

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

Diseño de una máquina rotadora de tubos para soldadura circunferencial  
por arco sumergido en una empresa metalmecánica

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Edison Nicolás Contreras Herrera

Kevin Arturo Maldonado Bajaña

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

Año: 2022

## **DEDICATORIA**

Este proyecto lo dedico a mi familia por todo el apoyo que me han dado durante estos eternos años. Pero en especial a los grandes amigos que he conocido durante mi vida como estudiante.

**Edison Nicolás Contreras Herrera**

Este proyecto lo dedico a mi familia. A mi madre que me apoyó en todo momento, a mi padre que pese a la distancia me ha sabido guiar y aconsejar para ser lo que soy ahora. Mi hermana incondicional que junto a su esposo me han impulsado a llegar cada vez más lejos. A mi novia que ha estado ahí en cada momento, en cada fracaso y cada logro. Este esfuerzo va dedicado a ustedes y a Dios.

**Kevin Arturo Maldonado Bajaña**

## **AGRADECIMIENTOS**

A aquellas personas que cambiaron mi manera de ver el mundo.

**Edison Nicolás Contreras Herrera**

Agradezco a Dios por su guía a lo largo de este proceso, a mi familia que me apoyó en cada momento, a los profesores con sus palabras de ánimo y sus enseñanzas, a mi novia por ser pilar fundamental en mi crecimiento, sus palabras oportunas en momentos de necesidad.

**Kevin Arturo Maldonado Bajaña**

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; **Kevin Arturo Maldonado Bajaña y Edison Nicolás Contreras Herrera** y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

  
Kevin Arturo  
Maldonado Bajaña

  
Edison Nicolás  
Contreras Herrera

# EVALUADORES

.....  
**Ph. D. Miguel Quilambaqui**

PROFESOR DE LA MATERIA

.....  
**Ph. D. Mayken Espinoza**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El proyecto tuvo como propósito, el diseño de una máquina rotadora de tubos para soldadura circunferencial con el fin de optimizar los tiempos de fabricación. Para seleccionar la alternativa se realizó una matriz de decisión con los criterios: alineación de tubo, costos, seguridad, mantenimiento, facilidad de operación y manufactura. Bajo recomendaciones de la norma AWS D1.1 y catálogo Indura se diseñó completar la idea usando la mayor capacidad requerida por el cliente, 5000 mm de diámetro, 30 ton y velocidad de rotación ideal de 0.9 m/min. Para la máquina se seleccionó un motor reductor de torque 268 N\*m, que moverá al eje motriz, a la rueda y al tubo apoyado en otras siete ruedas, este conjunto se replica a cierta distancia para alinearlos. Una vez obtenido el diseño, se escogió un variador de frecuencia para poder utilizar la máquina con cargas más pequeñas. La validación del diseño fue mediante elementos finitos bajo carga estática, donde se obtuvo que el eje motriz tuvo un esfuerzo y deformación máxima de 184 MPa y 0.05 mm respectivamente, transmitido a una cuña que será el elemento crítico con factor de seguridad mínimo de 1.2, de manera que, si se excede la carga, lo primero en fallar será la cuña y no otro elemento con mayor valor. En el análisis de costos se determinó un valor de construcción estimado de \$4,677.66, este representa un ahorro significativo para la empresa, en comparación a adquirirlo en el exterior, donde el costo ronda los \$12,000.

**Palabras clave:** motor reductor, torque, eje motriz, soldadura, cuña.

## **ABSTRACT**

*The purpose of this project is to design a pipe welding rotator machine in order to optimize manufacturing times. To select the alternative, a decision matrix makes with the following criteria: pipe alignment, costs, safety, maintenance, ease of operation and manufacturing. Under the recommendations of the AWS D1.1 standard and the Indura catalog, the design was made using the largest capacity required by the client, 5000 mm diameter, 30 ton and ideal rotation speed of 0.9 m/min. A 268 Nm torque reduction motor was selected for the machine, which will move the drive shaft, the wheel and the pipe supported by seven other wheels, this set is replicated at a certain distance to align it. Once the design was obtained, a frequency variator was chosen to be able to use the machine with smaller loads. The design was validated by means of finite elements under static load, where it was obtained that the drive shaft has a maximum stress and deformation of 184 MPa and 0.05 mm respectively, transmitted to a shaft key that will be the critical element with a minimum safety factor of 1.2, so that if the load is exceeded, the first thing to fail will be the shaft key and not another element with a higher value. The cost analysis gave an estimated construction cost of \$4,677.66, this is lower in comparison to what the machine can produce and the taxes of importation by one of these, since it is not available locally.*

**Keywords:** gear reducer motor, torque, drive shaft, welding, shaft key.

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
ÍNDICE DE PLANOS.....	XI
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Definición del Problema.....	1
1.2 Justificación del proyecto.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico.....	2
1.4.1 Normativa de fabricación de tubos.....	2
1.4.2 Corte de virolas.....	2
1.4.3 Rolado de virolas.....	3
1.4.4 Soldado de virolas.....	4
1.4.5 Armado del tubo.....	5
1.4.6 Soldadura circunferencial del tubo.....	5
1.4.7 Control de calidad.....	6
1.4.8 Soldadura de arco sumergido.....	7
1.4.9 Selección de material base y material de aporte para juntas soldadas.....	9



CAPÍTULO 2.....	11
2. METODOLOGÍA.....	11
2.1 Procedimiento .....	11
2.2 Requerimientos de diseño.....	11
2.2.1 Materiales .....	11
2.2.2 Espacio .....	11
2.2.3 Capacidad.....	12
2.3 Análisis y selección de Solución.....	12
2.3.1 Alineación al tubo.....	12
2.3.2 Costo .....	12
2.3.3 Seguridad .....	12
2.3.4 Mantenimiento .....	12
2.3.5 Facilidad de operación.....	12
2.3.6 Manufactura .....	13
2.3.7 Alternativas .....	13
2.4 Diseño de forma .....	16
2.5 Diseño conceptual.....	18
2.5.1 Diseño de ejes .....	19
2.5.2 Selección de rodamientos.....	24
2.5.3 Diseño de la base de piso.....	26
2.5.4 Diseño del soporte rotatorio de rodillos.....	27
2.6 Selección del motor reductor.....	27
CAPÍTULO 3.....	29
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	29
3.1 Eje motriz .....	29
3.2 Soporte rotatorio de rodillos .....	32
3.3 Base de piso.....	33

3.3.1	Carga y diámetro máximo.....	34
3.3.2	Carga máxima cuando apoya solo en los rodillos internos .....	35
3.4	Rodillos.....	36
3.5	Motor reductor .....	37
3.6	Diseño final.....	38
3.6	Análisis económico.....	39
CAPÍTULO 4.....		41
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	41
4.1	Conclusiones.....	41
4.2	Recomendaciones.....	42
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICE		

## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
NACE	National Association of Corrosion Engineer
AWS	American Welding Society
FCAW	Flux Core Arc Welding
GMAW	Gas Metal Arc Welding
SAW	Sumerged Arc Welding
PJP	Partial Joint Penetration
CJP	Complete Joan Penetración
AISI	American Iron and Steel Institute
CAD	Dibujo asistido por computadora
$n$	Factor de seguridad
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga
$S_e'$	Límite de resistencia a la fatiga corregido
$M_a$	Momento de flexión alternante
$T_m$	Torque medio
$K_t$	Factor de concentración de esfuerzo de tensión
$K_{ts}$	Factor de concentración de esfuerzo de torsión
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzo de fatiga en tensión
$K_{fs}$	Factor de concentración de esfuerzo de fatiga en torsión
$q$	Sensibilidad de la muesca
$C_r$	Carga dinámica básica para el rodamiento.
$P_r$	Carga aplicada al rodamiento
$L_{10h}$	Vida a la fatiga expresada en horas.

## SIMBOLOGÍA

MPa	Megapascales
mm	Milímetro
kg	Kilogramo
m	Metro
s	Segundos
N	Newton
Nm	Newton metro
W	Watt
HP	Horse power / Caballos de potencia
\$	Dólares americanos

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Proceso de corte de plancha de acero. ....	3
Figura 1.2	Rolado de plancha para formar una virola. ....	4
Figura 1.3	Soldadura longitudinal de virolas por arco sumergido. ....	4
Figura 1.5	Soldadura circunferencial del tubo. ....	6
Figura 1.6	Inspección por ultrasonido de soldaduras. ....	7
Figura 1.7.	Proceso de soldadura por arco sumergido. ....	8
Figura 2.1	Procedimiento. ....	11
Figura 2.2	Alternativa de solución 1 ....	14
Figura 2.3	Alternativa de solución 2 ....	15
Figura 2.4.	Diseño considerando diámetro máximo y mínimo ....	16
Figura 2.5.	Cotas de máquina rotadora ....	16
Figura 2.6	Diámetro máximo para el cual apoya en los rodillos internos. ....	17
Figura 2.7	Esquema del diseño de máquina y sus elementos principales. ....	18
Figura 2.8	Diagrama de cuerpo libre para peso y diámetro máximo. ....	19
Figura 2.9	Diagrama de forma del eje motriz. ....	21
Figura 2.10	Diagrama de esfuerzo cortante, momento flector y torsión. ....	21
Figura 2.11	Ángulo de oscilación en cojinetes. ....	25
Figura 2.12	Diseño de forma de la base de piso ....	26
Figura 2.13	Diagrama de cuerpo libre de la base de piso ....	26
Figura 3.1	Despiece de la máquina ....	29
Figura 3.2	Deformación del eje motriz bajo carga máxima. ....	30
Figura 3.3	Esfuerzo equivalente máximo del eje motriz. ....	30
Figura 3.4	Factor de seguridad del eje motriz ....	30
Figura 3.5	Deformación del soporte rotatorio de rodillos. ....	33
Figura 3.6	Factor de seguridad del soporte rotatorio de rodillos. ....	33
Figura 3.7	Deformación de base bajo carga y diámetro máximo. ....	34
Figura 3.8	Factor de seguridad de la base bajo carga y diámetro máximo. ....	34
Figura 3.9	Deformación bajo carga máxima en rodillos internos ....	35
Figura 3.10	Factor de seguridad máximo bajo carga máxima en rodillos internos ....	35
Figura 3.11	Deformación del rodillo bajo carga máxima. ....	36
Figura 3.12	Factor de seguridad para los rodillos con carga máxima ....	36

Figura 3.13 Configuración del variador de frecuencia. ....	37
Figura 3.14 Máquina con tubo de diámetro 4500 mm .....	38
Figura 3.15. Esquema de máquina.....	38

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Parámetros recomendados para soldadura por arco sumergido .....	8
Tabla 2.1 Escala de importancia para comparación entre pares.....	13
Tabla 2.2 Comparación de pares entre criterios de diseño. ....	13
Tabla 2.3 Métrica de evaluación.....	15
Tabla 2.4 Matriz de decisión para la solución.....	15
Tabla 2.5 Factores de kt y kts para primera aproximación. ....	22
Tabla 2.6 Catálogo de motorreductores. ....	28
Tabla 2.7 Esquema y especificaciones de motor eléctrico. ....	28
Tabla 3.1 Parámetros para configuración del variador de frecuencia.....	37
Tabla 3.2 Pesos de elementos de la máquina.....	39
Tabla 3.3 Costo de elementos adicionales.....	39
Tabla 3.4 Rubro de fabricación por peso.....	39
Tabla 3.5 Datos de la máquina fabricada en el exterior. ....	40

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano MI-MEC-IT-2022-001. Eje libre

Plano MI-MEC-IT-2022-002. Eje motriz

Plano MI-MEC-IT-2022-003. Eje Soporte

Plano MI-MEC-IT-2022-004. Rotor 1

Plano MI-MEC-IT-2022-005. Rotor 2

Plano MI-MEC-IT-2022-006. Rueda libre

Plano MI-MEC-IT-2022-007. Rueda motriz

Plano MI-MEC-IT-2022-008. Piso



# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

Una empresa, ubicada en la ciudad de Guayaquil, que se dedica a la fabricación de estructuras metálicas, ha presentado, en el último par de años, un crecimiento en la demanda de tubos de acero de gran diámetro, debido a las nuevas tendencias de construcción actual donde las estructuras metálicas se han popularizado. Esta empresa posee una línea de fabricación de tubos con un diámetro máximo de 4000 mm, sin embargo, la producción de dichos tubos resulta lenta y compleja, debido a la infraestructura actual, donde las máquinas disponibles no tienen la capacidad de adaptarse automáticamente a los diferentes diámetros de los tubos, por lo que se debe acoplar de forma manual mediante corte y soldadura las máquinas presentes, dicho proceso debilita el material. Además, realizar esta labor, representa un riesgo para la salud de los trabajadores.

### 1.2 Justificación del proyecto

En la actualidad, las estructuras metálicas forman parte fundamental de las edificaciones, por ejemplo, las podemos encontrar en puentes, hidroeléctricas, industrias alimenticias, entre otras; las cuales, podrían necesitar tubos de gran tamaño y espesor, por lo que, el proceso adecuado para su fabricación es mediante soldadura por arco sumergido. Dicho proceso lo realiza un soldador con ayuda de diferentes máquinas y equipos, las cuales permiten disminuir el tipo de producción y el esfuerzo físico que tendrían que realizar los trabajadores en caso de no tenerlos.

La empresa fabricó las camisas para los pilotes de un puente en Guayaquil y para solventar la producción utilizó una plataforma rotativa, sin embargo, se vio afectada por la capacidad operativa de hasta 4000 mm de diámetro, dado que, para cambiar a un tubo de diferente diámetro, se necesita cambiar la posición de los rodillos, lo cual afecta directamente al material, debido a que, se deben romper los puntos de soldadura y soldar nuevamente en cada cambio. Además, los tiempos de parada son de aproximadamente 60 min.

Por ello, se requiere una máquina que sea capaz de rotar tubos de gran diámetro sin la necesidad de realizar una gran cantidad de ajustes o movimientos que puedan perjudicar al material y al mismo tiempo poder aumentar la capacidad de carga y diámetro de tubos a soldar. Esto hará disminuir el tiempo de fabricación y aumentar la producción.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseño de una máquina rotadora de tubos adaptable para diferentes diámetros con capacidad de 30 toneladas, utilizando programas de simulación estructural y análisis de costo de factibilidad.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Discriminar tipo de diseños de máquina rotadora de tubos por medio de la evaluación de los parámetros establecidos por el cliente.
- Diseñar los elementos de máquinas mediante cálculo de esfuerzos aplicando análisis por elementos finitos.
- Realizar el cálculo y selección del motor eléctrico y caja reductora para complementar el sistema de movimiento de la máquina rotadora.
- Analizar la viabilidad de la construcción del equipo por medio del análisis de costo.

