujeción contra el pin en el eje y.

F_{rp} $[N]$: Fuerza de roce que ejerce el disco contra el pin.

F_{d-p} $[N]$: Fuerza que ejerce el disco contra el pin en el eje y (50[N]).

M_{Frp} $[Nm]$: Momento flector generado por F_{rp} en el pin.

Sumatoria de fuerzas en z:

$$\sum F_z = 0$$

$$R_z - F_{d-p} = 0$$

$$R_z = F_{d-p} = 50[N]$$

Sumatoria de fuerzas en y:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{rp} = R_y$$

Cálculo de fuerza de rozamiento:

Como se puede dar cualquier combinación de materiales se asumirá el coeficiente de roce estático como 1 (coeficiente del caucho contra concretoo [5]).

$$F_{rp} = \mu_s * F_{d-p}$$

$$F_{rp} = 1 * 50[N] = 50\ [N]$$

Cálculo de momento en el pin:

$$M_{Frp} = F_{rp} * 0{,}03\ [m]$$

$$M_{Frp} = 50\ [N] * 0{,}03\ [m] = 1{,}5\ [Nm]$$

4.2 Cálculo de fuerzas sobre el disco y el eje

A partir de la fuerza de fricción que debe vencer el eje, se calcula la fuerza de flexión y el torque que se produce en el eje.

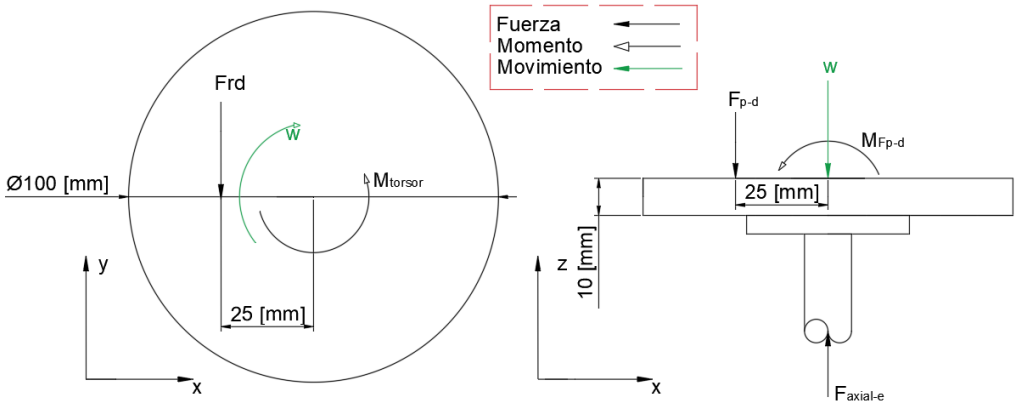


Figura 4.2 Diagrama disco-eje.

Donde:

F_{p-d} $[N]$: Fuerza que ejerce el pin sobre el disco en el eje z.

$F_{axial-e}$ [N]: Fuerza axial aplicada en el eje del mecanismo (dirección eje z).

F_{rd} [N]: Fuerza de roce que ejerce el pin contra el disco.

w [rpm]: Velocidad de giro del eje (entre 60 y 600 rpm).

M_{torsor} [Nm]: Momento torsor aplicado en el eje del mecanismo (dirección eje z).

M_{Fp-d} [Nm]: Momento flector generado por F_{p-d} (dirección eje y).

4.2.1 Sumatoria de fuerzas en z:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{axial-e} - F_{p-d} = 0$$

$$F_{axial-e} = F_{p-d}$$

$$F_{p-d} = 50\ [N] \Rightarrow\ F_{axial-e} = 50\ [N]$$

4.2.2 Cálculo de momento torsor en el eje:

$$M_{torsor} = F_{rd} * 0{,}025[m]$$

La fuerza de roce del pin sobre el disco es igual a la fuerza de roce del disco sobre el pin (50 [N]).

$$M_{torsor} = 50\ [N] * 0{,}025[m] = 1{,}25\ [Nm]$$

4.2.3 Cálculo de momento $\mathbf{M_{Fp-d}}$ en el eje:

La fuerza del pin sobre el disco es igual a la fuerza del disco sobre el pin (50 [N]).

$$M_{Fp-d} = F_{p-d} * 0{,}025[m]$$

$$M_{Fp-d} = 50\ [N] * 0{,}025[m] = 1{,}25\ [Nm]$$

4.2.4 Cálculo de la potencia en el eje:

Se tiene que:

$$H_{eje} = M_{torsor} * w$$

Donde:

H_{eje} $[W]$: Potencia en el eje.

M_{torsor} [Nm]: Torque en el eje.

w [rpm]: Velocidad de giro del eje (entre 60 y 600 rpm).

Considerando que w=600[rpm]=62,83[rad/s]:

$$H_{eje} = 1{,}25\ [Nm] * 62{,}83[rad/s] = \ 78{,}54\ [W]$$

$$H_{eje} = 78{,}54\ [W] = \ 0{,}105\ [HP]$$

4.2.5 Cálculo de la potencia necesaria en el motor:

Debido a que el método de transmisión del torque desde el motor al eje será mediante una banda de transmisión en V, cuya eficiencia varía entre 70 a 96% [3], se calcula la potencia del motor a partir de la potencia necesaria en el eje y considerando el peor caso en términos de eficiencia.

$$H_{motor} = \frac{0{,}105\ [HP]}{0{,}7} = 0{,}15\ [HP]$$

4.2.6 Cálculo de las reacciones en el eje:

A partir de la fuerza de fricción entre el disco y el pin, se calculan los momentos, las reacciones con los rodamientos y la fuerza flectora ejercida por el sistema de transmisión de banda en V, con el objetivo calcular el diámetro mínimo del eje.

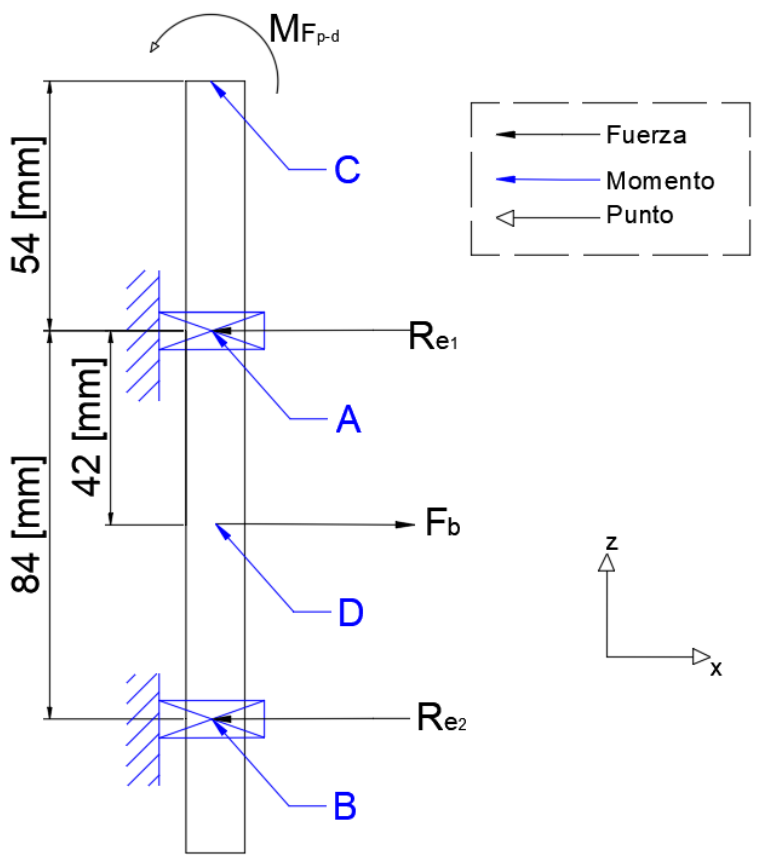


Figura 4.3 Diagrama del eje.

Donde:

M_{Fp-d} [Nm]: Momento flector generado por la fuerza que provoca el pin sobre el disco en el punto C (dirección eje y).

F_b [N]: Fuerza que genera la banda sobre la polea y el eje en el punto D (dirección eje x).

R_{e1} [N]: Fuerza que genera el rodamiento sobre el eje en el punto A (dirección eje x).

R_{e2} [N]: Fuerza que genera el rodamiento sobre el eje en el punto B (dirección eje x).

4.2.7 Cálculo F_b:

Se considera que la fuerza flexionante F_b actúa como una sola fuerza entre centros de las dos poleas (eje x). (Mott, 2006) [4] indica que para el cálculo de una fuerza flexionante sobre el eje, para transmisiones de bandas en V se tiene que:

$$F_b = 1{,}5 * F_N = 1{,}5 \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)}$$

Donde:

F_b [N]: Fuerza que genera la banda sobre la polea y el eje en el punto D (dirección eje x).

F_N [N]: Fuerza impulsora neta de la banda sobre la polea y el eje.

T [N]: Torque en el eje.

D [N]: Diámetro de la polea en el eje.

De cálculos anteriores se sabe que:

$$T = M_{torsor} = 1{,}25\ [Nm]$$

$$D = 5" = 127\ [mm] = 0{,}127\ [m]$$

Por lo tanto:

$$F_b = 1{,}5 \frac{1{,}25\ [Nm]}{\left(\frac{0{,}127\ [m]}{2}\right)} = 29{,}5\ [N]$$

4.2.8 Cálculo R_{e1} y R_{e2}:

Con el fin de calcular el valor de R_{e2} se realiza una sumatoria de momentos en el punto A en dirección del eje y:

$$\sum MA = 0$$

$$R_{e2} * 0{,}084\ [m] - F_b * 0{,}042[m] - M_{Fp-d} = 0$$

$$R_{e2} = \frac{29{,}5\ [N] * 0{,}042[m] + 1{,}25\ [Nm]}{0{,}084\ [m]} = 29{,}6\ [N]$$

Luego se despeja R_{e1}con una sumatoria de fuerzas en el eje x:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_b - R_{e1} - R_{e2} = 0$$

$$R_{e1} = 29{,}5\ [\mathrm{N}] - 29{,}6[N]\ = -0{,}1\ [N]$$

4.2.9 Cálculo diámetro mínimo del eje:

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje, basta con hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. (Budynas, R y Nisbett, K., 2012) [3] indica que en general, los puntos críticos se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. Con el propósito de identificar estos puntos críticos para calcular el diámetro mínimo del eje se realiza un diagrama de fuerza cortante y un diagrama de momento flexionante.

Bajo el criterio anterior se identifica un punto crítico en el eje entre x=0 [m] y x=0,054 [m] (figura 4.4) donde el momento flexionante es máximo y el par de torsión está presente.

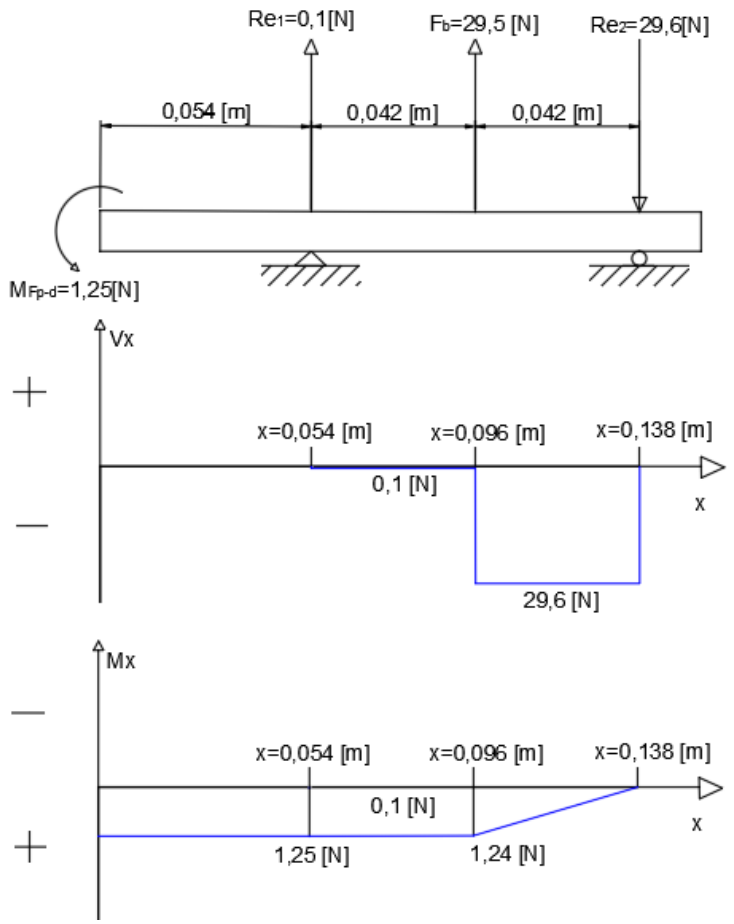


Figura 4.4 Diagramas de fuerza cortante y de momento flector del eje.

Para calcular el diámetro del eje los esfuerzos se combinarán mediante la teoría de distorsión y para la falla por fatiga se utilizará el criterio de Goodman. (Budynas, R y Nisbett, K., 2012) indica que

$$d = \left(\frac{16n}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4\left(K_f M_a\right)^2 + 3\left(K_{fs} T_a\right)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}}\left[4\left(K_f M_m\right)^2 + 3\left(K_{fs} T_m\right)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3}$$

Donde:

d [m]: Diámetro del eje.

n: Factor de seguridad.

S_e: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.

K_f: Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

K_{fs}: Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

M_a: Momento flexionante alternante.

M_m: Momento flexionante alternante.

S_{ut}: Resistencia mínima a la tensión del material.

T_a: Par de torsión alternante.

T_m: Par de torsión medio.

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por lo que los valores de T_a y M_m son 0, se obtiene

$$d = \left(\frac{16n}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4\left(K_f M_a\right)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}}\left[3\left(K_{fs} T_m\right)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3}$$

4.2.10 Cálculo de K_f y K_{fs}:

La sensibilidad a la muesca (q), está definida por

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \;\; o\ bien \;\; q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Donde q se encuentra usualmente entre 0 y 1. Si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca. Si $q = 1$ entonces $K_f = K_t$, y el material tiene sensibilidad total a la muesca. Como el eje está sujeto a los rodamientos mediante pernos prisioneros y, por lo tanto, a la ausencia de concentraciones de esfuerzos se considera $q = 0$ por lo que el valor de K_f es 1.

4.2.11 Cálculo de S_e:

S_e se define como el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso, y se calcula mediante la ecuación de Marin [3]

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

Donde:

k_a: Factor de modificación de la condición superficial.

k_b: Factor de modificación del tamaño.

k_c: Factor de modificación de la carga.

k_d: Factor de modificación de la temperatura.

k_e: Factor de confiabilidad.

k_f: Factor de modificación de efectos varios.

S'_e: Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

El valor del factor de superficie k_a depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. Estos datos pueden representarse mediante

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

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores a y b se encuentran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Parámetros del factor de la condición superficial. [3]

Acabado superficial	Factor a S_{ut}, kpsi	Factor a S_{ut}, MPa	Exponente b
Esmerilado	1.34	1.58	−0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	−0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	−0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	−0.995

Como el material del eje es un SAE 1020 maquinado su $S_{ut} = 490\ [Mpa]$, a=4,51 y b=-0,265. Entonces se tiene

$$k_a = 4{,}51 * 490^{-0{,}265}$$

$$k_a = 0{,}8735$$

El factor de tamaño k_b para casos de flexión y torsión puede expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 4.5 Valores del factor de tamaño en función de su diámetro.[3]

Para una primera iteración se considera d=10[mm], entonces de la figura 4.5 se tiene que

$$k_b = (1{,}24d)^{-0{,}107}$$

$$k_b = 0{,}7638$$

Cuando existen solicitaciones combinadas en el eje, se tiene que $k_c = 1$ [3].

Con respecto al factor de temperatura k_d, (Budynas, R y Nisbett, K., 2012) indica que el límite de resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa un poco a medida que la temperatura aumenta y luego comienza a disminuir en el intervalo de 200 a 300°C. Como el eje no excederá estas temperaturas, un criterio conservador es considerar $k_d = 1$.

Para el cálculo del factor de confiabilidad k_c, por motivos de seguridad, se escoge una confiabilidad de 99,999%. A partir de la tabla 4.2 se tiene que $k_c = 0{,}62$.

Tabla 4.2 Valores del factor de confiabilidad. [3]

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

El valor del factor de modificación de efectos varios k_f, de manera conservadora se considera igual a 0,8.

Para el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S'_e, (Budynas, R y Nisbett, K., 2012) recomienda en el caso de los aceros, estimar el límite de resistencia según la figura 15.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi } (1\,400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1\,400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Figura 4.6 Estimación del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, en función de su resistencia mínima a la tensión.[3]

Entonces según la figura 4.6, se tiene que para un acero A36

$$S'_e = 0{,}5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 245\ [MPa]$$

Reemplazando los valores calculados en la ecuación de Marin se tiene

$$S_e = 0{,}8735 * 0{,}7638 * 1 * 1 * 0{,}62 * 0{,}8 * 245[MPa]$$

$$S_e = 81{,}1\ [MPa]$$

Luego, utilizando un factor de seguridad de 2 y reemplazando los valores calculados en la ecuación del criterio de Goodman

$$d = \left(\frac{16n}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4\left(K_f M_a\right)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}}\left[3\left(K_{fs} T_m\right)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{16 * 2}{\pi}\left\{\frac{1}{81{,}1 * 10^6[Pa]}[4(1 * 1{,}25[Nm])^2]^{1/2} + \frac{1}{490 * 10^6[Pa]}[3(1 * 1{,}25[Nm])^2]^{1/2}\right\}\right)^{1/3}$$

$$d = 0{,}0071[m] = 7{,}1[mm]$$

El siguiente paso es refinar el cálculo mediante una segunda iteración, esta vez ocupando el valor obtenido del diámetro. Se recalcula k_b y S_e

$$k_b = (1{,}24d)^{-0{,}107}$$

$$k_b = (1{,}24 * 0{,}0071)^{-0{,}107} = 0{,}79$$

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

$$S_e = 0{,}8735 * 0{,}79 * 1 * 1 * 0{,}62 * 0{,}8 * 245[MPa] = 83{,}85[MPa]$$

Obteniéndose un diámetro de

$$d = \left(\frac{16 * 2}{\pi}\left\{\frac{1}{83{,}85 * 10^6[Pa]}[4(1 * 1{,}25[Nm])^2]^{1/2} + \frac{1}{490 * 10^6[Pa]}[3(1 * 1{,}25[Nm])^2]^{1/2}\right\}\right)^{1/3}$$

$$d = 0{,}0070[m] = 7[mm]$$

Finalmente se selecciona un eje de diámetro 12 [mm].

4.3 Selección de banda y poleas

Previamente se determinó que el rango de velocidades del disco seria entre 60 y 600 rpm, y en primera instancia con un motor de al menos 250 [W] que entrega una velocidad de 1800 rpm por lo que es necesario reducir la velocidad con poleas, se utiliza una relación de transmisión de 2, donde la polea del motor tiene un diámetro de 2,5" y la polea del eje un diámetro de 5".

Se considera una banda en V, y se inicia por el cálculo de la potencia de diseño (H_d) mediante la siguiente ecuación (Budynas, R y Nisbett, K., 2012).

$$H_d = H_{motor} * K_s * n_d$$

Donde:

H_d: Potencia de diseño.

H_{motor}: Potencia nominal del motor.

K_s: Factor de servicio.

n_d: Factor de diseño.

El valor de K_s para bandas en V se obtiene de (Budynas, R y Nisbett, K., 2012), se tiene que, para una maquinaria impulsada con un impacto uniforme, con características del par de tensión normales, K_s es 1,2.

Se considera un factor de diseño $n_d = 2$.

Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$H_d = 0{,}33\ [HP] * 1{,}2 * 2 = 0{,}792\ [HP]$$

Luego, utilizando el catálogo de correas de transmisión de Dunlop, se determina la sección de la correa mediante el gráfico de la figura 4.7:

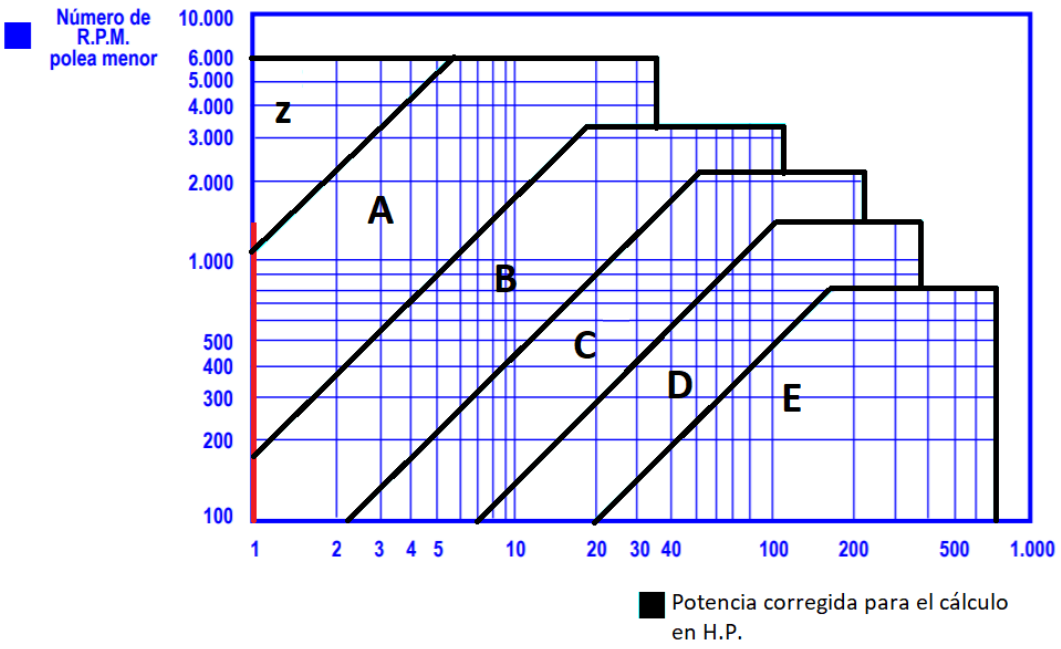


Figura 4.7 Gráfico para la elección de la sección de la correa. [6]

Ya que la velocidad de la polea menor es de 1800 rpm y la potencia del motor es de 0,33 [HP], se selecciona una banda en V con una sección de tamaño A debido a motivos de seguridad y mayor disponibilidad de datos.

4.3.1 Cálculo de la velocidad periférica de la banda:

La velocidad periférica está dada por (Budynas, R y Nisbett, K., 2012)

$$V = \frac{\pi * n * d}{12}$$

Donde:

V [pies/min]: Velocidad periférica de la banda.

d [pulg]: Diámetro de la polea.

n [rpm]: Velocidad angular de la polea.

Utilizando los valores de la polea menor y reemplazando en la ecuación anterior se tiene

$$V = \frac{\pi * 1800 * 2{,}5}{12} = 1178 \left[\frac{pies}{min}\right]$$

4.3.2 Cálculo de la longitud de paso de la banda:

El diámetro entre los centros de las poleas se estimará utilizando según el criterio del catálogo de correas Dunlop, para una relación de transmisión que está comprendida entre 1 y 3 se tiene

$$C \geq \frac{(K+1) * d}{2} + d$$

Donde:

C [pulg]: Diámetro entre centros de las poleas.

d [pulg]: Diámetro polea más chica (2,5”).

K : Relación de transmisión.