### **1.4 Marco teórico**

#### **1.4.1 Normativa de fabricación de tubos.**

La fabricación de tubos se realiza mediante una serie de procesos, cada proceso es de gran importancia, errores que estén fuera de la tolerancia indicada en el código aplicable repercute en las siguientes etapas de fabricación o en el montaje de este. A continuación, se presentan las diferentes etapas del proceso tomando como referencia la norma AWS D1.1 Structural Welding Code – Steel (American Welding Society, 2020).

#### **1.4.2 Corte de virolas**

El proceso de corte es aquel en el que, a partir de una plancha de acero, que usualmente en el mercado se encuentran en dimensiones de 1220 mm por 2440 mm

o 2440 mm por 6000 mm, con espesor  $e$ , siendo “ $e$ ” el espesor de la plancha en mm, se corta una o varias piezas que formarán el tubo. Dentro de este proceso de corte involucra el corte de biseles, estos biseles permiten la correcta penetración del material de aporte durante la soldadura, la geometría de estos biseles se puede observar en la norma AWS D1.1 sección 5, figura 5.1. En la figura 1.1 se muestra el proceso de corte. Finalizado este proceso se realiza el control de calidad a los cortes (American Welding Society, 2020).



**Figura 1.1 Proceso de corte de plancha de acero [Elaboración propia]**

### **1.4.3 Rolado de virolas**

En esta etapa la plancha pasa por la roladora, esta es una máquina que a través de rodillos le da la curvatura a la plancha hasta que tome la forma de cilindro, a este cuerpo cilíndrico que se muestra en la figura 1.2 se lo conoce como virola. Finalizado el proceso de rolado se sujetan los extremos mediante pequeños cordones de soldadura. Como los extremos de la plancha no pasan por los rodillos es necesario rectificar la circunferencia de la virola, una vez verificada la circunferencia se realizan los controles de calidad para liberación y avance a la siguiente etapa (American Welding Society, 2020).



**Figura 1.2 Rolado de plancha para formar una virola [Elaboración propia]**

#### **1.4.4 Soldado de virolas**

Después del rolado de las virolas se procede a la soldadura longitudinal de las mismas. En esta etapa un esmerilador limpia cualquier impureza en el material base que afecte a la soldadura y pueda producir una discontinuidad. Se coloca la virola en una cama donde se procede a realizar la junta longitudinal con el proceso de soldadura por arco sumergido, proceso que se muestra en la figura 1.3. Finalizada la soldadura se debe esperar que enfríe para poder rectificar la circunferencia como se indicó en el párrafo anterior.



**Figura 1.3 Soldadura longitudinal de virolas por arco sumergido [Elaboración propia]**

### 1.4.5 Armado del tubo

Finalizado la soldadura longitudinal de las virolas, se procede al armado del tubo, los tubos se montan sobre una cama de rodillos previamente alineada, procedimiento representado en la figura 1.4, colocados los tubos se procede a unirlos mediante puntos de soldadura, durante este proceso se revisa la alineación del tubo, la rectitud y el high-low entre las bocas de las virolas que formarán la junta, según el código AWS D1.1, la tolerancia máxima de high-low es 3 mm, si en algún punto se excede se debe rectificar la virola. En el proceso de armado es sumamente importante considerar que el código establece que no se pueden alinear dos juntas longitudinales, las mismas deben estar alternadas 180° (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2016).



**Figura 1.4 Armado de tubo [Elaboración propia]**

### 1.4.6 Soldadura circunferencial del tubo

Posterior al armado se procede a realizar las soldaduras circunferenciales del tubo, se coloca el tubo en unos rodillos que harán rotar el tubo mientras la máquina de arco sumergido realiza la soldadura como se muestra en la figura 1.5 (American Welding Society, 2020).



**Figura 1.5 Soldadura circunferencial del tubo [Elaboración propia]**

#### **1.4.7 Control de calidad.**

Finalizado el proceso de fabricación del tubo se procede a realizar el control de calidad al armado del tubo y a las soldaduras. Se revisa la linealidad o rectitud del tubo, así como la calidad en las soldaduras. El código AWS D1.1, establece que la desviación en la linealidad del tubo es de máximo de 1mm/m. Los ensayos no destructivos son establecidos previo el inicio del proyecto, la inspección visual a la soldadura debe ser al 100% y debe cumplir con los criterios de aceptación que se mencionan en la tabla 8.1 del código (American Welding Society, 2020). Para determinar discontinuidades internas en la soldadura se realiza la inspección por ultrasonido (UT), ensayo que se muestra en la figura 1.6 según lo establecido en la norma ASTM E213 y a la longitud establecida en el contrato (American Society for Testing and Materials, 2020).



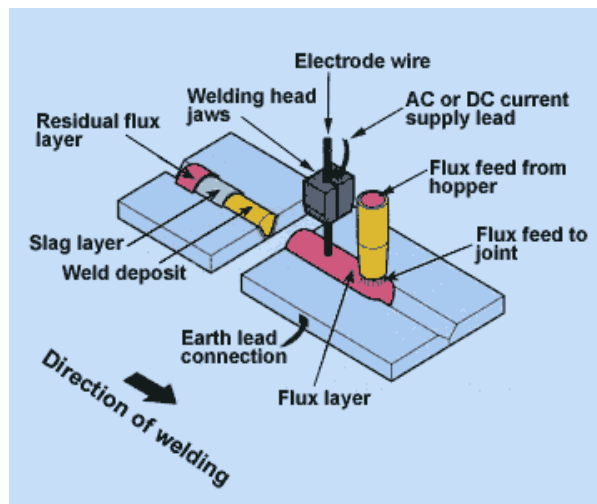


**Figura 1.6 Inspección por ultrasonido de soldaduras [Elaboración propia]**

#### **1.4.8 Soldadura de arco sumergido**

La primera patente de la soldadura por arco sumergido (SAW) fue establecida en 1935 y consistió en un arco eléctrico y una cama de fundente granulado desarrollado por E O Paton Electric Welding Institute, Kiev, durante la segunda guerra mundial, la aplicación más famosa de la soldadura por arco sumergido fue el tanque T34.

Similar a la soldadura MIG, la soldadura por arco sumergido involucra la formación de un arco entre un alambre electrodo continuamente alimentado y la pieza de trabajo. El proceso utiliza un fundente para generar protección contra gases y escoria, y para añadir elementos aleados al charco de soldadura. No es necesario el uso de un gas. En el proceso, una fina capa de fundente se coloca sobre la superficie de la pieza, el arco se mueve a lo largo de la junta y mientras lo hace, el exceso de fundente es reciclado mediante una tolva como se observa en la figura 1.7. Capas residuales de escoria pueden ser removibles fácilmente después de la soldadura. Mientras el arco está completamente cubierto por el fundente la pérdida de calor es extremadamente baja, esto produce una eficiencia térmica de más del 60% comparada con el 25% del arco manual. No hay luz visible del arco, la soldadura por arco sumergido es libre de salpicaduras y no hay necesidad de un extractor de gases (INDURA S.A., 2007).



**Figura 1.7. Proceso de soldadura por arco sumergido [TWI Ltd, 2021]**

La soldadura por arco puede ser un proceso automático o semi automático. Los parámetros de soldadura son: corriente, voltaje y velocidad de avance, profundidad de penetración y la composición de la soldadura. Como el operador no puede ver el charco de la soldadura depende de la configuración de los parámetros. La tabla 1.1 muestra los parámetros recomendados de acuerdo con el espesor del material.

**Tabla 1.1 Parámetros recomendados para soldadura por arco sumergido [INDURA S.A., 2007]**

Espesor del material (mm)	Diámetro del electrodo (mm)	Amperaje	Voltaje	Velocidad de avance (m/min)
4	2.4	375	30	1
5	2.4	425	35	1
6	3.2	480	35	0.9
7	3.2	550	30	0.88
8	4	550	35	0.9
10	4	600	35	0.9
12	4.8	750	35	0.8
16	4.8	800	36	0.55
20	4.8	925	38	0.45
25	6.4	925	36	0.45
30	6.4	925	36	0.35
35	6.4	1000	34	0.28

Fundentes usados en la soldadura por arco sumergido son materiales granulares fusibles que contienen óxidos de manganeso, sílice, titanio, aluminio, calcio, zirconio, magnesio y otros compuestos como fluoruro de calcio. El fundente es especialmente



formulado para ser compatible con un electrodo determinado para que la combinación de ambos produzca la composición química y propiedades mecánicas deseadas en la soldadura. Los principales tipos de fundente para esto son:

- Tipo fundido: Producido por mezcla de ingredientes, fundido en un horno eléctrico para formar un producto químicamente homogéneo, enfriado y molido hasta el tamaño de partícula deseado.
- Tipo aglomerado: Producto del secado de los ingredientes, después unidos con una solución de bajo punto de fusión como el silicato de sodio. Muchos de estos tipos de fundentes contienen desoxidantes metálicos que ayuda a prevenir porosidad. Estos fundentes son efectivos en superficies con óxido.

La soldadura por arco sumergido es ideal para juntas longitudinales o circunferenciales a tope o en filete. Sin embargo, debido a la alta fluidez del charco de soldadura, la escoria fundida, y la pérdida de capa de fundente, la soldadura generalmente se lleva a cabo en juntas a tope en posición plana y en juntas a filete en posición plana y en posición horizontal – vertical. Para juntas circunferenciales, la pieza de trabajo es rotada bajo una torre de soldadura por lo que la soldadura se produce en posición plana. Dependiendo del espesor del material, la soldadura se puede realizar haciendo un pase simple o múltiples pases, no hay una restricción en el espesor del material. Materiales comúnmente soldados son aceros al carbón manganeso, aceros de baja aleación y aceros inoxidable, aunque este proceso es capaz de soldar algunos materiales ferrosos con una cuidadosa selección de la combinación entre el alambre de electrodo y el fundente (Submerged Arc Welding Process, 2021).

#### **1.4.9 Selección de material base y material de aporte para juntas soldadas.**

El código aplicable es el AWS D1.1 2020. En este código establece que para ser procesos precalificados la selección del material base y el material de aporte debe ser de acuerdo con la tabla 5.3 y 5.4 del mismo. Tomando como ejemplo el uso de acero A572 Gr 50, de acuerdo con la tabla este pertenece al grupo II de materiales para el que, aplicando un proceso de soldadura FCAW o GMAW, el electrodo recomendado debe ser de denominación E7XT-X/ E7XT-XC/ E7XT-XM excluyendo electrodos con denominación -2C, -2M, -3, -10, -13, -14, -GS y para espesor mayor

a 12mm se deberá excluir aquellos con denominación -11 (American Welding Society, 2020)

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 Procedimiento

Para el diseño de esta máquina se siguió la metodología que se representa en la figura 2.1. Como partida se definió el problema y los requerimientos de diseño, se generó diferentes alternativas de solución y se procedió al diseño conceptual de la alternativa seleccionada. Para comprobar que el diseño cumplió con los requerimientos y objetivos se realizó un análisis de elementos finitos con lo que al final se analizó los resultados y se completó el informe final.

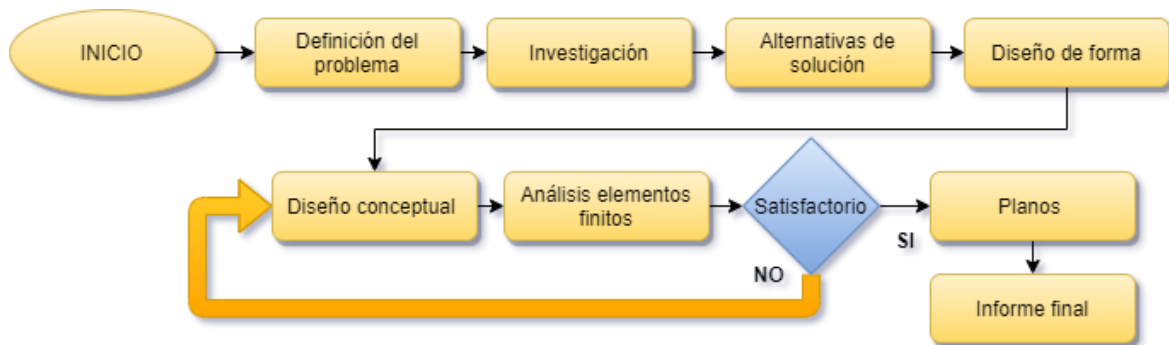


Figura 2.1 Procedimiento [Elaboración propia]

### 2.2 Requerimientos de diseño

#### 2.2.1 Materiales

Tanto el material base, los electrodos de soldadura, motor reductor, rodamientos, entre otros, deben estar disponibles en el mercado nacional. Para la materia prima se usará acero ASTM A572 Gr.50, con una resistencia a la fluencia  $S_y$  de 345 MPa y una resistencia última a la tracción  $S_{ut}$  de 450 MPa, el cual se encuentra disponible en la empresa y se empleará para la estructura. Los ejes se fabricarán con acero AISI 1018 rolado en frío con  $S_y = 370 MPa$  y  $S_{ut} = 440 MPa$ .

#### 2.2.2 Espacio

El área donde será instalada la máquina es un galpón de 150 m de largo por 20 m de ancho, dentro del cual el área específica para el montaje de esta máquina tendrá un ancho máximo de 3 m.

### **2.2.3 Capacidad**

Esta máquina debe tener la capacidad de soportar y poder rotar tubos con un diámetro mínimo de 450 mm y un diámetro máximo de 5000 mm con un peso máximo de 30 toneladas.

## **2.3 Análisis y selección de Solución**

Para seleccionar la mejor alternativa de solución se generó una matriz de decisión que se presenta en la tabla 2.4. La alternativa de solución que obtenga el mayor puntaje será seleccionada para el diseño. Los aspectos para considerar en el diseño son los siguientes:

### **2.3.1 Alineación al tubo**

Se refiere a la capacidad de la máquina de alinearse al tubo. Este criterio es el más determinante del diseño, se busca reducir los tiempos de fabricación optimizando el proceso de soldadura por lo que mientras más fácil y rápido se alinee la máquina al tubo, óptimo será el proceso.

### **2.3.2 Costo**

Se refiere al costo de la materia prima, insumos, equipos y la mano de obra para su fabricación. Se puede destacar que la máquina será diseñada para una empresa que dispone los equipos y los insumos necesarios para su manufactura.

### **2.3.3 Seguridad**

Se refiere a la seguridad de operación de la máquina, los riesgos que tenga el operador durante su uso, ya que, es de gran importancia garantizar la seguridad del personal.

### **2.3.4 Mantenimiento**

Se refiere a la necesidad de mantenimiento preventivo o correctivo para un óptimo funcionamiento, esto debido a los horarios de trabajo, donde es posible realizar paradas durante los fines de semana.

### **2.3.5 Facilidad de operación**

Se refiere a la simplicidad de operación de la máquina, el nivel de instrucción y capacitación de una persona para su operación.

### 2.3.6 Manufactura

Se refiere a las operaciones necesarias para la fabricación de esta, las cuales pueden ser: torneado, fresado, roscado, corte, soldadura, etc. Además, de ser posible su fabricación con materiales que se encuentren en el mercado nacional.

Para determinar el peso relativo que cada criterio tendrá en la evaluación de las alternativas, se empleó la comparación entre pares, mostrado en la tabla 2.2.

**Tabla 2.1 Escala de importancia para comparación entre pares [Elaboración propia]**

Escala	Criterio de selección.
1	A es absolutamente menos importante que B
1.5	A es menos importante que B
2	A es igual de importante que B
2.5	A es más importante que B
3	A es absolutamente más importante que B

**Tabla 2.2 Comparación de pares entre criterios de diseño [Elaboración propia]**

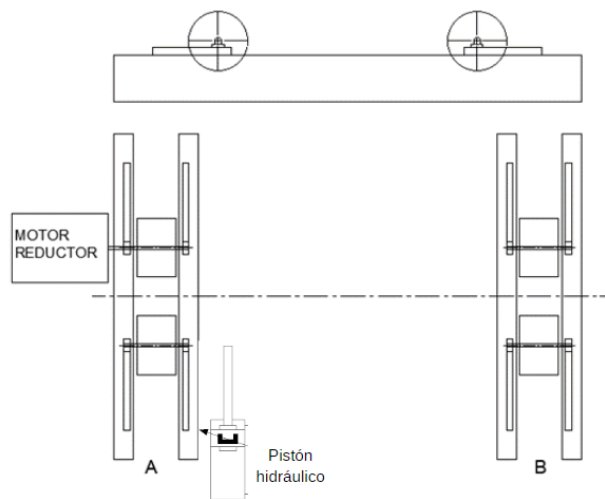
Criterio	Alineación al tubo	Costo	Seguridad	Mantenimiento	Facilidad de operación	Manufactura	Total individual	Peso relativo
<b>Alineación al tubo</b>	-	3	2	2.5	2	2.5	12	20%
<b>Costo</b>	1	-	1.5	2	1.5	2	8	13%
<b>Seguridad</b>	2	2.5	-	2.5	2	2.5	11.5	19%
<b>Mantenimiento</b>	1.5	2	1.5	-	1.5	3	9.5	16%
<b>Facilidad de operación</b>	2	2.5	2	2.5	-	2.5	11.5	19%
<b>Manufactura</b>	1.5	2	1.5	1	1.5	-	7.5	13%
<b>Total</b>							60	100%

### 2.3.7 Alternativas

Tomando en cuenta los criterios mencionados se plantearon las siguientes alternativas:

### 2.3.7.1 Alternativa 1

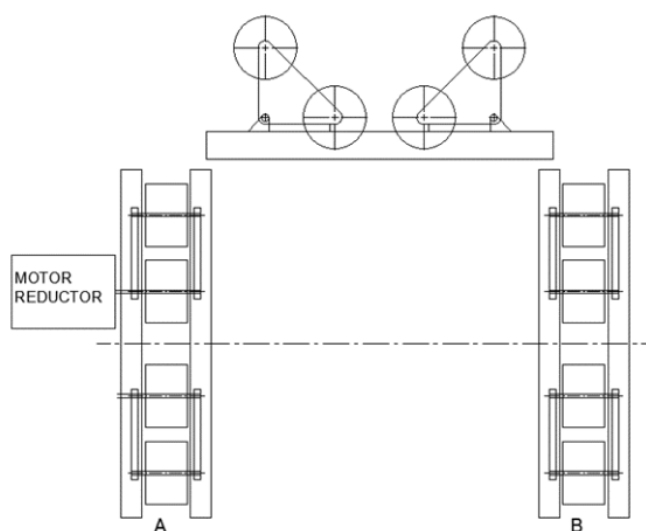
La figura 2.2 representa la primera alternativa de solución. Está formada por dos conjuntos iguales A y B, cada uno está compuesto de 2 perfiles que hacen de soporte y dos rodillos, uno de los rodillos está fijo y el otro se mueve por medio de un pistón hidráulico. Estos rodillos se apoyan sobre chumaceras, de las cuales una está sujeta a los perfiles de soporte y la otra sobre un patín que se mueve dentro de un riel por la acción del pistón hidráulico. Para la alineación del tubo se deberá deslizar el rodillo sobre el riel y fijarlo en la posición deseada. La rotación del tubo será transmitida por el rodillo fijo que será impulsado por un motor eléctrico acoplado a una caja reductora.



**Figura 2.2 Alternativa de solución 1 [Elaboración propia]**

### 2.3.7.2 Alternativa 2

La figura 2.3 representa la segunda alternativa de solución. Este modelo está conformado por dos conjuntos: A y B. Cada conjunto está formado por 4 rodillos, estos están montados de a par en un soporte rotatorio que permitirá que se acople automáticamente a cualquier diámetro de tubo. La rotación del tubo se da mediante un motor acoplado a una caja reductora, la cual está montada sobre uno de los rodillos. Este motor reductor estará empotrado al soporte rotatorio.



**Figura 2.3 Alternativa de solución 2 [Elaboración propia]**

**Tabla 2.3 Métrica de evaluación [Elaboración propia]**

Criterio	Métrica
<b>Alineación al tubo</b>	Del 1 al 3. Donde 3 representa la alternativa con mayor facilidad de acople.
<b>Costo</b>	Del 1 al 3. Donde 3 representa la alternativa con menor costo.
<b>Seguridad</b>	Del 1 al 3. Donde 3 representa la alternativa más segura para el operario.
<b>Mantenimiento</b>	Del 1 al 3. Donde 3 representa la alternativa con mayor facilidad de mantenimiento.
<b>Facilidad de operación</b>	Del 1 al 3. Donde 3 representa la alternativa más sencilla de usar para el operario.
<b>Manufactura</b>	Del 1 al 3. Donde 3 representa la alternativa más fácil de fabricar.

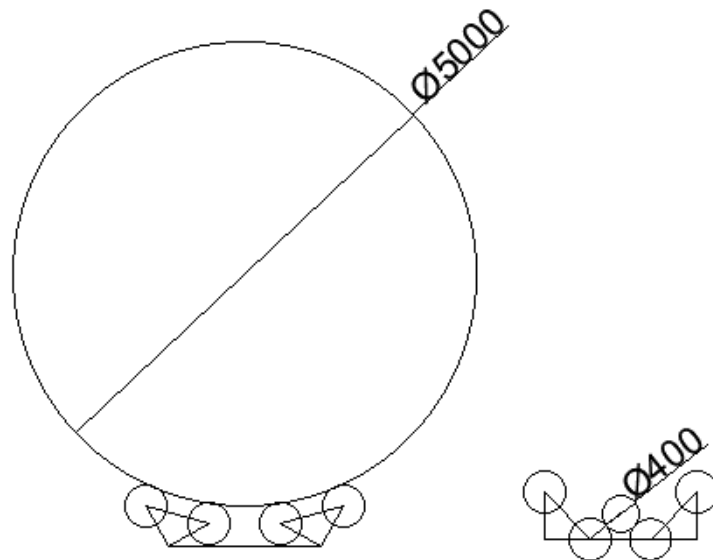
Para seleccionar la mejor alternativa se realizó una matriz de decisión mostrada en la tabla 2.4, empleando el peso relativo obtenido de la tabla 2.2 y la métrica dada en la tabla 2.3.

**Tabla 2.4 Matriz de decisión para la solución [Elaboración propia]**

Criterio	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2
<b>Alineación al tubo</b>	20%	2	3
<b>Costo</b>	13%	2	2
<b>Seguridad</b>	19%	2	2.5
<b>Mantenimiento</b>	16%	2.5	3
<b>Facilidad de operación</b>	19%	1.5	3
<b>Manufactura</b>	13%	2.5	2
<b>Total</b>	<b>1/3</b>	2.05	<b>2.65</b>

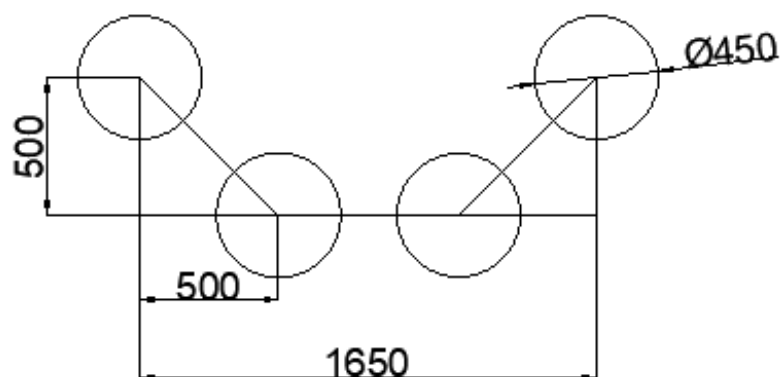
## 2.4 Diseño de forma

Definido los diámetros de trabajo de la máquina por parte del cliente, se procede al análisis dimensional para determinar el diámetro de rodillos y la distancia entre ellos. Para esto se usó un programa de dibujo asistido. La figura 2.4 muestra el esquema de la máquina en condiciones de operación de diámetro máximo y diámetro mínimo.



**Figura 2.4. Diseño considerando diámetro máximo y mínimo [Elaboración propia]**

Este diseño considera el diámetro de rodillos de 450 mm con una separación entre apoyos de 1650 mm. Las cotas se detallan en la figura 2.5.



**Figura 2.5. Cotas de máquina rotadora [Elaboración propia]**

Conociendo las cotas de diseño, y a partir de la carga se procedió al diseño de la máquina. Como punto inicial y conociendo los requerimientos respecto a carga se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre para determinar las reacciones en los

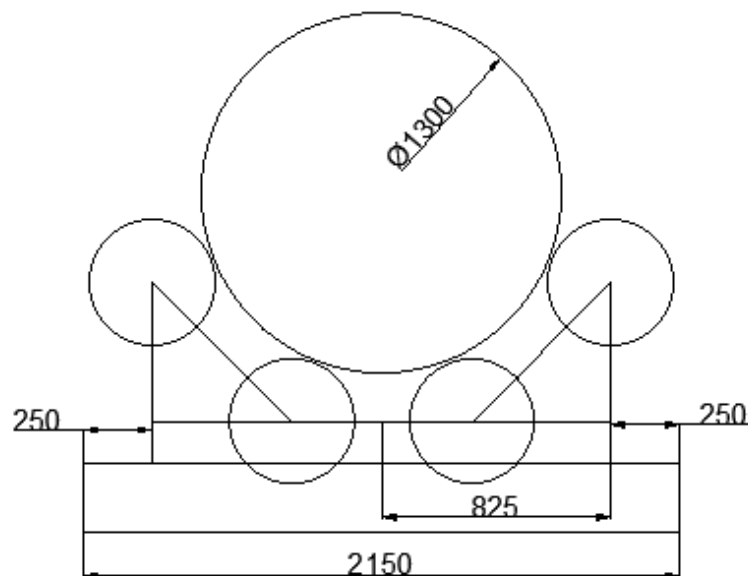


elementos. Para esto nos apoyamos de las siguientes ecuaciones de equilibrio traslacional y rotacional:

$$\sum F = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum M = 0 \quad (2.2)$$

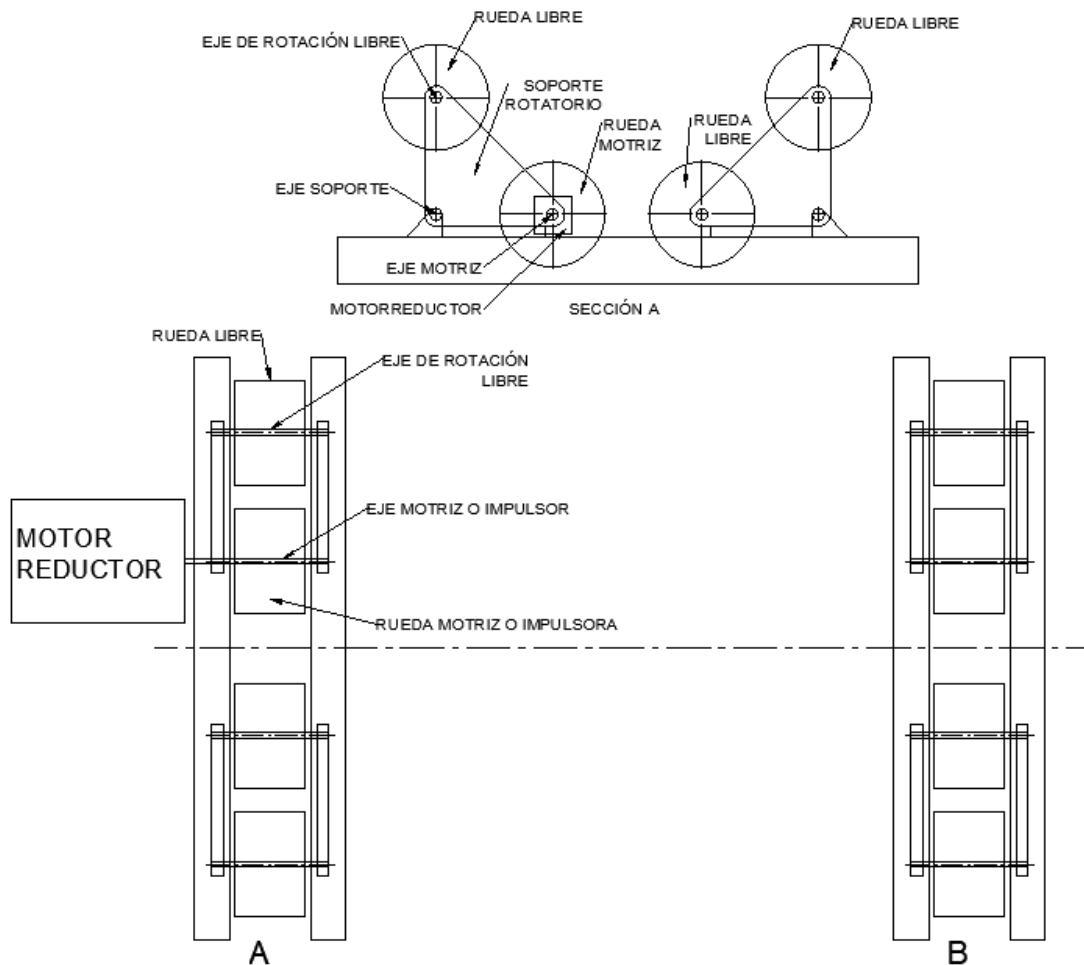
Para determinar los elementos principales a emplearse, se calculó las reacciones usando el peso máximo soportado y con el diámetro máximo y el diámetro mínimo que se pueda usar de tal forma que el tubo asiente únicamente sobre 2 rodillos, esto se muestra en la figura 2.6.