Reemplazando se tiene que

$$C \geq \frac{(2+1) * 2{,}5"}{2} + 2{,}5"$$

$$C \geq 6{,}25"$$

Por lo que se trabajará con C=7”.

Luego, la longitud de paso de la banda se calcula mediante la siguiente ecuación (Budynas, R y Nisbett, K., 2012)

$$L_p = \frac{\pi * (D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} + 2C$$

Donde:

L_p [pulg]: Longitud de paso o de la banda.

D [pulg]: Diámetro polea más grande (5”).

d [pulg]: Diámetro polea más chica (2,5”).

C [pulg]: Diámetro entre centros de las poleas.

Reemplazando los valores correspondientes se tiene

$$L_p = \frac{\pi * (5" + 2{,}5")}{2} + \frac{(5" - 2{,}5")^2}{4 * 7"} + 2 * 7"$$

$$L_p = 26"$$

Siendo la frecuencia con que flexiona la correa sobre las poleas inversamente proporcional a su longitud, se debe establecer un factor de corrección del largo (F_{cl}) que compense la prestación base ($F_{cl} = 1$) que se mantiene en los desarrollos Z55, A68, B90, C144, D240, E285, de manera que todo largo superior a los indicados para cada sección, aumentará le prestación base de la correa y será $F_{cl} > 1$, y por el contrario, los largos inferiores que disminuirán la prestación, tendrán $F_{cl} < 1$. En este caso se tiene un desarrollo A26 cuyo factor de corrección del largo es de 0,81 como se puede apreciar en la siguiente tabla:

Tabla 4.3 Valores del factor de corrección del largo para distintas secciones y largos de correa. [6]

	Sección de la correa					
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-

4.3.3 Determinación del arco de contacto:

El arco de contacto (Ñ) de la correa sobre la polea menor se determina con la siguiente fórmula [6]:

$$Ñ = 180 - \frac{57(D - d)}{C}$$

$$Ñ = 180 - \frac{57(5" - 2{,}5")}{7"} = 159{,}64°$$

La prestación óptima de la correa se obtiene con un arco de contacto de 180°, pero como en este caso el ángulo de contacto es menor, la vida útil de la correa se ve afectada, por lo que se debe disminuir la prestación base multiplicándola por un factor

de corrección del arco de contacto ($F_{c\tilde{N}}$) menor que 1. Según la tabla 4.4, el factor de corrección del arco de contacto para un arco de contacto de 160° es de 0,95.

Tabla 4.4 Valores del factor de corrección del arco de contacto para distintos tipos de correas. [6]

	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83

4.3.4 Determinación de la potencia efectiva de la correa:

La potencia efectiva por correa, según el catálogo de Dunlop [6] se obtiene con la siguiente fórmula:

$$P_e = P_{bk} * F_{cl} * F_{c\tilde{N}}$$

Donde:

P_e [HP]: Potencia efectiva de la correa.

P_{bk} [HP]: Potencia tabulada.

F_{cl} : Factor de corrección del largo de la correa.

$F_{c\tilde{N}}$: Factor de corrección del arco en contacto de la correa.

La potencia tabulada se calcula mediante la siguiente fórmula

$$P_{bk} = P_b + P_{ad}$$

Donde:

P_b[HP]: Prestación base.

P_{ad}[HP]: Prestación adicional por relación de transmisión.

La prestación base y la prestación adicional por relación de transmisión se obtienen de las siguientes tablas (4.5 y 4.6) del catálogo Dunlop [6]

Tabla 4.5 Valores de la prestación base en función del diámetro primitivo y las R.P.M. de la polea menor. [6]

Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)													
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													
	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110
1160	0.15	0.24	0.32	0.40	0.49	0.57	0.65	0.74	0.82	0.89	0.97	1.05	1.13	1.28
1750	0.19	0.31	0.43	0.55	0.67	0.79	0.91	1.02	1.14	1.25	1.36	1.47	1.58	1.80
3450	0.22	0.44	0.66	0.88	1.08	1.28	1.48	1.67	1.86	2.04	2.22	2.39	2.55	2.85
200	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.20	0.23	0.25	0.28	0.00
400	0.07	0.11	0.14	0.17	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.51
600	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.42	0.47	0.51	0.56	0.60	0.64	0.73
800	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.65	0.71	0.77	0.82	0.94
1000	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.51	0.58	0.65	0.72	0.79	0.86	0.93	1.00	1.13
1200	0.15	0.24	0.33	0.42	0.50	0.59	0.67	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.32
1400	0.17	0.27	0.37	0.47	0.57	0.66	0.76	0.86	0.95	1.05	1.14	1.23	1.32	1.50
1600	0.18	0.29	0.41	0.52	0.63	0.74	0.85	0.95	1.06	1.16	1.27	1.37	1.47	1.67
1800	0.19	0.31	0.44	0.57	0.68	0.81	0.93	1.05	1.16	1.28	1.39	1.51	1.62	1.84
2000	0.20	0.34	0.47	0.61	0.74	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.99
2200	0.20	0.36	0.51	0.65	0.80	0.94	1.08	1.22	1.36	1.50	1.63	1.76	1.89	2.14
2400	0.21	0.37	0.54	0.69	0.85	1.00	1.16	1.30	1.45	1.60	1.74	1.88	2.01	2.28

Tabla 4.6 Valores de P_{ad} en función de la relación de transmisión y de las R.P.M. de la polea menor. [6]

Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)								
	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre
1160	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07
1750	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.11
3450	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.18	0.20	0.22	0.22
200	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
400	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02
600	0.00	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04
800	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05
1000	0.00	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06
1200	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07
1400	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.09
1600	0.01	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10
1800	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.11
2000	0.01	0.04	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13
2200	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.14
2400	0.02	0.05	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.15	0.15

En la tabla 4.5 se utiliza el diámetro primitivo más cercano al real (63,5 [mm]) y se obtiene una prestación base de 0,81 [HP]. En la tabla 4.6 se obtiene que el valor correspondiente de P_{ad} para el sistema es de 0,11 [HP].

Reemplazando estos valores en la ecuación de la potencia tabulada se tiene

$$P_{bk} = 0{,}81[HP] + 0{,}11[HP] = 0{,}92\ [HP]$$

Luego se determina la potencia efectiva por correa

$$P_e = P_{bk} * F_{cl} * F_{c\tilde{N}}$$

$$P_e = 0{,}92[HP] * 0{,}81 * 0{,}95 = 0{,}71[HP]$$

El número de correas necesarias en el sistema es de

$$n°\ correas = \frac{H_d}{P_e} = \frac{0{,}65[HP]}{0{,}71[HP]} = 0{,}92$$

Por lo tanto, con 1 correa es suficiente para el sistema.

En esta sección los cálculos se realizaron con una velocidad de motor de 1800 rpm, posteriormente el motor fue cambiado por uno de 1400 rpm pero esto no tiene un impacto significativo en los cálculos previamente realizados.

4.3.5 Cálculo de la tensión necesaria de la correa

Según el Manual técnico para correas trapeciales optibelt[9], se le debe asignar un recorrido mínimo de ajuste a la distancia nominal entre ejes. El recorrido servirá para realizar un montaje sin forzar la correa y para tensado y retensado. Las distancias vienen dadas por la siguiente tabla

Tabla 4.7 Valores del recorrido mínimo de ajuste según el desarrollo de la correa.[8]

Desarrollo de referencia (mm)	Recorrido mínimo de ajuste x (mm) – para tensado y retensado	Recorrido mínimo de ajuste y (mm) – para montar sin forzar			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	–	–
> 670 ≤ 1000	15	15	15	–	–
> 1000 ≤ 1250	20	15	15	–	–
> 1250 ≤ 1800	25	20	20	20	–
> 1800 ≤ 2240	25	20	20	20	25
> 2240 ≤ 3000	35	20	20	20	30
> 3000 ≤ 4000	45	20	20	20	30

La correa seleccionada es de 660[mm] de desarrollo, por lo que le corresponde un recorrido mínimo de 10[mm] para tensado y retensado y de 10 [mm] para un montaje sin forzar la correa.

Esta disposición permitirá entregarle la tensión necesaria a la correa para que esta trabaje en condiciones óptimas.

Para lograr un correcto tensado una vez montado el motor, se verificará según la norma Brittish Standard 3790, se tiene que para un sistema de transmisión de dos poleas el tramo puede ser calculado con la fórmula de la figura 4.8. Una vez obtenido el valor y medida la longitud, en el centro del tramo medido se debe ejercer una fuerza perpendicular al mismo con un tensor de resorte, hasta que la correa se desvíe de su posición inicial en 0,02 mm por cada milímetro del tramo en este caso. Una vez obtenida la medición se debe comparar con el valor que corresponda en la tabla 4.8.

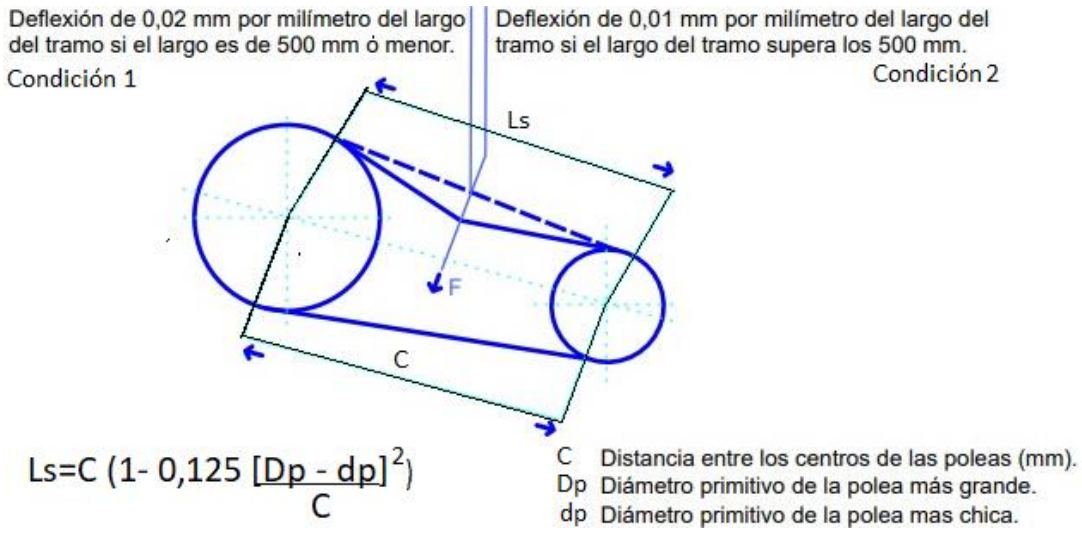


Figura 4.8 Medición de deflexión de correa.[6]

Utilizando la fórmula de la figura 4.8 se calcula el largo del tramo

$$L_s = 178[mm]\left(1 - 0{,}125\frac{[127[mm] - 63{,}5[mm]]}{178[mm]}\right) = 170[mm]$$

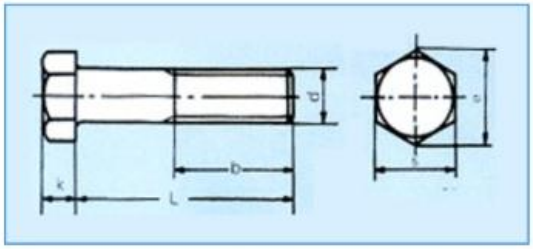
Luego se tiene que la deflexión una vez aplicada la fuerza correspondiente de la tabla 4.8 debe ser de 0,02 [mm] por cada milímetro de L_s, lo que equivale a una deflexión de 3,4 [mm] bajo una fuerza de 16 a 24 [N].

Tabla 4.9 Fuerza de deflexión requerida para medir la tensión de instalación en transmisiones con correas trapezoidales en V. [6]

Corte de sección	Rango de diámetro de poleas pequeñas (mm)	Condición 1 - Deflexión de 0,02 por milímetro del largo del tramo si el largo del tramo es de 500 mm o menor			Condición 2 - Deflexión de 0,01 por milímetro del largo del tramo si el largo del tramo supera los 500 mm		
		Fuerza F de deflexión requerida en el centro del tramo para velocidad de correas de:			Fuerza F de deflexión requerida en el centro del tramo para velocidad de correas de:		
		De 0 m/s a 10 m/s (Nw)	De 10 m/s a 20 m/s (Nw)	De 20 m/s a 30 m/s (Nw)	De 0 m/s a 10 m/s (Nw)	De 10 m/s a 20 m/s (Nw)	De 10 m/s a 30 m/s (Nw)
Z	56 a 100 arriba de 100	8 a 12 12 a 17	7 a 9,5 10 a 14	6 a 7,5 9 a 12	4 a 6 6 a 8,5	3,5 a 5 5,5 a 7	3 a 4 4,5 a 6
A	80 a 140 arriba de 140	16 a 24 24 a 35	13 a 19 19 a 28	10 a 16 16 a 24	8 a 12 12 a 18	6,5 a 9,5 9,5 a 14	5,5 a 8 8 a 12
B	125 a 200 arriba de 200	32 a 48 48 a 70	26 a 38 38 a 58	20 a 32 32 a 48	16 a 24 24 a 35	13 a 19 19 a 29	10 a 16 16 a 24
C	200 a 400 arriba de 400	62 a 92 92 a 140	52 a 76 72 a 116	40 a 62 62 a 92	31 a 46 46 a 70	26 a 38 38 a 58	20 a 31 31 a 46
D	355 a 600 arriba de 600	124 a 180 180 a 268	164 a 152 152 a 230	84 a 124 124 a 180	62 a 90 90 a 134	52 a 76 76 a 115	42 a 62 62 a 90

4.4 Cálculo factor de seguridad perno sujetador del disco

De manera inicial se selecciona un perno hexagonal de media rosca M5 x 0.8, en el que se estima que solo actúan cargas provocadas por el par torsor de la polea. Las características del perno y la tuerca son las siguientes:

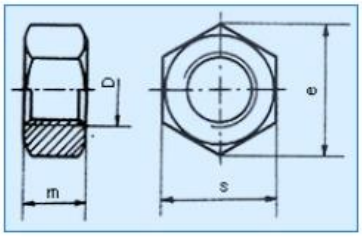


GRADO DE RESISTENCIA
4.8

mm

Rosca		M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36
Paso		0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3	3.5	4
b	L ≤ 125	16	18	22	26	30	38	46	54	60	66	78
	125 < L ≤ 200	22	24	28	32	36	44	52	60	66	72	84
	L > 200	35	37	41	45	49	57	65	73	79	85	97
k		3.5	4	5.3	6.4	7.5	10	12.5	15	17	18.7	22.5
e		8.63	10.89	14.2	18.72	20.88	26.17	32.95	39.55	45.2	50.85	60.79
S		8	10	13	17	19	24	30	36	41	46	55
L		25-50	30-60	35-80	40-100	45-100	55-100	65-200	80-240	90-300	90-300	300

Figura 4.9 Dimensiones y propiedades de perno hexagonal de media rosca M5 x 0,8. [7]



mm

Rosca	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56
Paso	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5
m	4	5	6.5	8	10	13	16	19	24	29	34	38	45
e	8.63	10.89	14.2	18.72	20.88	26.17	32.95	39.55	50.85	60.79	71.3	82.6	93.56
s	8	10	13	17	19	24	30	36	46	55	65	75	85

Figura 4.10 Dimensiones de tuerca hexagonal. [7]

La disposición de los pernos es la siguiente:

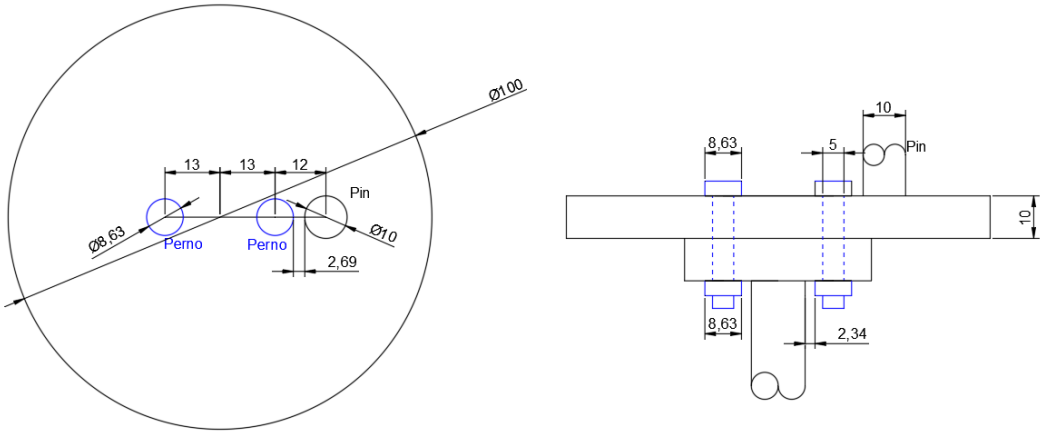


Figura 4.11 Disposición de los pernos y tuercas. Medidas en milímetros.

Para el cálculo de la fuerza cortante a la que se ven sometidos los pernos de la figura 4.10, se utiliza la siguiente fórmula (Budynas, R y Nisbett, K., 2012)

$$F_{Pn} = \frac{M_{torsor} * r_n}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \cdots}$$

Donde:

F_{Pn} $[N]$: Las cargas que soporta el perno n, 2 en este caso.

r_n [m]: La distancia desde el centro del disco al centro del perno n.

M_{torsor} [Nm]: Torque en el eje.

Como los dos pernos que sujetarán el disco tienen la misma distancia al centro del disco se tiene

$$F_{P1} = F_{P2} = \frac{M_{torsor} * r}{r^2 + r^2} = \frac{M}{2r}$$

Reemplazando los valores

$$F_{P1} = F_{P2} = \frac{1{,}25\ [Nm]}{2 * 0{,}015[m]} = 41{,}7[N]$$

La sección en la que se calculará el esfuerzo cortante es en la zona roscada ya que es menos resistente que la sección sin rosca. Para encontrar el área del perno (A_t) en su zona roscada se recurre a la tabla 4.7 (Budynas, R y Nisbett, K., 2012)

Tabla 4.9 Áreas de roscas métricas de paso grueso y fino según su diámetro mayor nominal. [3]

Diámetro mayor nominal d, mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión A_t, mm²	Área del diámetro menor A_r, mm²	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión A_t, mm²	Área del diámetro menor A_r, mm²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0

Para calcular el esfuerzo cortante que actúa sobre el perno se utilizará la siguiente ecuación (Budynas, R y Nisbett, K., 2012)

$$\tau = \frac{F_{Pn}}{A_t}$$

Donde:

τ $[Pa]$: Esfuerzo cortante.

F_{Pn} $[N]$: Fuerza cortante en cada perno.

A_t $[m^2]$: Área de la sección en la que actúa la fuerza cortante.

Reemplazando los valores correspondientes se tiene que:

$$\tau = \frac{41{,}7[N]}{14{,}2x10^{-6}[m^2]} = 2{,}9x10^6[Pa]$$

Como las cargas axiales se desprecian, se tiene que la ecuación para calcular el esfuerzo equivalente de Von Mises al que se ve sometido un perno en estado de corte puro es

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Donde:

σ_{VM} $[Pa]$: Esfuerzo de Von Mises en el perno.

$\sigma_n[Pa]$: Esfuerzos principales en el perno.

Se tiene que en un estado de corte puro $\sigma_1 = \tau$, $\sigma_2 = -\tau$ y $\sigma_3 = 0$, reemplazando estos valores en la ecuación del esfuerzo de Von Mises se tiene

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(2\tau)^2 + (\tau)^2 + (\tau)^2}{2}} = \sqrt{3}\tau$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3} * 2{,}9x10^6[Pa] = 5x10^6[Pa]$$

Este esfuerzo de Von Mises se comparará con la resistencia del perno (S_p) de la figura 4.11, este valor es de 310[Mpa].

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

Figura 4.12 Clases métricas de propiedad mecánica de pernos. [3]

Entonces el factor de seguridad del perno es

$$n = \frac{S_p}{\sigma_{VM}}$$

Donde:

n: Factor de seguridad del perno.

$S_p[Pa]$: Resistencia del perno seleccionado.

σ_{VM} $[Pa]$: Esfuerzo de Von Mises en el perno.

$$n = \frac{310x10^6[Pa]}{5x10^6[Pa]} = 62$$

Por lo tanto, el perno resistirá la fuerza cortante a la que es sometido.

4.5 Cálculo de masas necesarias para el balance horizontal y vertical

Con el fin de que la fuerza aplicada por el pin sobre el disco sea efectivamente de 50[N], se utilizará un contrapeso ya que el sistema debe estar libre de las fuerzas generadas por el propio peso del mecanismo. En la siguiente figura se observan las dimensiones de la ubicación de las partes del mecanismo que causan un desbalance en el brazo principal.

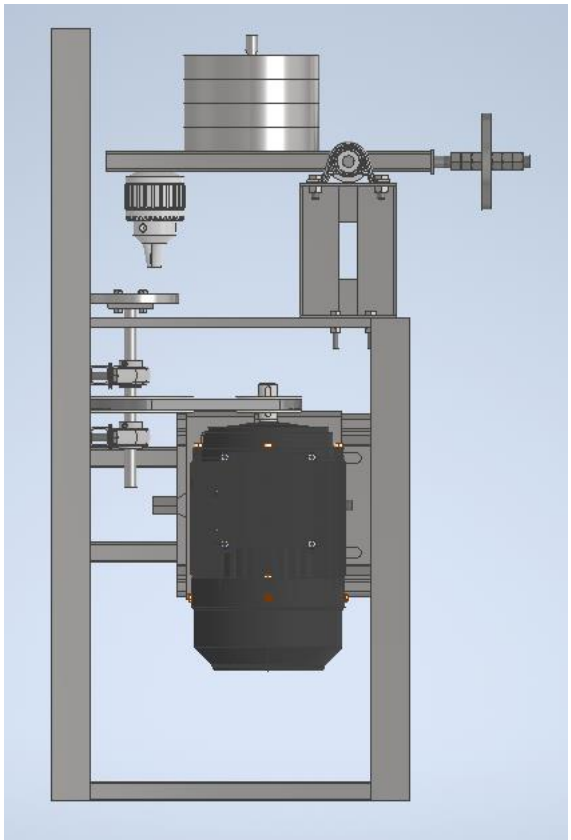


Figura 4.13 Mecanismo Pin on Disk en posición horizontal. Diseñado utilizando Autodesk inventor profesional 2020.

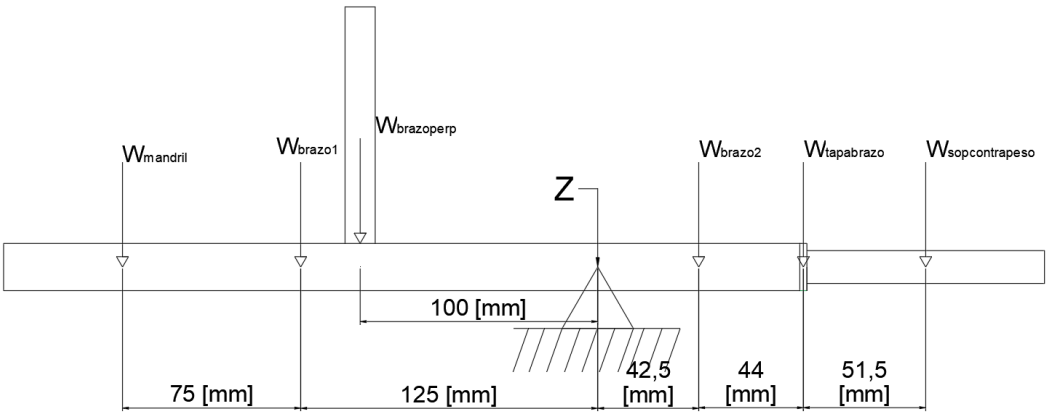


Figura 4.14 Pesos que actúan sobre el brazo principal. Diseñado utilizando AutoCAD.