**Figura 2.6 Diámetro máximo para el cual apoya en los rodillos internos [Elaboración propia]**

La figura 2.7 muestra el esquema de la máquina y sus elementos principales. Está conformada por dos cuerpos paralelos, cada cuerpo está formado por una base, soportes rotatorios, ejes y ruedas. La sección A es donde se instaló el motor reductor, este a su vez transmite su movimiento por medio de un eje hacia la rueda que será la que impulse el tubo, tanto la rueda como el eje que están conectados al motor reductor serán denominados como "motriz" Las demás ruedas del conjunto, es decir, las 3 ruedas restantes del conjunto A y las 4 ruedas del conjunto B son ruedas de rotación libre, en otras palabras, estas ruedas únicamente servirán como apoyo para el tubo, girarán acorde a la rotación del tubo sin transmitir potencia. Todas las ruedas

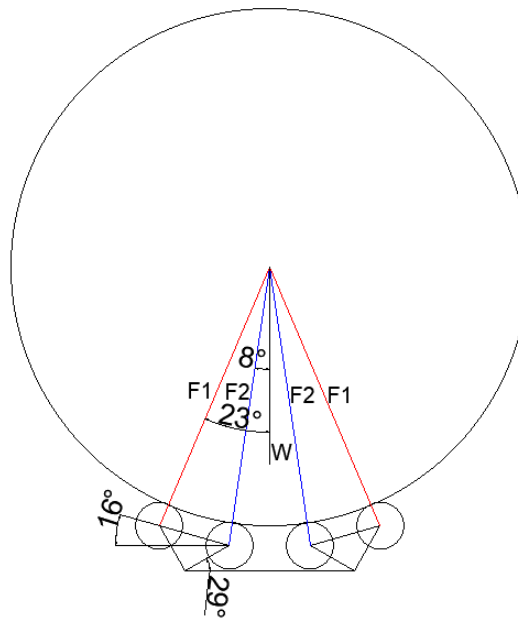
tendrán un recubrimiento de caucho el cual será el responsable de transmitir el movimiento de rotación.



**Figura 2.7 Esquema del diseño de máquina y sus elementos principales [Elaboración propia]**

## 2.5 Diseño conceptual

El diagrama de cuerpo libre del cuerpo cargado con el tubo de diámetro y peso máximo quedó como se muestra en la figura 2.8. En este punto el ángulo de giro del soporte rotatorio es de  $29^\circ$  respecto a la horizontal, con este ángulo la línea que une los rodillos forma un ángulo de  $16^\circ$  respecto a la horizontal. Cuando la máquina está cargada con el tubo de diámetro 400 mm (Fig. 2.4) el ángulo de la fuerza entre el tubo y los rodillos es de  $40^\circ$ , Se escogió este ángulo con la finalidad de evitar que el tubo se atore entre los rodillos.



**Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre para peso y diámetro máximo [Elaboración propia]**

A partir de este diagrama de cuerpo libre se obtuvo las reacciones en cada rodillo. Cabe recalcar que, al ser una máquina simétrica respecto a su eje, las reacciones F1 y F2 son iguales. De esta misma forma se procedió a calcular las reacciones en los apoyos A y B. Resolviendo esto nos queda que:

$$F1 = F2 = 38466.10 \text{ N}$$

Para simplificar cálculos y considerar el peso de los elementos, esta fuerza se aproximó a 40.000 N.

### **2.5.1 Diseño de ejes**

En la figura 2.7 se observa los 3 diferentes ejes que se diseñó para esta máquina. El eje motriz que es el que transmite el movimiento de la caja reductora a la rueda y esta al tubo; El eje libre que es el eje de las ruedas de rotación libre, este eje no transmite potencia, su función es de apoyo y permitir la rotación del tubo y el eje de los soportes rotatorios, este eje unirá estos soportes y la base del piso, este elemento será el encargado de transmitir el peso del tubo hacia el piso y permitir la rotación de los soportes para su alineación con el tubo.

#### **2.5.1.1 Eje motriz**

Para el diseño de este eje se procedió al cálculo del momento necesario para hacer rotar el tubo. Para esto nos ayudamos de la ecuación 2.3.

$$\sum M = I * \alpha \quad (2.3)$$

Donde M es el torque necesario para rotar el tubo, I es la inercia del tubo y  $\alpha$  es la aceleración angular del tubo. Cabe recalcar que se consideró la aceleración angular debido a que hay que sacar al tubo del reposo, una vez que el tubo esté rotando el movimiento será constante, por lo tanto, la aceleración angular final será cero. La inercia del tubo está dada por la ecuación 2.4.

$$I = \frac{1}{2} * m * (r_a^2 + r_b^2) \quad (2.4)$$

Donde m es la masa del tubo, donde  $r_a$  es el radio interno y  $r_b$  el radio externo del tubo. Considerando que la longitud máxima para transporte en plataforma es de 12 m, y con la densidad del acero que es de  $\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$ , se definió que el espesor del material para que alcance el peso máximo de diseño es de 20 mm. Por lo que reemplazando en la ecuación 4 nos quedó de la siguiente manera:

$$I = \frac{1}{2} * 30000 \text{ kg} * (2.5 \text{ m}^2 + 2.48 \text{ m}^2) = 186006 \text{ kgm}^2$$

Para conocer la aceleración angular se definió la velocidad angular a la que deberá girar este tubo. Según la tabla 1 para un espesor de 10 mm se recomienda una velocidad de 0.9 m/min, es decir 0.015 m/s. Para conocer la velocidad angular usamos la ecuación 5 que relaciona la velocidad lineal con la velocidad angular y el radio del tubo.

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (2.5)$$

$$\omega = \frac{0.015 \text{ m/s}}{2.5 \text{ m}} = 0.006 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

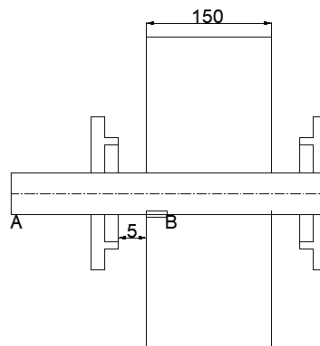
Suponemos un tiempo de estabilización del motor reductor de 1 s, por lo que, al dividir la velocidad angular para el tiempo, se obtuvo un valor de  $0.006 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$  para la aceleración angular. Estos valores se reemplazaron en la ecuación 2.3 de donde se obtuvo que el momento necesario para mover el tubo es de 1116.04 Nm. Para conocer la fuerza que el rodillo necesita ejercer sobre el tubo se obtuvo la fuerza dividiendo el torque obtenido para el radio del tubo.

$$F = \frac{M}{r} \quad (2.6)$$

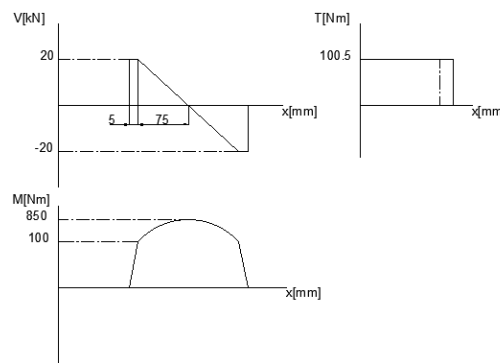
$$F = \frac{1116.04 \text{ Nm}}{2.5 \text{ m}} = 446.42 \text{ N}$$

Previamente se estableció el diámetro de los rodillos de 0.45 m. En base a la misma ecuación 2.6 obtenemos el torque necesario en el rodillo para hacer rotar el tubo. Este momento nos queda con un valor de 100.45 Nm. Como parámetro de diseño se estableció que el ancho del rodillo será de 150 mm, este valor tomado como referencia de diseños similares.

La figura 2.9 representa el esquema del eje motriz y las cotas. En el punto A es donde será aplicado el torque del motor reductor y el punto B es donde se encuentra la chaveta. Recordando la fuerza radial que actúa sobre este rodillo que es de 40.000 N se realizó el diagrama de esfuerzo cortante, momento flector y torque, mismo que se muestra en la figura 2.10.



**Figura 2.9 Diagrama de forma del eje motriz [Elaboración propia]**



**Figura 2.10 Diagrama de esfuerzo cortante, momento flector y torsión [Elaboración propia]**

El criterio utilizado fue el diseño por falla por fatiga. De los distintos métodos para resolver por fatiga, se utilizó el criterio más conservador. El criterio de Goodman modificado se representa en la ecuación 2.7.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (2.7)$$

Lo que, para este caso, donde el esfuerzo de flexión es alternante y el esfuerzo de torsión es el medio resulta en:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi * d^3} \left( \frac{2 * K_f * M_a}{S_e'} + \frac{\sqrt{3} * K_{fs} * T_m}{S_{ut}} \right) \quad (2.8)$$

$$d = \left[ \frac{16 * n}{\pi *} \left( \frac{2 * K_f * M_a}{S_e'} + \frac{\sqrt{3} * K_{fs} * T_m}{S_{ut}} \right) \right]^{1/3} \quad (2.9)$$

Basándonos en la tabla A.1, como una buena aproximación se asumió el valor de  $K_f = K_t = 2.14$  y  $K_{fs} = K_{ts} = 3$  para un cuñero fresado. Para evitar que el cuñero se encuentre en el punto de mayor momento, este fue colocado a un extremo del rodillo como se muestra en la figura 2.8. Asumiendo una distancia de 40 mm desde el apoyo del rodillo se calculó el momento flector en ese punto donde estará el mayor esfuerzo sobre la cuña. Resolviendo obtuvimos que en ese punto el momento de flexión alternante  $M_a$  es de 314 Nm y tiene un momento de torsión medio  $T_m$  de 100.44 Nm.

**Tabla 2.5 Factores de  $k_t$  y  $k_{ts}$  para primera aproximación [Budynas & Nisbett, 2012]**

	Flexión	Torsión	Axial
<b>Filete de hombro: agudo (<math>r/d = 0.02</math>)</b>	2.7	2.2	3.0
<b>Filete de hombro: bien redondeado (<math>r/d = 0.1</math>)</b>	1.7	1.5	1.9
<b>Cuñero fresado <math>r/d = 0.02</math></b>	2.14	3.0	-
<b>Cuñero de patín o trapezoidal</b>	1.7	-	-
<b>Ranura para anillo de retención</b>	5.0	3.0	5.0

El límite de resistencia a la fatiga corregido  $S_e'$  se lo calculó según la ecuación 2.10:

$$S_e' = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * 0.5 * S_{ut} \quad (2.10)$$

Para este caso:

$$C_{carga} = C_{flexión} = 1; C_{tamaño} = 1; C_{confiabilidad} = 0.9 (90\%);$$

$$C_{temp} = 1; C_{sup}(maquinado) = 0.78$$

El material seleccionado es acero AISI 1018,  $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$ . Resolviendo se obtuvo un valor de  $S'_e = 174.84 \text{ MPa}$ . Reemplazando en la ecuación 2.9 considerando un factor de seguridad  $n = 2$  se obtuvo lo siguiente:

$$d = \left[ \frac{16 * 2}{\pi *} \left( \frac{2 * 2.14 * 314 \text{ Nm}}{174.84 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3} * 3 * 100.45 \text{ Nm}}{440 \text{ MPa}} \right) \right]^{1/3}$$

$$d = 45 \text{ mm.}$$

Según el catálogo de IPAC, el eje AISI 1018 viene en pulgadas y considerando que se debe maquinar el eje se tomó el diámetro nominal superior, es decir,  $d=2 \text{ in}$  (50.4 mm) que al final maquinado tendrá un diámetro de 50 mm Según la tabla A2, el tamaño de cuña es de 14 mm de ancho por 9mm de alto. La longitud de la cuña debe ser 1.5 veces menor que el diámetro del eje, por lo tanto, la longitud de la cuña es de 35 mm. Este valor de 40 mm coincide en posición con los esfuerzos calculados anteriormente. Para determinar el valor de  $K_f$  y  $K_{fm}$  se obtuvo los valores de  $K_t$  y  $K_{ts}$  de la figura A2 y los valores de la sensibilidad de la muesca “ $q$ ” para flexión y cortante de la Gráfica A3 y A4 respectivamente. Con esto se halló que:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.11)$$

$$K_f = 1 + 0,8 * (2.14 - 1) = 1.912$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad (2.12)$$

$$K_{fs} = 1 + 0,85(3 - 1) = 2.7$$

Se volvió a calcular el valor de  $S'_e$ , esta vez corrigiendo el valor del factor de tamaño. Este se obtuvo según la siguiente ecuación:

$$C_{tam} = 1.24 * d^{-0.107} \quad (2.13)$$

$$C_{tam} = 1.24 * 50^{-0.107} = 0.82$$

De tal forma que:

$$S'_e = 1 * 0.82 * 1 * 0.9 * 0.78 * 0.5 * 440 \text{ MPa} = 126.7 \text{ MPa}$$

Evaluando estos valores en la ecuación 8 se obtuvo un factor de seguridad:

$$n = 2.34$$

El punto donde se obtuvo el momento de flexión máximo no es afectado por el esfuerzo de torsión ni ningún tipo de concentrador de esfuerzos. Se verificó el factor de seguridad obtenido en ese punto como se muestra a continuación.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi * 0.05^3} \left( \frac{2 * 1 * 850}{128.27 * 10^6} \right)$$

$$n = 1.85$$

Se verificó el factor de seguridad para la fluencia, para esto se calculó el esfuerzo máximo de Von Misses equivalente usando la siguiente ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_a'^2 + 3\sigma_m'^2} \quad (2.14)$$

$$\sigma' = \left[ \left( \frac{32 * 1.91 * 850}{\pi * 0.05^3} \right)^2 + 3 * \left( \frac{16 * 2.7 * 200.9}{\pi * 0.05^3} \right)^2 \right]^{0.5} = 137.72 \text{ Mpa}$$

$$\eta_\gamma = \frac{S_\gamma}{\sigma'} = \frac{370 \text{ MPa}}{137.22 \text{ MPa}} = 2.7$$

### 2.5.1.2 Eje de rueda libre

Con fines prácticos y económicos de fabricación, ya que la barra de eje de 50 mm se vende en longitud de 6 m se consideró tomar el mismo diámetro que el eje motriz. Debido a que soporta la misma carga y no contiene concentradores de esfuerzos como chavetas o talones el factor de seguridad es el mismo valor que el calculado para el eje motriz en la sección media, donde se encuentra el momento máximo y no hay torsión, por lo tanto, el factor de seguridad para este eje es  $n=1.85$ .