Para calcular el contrapeso necesario se calcula el momento en el eje del brazo principal (punto Z, figura 4.14), la ecuación queda de la siguiente manera:

$$W_{mandril} * 200[mm] * g + W_{brazo1} * 125[mm] * g + W_{brazoperp} * 100[mm] * g - W_{brazo2} * 42{,}5[mm] * g - W_{tapabrazo} * 86{,}5[mm] * g - W_{sopcontrapeso} * 138[mm] * g - W_{contrapeso} * 138[mm] * g = 0$$

Reemplazando las masas de cada componente en la ecuación anterior se tiene

$$0{,}3[kg] * 200[mm] + 0{,}281[kg] * 125[mm] + 0{,}112[kg] * 100[mm] - 0{,}094[kg] * 42{,}5[mm] - 0{,}01[kg] * 86{,}5[mm] - 0{,}1[kg] * 138[mm] - W_{contrapeso} * 138[mm] = 0$$

$$W_{contrapeso} = 0{,}64[kg]$$

Se deben colocar 500[g] a 138[mm] del eje que soporta el brazo principal, en la dirección opuesta al pin para balancear el mecanismo en posición horizontal, además se le agregan 3 tuercas por lado para llegar al peso requerido.

Se realiza el mismo procedimiento para balancear la posición vertical del mecanismo, se calcula el soporte del peso de tal manera que contrarreste el peso del mandril.

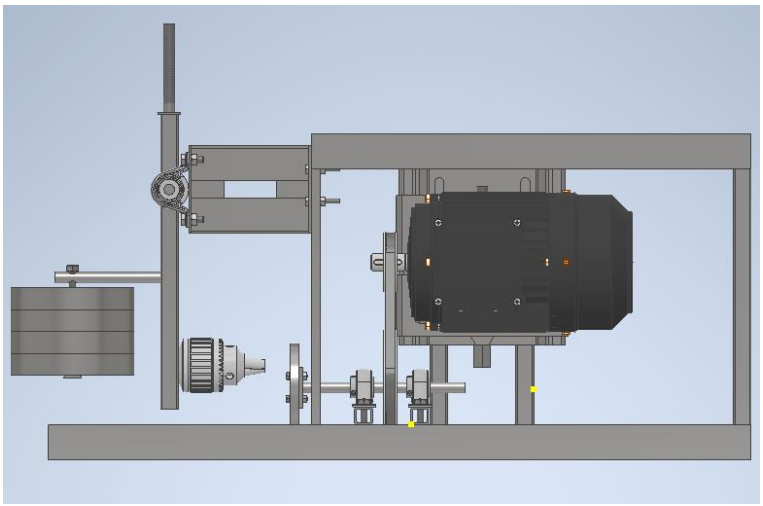


Figura 4.15 Mecanismo Pin on Disk en posición vertical. Diseñado utilizando Autodesk inventor profesional 2020. Dimensiones en milímetros.

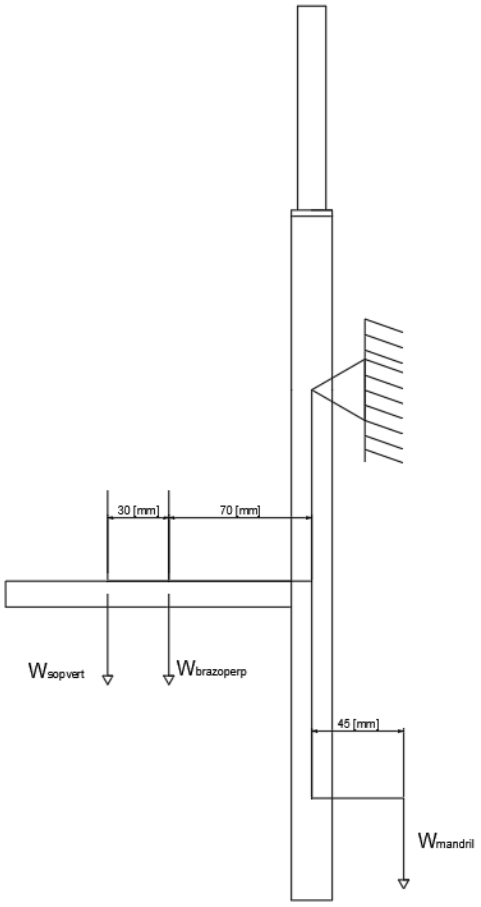


Figura 4.16 Pesos que actúan sobre el brazo principal cuando se trabaja con el mecanismo en vertical. Diseñado utilizando AutoCAD.

Para calcular la masa necesaria del soporte vertical ($W_{sopvert}$) se calcula el momento en el eje del brazo principal (figura 4.16), la ecuación queda de la siguiente manera:

$$-W_{mandril} * 45[mm] * g + W_{brazoperp} * 70[mm] * g + W_{sopvert} * 100[mm] * g = 0$$

Despejando para $W_{sopvert}$ se tiene

$$W_{sopvert} = \frac{W_{mandril} * 45[mm] - W_{brazoperp} * 70[mm]}{100[mm]}$$

Finalmente se reemplazan los valores de las masas correspondientes

$$W_{sopvert} = \frac{0{,}3[kg] * 45[mm] - 0{,}112 * 70[mm]}{100[mm]} = 0{,}05[kg]$$

Por lo tanto, se ajusta la geometría de la pieza que sostiene el peso en la posición vertical para pesar 50[g] y balancear el peso de los demás componentes.

4.6 Selección de motor y controlador de velocidad

Para seleccionar el motor que se utilizará, primero se comparan los motores AC y DC para ver cual se ajusta más a las necesidades del sistema Pin on Disk.

Los motores de DC tienen la ventaja de: mayor par de arranque, arranque y parada rápidos, marcha atrás, velocidades variables según el voltaje de entrada, también son más fáciles y económicos de controlar que los motores AC.

Las ventajas del motor de AC incluyen: menor demanda de energía en el arranque y mantenimiento mínimo. Si bien el mercado de motores de AC es más grande que el de DC, puede ser un desafío encontrar soluciones de motores AC con potencias fraccionarias (MET motors, 2016).

Se utilizará un motor AC debido a que es más simple lograr altos torques a bajas velocidades mediante un variador de frecuencia.

El torque necesario del motor para vencer la fuerza de roce estática del disco y el pin (M_{torsor}) es de 1,25[Nm], este torque es el máximo que se necesitará ya que una vez este girando el disco, el torque necesario para mantener el movimiento será menor, esto es debido a que en general, el coeficiente de roce dinámico es menor que el coeficiente de roce estático. La potencia calculada necesaria para el motor es de 250[W]. El motor seleccionado es uno AC de 1400 rpm, par nominal de 1,8[Nm] y una potencia de 550[W] modelo YL801-4 del proveedor ImportadoraRoble.

Para la elección de variador de frecuencia se busca uno que soporte la potencia y corriente del motor, 550 [W] y 4 [A] en este caso. Se selecciona el modelo M1000-0.7G-2S-B con una capacidad de potencia de 750[W] y una salida de corriente de hasta 4,5[A], con una alimentación de 220[V] AC a 50 o 60[Hz].

Como el motor cumple con el par torsor requerido a su velocidad nominal, se corrobora que también cumpla con el par requerido a menores velocidades.

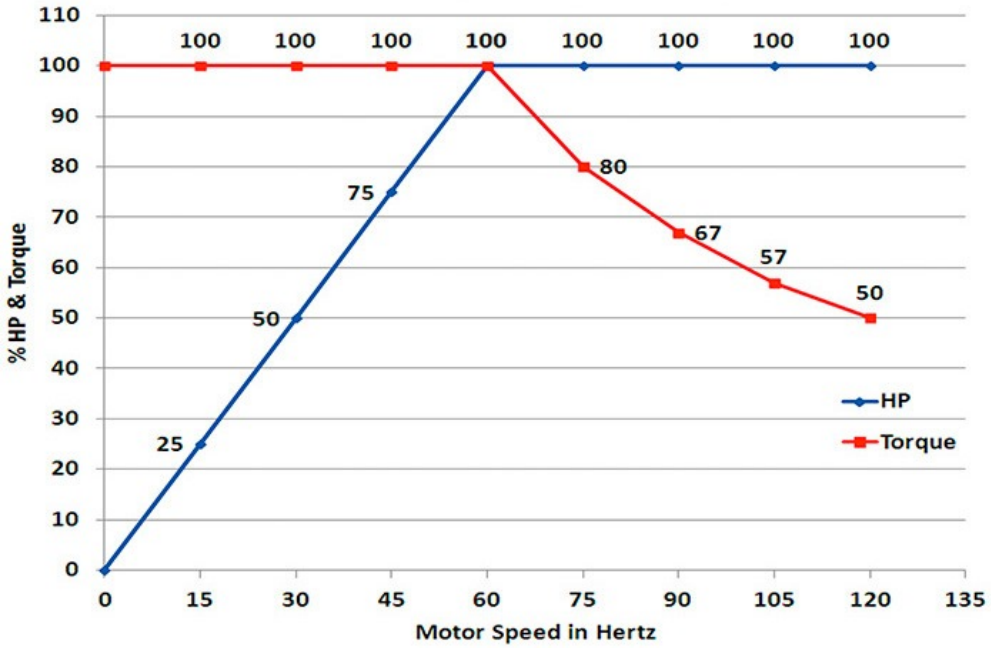


Figura 4.17 Cambios de potencia y torque a diferentes frecuencias de un motor AC.[10]

De la figura 4.17 se puede apreciar que el torque no varía al disminuir la velocidad del motor utilizando un variador de frecuencia, por lo que no se tendrán problemas con el par del motor a menores velocidades de la nominal.

4.7 Cálculo estructural

Para la bancada se seleccionó un perfil en L de 40x40x3[mm] con tubos cuadrados de 20x20[mm] como refuerzo y soporte del eje del disco. Para el cálculo estructural

se utilizará el software ANSYS considerando el peso propio del mecanismo y las principales fuerzas que participan en la bancada. Para todas las simulaciones de las bancadas se fija la base de una sola de las patas de la mesa como condición de desplazamiento.

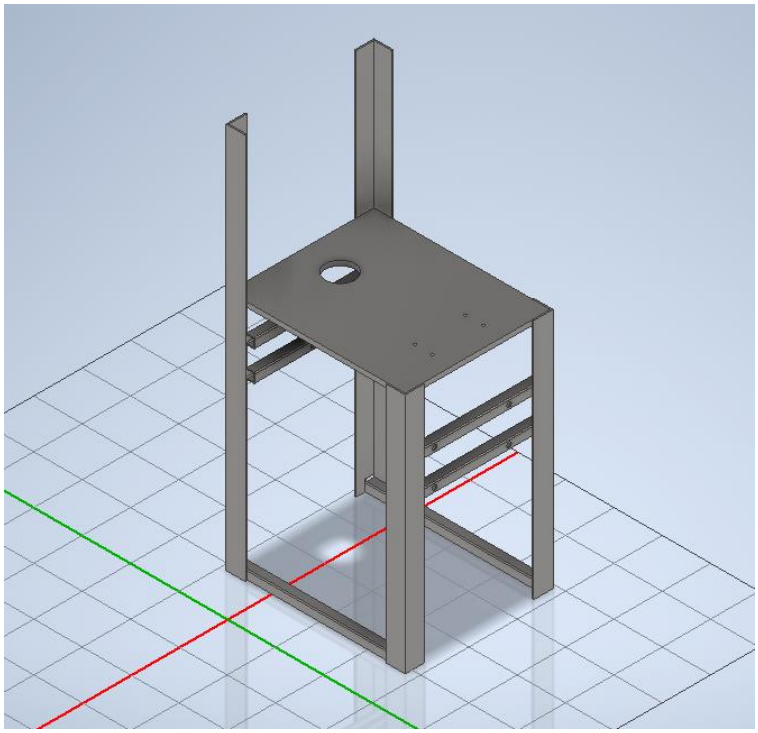


Figura 4.18 Estructura soporte Pin on Disk. Diseñado utilizando Autodesk inventor profesional 2020.

Las fuerzas que se considerarán en el cálculo serán el peso de las partes que van sobre la estructura de la figura 4.18, los 50[N] de fuerza en el eje del disco y la fuerza generada por la masa del motor (12[kg]).

La fuerza generada por el peso de las partes que van sobre la bancada es de 67,7[N] en cada soporte del brazo principal. La distribución de fuerzas en la bancada se muestra en la figura 4.19.

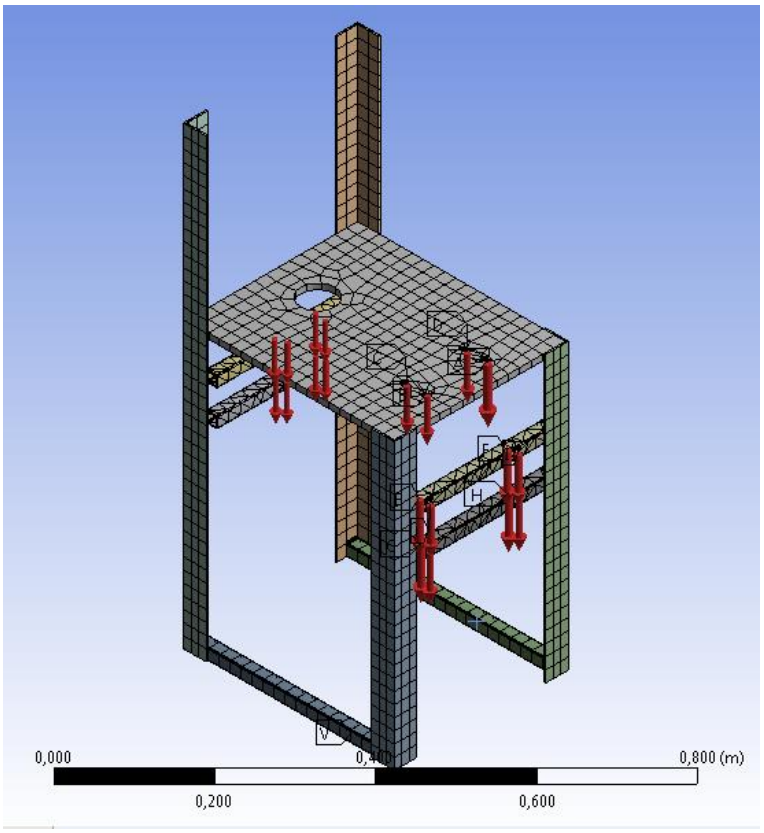


Figura 4.19 Fuerzas que participan en la bancada.

Luego se determina la deformación total de la estructura y su esfuerzo equivalente, cuyos valores máximos son $9{,}4 * 10^{-6}$ [m] y $1{,}2 * 10^{7}$ [Pa] como se puede ver en las figuras 4.20 y 4.21 respectivamente.

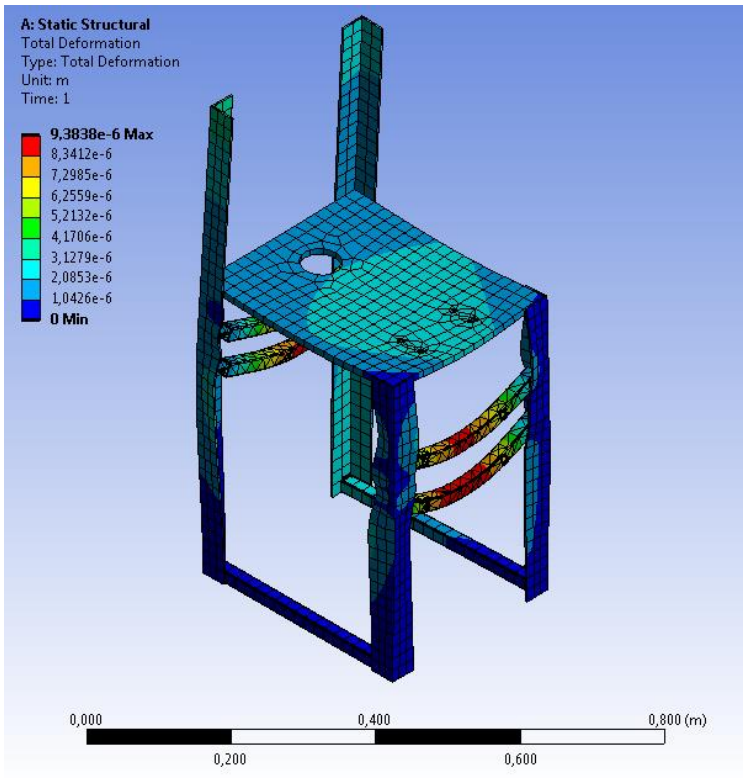


Figura 4.20 Deformación total de la bancada.

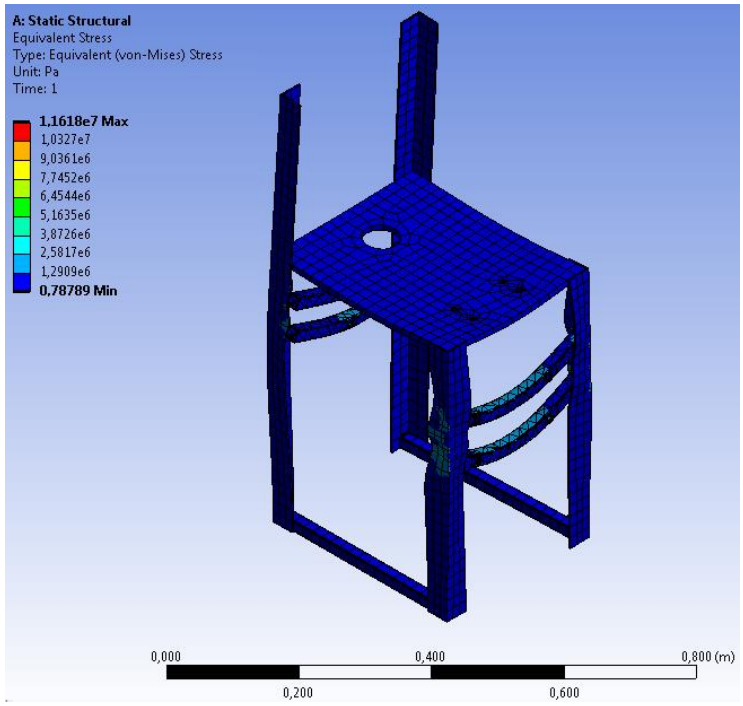


Figura 4.21 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) en la bancada.

El factor de seguridad del sistema en posición horizontal se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$n = \frac{esfuerzo\ de\ fluencia\ del\ acero\ estructural}{esfuerzo\ equivalente\ de\ von\ mises}$$

Reemplazando el valor obtenido de la figura 4.21 se tiene que el factor de seguridad es

$$n = \frac{250 * 10^6\ [\mathrm{Pa}]}{12 * 10^6\ [\mathrm{Pa}]} = 20$$

Para calcular el factor de seguridad de la bancada en posición horizontal, es necesario recalcular el peso de los componentes que ejercen fuerzas sobre la bancada debido a que existen piezas adicionales. La distribución del mecanismo en la posición horizontal se puede observar en la siguiente figura.

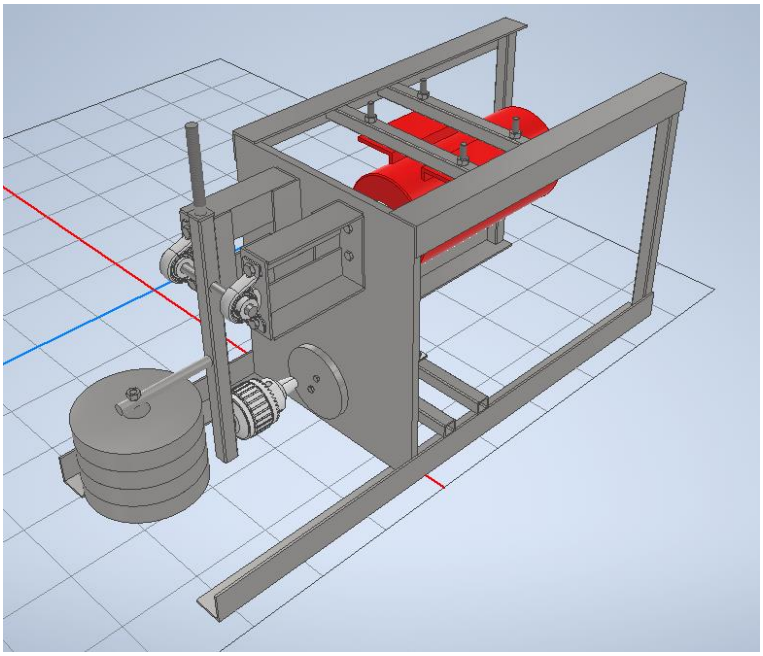


Figura 4.22 Pin on Disk en posición horizontal.

La fuerza generada por el peso de las partes que van sobre la bancada es de 117,4[N] en cada soporte del brazo principal. La distribución de fuerzas en la bancada se muestra en la figura 4.23.

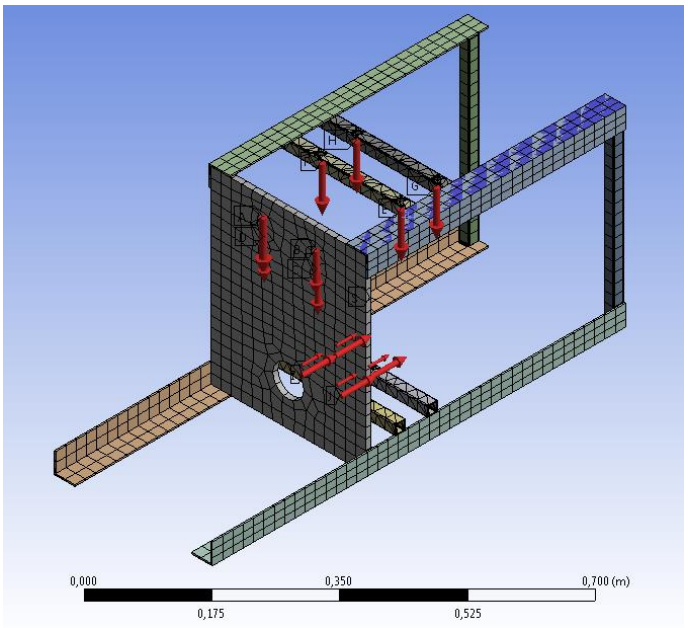


Figura 4.23 Fuerzas que actúan en la bancada en posición vertical.

Luego se determina la deformación de la estructura y su esfuerzo equivalente, cuyos valores máximos son $3{,}7 * 10^{-5}$ [m] y $18 * 10^{6}$ [Pa] como se puede ver en las figuras 4.24 y 4.25 respectivamente.