### 2.5.2 Selección de rodamientos

De la tabla A3, se seleccionó que la vida útil del rodamiento esté entre 30000 y 60000 horas, este rango de horas según la tabla referida corresponde a máquinas que trabajan bajo una muy alta carga y en ambientes sucios. El promedio entre estas es de 45000 horas. Al ser un ambiente donde hay mucho polvo y tierra se requirió que sea un rodamiento sellado, en el catálogo del proveedor los únicos rodamientos sellados son los de bola, por ende, se calculó usando la ecuación para el cálculo de carga radial dinámica  $C_r$  del rodamiento que relaciona la carga aplicada  $P_r$ , las revoluciones por minuto de trabajo  $n$  y la vida a la fatiga en horas  $L_{10h}$ .



$$C_r = P_r \left[ \frac{60n * L_{10h}}{10^6} \right]^{1/3} \quad (2.15)$$

Para los rodillos libres y el motriz se conoce que la carga radial

$$P_r = 20000 \text{ N.}$$

$$C_r = 20000 \left[ \frac{60 * 3 * 45.000}{10^6} \right]^{1/3} \quad Cr = 40.165 \text{ kN}$$

Observando la tabla A5, el rodamiento seleccionado para los rodillos libres es el 6310 LLU con  $C_r = 68.5 \text{ kN}$  y  $C_{or} = 38.5 \text{ kN}$ .

El factor de seguridad estático está definido por la siguiente ecuación

$$S = \frac{C_o}{P_{max}} \quad (2.16)$$

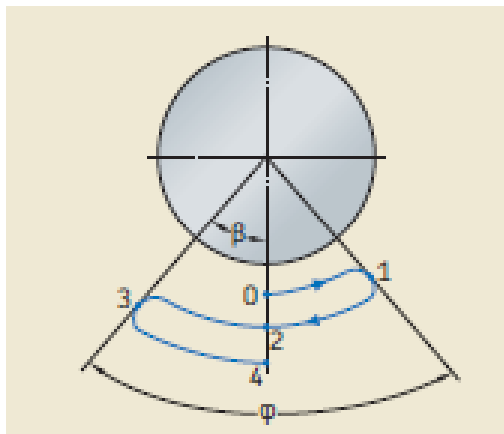
Para las ruedas libres y para el eje motriz:

$$S = \frac{38.5}{20 \text{ kN}} = 1.92$$

Para seleccionar los rodamientos que en los apoyos en los puntos A y B que se muestran en la figura 2.7 bajo las condiciones máximas de diseño obtenemos las reacciones en estos puntos mediante la ecuación 2.1 y 2.2.

$$|FA| = |FB| = 38137.11 \text{ N}$$

Este punto no es una junta de rotación, sino de oscilación donde esta está definida por un ángulo  $\beta$  como se muestra en la figura 2.11.

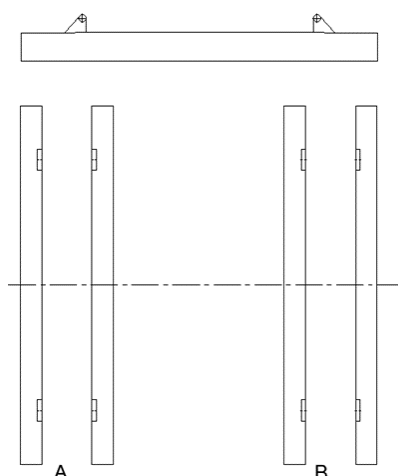


**Figura 2.11 Ángulo de oscilación en cojinetes [SKF Group, 2012]**

Para este tipo de movimiento se recomienda utilizar bujes y definido el diámetro del eje de 50 mm y la carga a soportar revisamos el catálogo de SKF para seleccionar el buje adecuado. Por las condiciones de trabajo se seleccionó un tipo de buje que permite altas cargas, bajas velocidades de rotación, libres de mantenimiento y auto lubricante. El buje que se seleccionó fue: PCM505520E de SKF.

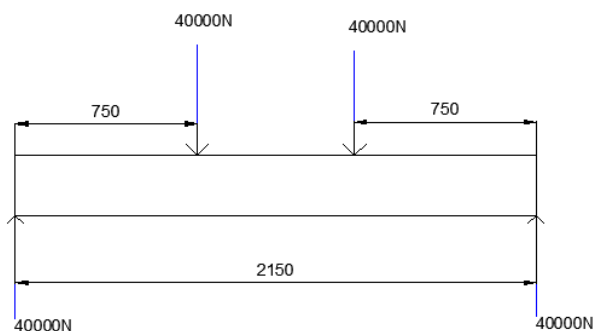
### 2.5.3 Diseño de la base de piso

En la figura 2.12 se muestra el diseño de forma de la base. Las características principales de esta forma son los puntos de pivote para los rotadores y los apoyos para cuando se está trabajando con diámetros para los cuales únicamente se apoye en los rodillos internos. Se hizo el diseño en base a cargas de 40000 N en cada uno de los apoyos. Debido a la geometría compleja se seleccionó los perfiles principales de la base y a partir de ahí mediante simulación y análisis de elementos finitos.



**Figura 2.12 Diseño de forma de la base de piso [Elaboración propia]**

Se inició realizando el diagrama de cuerpo libre del elemento como se muestra en la figura 2.13.



**Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de la base de piso [Elaboración propia]**

Estas cargas pueden ser consideradas como cargas puntuales, por lo que el momento máximo se calculó multiplicando la fuerza por su distancia, de ahí se obtuvo que el momento máximo es de 30000 Nm. La ecuación que relaciona el esfuerzo con la resistencia del material es la siguiente:

$$\sigma' = \frac{M}{s} \quad (2.17)$$

Donde  $s$  es el módulo de resistencia del material  $cm^3$  y  $\sigma'$  es el esfuerzo máximo admisible para el que se establece un factor de seguridad de 2.

El acero A572 Gr50 tiene un límite a la fluencia de 344 MPa, por lo tanto,  $\sigma'=172$  MPa. De la ecuación 2.17 se resolvió para:

$$s = \frac{M}{\sigma'} = \frac{30000 \text{ Nm}}{172 \text{ MPa}} = 174 \text{ cm}^3$$

De la tabla A6 se seleccionó el canal C200\*80\*10.

#### **2.5.4 Diseño del soporte rotatorio de rodillos**

Para el diseño de este elemento primero se determinó las dimensiones de los ejes, rodamientos y bujes que forman parte de la máquina, así como las cotas entre ejes. Teniendo una geometría definida se procedió al diseño asistido por computadora el cual junto con el análisis de elementos finitos se comprobó la resistencia del elemento bajo la carga de trabajo con lo que se obtuvo su diseño final.

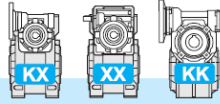
### **2.6 Selección del motor reductor**

Se seleccionó por catálogo un motor reductor que cumpla con la relación requerida y el torque necesario para el movimiento. Debido a que la máquina debe tener la capacidad de variar sus velocidades de rotación se requerirá la instalación de un variador de frecuencia. La relación de transmisión  $R$  se calculó mediante la ecuación 2.18 que relaciona la velocidad de entrada  $\omega_{in}$  con la velocidad de salida  $\omega_{out}$  de la caja reductora. Con los datos de torque y relación de transmisión se seleccionó el equipo que satisface las características deseadas. Se calculó la potencia según la ecuación 2.19 donde  $\tau$  es el torque y  $\omega$  es la velocidad de rotación del motor.

$$R = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (2.18)$$

$$P = \tau * \omega \quad (2.19)$$

**Tabla 2.6 Catálogo de motorreductores [Tramec, 2020]**



5.5 Dati tecnici

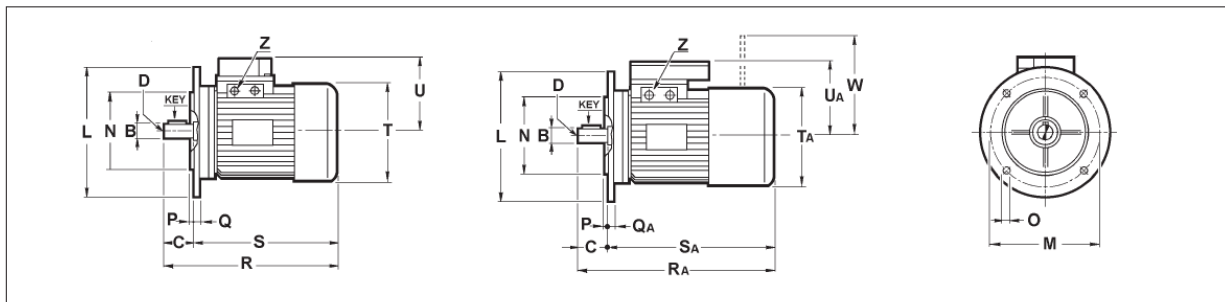
5.5 Technical data

5.5 Technische Daten

30/63	n <sub>1</sub> = 1400					XXA		KXC - XXC - XXF - KKC											
	in	30	63	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	Rd	T <sub>2M</sub> [Nm]	P [kW]	T <sub>2</sub> [Nm]	P <sub>1</sub> [kW]	FS'	Input - IEC								
		i <sub>1</sub>	i <sub>2</sub>								KC - XC		XF						
			B5/B14		B5		B14												
Kg 8.5	150	10	15	9.3	0.56	228	0.400	126	0.22	1.8	—	63	56	—	63	56	—	63	56
	200		20	7.0	0.54	279	0.378	162	0.22	1.7									
	300		4.7	0.46	268	0.285	207	0.22	1.3										
	450	15	3.1	0.43	268	0.202	238	0.18	1.1										
	600		2.3	0.40	268	0.162	215	0.13	1.2										
	900	30	1.6	0.37	268	0.118	250	0.11	1.1										
	1200		1.2	0.33	268	0.099	243	0.09	1.1										
	1500	50	0.9	0.31	268	0.085	189	0.06	1.4										
	1950	65	0.7	0.29	268	0.071	228	0.06	1.2										
	2500	50	0.6	0.26	222	0.050	265	0.06	0.8										
	3250		0.4	0.24	222	0.042	319*	0.06	0.70*										
	4000	80	0.4	0.23	222	0.036	369*	0.06	0.60*										
	5000		0.3	0.21	222	0.031	433*	0.06	0.51*										
	10000	100	0.1	0.16	138	0.012	663*	0.06	0.21*										

**Tabla 2.7 Esquema y especificaciones de motor eléctrico [Tramec, 2020]**

**B5**



Motori elettrici <sup>(1)</sup>  
Electric motors  
Elektromotoren

Motori elettrici autofrenanti <sup>(2)</sup>  
Electric brake motors  
Elektro-Bremsmotoren

	4 poles			B	C	D	L	M	N	O	P	Q	QA	R	RA	S	SA	T	TA	U	UA	W	Z	KEY	
	kW	kg. (1)	kg. (2)																						
56	A	0.06	2.5	4	9	20	M4	120	100	80	7	3	8	8	188	220	168	200	110	110	108	108	90	PG11	3x3x15
	B	0.09	2.6	5																				PG11	3x3x15
	C	0.11	3.2	5																				PG11	3x3x15
63	A	0.13	3.7	5	11	23	M4	140	115	95	9	3	9	9	208	257	185	234	123	123	110	110	98	PG11	4x4x15
	B	0.18	4.3	7																				PG11	
	C	0.22	4.3	7																				PG11	

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

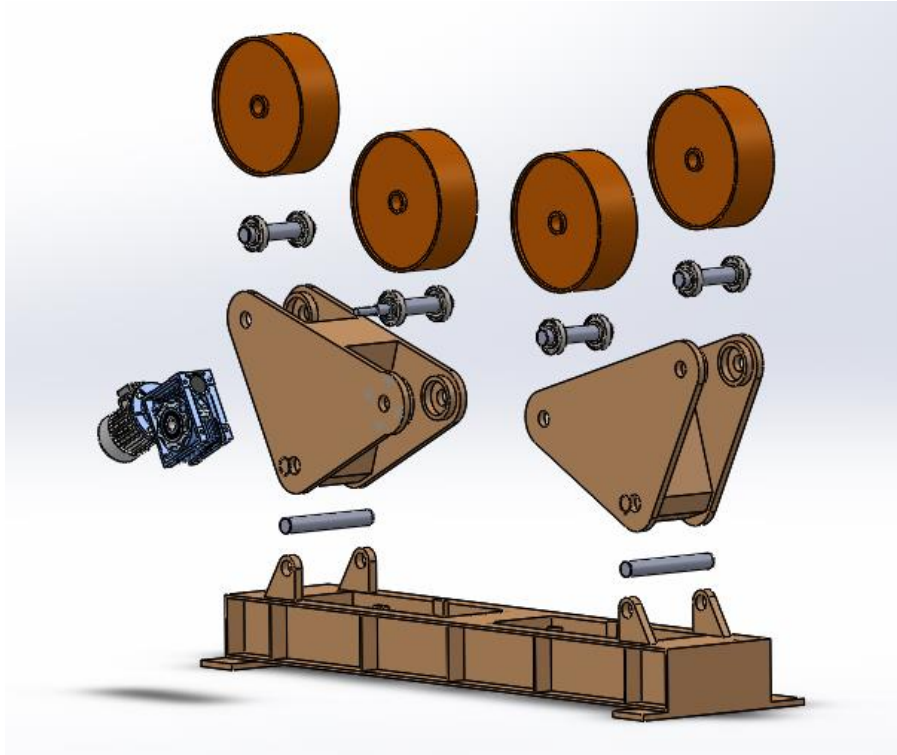
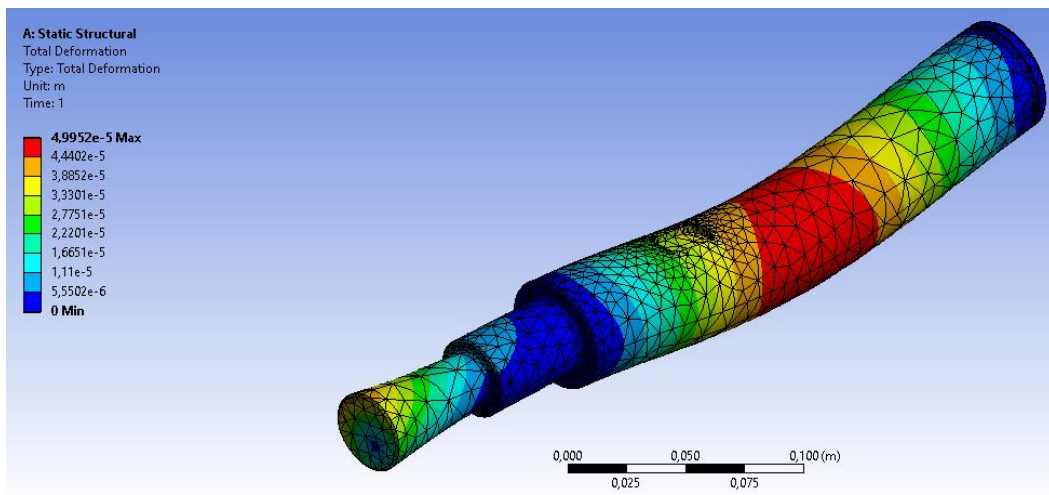


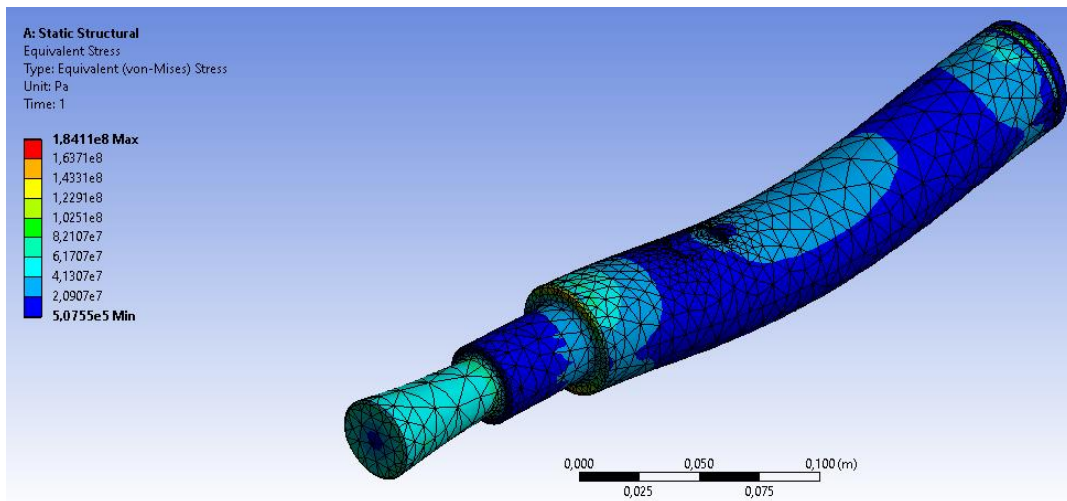
Figura 3.1 Despiece de la máquina [Elaboración propia]

### 3.1 Eje motriz

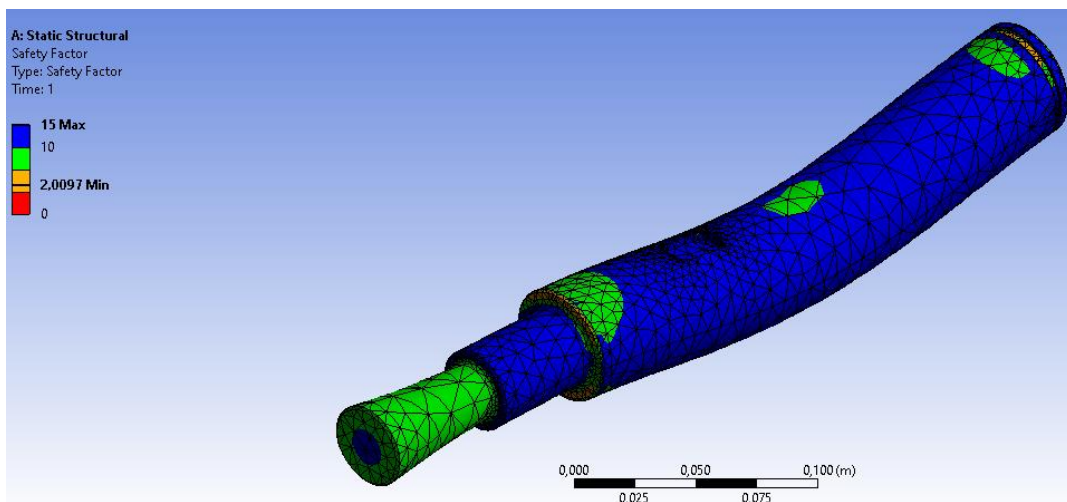
Seleccionado el motor reductor se obtuvo cotas para el diseño final del eje. El eje de salida del motor reductor debe ser de 25 mm por lo que se rediseñó el eje con una reducción. La tasa de reducción recomendada es de 1.2 pero en este caso esta sección de eje está sometida únicamente a torsión por lo que se tomó un factor de reducción de 1.5 lo que nos llevó a tener 2 reducciones. El diseño final del eje se detalla en el plano eje motriz del apéndice B. Al realizar el análisis de elementos finitos se obtuvo lo siguiente:



**Figura 3.2 Deformación del eje motriz bajo carga máxima [Elaboración propia]**



**Figura 3.3 Esfuerzo equivalente máximo del eje motriz [Elaboración propia]**



**Figura 3.4 Factor de seguridad del eje motriz [Elaboración propia]**

En la figura 3.2 se obtuvo la deformación máxima total del eje con un valor de 0.05 mm, deformación que se consideró aceptable para el diseño. La figura 3.3 muestra el factor de seguridad obtenido fue de 2 el cual se aproxima al valor del diseño conceptual. Se incluyó en el diseño elementos de sujeción como anillos de fijación exteriores, la tabla A14 indica las cotas de diseño de la ranura en el eje para su colocación.

Según las especificaciones de la caja reductora, para la sección de eje con diámetro 25 mm la cuña debe tener una medida de 8 mm de ancho por 6.6 mm de alto. La longitud de la cuña debe ser 1.5 veces menor que el diámetro, por lo tanto, la longitud de la cuña es  $L=16$  mm. Se calculó la fuerza media y la fuerza alternante a partir del torque dividido entre el radio del eje en ese punto.

$$F_a = \frac{T_a}{r} \quad (3.1)$$

$$F_m = \frac{T_m}{r} \quad (3.2)$$

$$F_a = \frac{100.44 \text{ Nm}}{0.0225 \text{ m}} = 4017.6 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{100.44 \text{ Nm}}{0.0225 \text{ m}} = 4017.6 \text{ N}$$

La ecuación para calcular el esfuerzo cortante alternante y medio están definidos por las siguientes ecuaciones:

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{cortante}} \quad (3.3)$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cortante}} \quad (3.4)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{4017.6 \text{ N}}{8 \text{ mm} * 16 \text{ mm}} = 31.39 \text{ MPa}$$

Se calculó el esfuerzo equivalente de Von Mises para cada componente mediante la ecuación 2.14 y se obtuvo lo siguiente:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(31.39 \text{ MPa})^2} = 54.36 \text{ MPa}$$

Se seleccionó el acero AISI 1015 HR como material para la cuña, este tiene un  $S_{ut} = 340 \text{ MPa}$  y  $S_y = 190 \text{ MPa}$ . De aquí se obtuvo que  $S_e = 170 \text{ MPa}$ . Con el criterio de Goodman modificado (ecuación 2.7) se determinó el factor de seguridad para la cuña.

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{108.73 \text{ MPa}}{170 \text{ MPa}} + \frac{108.73 \text{ MPa}}{340 \text{ MPa}}} = 2.24$$

El esfuerzo de contacto sobre la cuña es de compresión por lo que se considera como carga estática. El esfuerzo de contacto máximo se determinó mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{contacto}}} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{4017.6 + 4017.6}{16 \text{ mm} * 3.3 \text{ mm}} = 152.2 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad para falla de contacto se calculó de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} \quad (3.6)$$

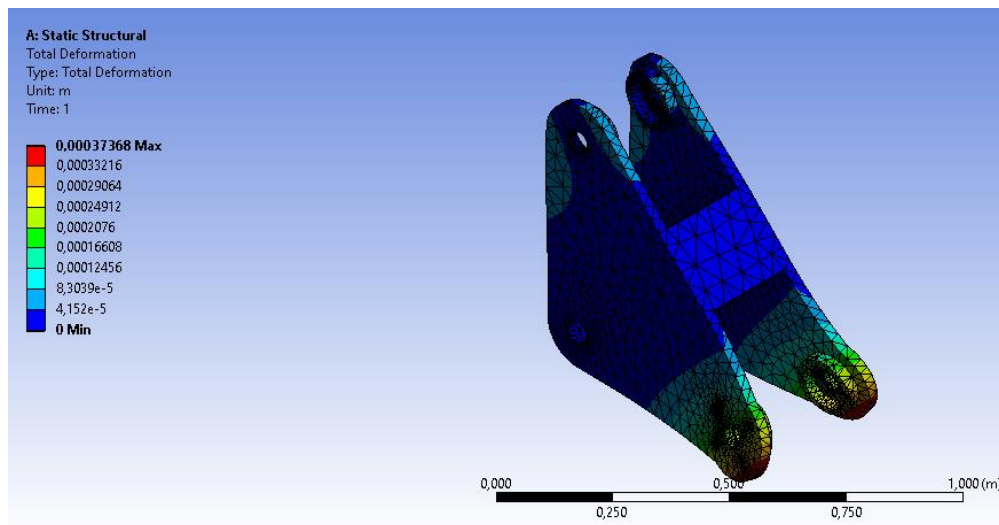
$$N_s = \frac{190 \text{ MPa}}{152.2 \text{ MPa}} = 1.25$$

### 3.2 Soporte rotatorio de rodillos

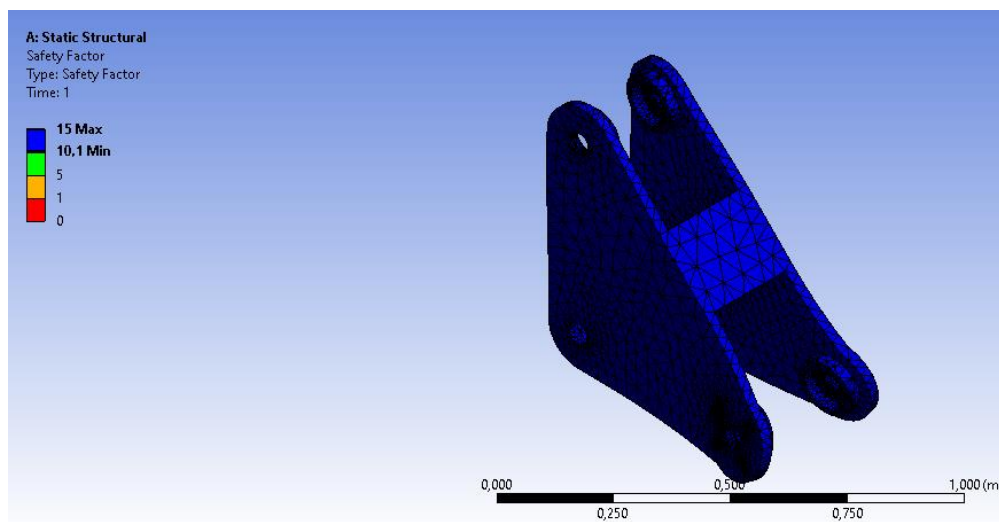
Para el diseño de los rotores se partió del diseño de forma de la figura 2.8 y 2.7. El rodamiento para los ejes tiene un diámetro exterior de 110 mm y un ancho de 27 mm. De la tabla A13 se obtuvo la posición, diámetro y la cantidad de pernos necesarios para sujetar el motor reductor. Se tomó un espesor de material de 25 mm para su diseño y simulación. Como está formado por dos superficies planas y paralelas, para unir estas caras y agregar rigidez al elemento se colocó un rigidizador. Este se consideró que parta desde el punto de rotación hacia el centro. El plano Rotor 1 del apéndice B muestra en detalle el diseño de este elemento. Para el tamaño de las juntas soldadas de este elemento se consideró la tabla A8.



Completado este diseño se realizó el análisis de elementos finitos donde se obtuvo lo siguiente.



**Figura 3.5 Deformación del soporte rotatorio de rodillos [Elaboración propia]**



**Figura 3.6 Factor de seguridad del soporte rotatorio de rodillos [Elaboración propia]**

La figura 3.5 mostró que bajo la carga máxima sufrirá una deformación de 0.3 mm y la figura 3.6 indicó que tiene un factor de seguridad mínimo de 10.1. Si bien el factor de seguridad es bastante elevado se conservó este diseño debido a la deformación. Deformaciones mayores afectarán en la alineación del eje con los rodamientos.