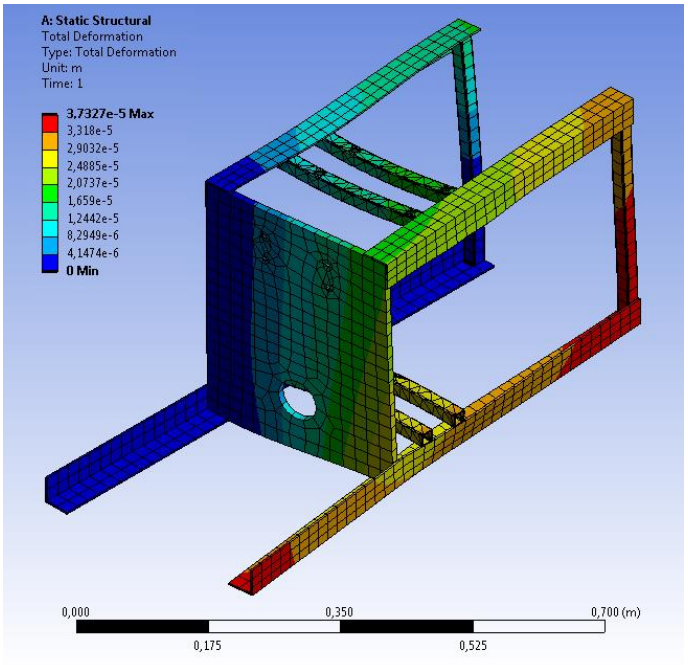


Figura 4.24 Deformación total de la bancada en posición horizontal.

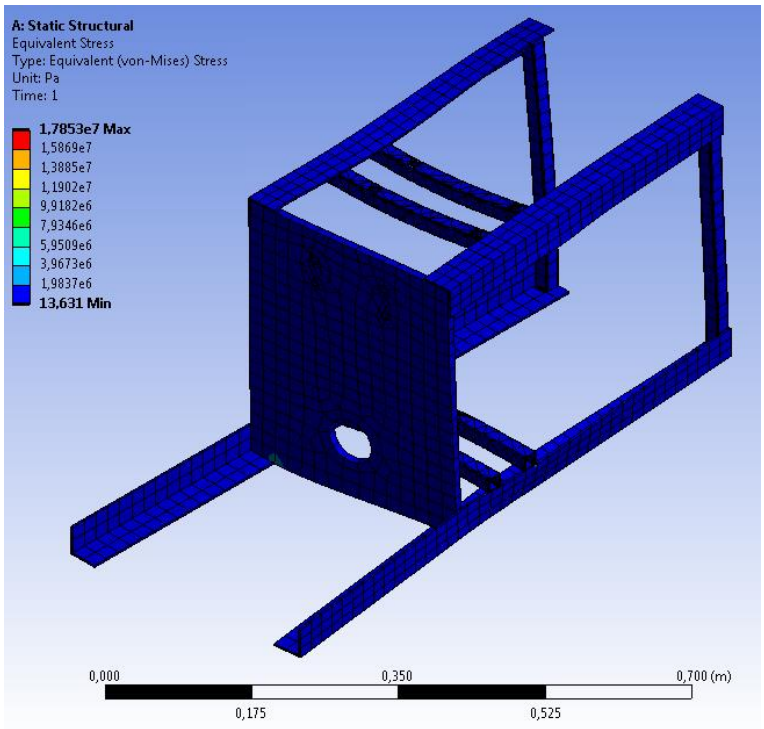


Figura 4.25 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) en la bancada en posición horizontal.

Luego se tiene que el factor de seguridad (n) es

$$n = \frac{250 * 10^6 \text{ [Pa]}}{18 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 13$$

En ambas configuraciones el sistema Pin on Disk tiene un factor de seguridad mayor a 10 por lo que la estructura funcionará correctamente.

Adicionalmente, se calcula el valor del factor de seguridad y los valores máximos de deformación a los que está sujeto el eje que sostiene el brazo principal.

Para la posición vertical, se considerarán en el cálculo el momento generado en el eje debido a la fuerza de roce entre pin y disco, el peso del brazo principal y la mitad de la carga de los 10 [Kg] que generan los 50 [N] entre el pin y el disco.

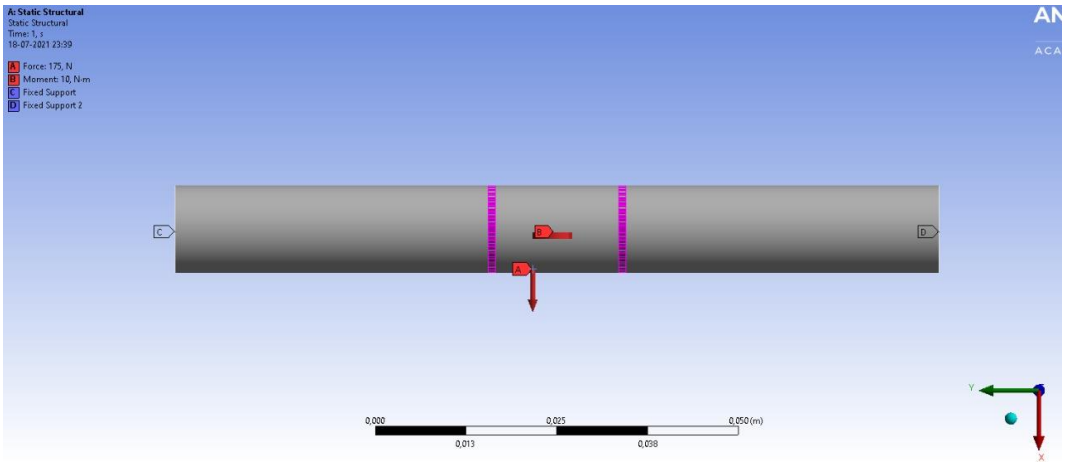


Figura 4.26 Fuerzas y momentos que actúan en el eje del brazo principal en la posición vertical.

La fuerza que genera el brazo principal en el eje del brazo principal se representa mediante una fuerza distribuida en los puntos de contacto entre ambos como se puede ver en la figura 4.26, el momento generado por el roce entre el pin y el disco se ubica en el centro del eje y los extremos se consideran apoyos fijos. Luego se calculan la deformación máxima y el máximo esfuerzo equivalente como se muestra en la figura 4.27 y 4.28.

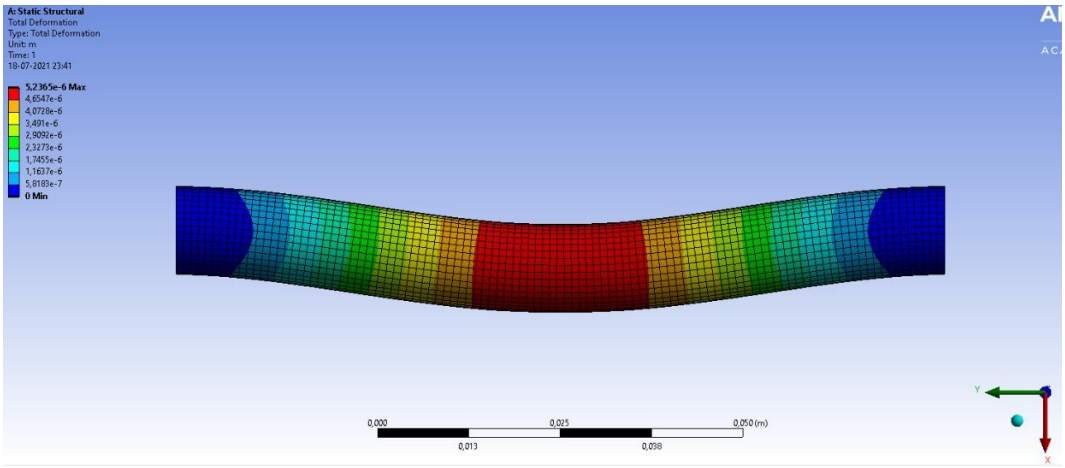


Figura 4.27 Deformación total del eje del brazo principal en posición vertical.

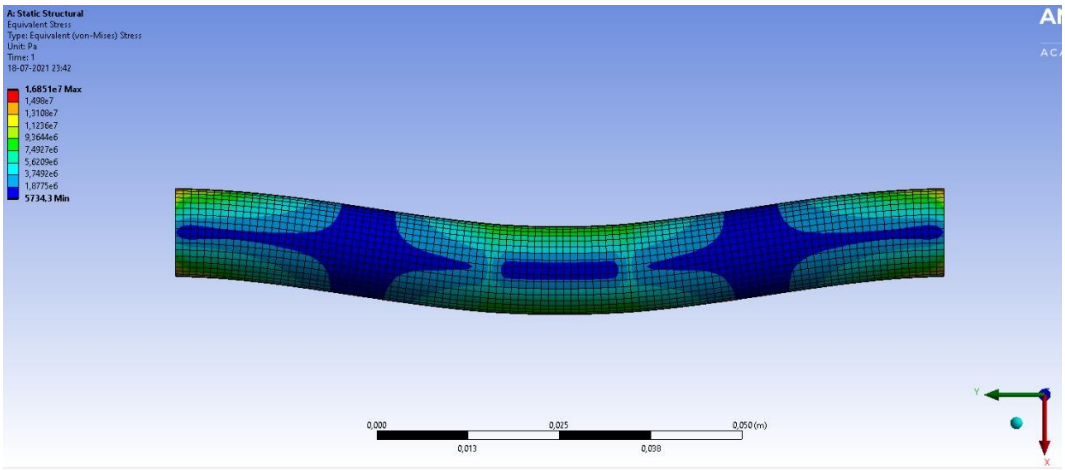


Figura 4.28 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del eje del brazo principal en posición vertical.

Luego se tiene que el factor de seguridad (n) es

$$n = \frac{250 * 10^6 \text{ [Pa]}}{17 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 14$$

Debido al alto factor de seguridad y a la baja deformación presente, el eje funcionará sin problemas en la posición vertical.

Para la posición horizontal, se considerarán en el cálculo el momento generado en el eje debido a la fuerza de roce entre pin y disco, el peso del brazo principal y la totalidad de la carga de los 10 [Kg] que generan los 50 [N] entre el pin y el disco.

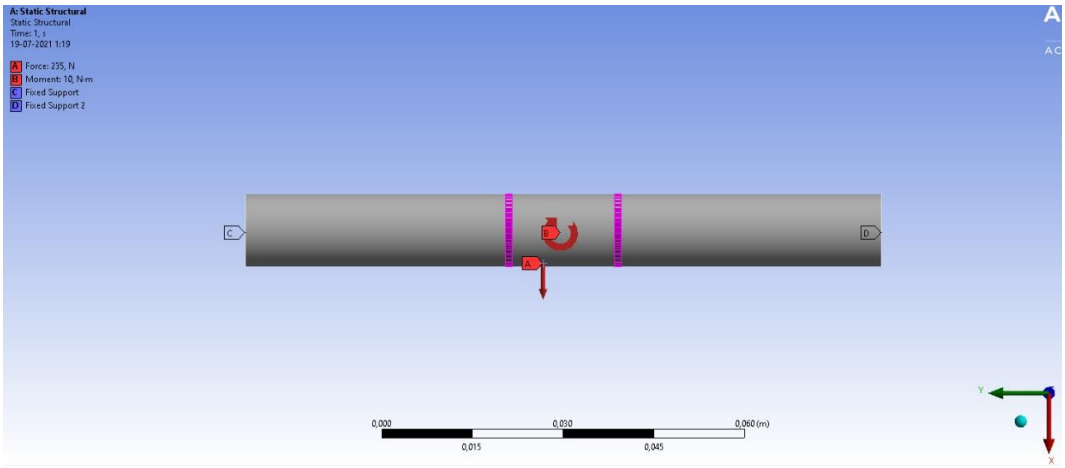


Figura 4.29 Fuerzas y momentos que actúan en el eje del brazo principal en la posición horizontal.

La fuerza que genera el brazo principal en el eje del brazo principal se representa mediante una fuerza distribuida en los puntos de contacto entre ambos como se puede ver en la figura 4.29, el momento generado por el roce entre el pin y el disco se ubica en el centro del eje y los extremos se consideran apoyos fijos. Luego se calculan la deformación máxima y el máximo esfuerzo equivalente como se muestra en la figura 4.30 y 4.31.

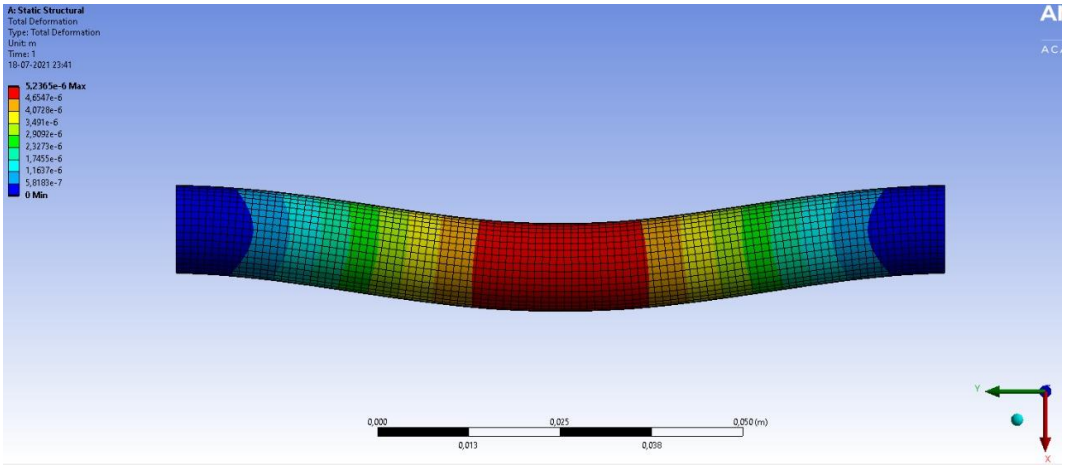


Figura 4.30 Deformación total del eje del brazo principal en posición horizontal.

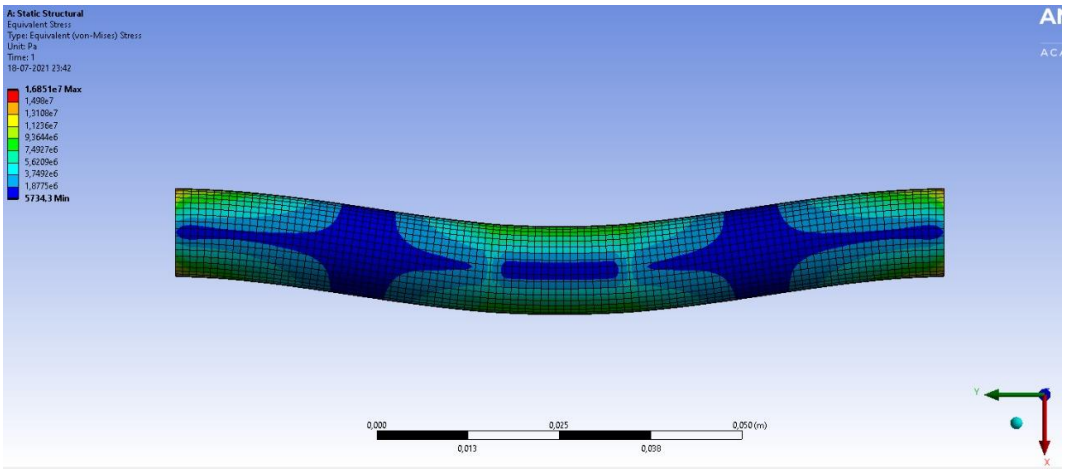


Figura 4.31 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del eje del brazo principal en posición horizontal.

Luego se tiene que el factor de seguridad (n) es

$$n = \frac{250 * 10^6 \text{ [Pa]}}{17 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 14$$

Debido al alto factor de seguridad y a la baja deformación presente, el eje funcionará sin problemas en la posición horizontal.

Finalmente se calcula el factor de seguridad del brazo principal, para la disposición vertical se tiene la siguiente figura:

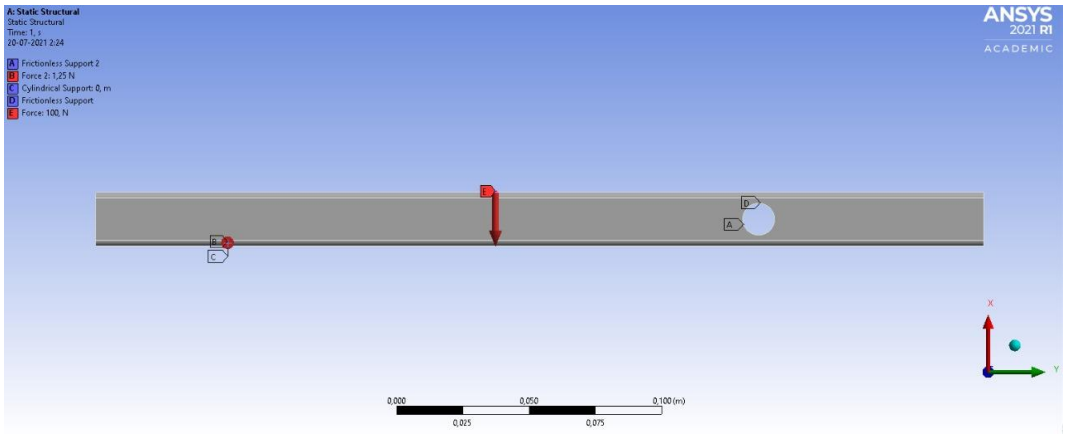


Figura 4.32 Modelo simplificado de las fuerzas que actúan sobre el brazo principal en la posición vertical.

Las fuerzas participantes en la figura 4.32 son los 100 [N] de los pesos y la fuerza de roce generada por el pin y el disco. En el punto A y D que es donde se encuentra el eje del brazo principal, sólo se permite un movimiento tangencial respecto a este eje y en el punto C y B solo se permiten movimientos en el eje y y z.

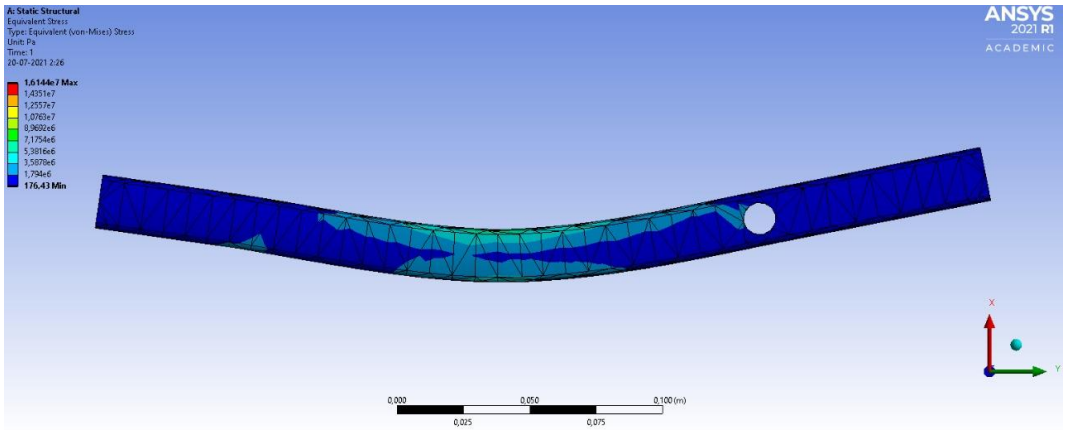


Figura 4.33 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del brazo principal en posición vertical.

Luego a partir de la figura 4.33 se tiene que el factor de seguridad (n) es

$$n = \frac{250 * 10^6 \text{ [Pa]}}{16 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 15$$

Finalmente se calcula el factor de seguridad del brazo principal en posición horizontal, la figura que representa este caso es la siguiente:

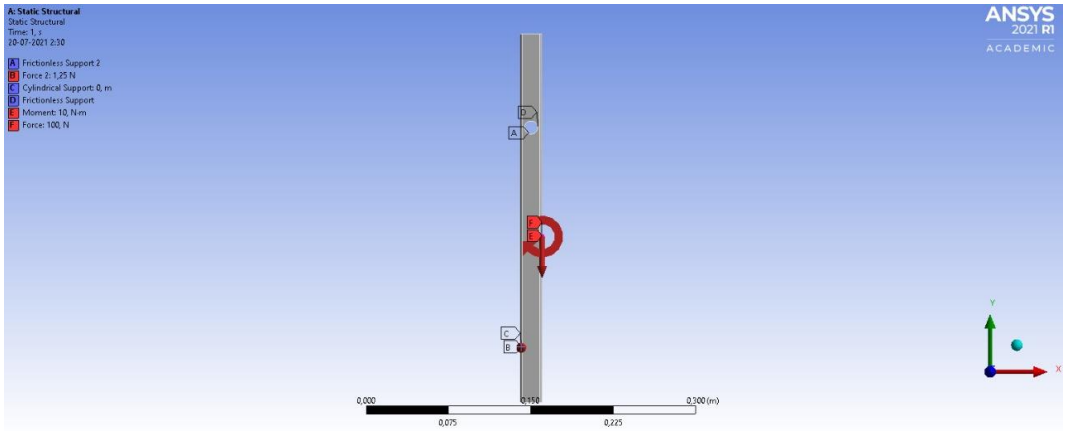


Figura 4.34 Modelo simplificado de las fuerzas y momentos que actúan sobre el brazo principal en la posición horizontal.

Las fuerzas participantes en la figura 4.34 son los 100 [N] de los pesos y la fuerza de roce generada por el pin y el disco, con la adición de un momento generado también por los 10 [Kg] de peso. En el punto A y D que es donde se encuentra el eje del brazo principal, sólo se permite un movimiento tangencial respecto a este eje y en el punto C y B solo se permiten movimientos en el eje y y z.

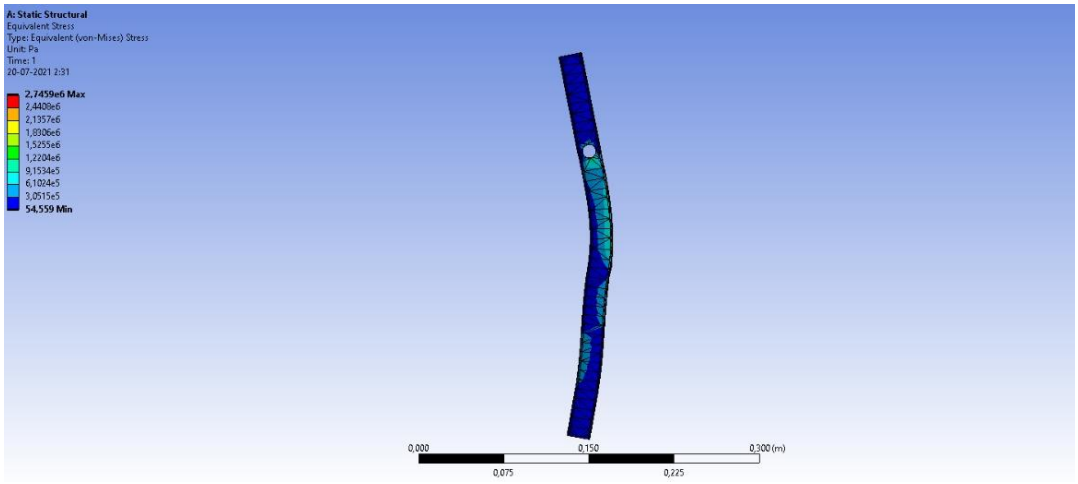


Figura 4.35 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises) del brazo principal en posición horizontal.

Luego a partir de la figura 4.35 se tiene que el factor de seguridad (n) es

$$n = \frac{250 * 10^6 \text{ [Pa]}}{2{,}7 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 92$$

Ya que ambos factores de seguridad para el brazo principal son lo suficientemente altos, este no tendrá problemas.