### 3.3 Base de piso

Se determinó los perfiles principales que conforman este diseño y como se observó en el diseño de forma de la figura 2.11 se agregó rigidizadores en puntos críticos

donde podría fallar en caso de carga máxima. Se simuló este elemento en 2 casos diferentes:

### 3.3.1 Carga y diámetro máximo.

Los resultados de la simulación fueron los siguientes:

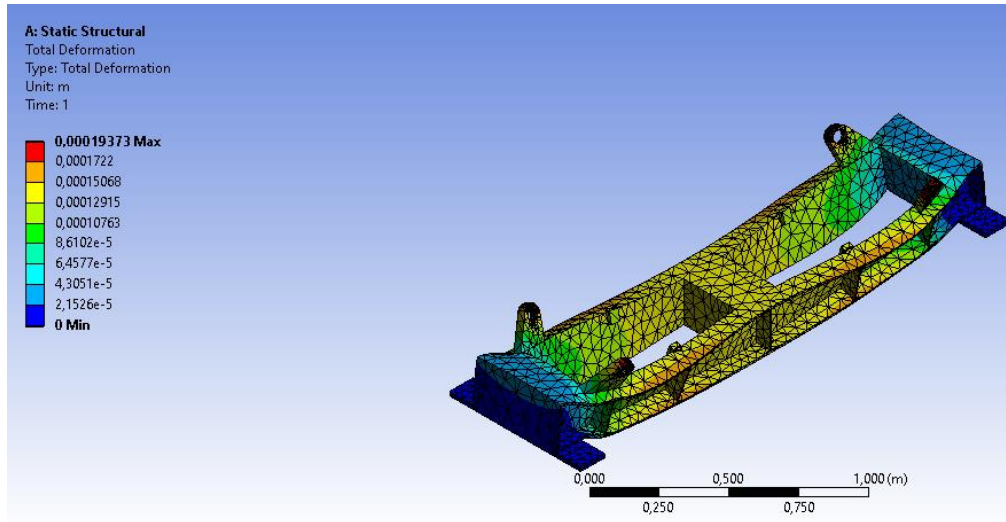


Figura 3.7 Deformación de base bajo carga y diámetro máximo [Elaboración propia]

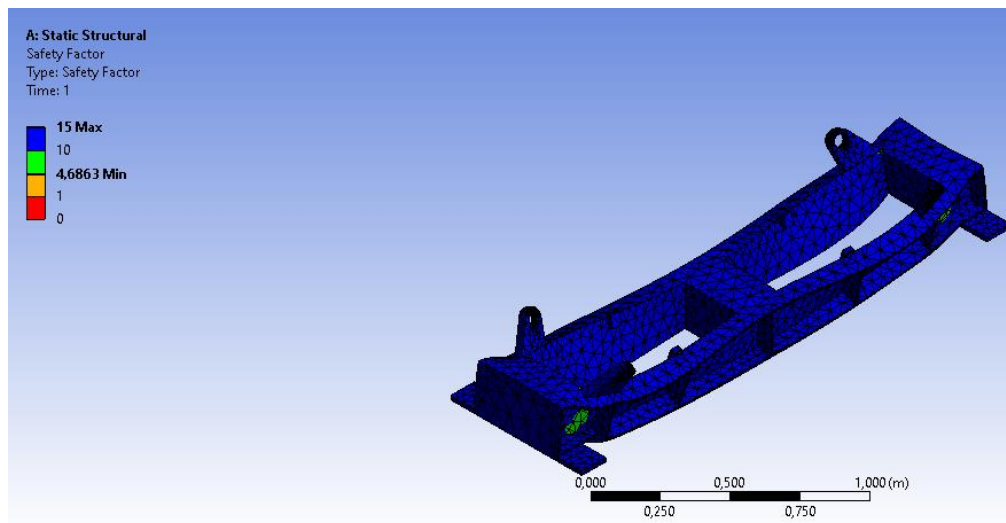
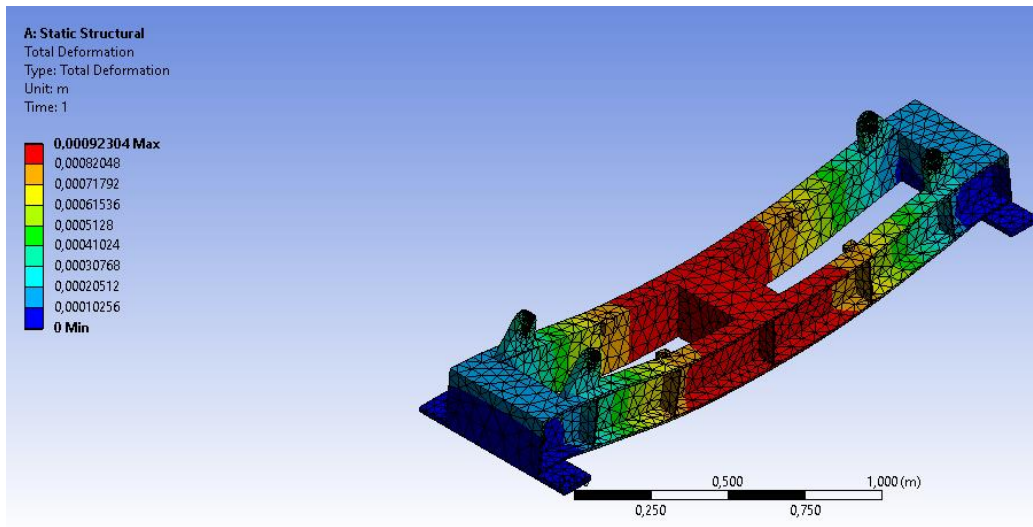


Figura 3.8 Factor de seguridad de la base bajo carga y diámetro máximo [Elaboración propia]

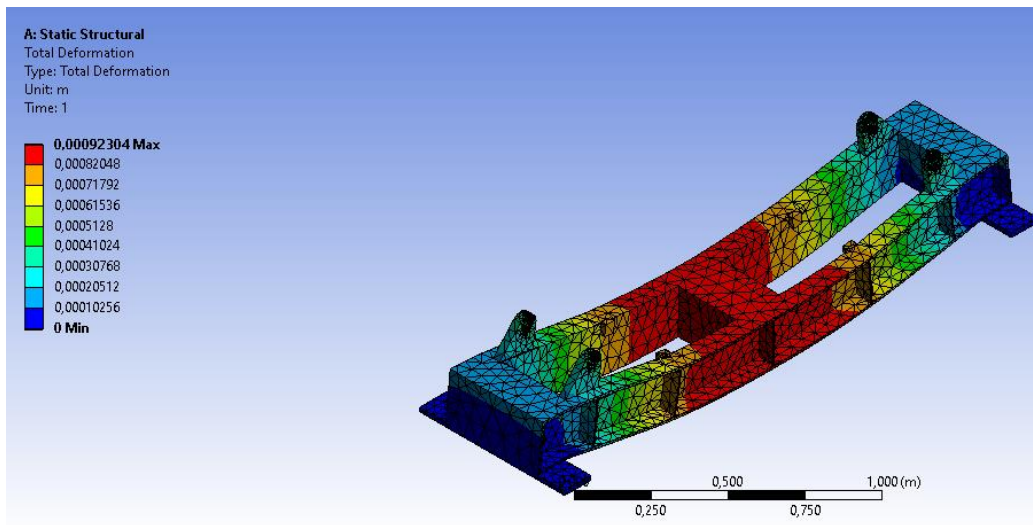
Bajo estas condiciones se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 10, es mayor que el que se consideró en la selección de los perfiles principales. Esto se produjo debido a la colocación de elementos secundarios tales como los rigidizadores. La deformación máxima es de 0.2 mm y esta ocurrió en la oreja donde apoya el cuerpo formado por los rodillos y su base. Bajo estas condiciones de trabajo se aceptó el diseño.

### 3.3.2 Carga máxima cuando apoya solo en los rodillos internos

Bajo estas condiciones se obtuvo lo siguiente:



**Figura 3.9 Deformación bajo carga máxima en rodillos internos [Elaboración propia]**



**Figura 3.10 Factor de seguridad máximo bajo carga máxima en rodillos internos [Elaboración propia]**

Bajo estas condiciones se obtuvo una deformación máxima de 1 mm y un factor de seguridad mínima de 1.95. El diseño cumplió con los criterios de diseño bajo ambas condiciones de carga por lo que se aceptó el diseño. El plano Piso del apéndice B muestra el diseño detallado de este elemento.

### 3.4 Rodillos

Debido a la geometría compleja de los rodillos este diseño se realizó directamente en software. De la simulación se obtuvo lo siguiente:

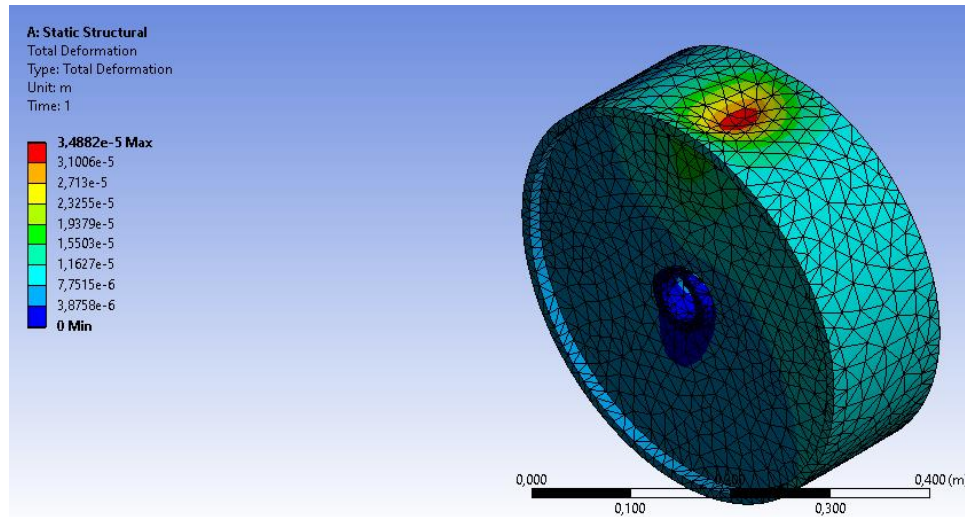


Figura 3.11 Deformación del rodillo bajo carga máxima [Elaboración propia]

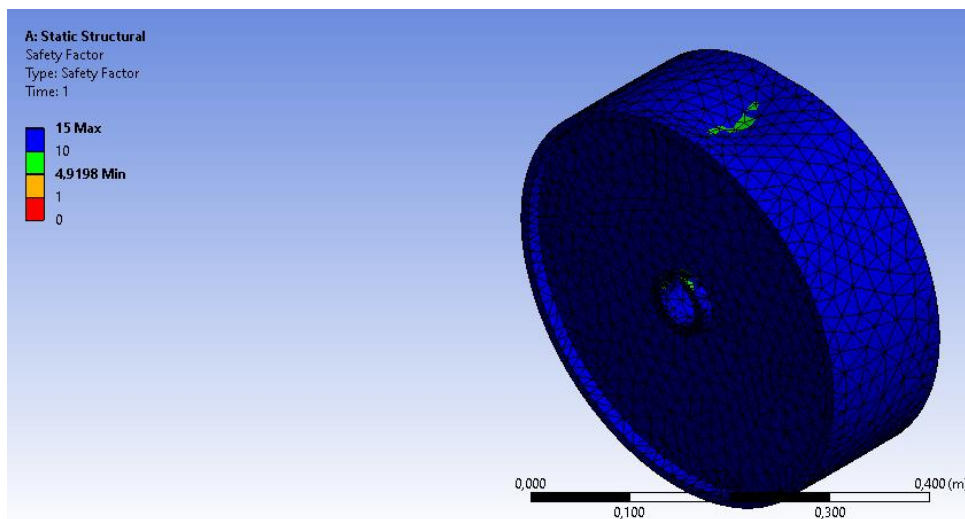


Figura 3.12 Factor de seguridad para los rodillos con carga máxima [Elaboración propia]

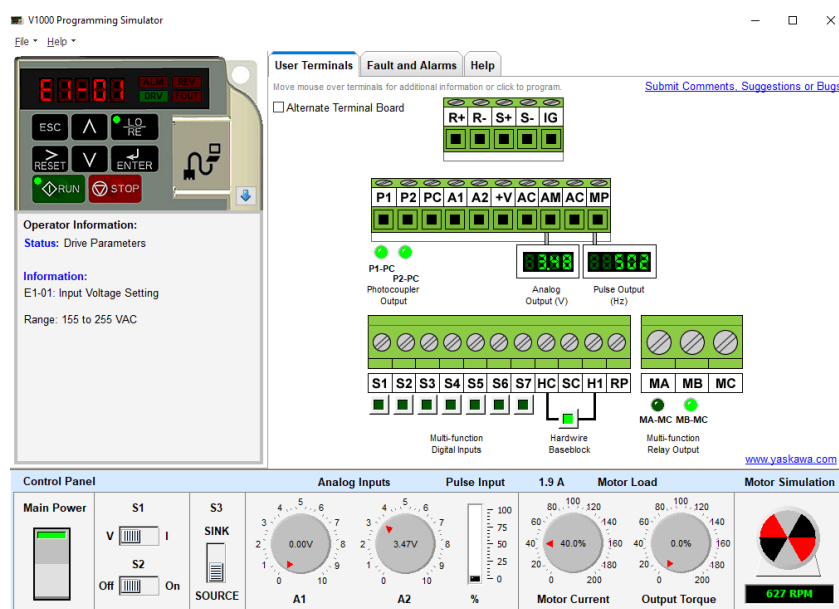
La deformación máxima en el rodillo según indica la figura 3.11 fue de 0.035 mm y de la figura 3.12 obtenemos un factor de seguridad de 4.9. Con estos resultados se aceptó el diseño a pesar del factor de seguridad alto, se consideró el hecho de que la junta soldada afecta el material y el material en la realidad puede presentar fallas en su estructura cristalina.

### 3.5 Motor reductor

Con los datos obtenidos de torque 100.45 N/m y relación de transmisión 0.9, se seleccionó un motor reductor de la marca Tramec con serie XXC 30/63 B5, el cual tienen unos valores superiores a los mencionados debido a las diferentes pérdidas que se pueden ocasionar. También se empleó un variador de frecuencia de marca CA YASKAWA-V1000 para regular la velocidad angular del motor a partir de sus datos de placa. En la tabla 3.1 se encuentran los datos de configuración del variador de frecuencia.