Posteriormente se realizaron modificaciones pequeñas a la estructura, pero dado que los factores de seguridad eran bastante altos y el nuevo montaje es más resistente, no se recalcularán las deformaciones y los esfuerzos equivalentes.

4.8 Herramientas adicionales

Para lograr un correcto montaje de la correa trapezoidal se recomienda comprar un dinamómetro de resorte de al menos 5 kilos para confirmar que la tensión en la correa es la indicada en el punto 4.3.

Con el fin de corroborar las rpm del disco se debe comprar un tacómetro digital láser ya que bajo carga la velocidad indicada por el variador de frecuencia puede no ser la real.

5 Conclusiones y recomendaciones.

Se logra diseñar una máquina Pin on Disk que cumple las especificaciones de la norma ASTM G99-17 capaz de trabajar de manera horizontal y vertical.

El diseño es una versión simplificada de los Pin on Disk que hay en el mercado, se priorizó la facilidad de fabricación y montaje, sin dejar de lado los costos de los materiales. Debido a estas razones, la mayoría de las piezas son fabricadas a partir de 2 perfiles comerciales. El rango de velocidades de trabajo es de 60 a 600 [RPM] con una carga de 50[N].

Se recomienda ajustar el pin en el mandril cuando el brazo principal se encuentre en una posición de reposo sostenido por el patrón. En el caso de reemplazar una pieza por otra que cumpla la misma función, se deben reajustar las medidas pertinentes a la pieza.

Como trabajo futuro, se puede considerar un sistema que permita la variación del radio en el que se encuentra el punto de contacto entre el pin y el disco. Una solución simple es que las perforaciones de los pernos que unen el soporte del brazo principal a la mesa sean ranuras que permitan el posicionamiento del pin en un radio deseado del disco. Un sistema que cuente la cantidad de revoluciones que realiza la máquina y la apague cuando llegue a la distancia de roce que requiera el ensayo también podría presentar ventajas.

6 Bibliografía y anexos.

[1] ASTM G99, (2017). *Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus*. ASTM International.

[2] Bhushan, B. (2013). *Introduction to Tribology*. John Wiley & Sons.

[3] Budynas R., Nisbert K., (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 9ª edición*. Editorial McGraw Hill.

[4] Mott, Robert L., (2006). *Diseño de elementos de maquinas 4ª edición*. Pearson educación.

[5] Serway, R. A., & Jewett, J. W. (2009). *Física: Para ciencias e ingeniería con Física Moderna / Raymond A. Serway y John W. Jewett, Jr., 9ª edición.*

[6] Dunlop. *Correas de transmisión industrial.* [Catalogo]. Disponible en https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf

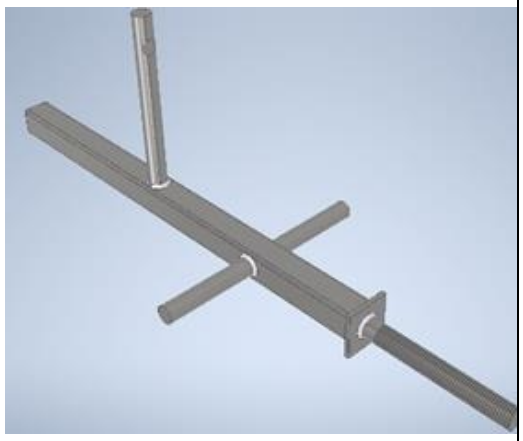
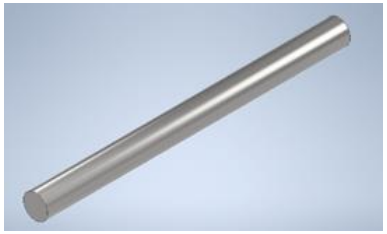
[7] Gestión de compras. *Tornillería.* [Catalogo]. Disponible en https://www.gestiondecompras.com/files/products/mechanical_components_hardware/pernos_tornilleria_tuercas_arandelas_varilla_roscada_din_933_934_7989_125_127_4034_975_555_iso.pdf

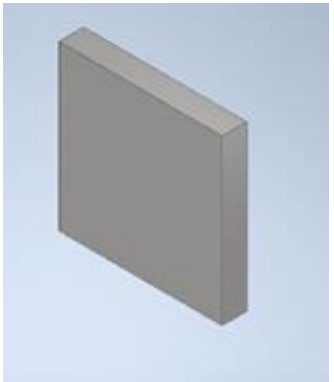
[8] Optibelt. *Manual técnico correas trapezoidales.,*. Disponible en https://www.rodaunion.es/media/imagenes/Catalogos/Transmision/Optibelt/Manual%20tecnico%20correas%20trapeciales.pdf

[9] Phidgets Inc.. *DC Motor And Controller Primer*.,(30 de mayo 2019). Disponible en https://www.phidgets.com/docs/DC_Motor_and_Controller_Primer

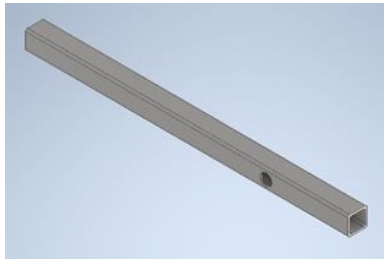
[10] Pump&Systems..*Motor power and torque versus VFD frequency*.,(mayo 2013). Disponible en Motor Horsepower & Torque Versus VFD Frequency | Pumps & Systems (pumpsandsystems.com)

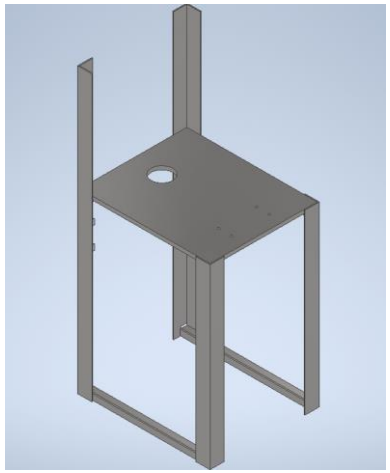
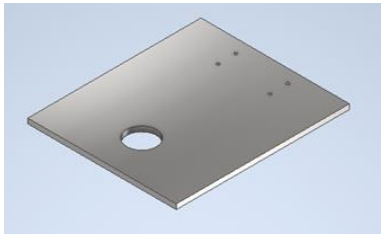
- **Anexo A: Tabla de componentes**

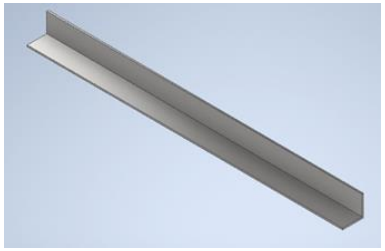
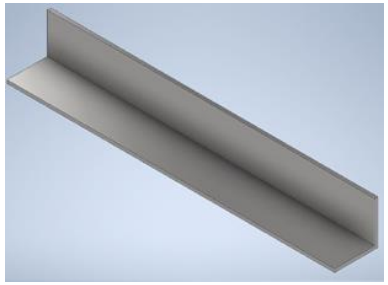
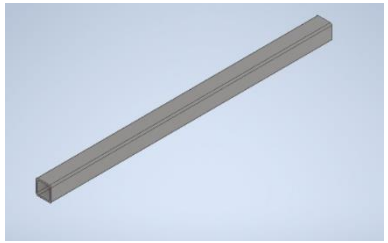
Partes sistema mecánico pin on disk						
Brazo principal						
Nombre	Descripción	Tipo de material	Dimensiones y masa	Tipo de mecanizado	Máquinas utilizadas	Imagen
Brazo principal	Redirige la fuerza generada por el peso de las masas al pin. Compuesto por 5 piezas. Plano 15.	Acero estructural A36	Masa aprox=0,73[kg]	Soldado	Soldadora	
Brazo principal (1/5)	Eje del brazo principal Plano 17.	Acero estructural A36	Largo=180[mm] ø=1/2[pulg] Masa=0,133[kg]	Corte Soldado	Sierra circular Soldadora	

Brazo principal (2/5)	Soporte contrapeso Plano 18.	Acero estructural A36	Largo=100[mm] ø=1/2[pulg] Rosca M12x1,75 Masa=0,1[kg]	Corte Soldado Roscado	Sierra circular Torno Soldadora	
Brazo principal (3/5)	Tapa posterior brazo principal Plano 19.	Acero estructural A36	30x30x3[mm] Masa=0,01[kg]	Corte Soldado	Sierra circular Soldadora	

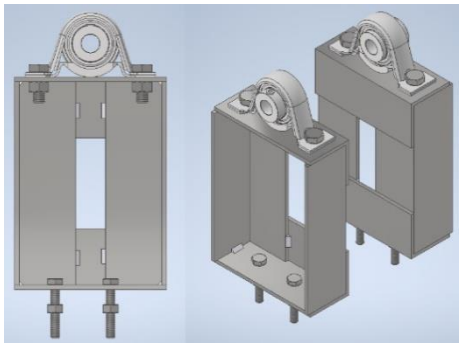
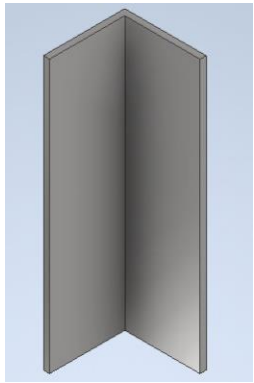
Brazo principal (4/5)	Soporte peso horizontal Plano 20	Acero estructural A36	Largo=110[mm] ø=1/2[pulg] Perforación de 4[mm] Hilo M12	Corte Soldado Taladrado Torneado	Sierra circular Soldadora Taladro Torno	

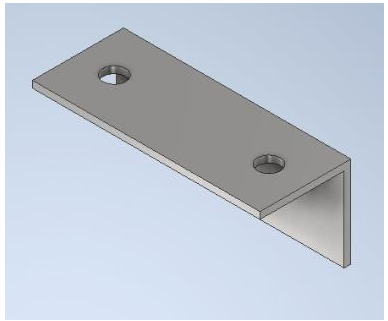
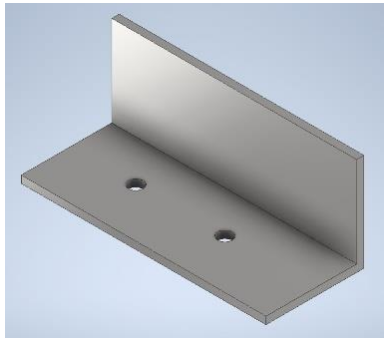
Brazo principal (5/5)	Cuerpo brazo principal Plano 16.	Acero estructural A36	Perfil cuadrado 20x20x2[mm] Largo=335[mm] Masa=0,375[kg]	Corte Soldado Taladrado	Sierra circular Soldadora Taladro	

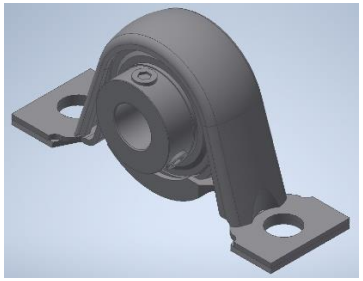
Partes sistema mecánico pin on disk						
Bancada						
Nombre	Descripción	Tipo de material	Dimensiones y masa	Tipo de mecanizado	Máquinas utilizadas	Imagen
Bancada	Proporciona soporte al sistema. Compuestos por 11 piezas. Plano 4.	[-]	306x371x 800[mm] Masa=13[kg] aprox.	Soldado	Soldadora	
Mesa (1/11)	Da soporte estructural a las 4 patas y al sistema pin on disk. Plano 5.	Acero estructural A36	300x365x 10[mm] Perforación eje=60[mm] Perforación pernox4=6[mm] Masa=8,35[kg]	Taladrado Soldado	Soldadora Taladro Fresa	

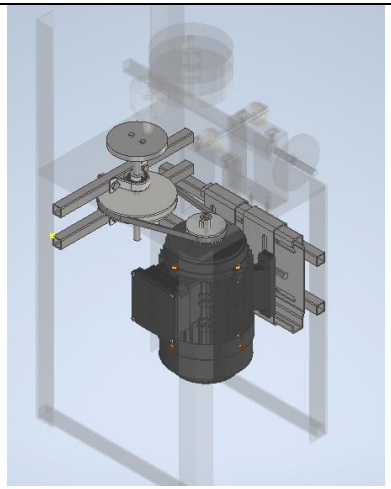
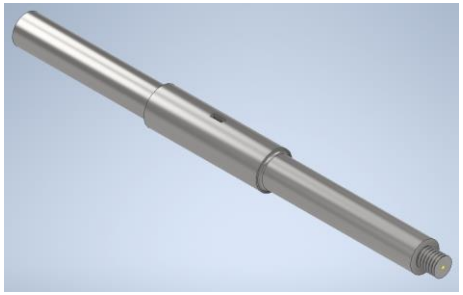
Pata Larga (2;3/11)	Perfil en V Plano 6.	Acero estructural A36	40x40x3[mm] Largo=800[mm] Masa=1,45[kg/u]	Corte Soldado	Soldadora Sierra circular	
Pata corta (4;5/11)	Perfil en V Plano 7	Acero estructural A36	40x40x3[mm] Largo=500[mm] Masa=0,9[kg/u]	Corte Soldado	Soldadora Sierra circular	
Soporte patas-patas (6;7/11)	Perfil cuadrado, entrega soporte a la estructura Plano 10.	Acero estructural A36	20x20x2[mm] Largo=364[mm] Masa=0,41[kg/u]	Corte Soldado	Sierra circular Soldadora	

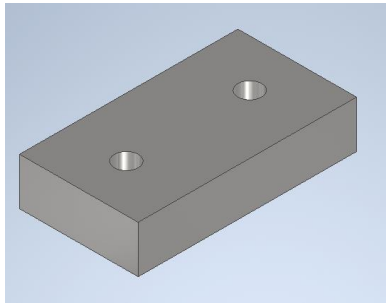
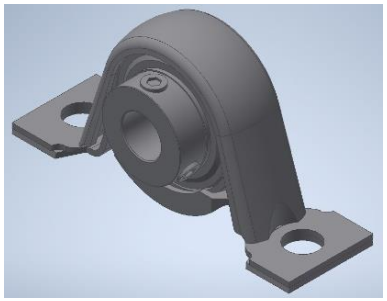
Perno rodamiento eje (8;9/11)	[-]	Acero estructural A36	M 8x1,25 Largo=40[mm] Masa=0,02[kg/u]	[-]	[-]	Catálogo
Tuerca rodamiento eje (10;11/11)	[-]	Acero estructural A36	M 8x1,25 Masa=0,006 [kg/u]	[-]	[-]	Catálogo

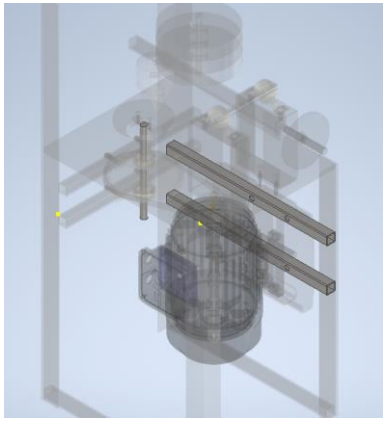
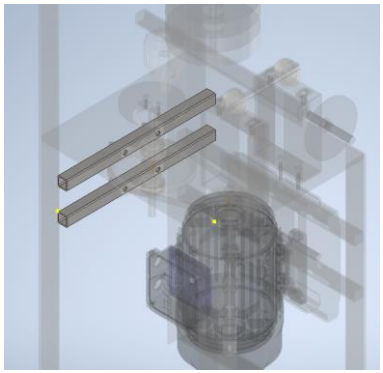
Partes sistema mecánico pin on disk						
Soporte brazo principal						
Nombre	Descripción	Tipo de material	Dimensiones y masa	Tipo de mecanizado	Máquinas utilizadas	Imagen
Soporte brazo principal	Soporta el brazo principal del sistema. Conformado por 26 piezas. Plano 11.	[-]	Masa=2,16[kg] aprox	Soldado	Soldadora	
Columna soporte en V (1;2;3;4/26)	Perfil en V Plano 14.	Acero estructural A36	40x40x3[mm] Largo=134[mm] Masa= 0,24[kg/u]	Corte	Sierra circular	

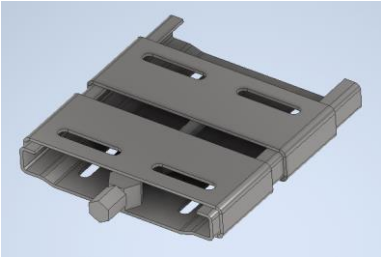
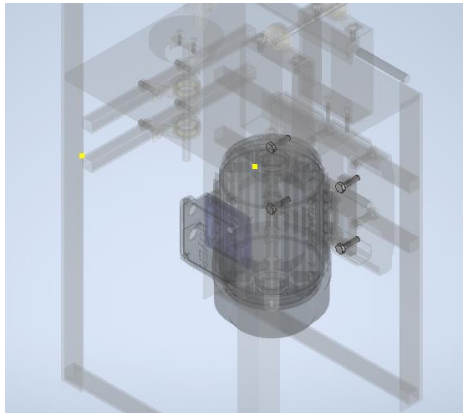
Viga superior soporte en V (5;6/26)	Perfil en V Plano 12.	Acero estructural A36	40x40x3[mm] Largo=100[mm] Masa=0,18[kg/u] Perforación pernox2=10[mm]	Corte	Sierra circular	
Viga inferior soporte en V (7;8/26)	Perfil en V Plano 13.	Acero estructural A36	40x40x3[mm] Largo=100[mm] Masa=0,18[kg/u] Perforación pernox2=6[mm]	Corte	Sierra circular	
Perno Viga superior-rodamiento (9;10;11;12/26)	[-]	Acero estructural A36	M 8x1,25 Masa=0,014[kg] Largo=30[mm]	[-]	[-]	Catálogo

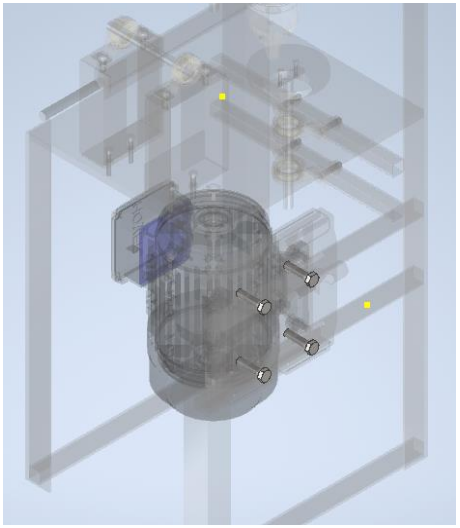
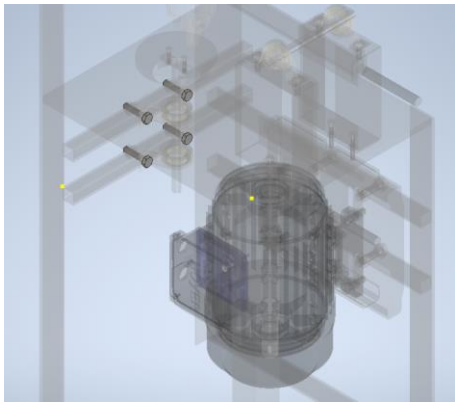
Tuerca perno Viga superior-rodamiento (13;14;15;16/26)	[-]	Acero estructural A36	M 8x1,25 Masa=0,006[kg]	[-]	[-]	Catálogo
Perno Viga inferior-mesa (17;18;19;20/26)	[-]	Acero estructural A36	M 6x1 Masa=0,010[kg] Largo= 40[mm]	[-]	[-]	Catálogo
Tuerca perno Viga inferior-mesa (21;22;23;24/26)	[-]	Acero estructural A36	M 6x1 Masa=0,003[kg]	[-]	[-]	Catálogo
Rodamiento eje brazo principal (25;26/26)	P 12 TF Proveedor: SKF	Acero prensado	Masa= 0,18[kg]	[-]	[-]	 (Modelo entregado por el proveedor)

Partes sistema mecánico pin on disk						
Eje disco						
Nombre	Descripción	Tipo de material	Dimensiones y masa	Tipo de mecanizado	Máquinas utilizadas	Imagen
Conjunto eje disco	Soporta el disco y transmite la rotación creada por el motor hasta el disco. Permite el tensado de la correa.	[-]	[-]	[-]	[-]	
Eje disco (1/41)	Transmite la rotación creada por el motor hasta el disco Plano 23	Acero estructural A36	Largo=145[mm] ø=1/2[pulg] Masa=0,14[kg]	Corte Torneado	Sierra circular S Torno	

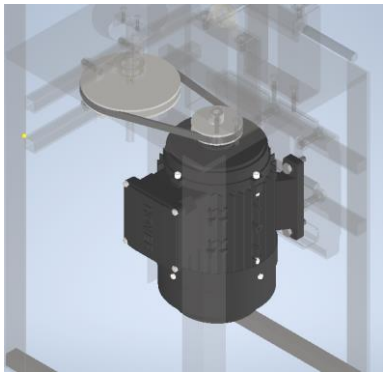
Conector disco-eje (2/41)	Permite la sujeción del disco al eje mediante pernos Plano 22.	Acero estructural A36	[-]	Corte Fresado Taladrado	Fresa Sierra circular Taladro	
Perno disco-eje (3;4/23)	Sujeta el disco al eje	[-]	M 5x0.8 Largo= 30mm Masa=0,005[kg]	[-]	[-]	Catálogo
Tuerca perno disco-eje (5;6/41)	[-]	[-]	M 5x0.8 Masa=0,003[kg]	[-]	[-]	Catálogo
Rodamiento 1 de eje (7;8/41)	P 12 TF Proveedor: SKF	Acero prensado	Masa= 0,18[kg]	[-]	[-]	

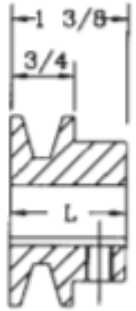
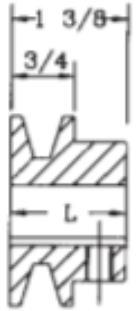
Soportes sistema motor-patas (9;10/41)	Perfil cuadrado Plano 9.	Acero estructural A36	Masa= 0,4[kg] 20x20x2[mm] Largo=364,5[mm] 2 perforaciones	Corte Soldado Taladrado	Sierra circular Soldadora Taladro	
Soportes rodamientos eje (11;12/41)	Perfil cuadrado Plano 8.	Acero estructural A36	Masa= 0,34[kg] 20x20x2[mm] Largo=324,6[mm] 2 perforaciones	Corte Soldado Taladrado	Sierra circular Soldadora Taladro	

Base tensora para motor eléctrico (13/41)	Modelo SL00210 Proveedor Rodasuin	Acero zincado	195x210x34[mm]	[-]	[-]	
Perno motor-base tensora (13;14;15;16/41)	M8x30	[-]	4 unidades	[-]	[-]	

Perno soporte-base tensora (14;15;16;17/41)	M10x40	[-]	4 unidades	[-]	[-]	
Perno rodamiento eje (18;19;20;21/41)	M8x35	[-]	4 unidades	[-]	[-]	

Tuerca perno rodamiento eje (22;23;24;25/41)	AS 1112 M8	[-]	4 unidades	[-]	[-]	[-]
Arandela circular perno rodamiento eje (26;27;28;29/41)	M8	[-]	4 unidades	[-]	[-]	[-]
Tuerca motor-base tensora (30;31;32;33/41)	AS 1112 M8	[-]	4 unidades	[-]	[-]	[-]
Tuerca soporte-base tensora (34;35;36;37/41)	AS 1112 M10	[-]	4 unidades	[-]	[-]	[-]
Arandela perno soporte-base tensora (38;39;40;41/41)	M10	[-]	4 unidades	[-]	[-]	[-]

Partes sistema mecánico pin on disk						
Motor						
Nombre	Descripción	Tipo de material	Dimensiones y masa	Tipo de mecanizado	Máquinas utilizadas	Imagen
Motor y poleas	Soporta el disco y transmite la rotación creada por el motor hasta el disco	[-]	[-]	[-]	[-]	
Motor	550W AC220V 1400[rpm] 1.8[Nm] Proveedor: ImportadoraRoble	[-]	180x300x20 [mm] Masa=12 [kg]	[-]	[-]	

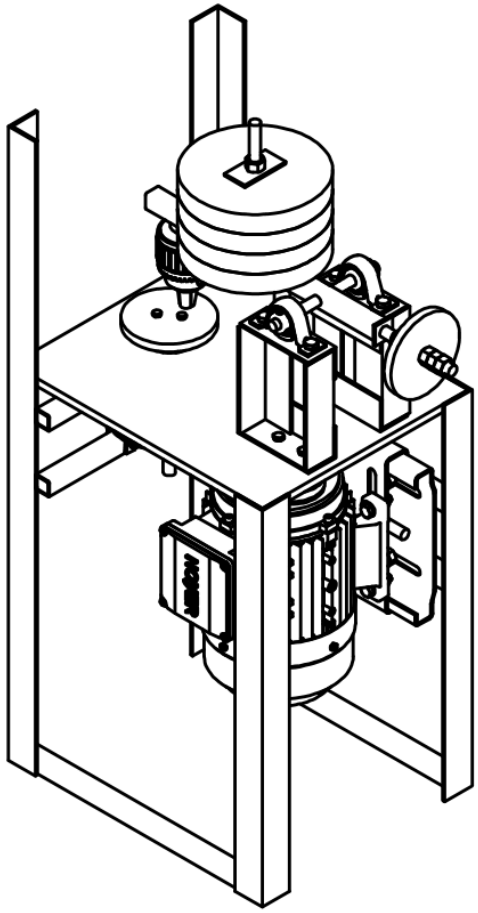
Polea 1	Polea con barreno fijo para trabajo liviano para correas en V “A” Proveedor: MASKA	[-]	L=1 3/8 [pulg] Diam. D.=2,55[pulg] Barreno=1/2[pulg] Modelo MA35 Masa=0,41[kg]	[-]	[-]	
Polea 2	Polea con barreno fijo para trabajo liviano para correas en V “A” Proveedor: MASKA	[-]	L=1 3/8 [pulg] Diam. D.=5,2[pulg] Barreno=5/8[pulg] Modelo MA53 Masa=1,13[kg]	[-]	[-]	
Correa	Correa en V A26	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]

Controlador de velocidad del motor	VDF Voltaje de entrada AC220V Potencia del motor adaptable: hasta 750 W. Capacidad de corriente de hasta 4,5[A]	[-]	85X116,35x142[mm] Modelo M1000-0.7G-2S-B	[-]	[-]	

Partes sistema mecánico pin on disk						
Accesorios						
Nombre	Descripción	Tipo de material	Dimensiones y masa	Tipo de mecanizado	Máquinas utilizadas	Imagen
Pesos	Pesos metálicos de mancuerna 2,5[kg]	[-]	Masa=2,5x4[kg]	[-]	[-]	Catálogo

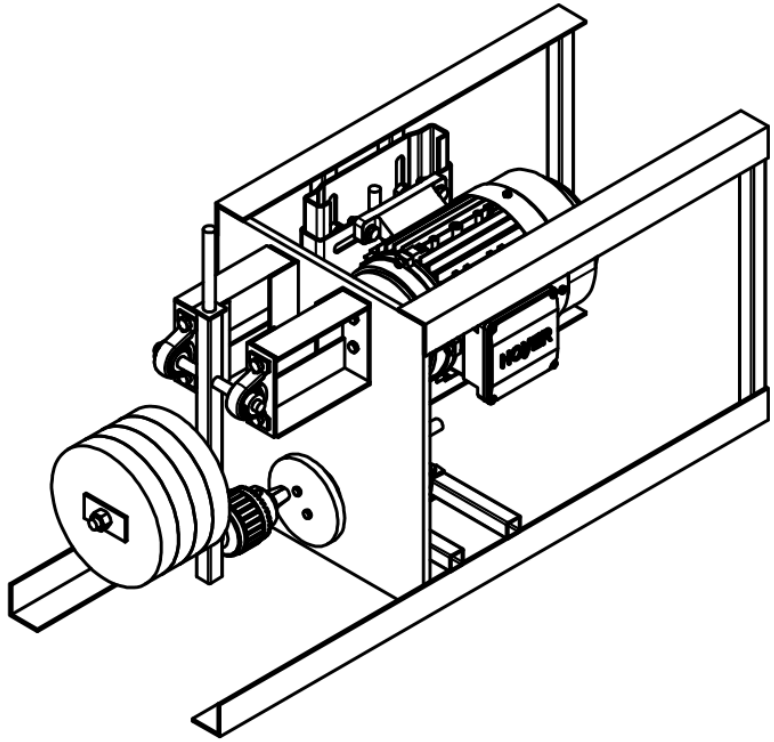
Patrón	Se coloca debajo del brazo principal para ajustar el pin Plano 23.	A36	Ø12,7x152,1[mm] Masa=0,15[kg]	[-]	[-]	
Contrapeso (1/3)	Balancea el brazo principal en la posición horizontal	[-]	Ø100x10[mm] Masa=0,5[kg] Perforación Ø12[mm]	[-]	[-]	Catálogo
Tuercas contrapeso horizontal (2;3/3)	Afirma el contrapeso en su lugar	[-]	M 12x1,75 Masa=0,017[kg]	[-]	[-]	Catálogo

- **Anexo B: Planos de construcción**



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha	Escala
Nicolas Robles A.					24-04-2020	0,15:1

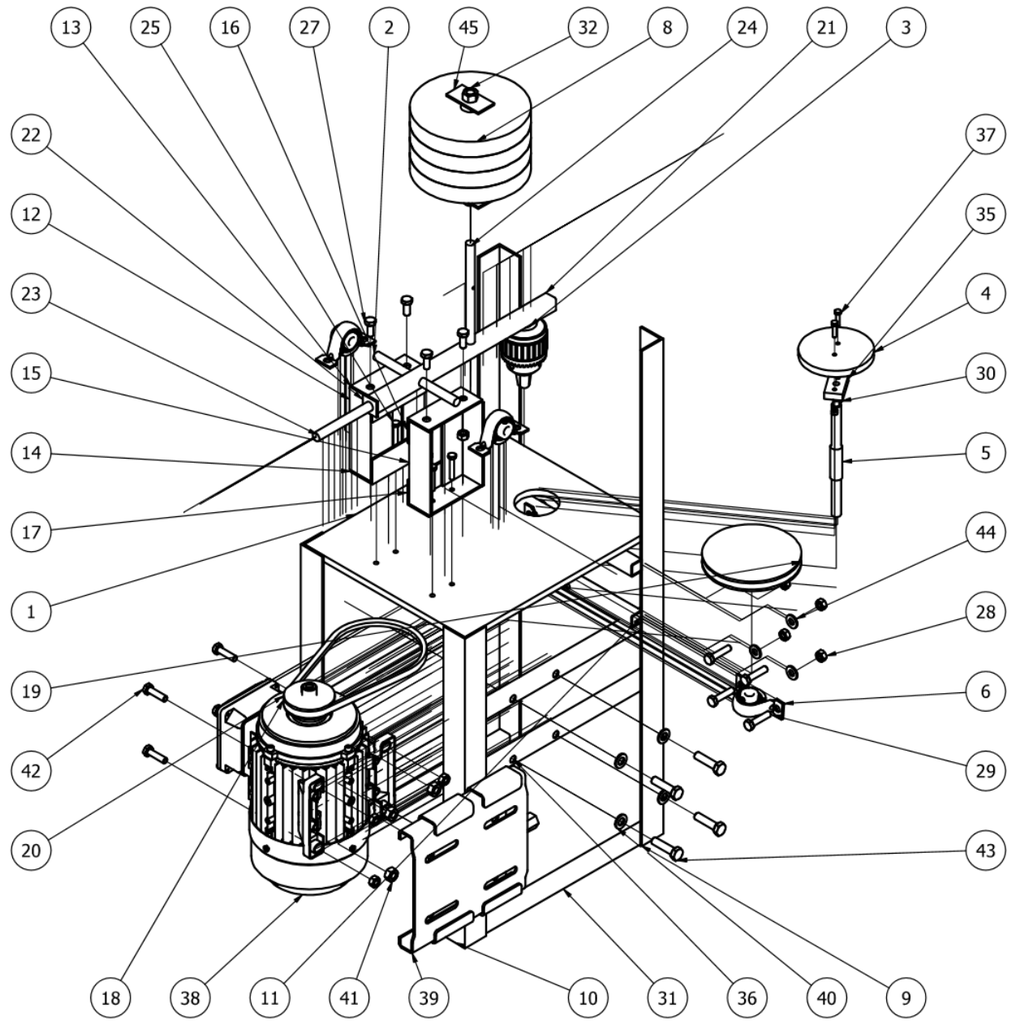
Universidad Técnica Federico Santa María	Pin on Disk posición horizontal		
	Plano 01	Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha	Escala
Nicolas Robles A.					24-04-2020	0,15:1
Universidad Técnica Federico Santa María				Pin on Disk posición vertical		
				Plano 02	Edición	Hoja 1 / 1

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Mesa	
2	1	Eje brazo principal	Hecho a partir de barra 16[mm]
3	1	Mandril	Cátalogo
4	1	Disco	
5	1	Eje motor	Hecho a partir de barra 16[mm]
6	4	P 12 TF	Cátalogo
7	1	Soporte peso vertical	Hecho a partir de barra 16[mm]
8	4	peso	Cátalogo
9	2	pata larga en v	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
10	2	pata corta en v	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
11	2	soporte patas-eje	Hecho a partir de perfil cuadrado 20x20x2[mm]
12	2	soporte en v side	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
13	1	Soporte en v top	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
14	1	Soporte en v bot	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
15	2	soporte en v side_MIR	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
16	1	Soporte en v top_MIR	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
17	1	Soporte en v bot_MIR	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
18	2	Correa trapezoidal	Cátalogo
19	2	Polea ranurada1	Cátalogo
20	2	Polea ranurada2	Cátalogo
21	1	brazo principal final	Hecho a partir de perfil cuadrado 20x20x2[mm]
22	1	tapa brazo principal	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]
23	1	eje balanceo	Hecho a partir de barra 12.7[mm]
24	1	soporte peso horizontal	Hecho a partir de barra 12.7[mm]
25	4	AS 1110 - M6 x 35	Cátalogo
26	4	AS 1112 - M6 Tipo 5	Cátalogo
27	4	AS 1110 - M8 x 20	Cátalogo
28	13	AS 1112 - M8 Tipo 5	Cátalogo
29	4	AS 1110 - M8 x 35	Cátalogo
30	2	AS 1112 - M5 Tipo 5	Cátalogo
31	2	Soporte patas-eje1	Hecho a partir de perfil cuadrado 20x20x2[mm]
32	8	AS 1112 - M12 Tipo 5	Cátalogo
33	1	Soporte peso horizontal 2	Hecho a partir de perfil cuadrado 20x20x2[mm]
34	1	Contrapeso horizontal	
35	1	Conector eje-disco	
36	2	Soporte base tensora	Hecho a partir de perfil cuadrado 20x20x2[mm]
37	2	AS 1110 - M5 x 20	Cátalogo
38	1	Motor AC 220V	Cátalogo
39	1	Base tensora	Cátalogo
40	4	ANSI B18.22M - 10 N	Cátalogo
41	4	AS 1112 - M10 Tipo 5	Cátalogo
42	4	AS 1110 - M8 x 30	Cátalogo
43	4	AS 1110 - M10 x 40	Cátalogo
44	4	ANSI B18.22M - 8 N	Cátalogo
45	2	placa aseguramiento pesos	Hecho a partir de perfil en V 40x40x3[mm]



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha	Escala
Nicolas Robles A.					24-04-2020	1:5

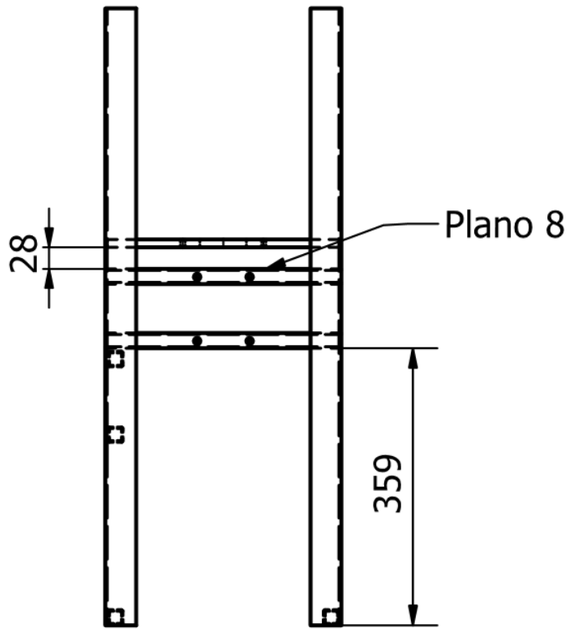
Universidad Técnica Federico Santa María

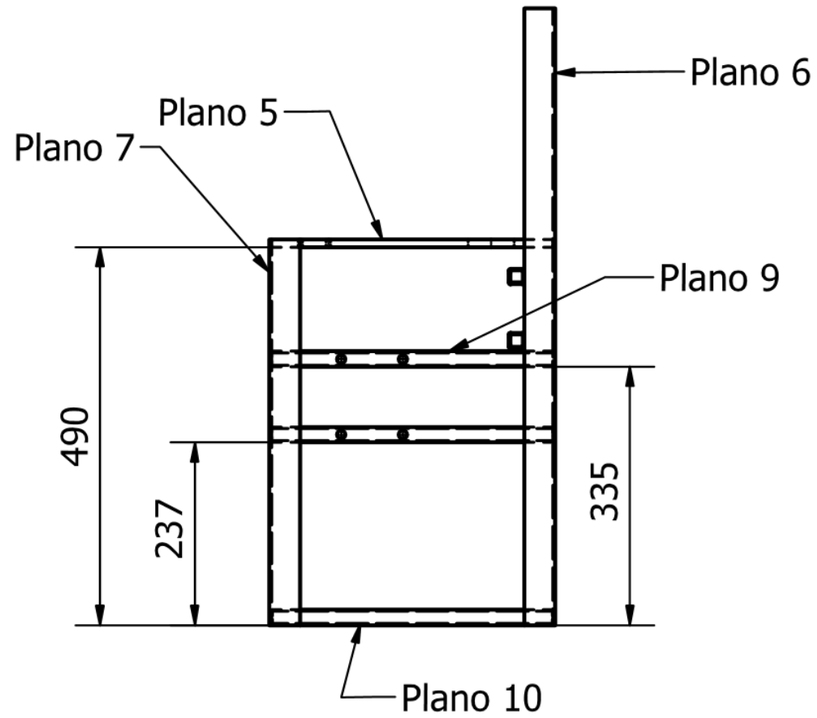
Explosionado Pin on Disk

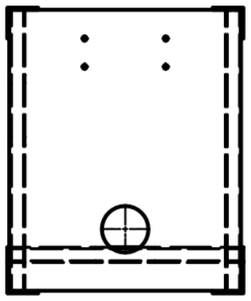
Plano 03

Edición

Hoja 1 / 1



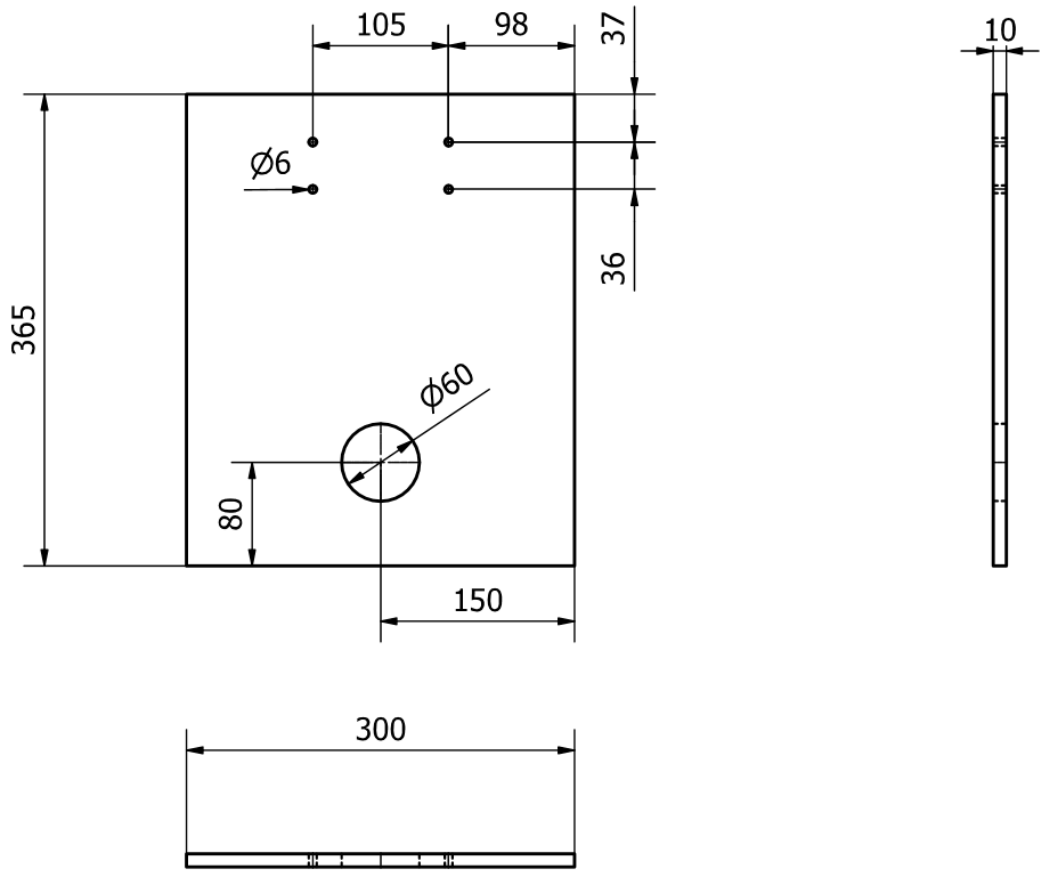




Se recomienda usar soldadura TIG con la varilla
70S-6 de 1/16" (catálogo Indura).
Soldar todo el perímetro permitido.

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	14-04-2020	1:10

Universidad Técnica Federico Santa María	Bancada		
	Plano 04	Edición 1	Hoja 1 / 1

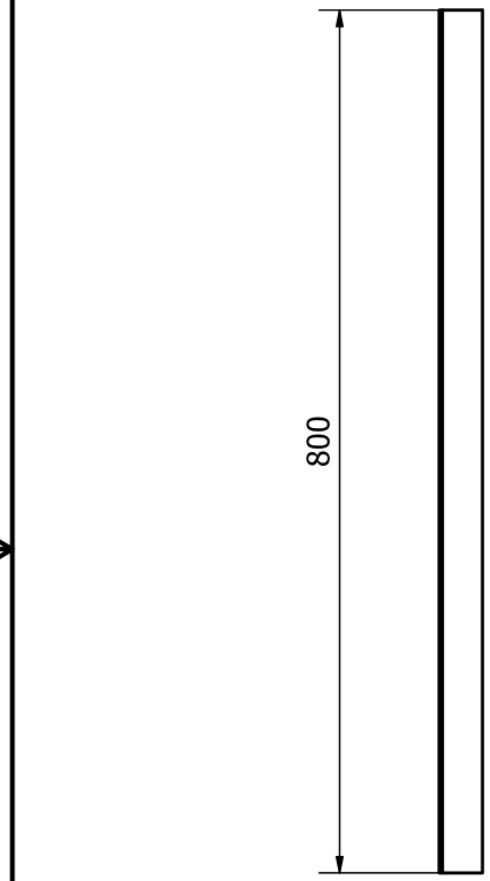


N8 Para todas las superficies

Material: Acero

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	14-04-2020	1:5

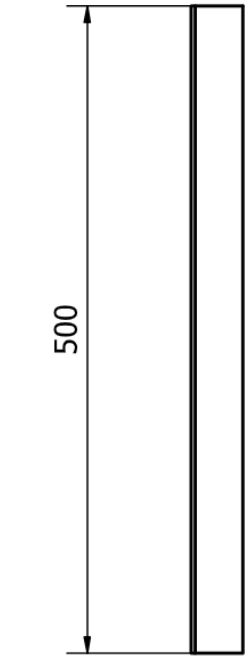
Universidad Técnica Federico Santa María	Mesa		
	Plano 05	Edición 1	Hoja 1 / 1



Perfil 40x40x3 [mm] Ángulo laminado
Material: Acero

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	14-04-2020	1:6

Universidad Técnica Federico Santa María	Pata larga en V		
	Plano 06	Edición 1	Hoja 1 / 1

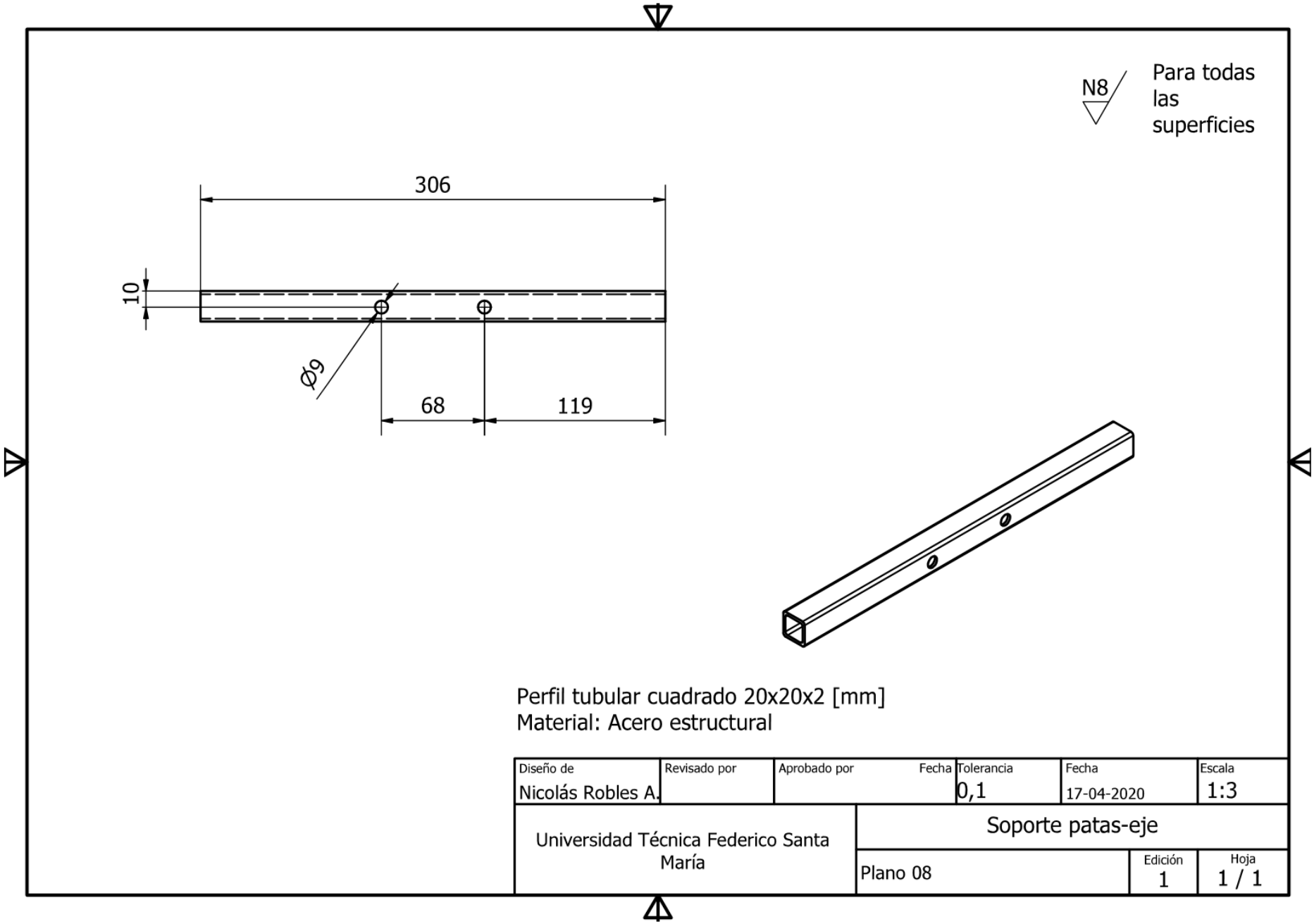


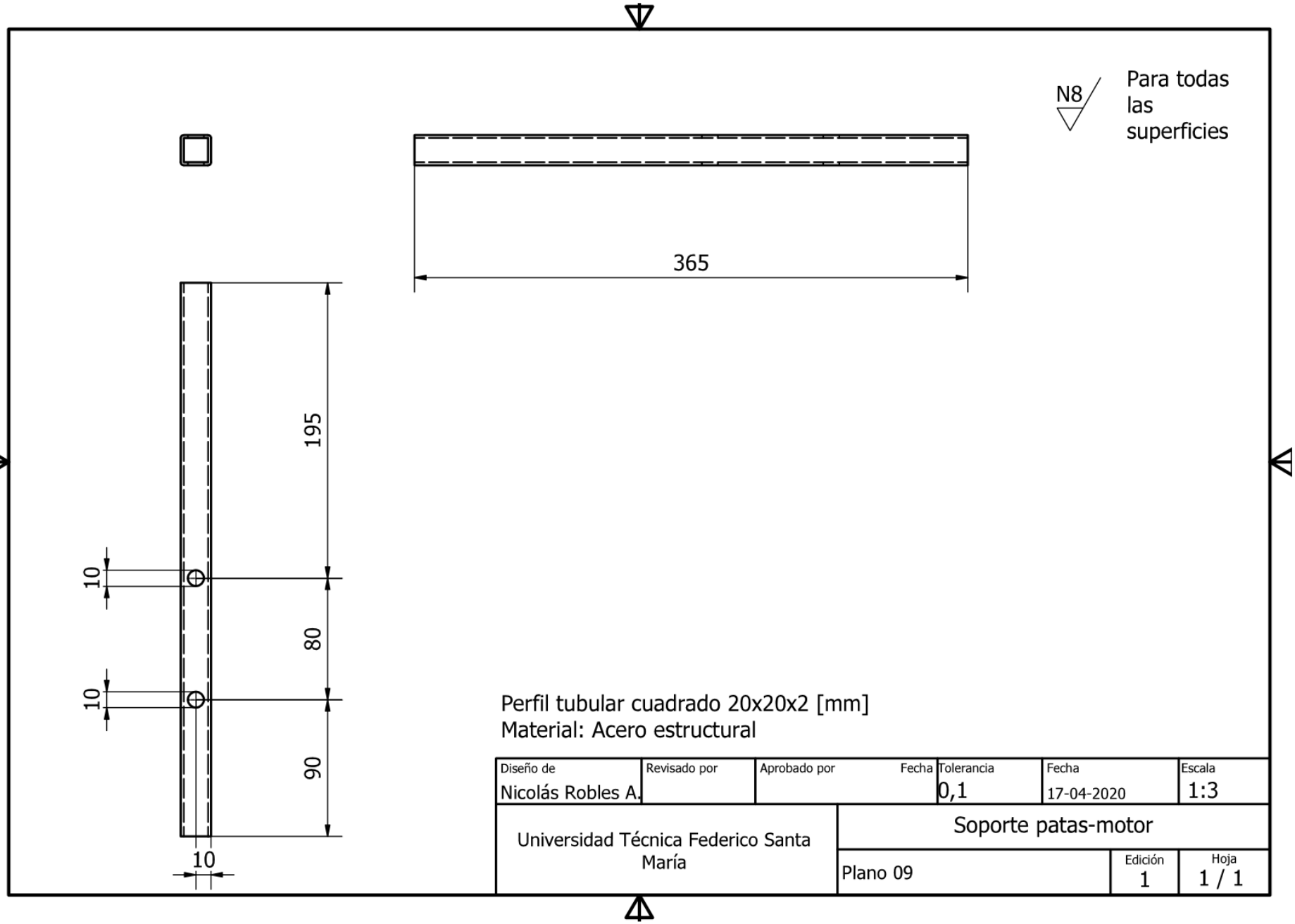
N8 Para todas las superficies

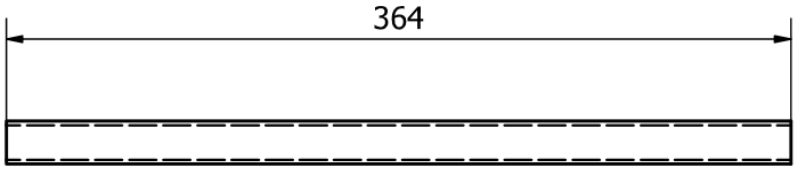
Perfil 40x40x3 [mm] Ángulo laminado
Material: Acero

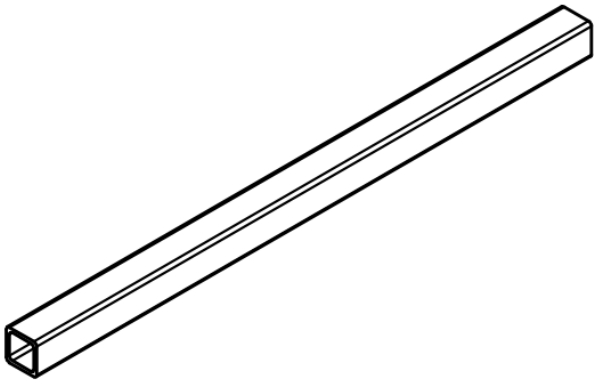
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	17-04-2020	1:5

Universidad Técnica Federico Santa María	Pata corta en V		
	Plano 07	Edición 1	Hoja 1 / 1


N8
Para todas las superficies
306
10
Ø9
68
119
Perfil tubular cuadrado 20x20x2 [mm]
Material: Acero estructural
Diseño de
Nicolás Robles A.
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Tolerancia
0,1
Fecha
17-04-2020
Escala
1:3
Universidad Técnica Federico Santa María
Soporte patas-eje
Plano 08
Edición
1
Hoja
1 / 1


N8
Para todas las superficies
365
195
80
90
10
10
10
Perfil tubular cuadrado 20x20x2 [mm]
Material: Acero estructural
Diseño de
Nicolás Robles A.
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Tolerancia
0,1
Fecha
17-04-2020
Escala
1:3
Universidad Técnica Federico Santa María
Soporte patas-motor
Plano 09
Edición
1
Hoja
1 / 1



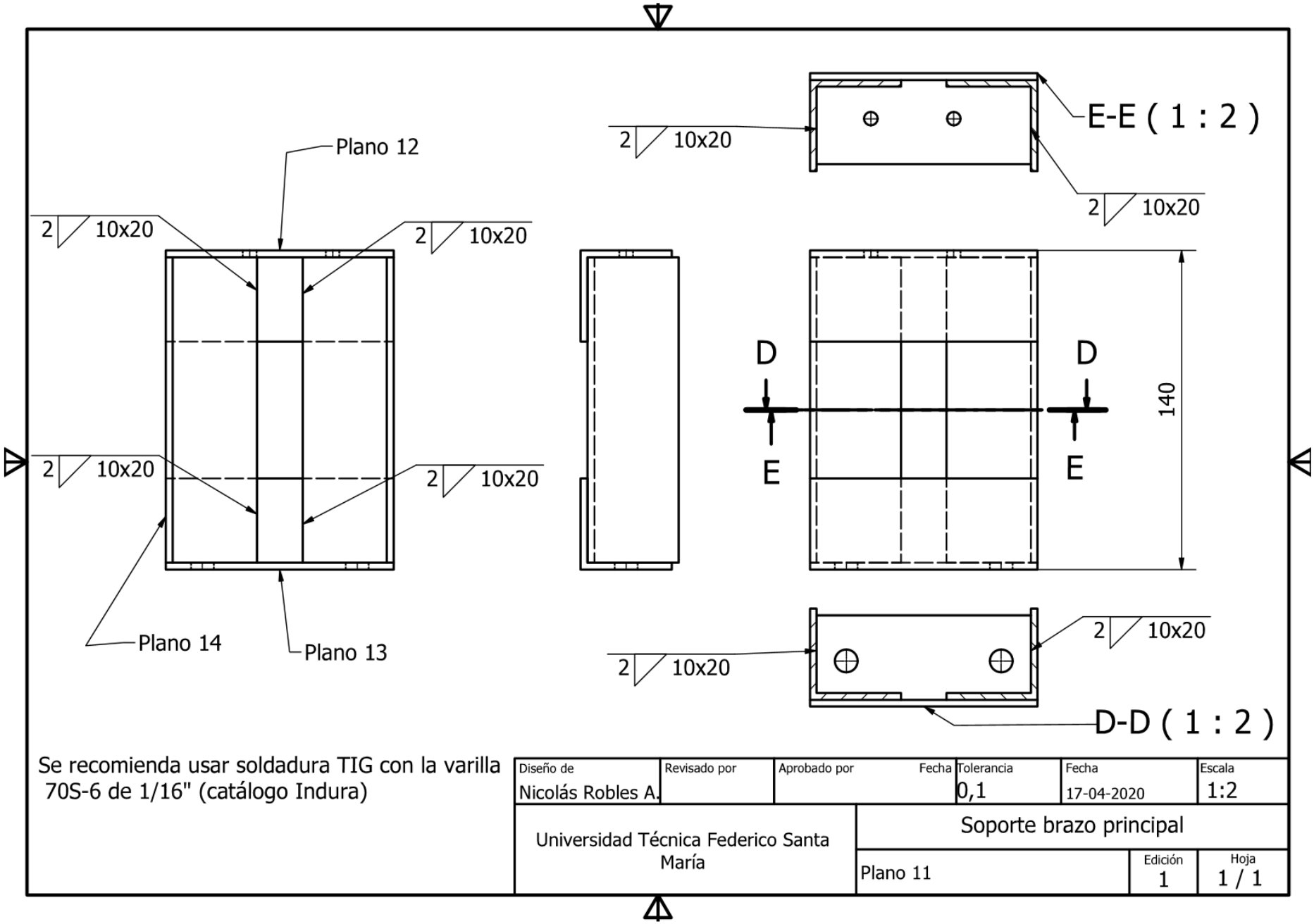


N8 Para todas las superficies

Perfil tubular cuadrado 20x20x2 [mm]
Material: Acero estructural

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	17-04-2020	1:3

Universidad Técnica Federico Santa María	Soporte patas-patas		
	Plano 10	Edición 1	Hoja 1 / 1

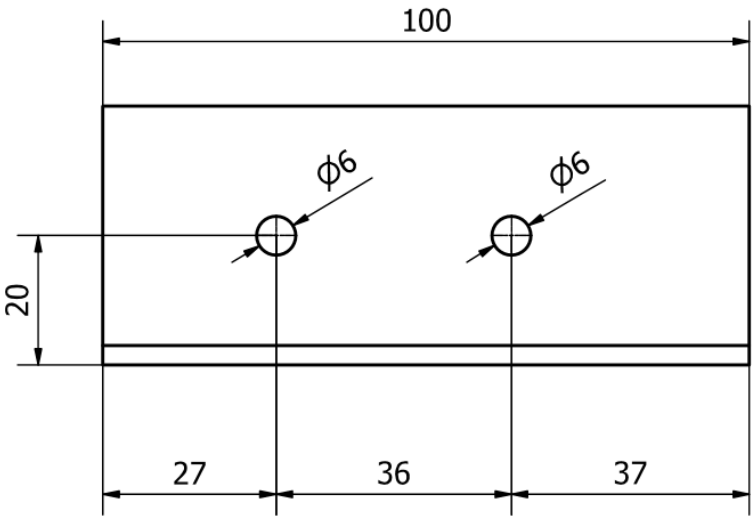


Se recomienda usar soldadura TIG con la varilla 70S-6 de 1/16" (catálogo Indura)

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	17-04-2020	1:2

Universidad Técnica Federico Santa María	Soporte brazo principal		
	Plano 11	Edición 1	Hoja 1 / 1

N8 Para todas las superficies

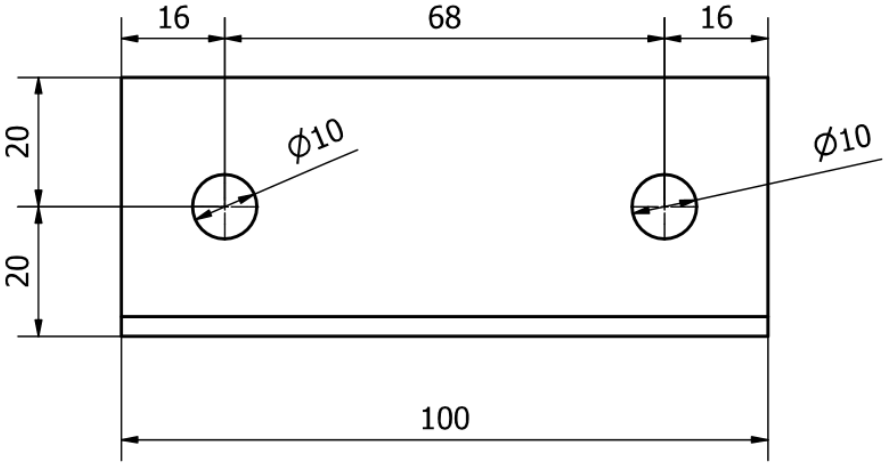


Perfil 40x40x3 [mm] Ángulo laminado
Material: Acero

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	17-04-2020	1:1

Universidad Técnica Federico Santa María	Viga inferior soporte en V		
	Plano 12	Edición 1	Hoja 1 / 1

N8 Para todas las superficies

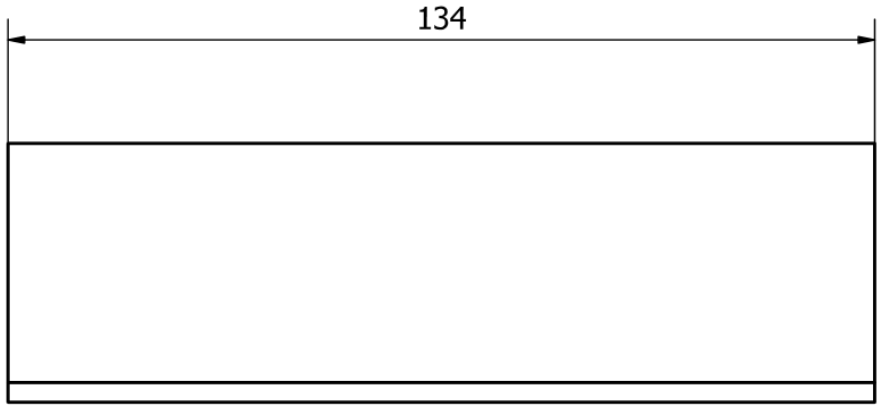


Perfil 40x40x3 [mm] Ángulo laminado
Material: Acero

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	17-04-2020	1:1

Universidad Técnica Federico Santa María	Viga superior soporte en V		
	Plano 13	Edición 1	Hoja 1 / 1

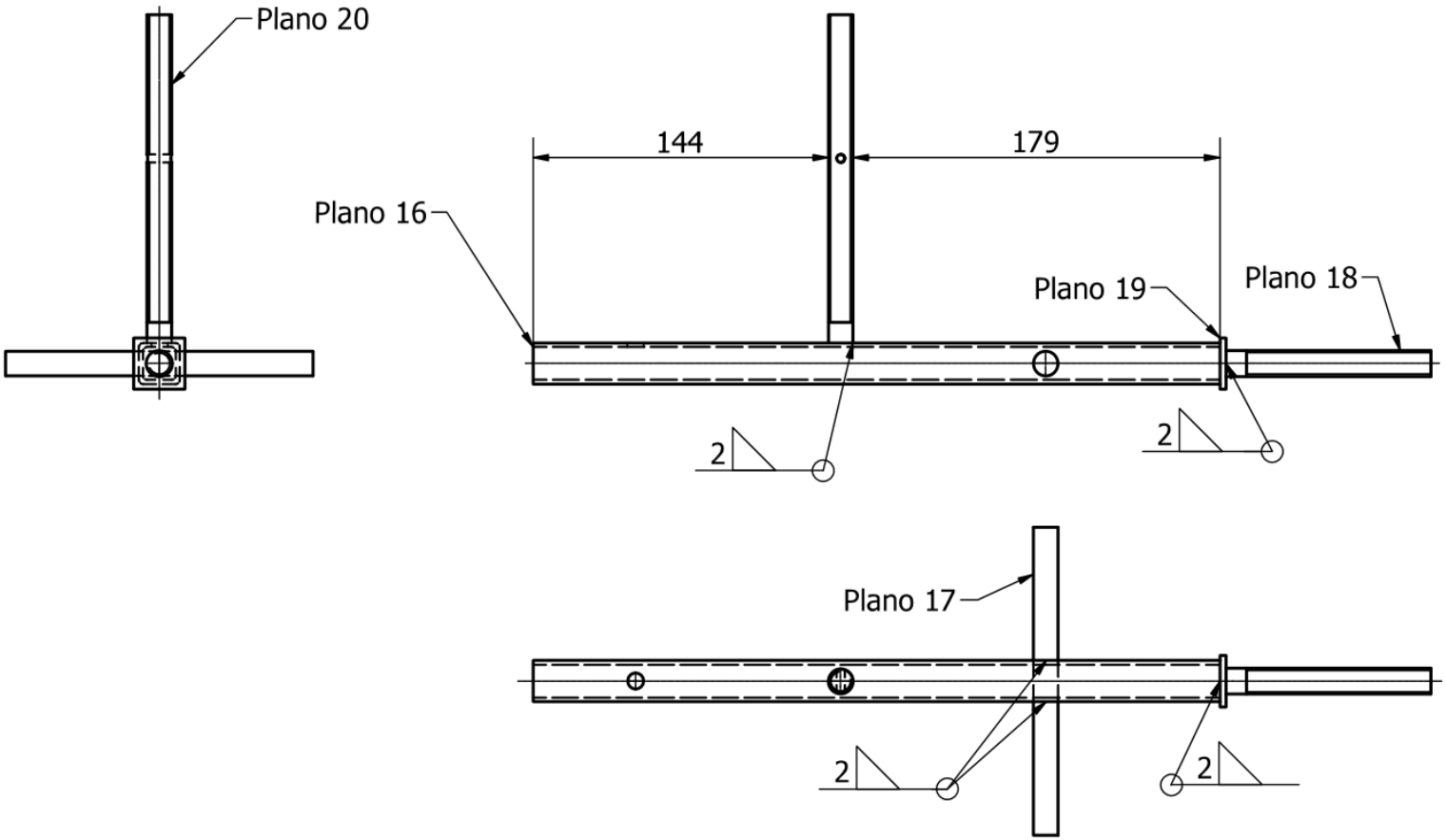
N8 Para todas las superficies



Perfil 40x40x3 [mm] Ángulo laminado
Material: Acero

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	17-04-2020	1:1

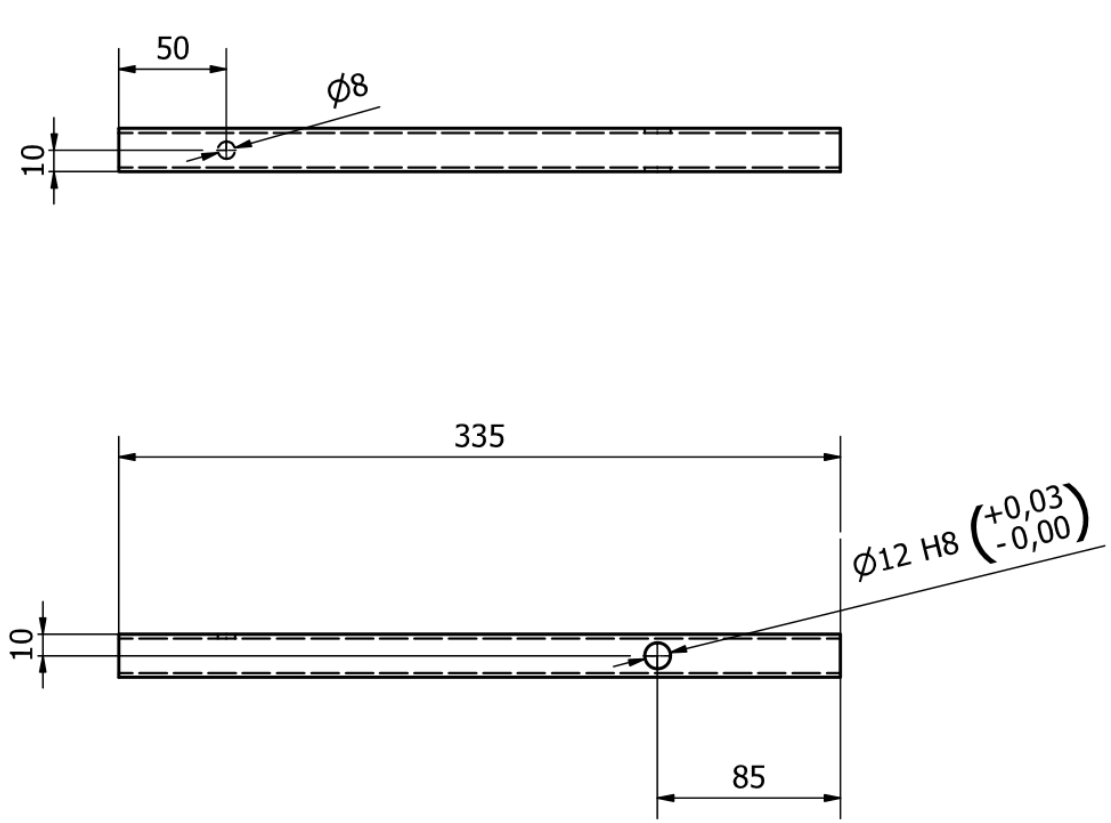
Universidad Técnica Federico Santa María	Columna lateral soporte en V		
	Plano 14	Edición 1	Hoja 1 / 1



Se recomienda usar soldadura TIG con la varilla 70S-6 de 1/16" (catálogo Indura)

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	18-04-2020	1:3

Universidad Técnica Federico Santa María	Brazo principal		
	Plano 15	Edición 1	Hoja 1 / 1

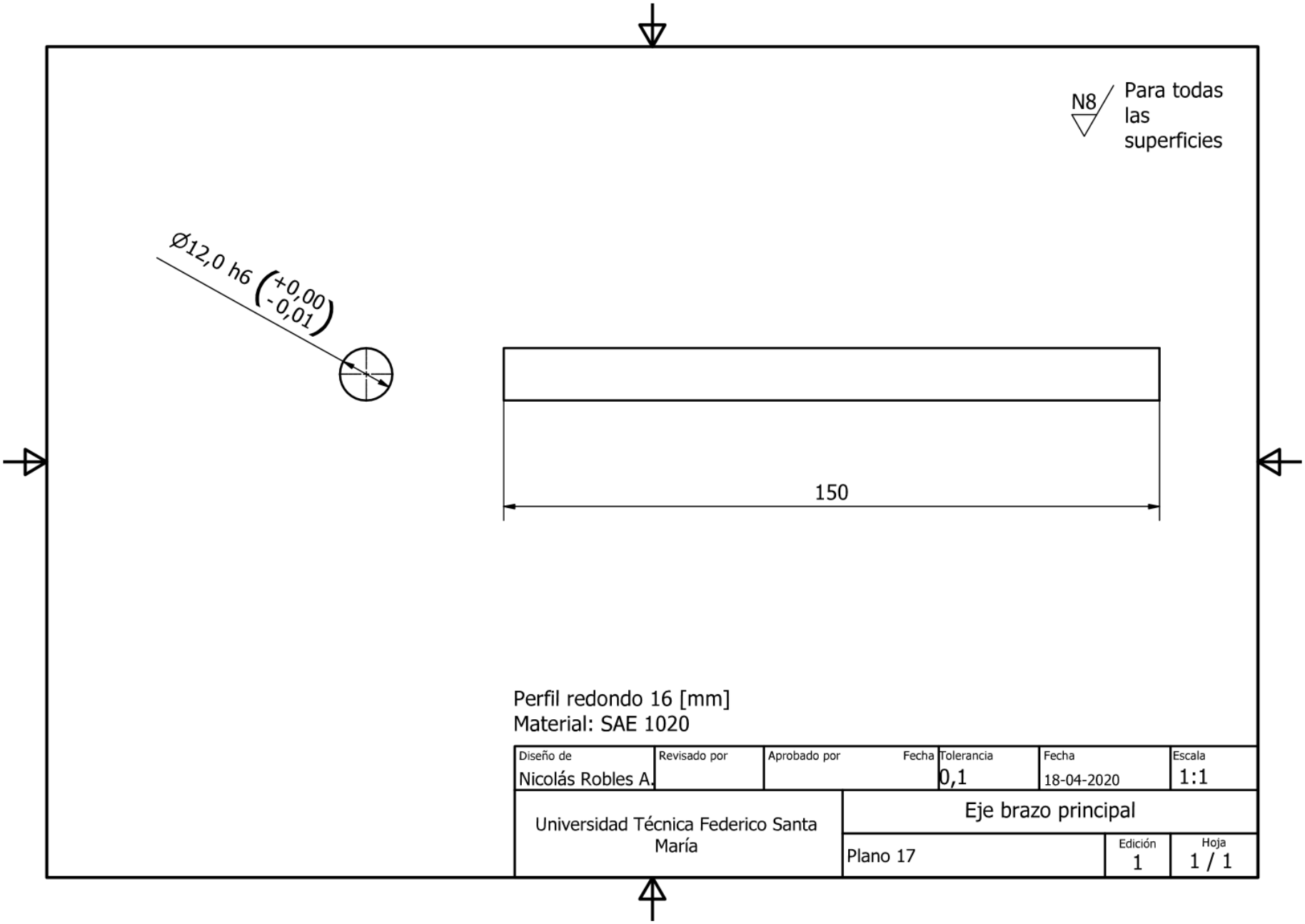


N8 Para todas las superficies externas

Perfil tubular cuadrado 20x20x2 [mm]
Material: Acero estructural

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	18-04-2020	1:3

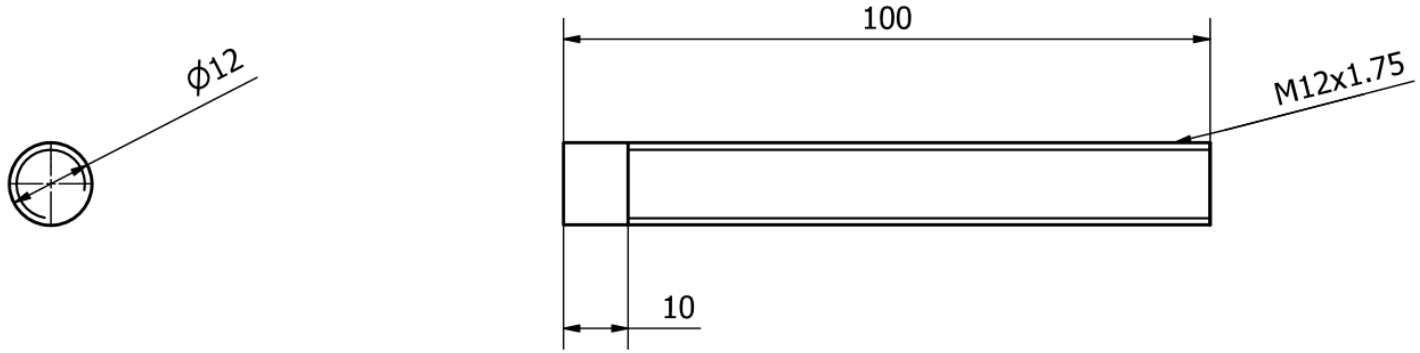
Universidad Técnica Federico Santa María	Estructura brazo principal		
	Plano 16	Edición 1	Hoja 1 / 1



Perfil redondo 16 [mm]
Material: SAE 1020

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	18-04-2020	1:1

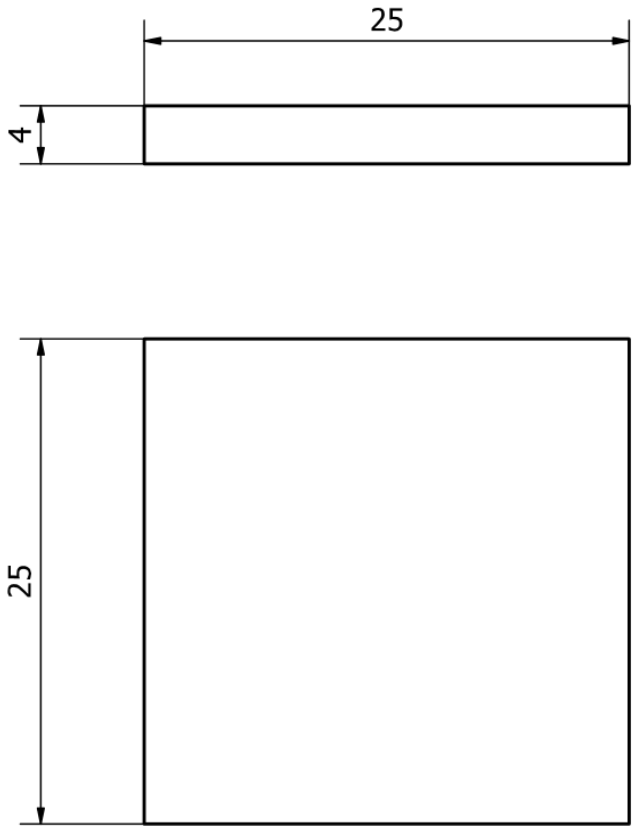
Universidad Técnica Federico Santa María	Eje brazo principal		
	Plano 17	Edición 1	Hoja 1 / 1



Perfil redondo 16 [mm]
Material: SAE 1020

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	18-04-2020	1:1

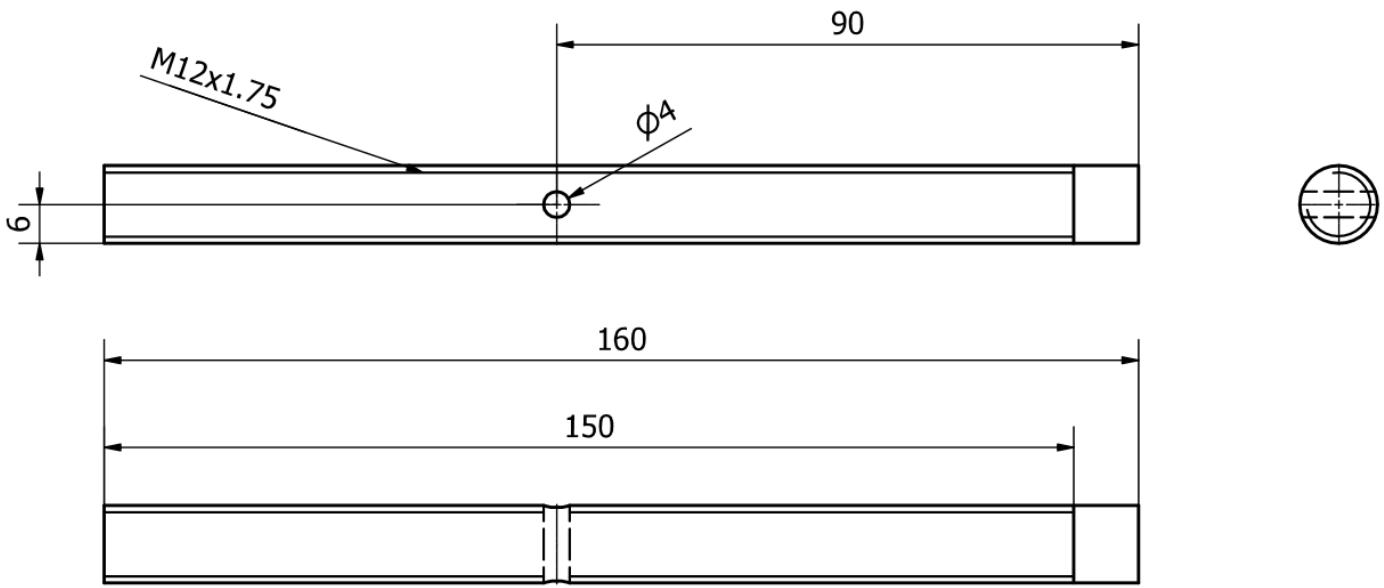
Universidad Técnica Federico Santa María	Eje contrapeso		
	Plano 18	Edición 1	Hoja 1 / 1



N8 Para todas las superficies

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	18-04-2020	3:1

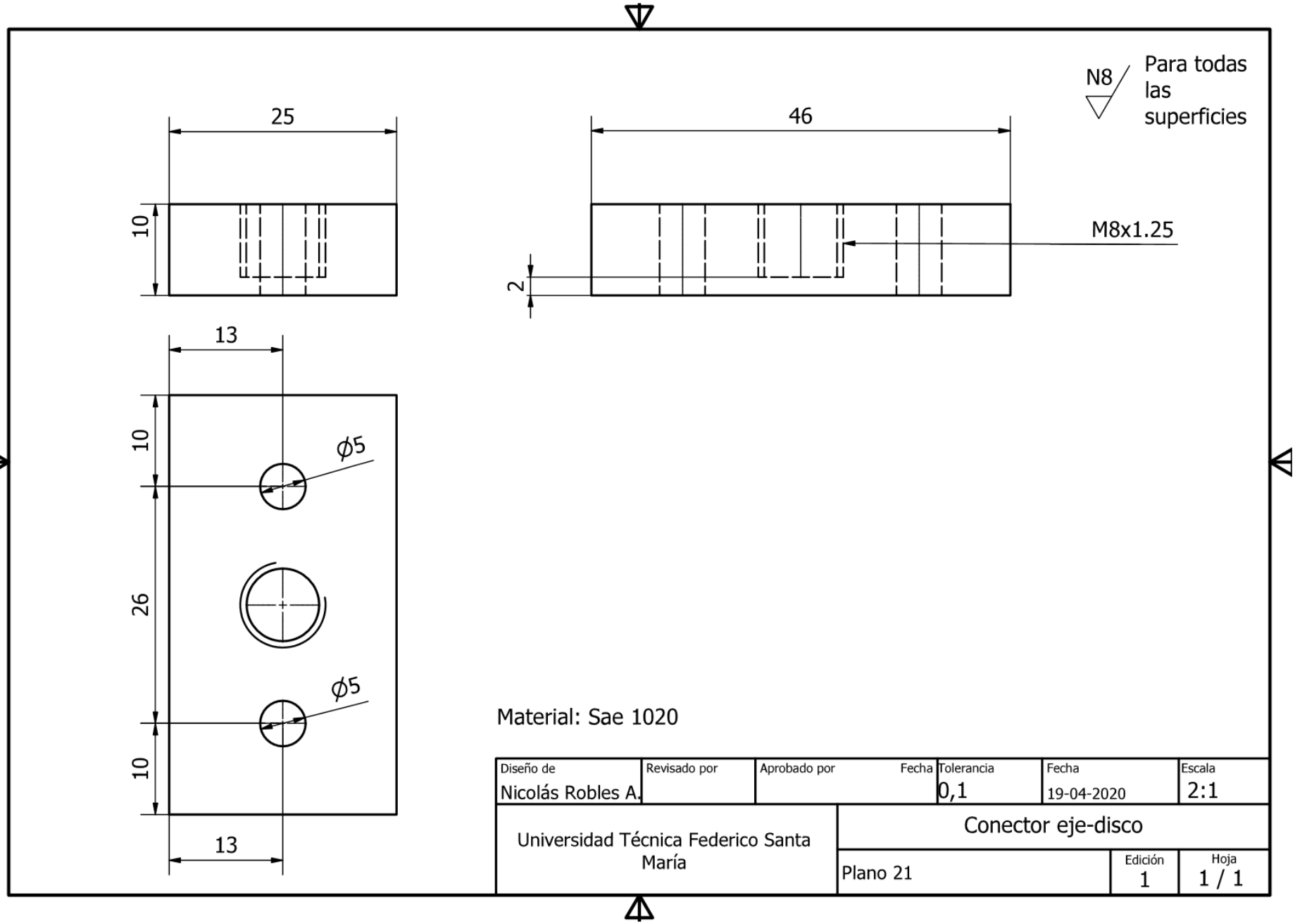
Universidad Técnica Federico Santa María	Tapa brazo principal		
	Plano 19	Edición 1	Hoja 1 / 1

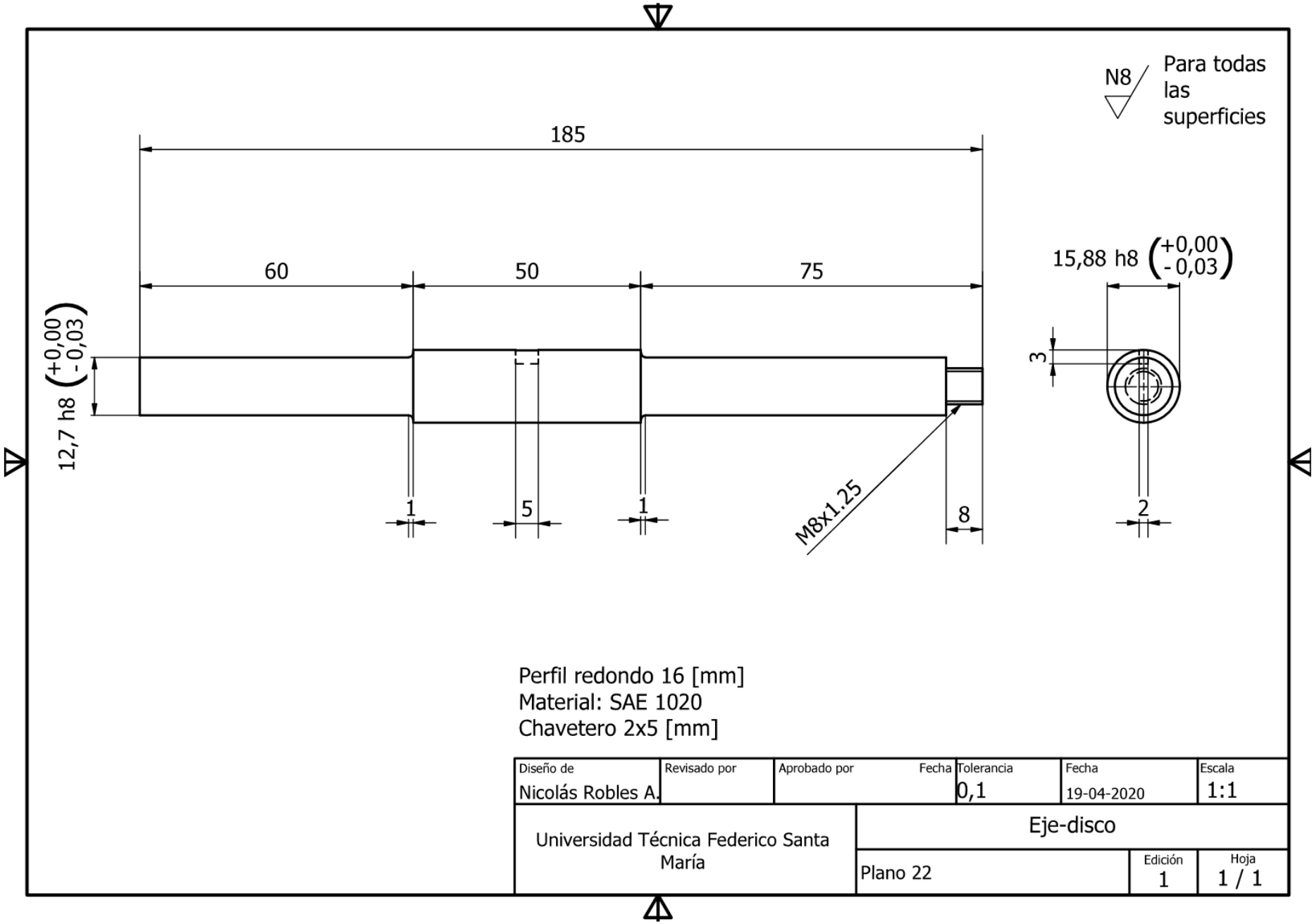


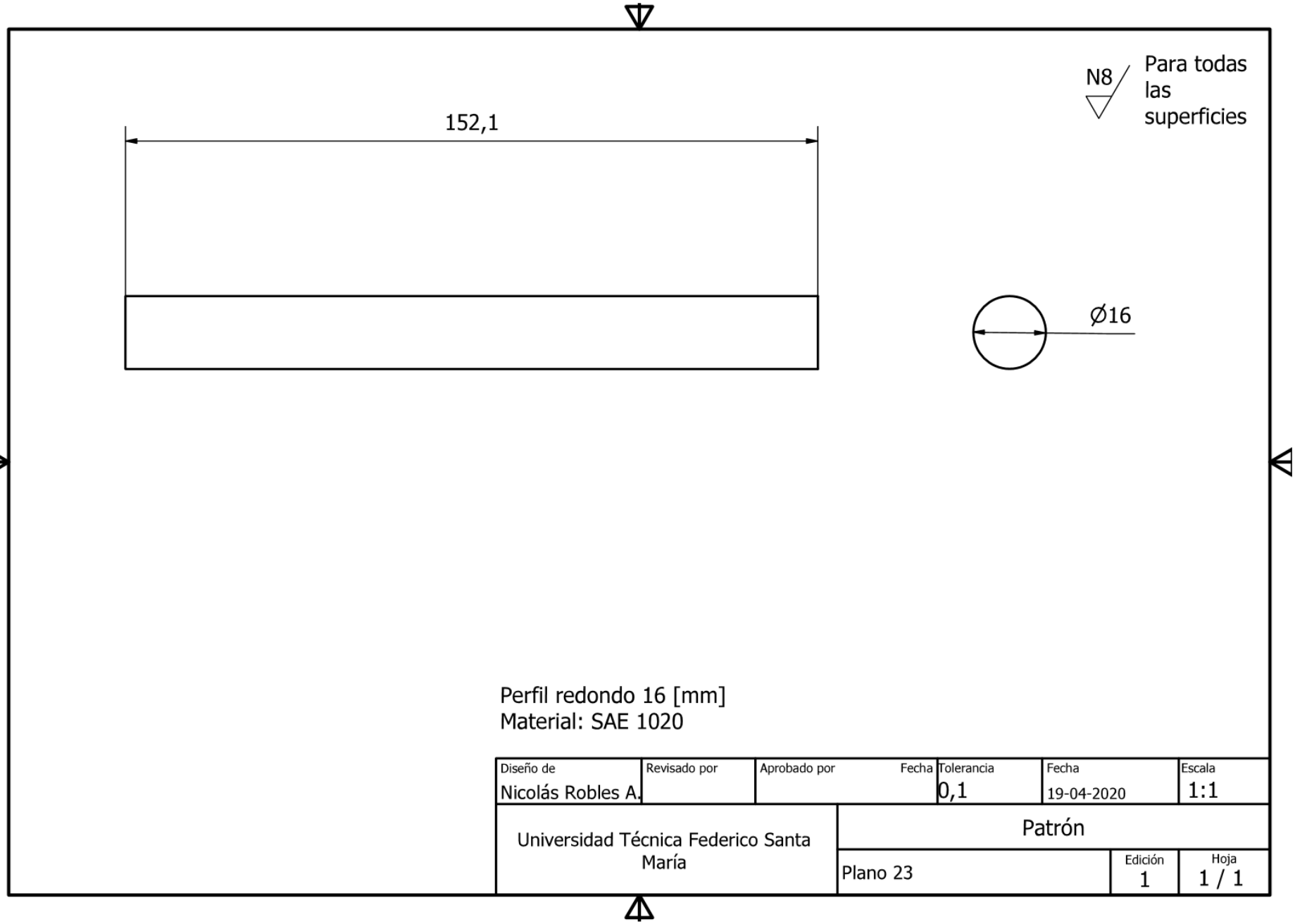
Perfil redondo 16 [mm]
Material: SAE 1020

Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Tolerancia	Fecha	Escala
Nicolás Robles A.				0,1	18-04-2020	1:1

Universidad Técnica Federico Santa María	Soporte peso horizontal		
	Plano 20	Edición 1	Hoja 1 / 1


N8
Para todas las superficies
25
46
10
M8x1.25
2
13
10
Ø5
26
Ø5
10
13
Material: Sae 1020
Diseño de
Nicolás Robles A.
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Tolerancia
0,1
Fecha
19-04-2020
Escala
2:1
Universidad Técnica Federico Santa María
Conector eje-disco
Plano 21
Edición
1
Hoja
1 / 1


N8
Para todas las superficies
185
60
50
75
12,7 h8 (+0,00 -0,03)
15,88 h8 (+0,00 -0,03)
3
1
5
1
M8x1.25
8
2
Perfil redondo 16 [mm]
Material: SAE 1020
Chavetero 2x5 [mm]
Diseño de
Nicolás Robles A.
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Tolerancia
0,1
Fecha
19-04-2020
Escala
1:1
Universidad Técnica Federico Santa María
Eje-disco
Plano 22
Edición
1
Hoja
1 / 1


N8
Para todas las superficies
152,1
Ø16
Perfil redondo 16 [mm]
Material: SAE 1020
Diseño de
Nicolás Robles A.
Revisado por
Aprobado por
Fecha
Tolerancia
0,1
Fecha
19-04-2020
Escala
1:1
Universidad Técnica Federico Santa María
Patrón
Plano 23
Edición
1
Hoja
1 / 1