**Tabla 3.1 Parámetros para configuración del variador de frecuencia [Yaskawa Electric Corporation, 2008]**

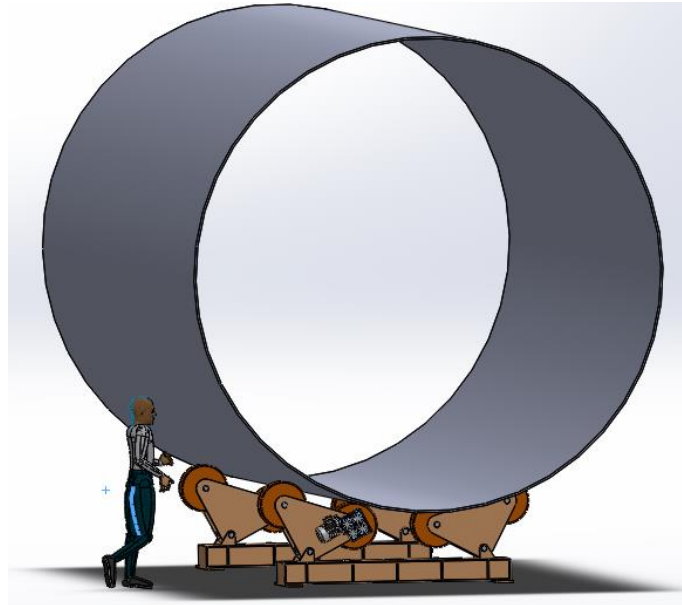
Parámetro	Nombre	Parámetro	Nombre
A1-02	Selección de Método de Control	E1-03	Selección de Patrón de V/f
b1-01	Selección de Referencia de Frecuencia 1	E1-04	Frecuencia de Salida Máxima (FMAX)
b1-02	Selección de Comando de avance 1	E1-05	Voltaje Máximo (VMAX)
b1-03	Selección de Método de Alto	E1-06	Frecuencia Base(FA)
C1-01	Tiempo de Aceleración 1	E1-09	Frecuencia de Salida Mínima (FMIN)
C1-02	Tiempo de Desaceleración 1	E1-13	Voltaje Base (VBASE)
C6-01	Selección de Trabajo	E2-01	Corriente Nominal del Motor
C6-02	Selección de Frecuencia de Portadora	E2-04	Número de Polos del Motor
d1-01	Referencia de Frecuencia 1	E2-11	Capacidad Nominal del Motor
d1-02	Referencia de Frecuencia 2	H4-02	Configuración de Ganancia de FM de Terminal
d1-03	Referencia de Frecuencia 3	L1-01	Selección de Función de Protección del Motor
d1-04	Referencia de Frecuencia 4	L3-04	Selección de Prevención de Pérdida de Velocidad durante la Desaceleración
d1-17	Referencia de Frecuencia de Avance Lento		
E1-01	Referencia de Voltaje de Entrada		



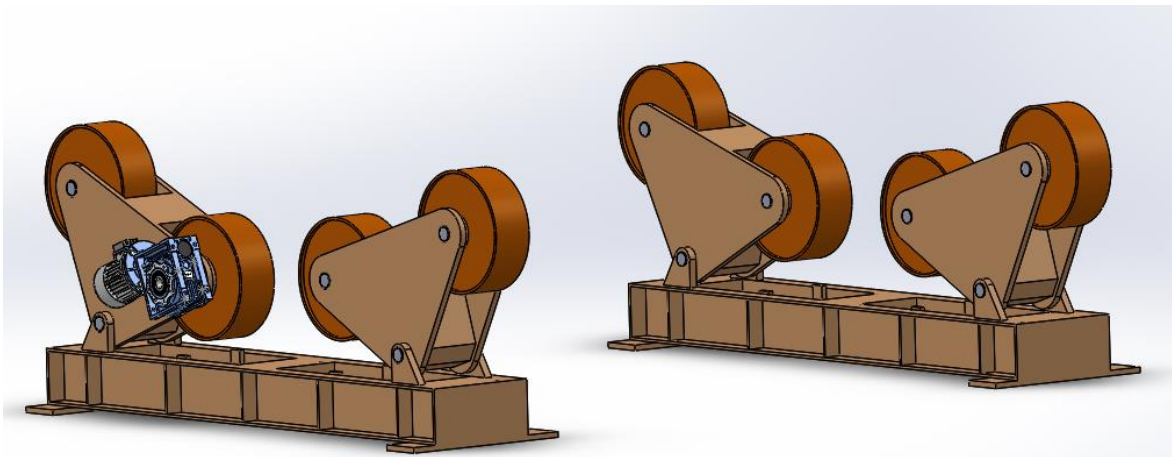
**Figura 3.13 Configuración del variador de frecuencia [Elaboración propia]**



### 3.6 Diseño final



**Figura 3.14 Máquina con tubo de diámetro 4500 mm [Elaboración propia]**



**Figura 3.15. Esquema de máquina [Elaboración propia]**

La figura 3.14 y 3.15 muestra el esquema de la máquina. La distancia entre un eje y el otro será a decisión del cliente el cual lo acomodará de acuerdo con sus necesidades. En la figura 3.14 la máquina está cargada con un tubo de 4500 mm de espesor. Para el proceso de soldadura de esta máquina se seleccionó un proceso FCAW con un alambre E71T1-1. Este tipo de alambre es un alambre muy comercial en nuestro medio y económico.

### 3.6 Análisis económico.

Para la fabricación se consideró los siguientes pesos:

**Tabla 3.2 Pesos de elementos de la máquina [Elaboración propia]**

Elemento	Peso [kg]	Cantidad	Total [kg]
Eje soporte	5.37	2	10.74
Eje motriz	4.8	1	4.8
Eje libre	4.3	7	30.1
Rotor 1	136.26	1	136.26
Rotor 2	135.18	3	405.54
Piso	193.4	2	386.8
Rueda	41.5	8	332
			<b>1,306.24</b>

**Tabla 3.3 Costo de elementos adicionales [Elaboración propia]**

Elemento	Cantidad	Costo	Total
Motorreductor	1	\$1,200	\$1,200
Rodamientos	16	\$37	\$592
Anillos de fijación	15	\$0.50	\$8
Pernos	4	\$0.70	\$3
Variador de frecuencia	1	\$410	\$410
			<b>\$2,213</b>

**Tabla 3.4 Rubro de fabricación por peso [Elaboración propia]**

Rubro	\$/kg	Peso [kg]	Total
Material base	1.04	1,306.24	\$1,358.49
Máquinas	0.05	1,306.24	\$65.31
Mano de obra	0.20	1,306.24	\$261.25
			<b>1,685.05</b>

La fabricación de la máquina tendrá un costo de \$3,898.05 más el costo del diseño, considerado un 20% del costo total, dando como final \$4,677.66. Este valor será recuperado con la producción de los nuevos lotes demandados, con dimensiones máximas de 5000 mm con 30 ton, en comparación a la máquina actual que puede producir hasta 2500 mm con 20 ton aproximadamente y también se evitan los tiempos de parada de 60 min. Dentro de los beneficios de la máquina está la ausencia de parada que se ve reflejada cuando se cambia tres veces de formato, ya

que, aproximadamente una junta se realiza en tres horas, entonces a la tercera parada estas tres horas representarían una junta adicional en la nueva máquina.

Otro beneficio es que se puede fabricar de forma rápida sin la necesidad de importar ningún elemento o la propia máquina, esta última tiene un costo aproximado de \$12,000 incluida importación, con las siguientes características mencionadas en la tabla 3.5, lo cual sería equivalente al doble de lo que cuesta fabricarla localmente.

**Tabla 3.5 Datos de la máquina fabricada en el exterior [Elaboración propia]**

<b>Marca</b>	Zhouxian
<b>Modelo</b>	GLHZ-40
<b>Capacidad</b>	40 ton / 600-4200 mm



# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- Se realizó el diseño conceptual de dos propuestas que cumplen con el espacio suministrado para la máquina de 3 m de ancho y las capacidades de carga máxima de 30 Ton con un diámetro de tubo de 400 mm hasta 5000 mm. Se seleccionó la más adecuada en función de parámetros establecidos por el cliente, resultando una máquina que permite alinear el tubo de forma rápida y fácil, también es segura para el operario y su costo de fabricación es bajo en relación con el beneficio que se obtendrá con su funcionamiento.
- Para el estudio de diferentes elementos críticos de la máquina, se empleó el análisis de elementos finitos, el cual, permitió modificar las dimensiones de los elementos para que el esfuerzo no sobrepase el límite elástico del material empleado, esto garantiza que la máquina trabaje con normalidad y seguridad en condiciones de máxima capacidad.
- El análisis de elementos finitos mostro los diferentes esfuerzos y deformaciones que tiene la bancada o piso y los rotores con un material de acero ASTM A572 Gr. 50; los ejes libres y el motriz con un acero AISI 1018. Mediante el análisis se visualizó el punto crítico del eje motriz es el punto de flexión máxima a pesar de que no exista torsión en ese punto, donde se obtuvo un esfuerzo máximo de 184 MPa y una deformación de 0.05 mm, debido a la carga máxima de 30 Ton. Con el análisis de esfuerzos se obtuvo 1.25 como factor de diseño mínimo para la máquina, el cual corresponde al factor de seguridad por contacto de la cuña en la sección de 25 mm del eje motriz, ya que es preferible que el primer elemento en fallar sea la cuña a algún otro elemento más costoso.
- Para suministrar el movimiento al eje motriz se seleccionó un motor reductor mediante el factor de reducción que es de  $0.9 \text{ min}^{-1}$  y un torque de 268 Nm, el cual suministrara una potencia de 0.085 kW. Este equipo hará rotar el tubo cilíndrico cuando se desee realizar la soldadura circunferencial por arco sumergido a una velocidad de rotación de  $0.006 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ , la cual se recomienda para soldar un espesor de 10 mm.

- El costo de fabricación de la máquina es de \$4,677.66, siendo este bajo comparado con el costo del producto que está destinada a fabricar, resultando rentable la construcción de la máquina, además, la empresa se desempeña en el sector metalmecánico, por lo que dispone de personal capacitado para la fabricación, evitando subcontratar a otra empresa o personal para la construcción del proyecto. Cabe destacar que este tipo de máquina no se encuentra a la venta localmente y su compra en el extranjero implicaría un costo de importación que elevaría el costo.

#### **4.2 Recomendaciones**

- Para evaluar el diseño en un software de análisis de elementos finitos, se recomienda trabajar con factores de seguridad altos. Esto se debe a que el programa asume y simula la pieza como si fuera un solo sólido, sin embargo, en la práctica estos elementos se unen mediante soldadura y el aporte de calor y los defectos que pueda tener la misma afectarán a las capacidades de trabajo reales.
- Se recomienda referirse a códigos de diseño e inspección establecidos por las normativas AWS para así simplificar la fabricación y cumplir al menos con los requerimientos mínimos.
- Se recomienda revisar los catálogos de perfiles estructurales y elementos de máquinas para tomar en consideración los componentes que hay en stock en el mercado nacional.
- Una posibilidad de mejora sería incorporar un riel que permita a la máquina ajustarse a la longitud del tubo.
- Colocar adhesivos de seguridad y delimitar la zona en la que existirán estos riesgos.
- Pintar el equipo para que no se vea afectado por la corrosión.

## BIBLIOGRAFÍA

- Alibaba. (2022). Alibaba. Obtenido de [https://www.alibaba.com/product-detail/Pipe-Welding-Rotator-Pipe-Welding-Rotator\\_1600279013399.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal\\_offer.d\\_title.f8ed2d3aKl5mKm&s=p](https://www.alibaba.com/product-detail/Pipe-Welding-Rotator-Pipe-Welding-Rotator_1600279013399.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_title.f8ed2d3aKl5mKm&s=p)
- American Society for Testing and Materials. (2020). E213 - Standard Practice for Ultrasonic Testing of Metal Pipe and Tubing. West Conshohocken: American Society for Testing and Materials.
- American Welding Society. (2020). Structural Welding Code - Steel (22nd ed.). Miami: American National Standards Institute.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9th ed). México, DF.: McGraw-Hill Interamericana.
- Company, Rotor Clip. (2005). Catálogo de productos.
- Corporation, NTN. (2020). Ball and roller bearings. CAT.No.2203/E. Osaka.
- DIPAC. (2019). Catálogo de productos.
- INDURA S.A. (2007). Manual de Sistemas y Materiales de Soldadura. Santiago de Chile: Ograma.
- IPAC. (2019). Catálogo IPAC, productos y servicios.
- L. Norton, R. (2011). Diseño de máquinas (4th ed). México: Pearson Education.
- Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2016). NTE INEN 2415. Tubos de acero al carbono soldados para aplicaciones estructurales y usos generales. Requisitos . Quito: Servicio Ecuatoriano de Normalización.
- SKF Group. (2012). Composite plane bearings.
- Structural Welding Code AWS D1.1. (2020). Miami: American National Standards Institute.
- Submerged Arc Welding Process. (2021). Obtenido de <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/job-knowledge/submerged-arc-welding-process-005>.
- Tramec. (2020). Reductoros de tornillo sin fin.
- TWI Ltd. (2021). Submerged arc welding process.
- Yaskawa Electric Corporation. (2008). Inversor CA YASKAWA V-1000.

# APÉNDICES

## APÉNDICE A

### Tablas y figuras para diseño y selección

**Tabla de Dimensiones estándar para cuñas y tornillos prisioneros [L. Norton, 2011]**

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

**Tabla de Horas de servicio para rodamientos según su aplicación [Corporation, NTN, 2020]**

**Table 3.5 Machine application and requisite life (reference)**

Service classification	Machine application and requisite life $L_{10h}$ <span style="float: right;"><math>\times 10^3</math> hours</span>				
	Up to 4	4 to 12	12 to 30	30 to 60	60 or more
Machines used for short periods or used only occasionally	Household appliances Electric hand tools	Farm machinery Office equipment			
Short period or intermittent use, but with high reliability requirements	Medical appliances Measuring instruments	Home air-conditioning motor Construction equipment Elevators Cranes	Crane (sheaves)		
Machines not in constant use, but used for long periods	Automobiles Two-wheeled vehicles	Small motors Buses/trucks General gear drives Woodworking machines	Machine spindles Industrial motors Crushers Vibrating screens	Main gear drives Rubber/plastic Calender rolls Printing machines	
Machines in constant use over 8 hours a day		Roll neck of steel mill Escalators Conveyors Centrifuges	Railway vehicle axles Air conditioners Large motors Compressor pumps	Locomotive axles Traction motors Mine hoists Pressed flywheels	Papermaking machines Propulsion equipment for marine vessels
24 hour continuous operation, non-interruptible					Water supply equipment Mine drain pumps/ventilators Power generating equipment

Tabla de Factor de seguridad para rodamientos [Corporation, NTN, 2020]

Table 3.6 Minimum safety factor values  $S_0$

Operating conditions	Ball bearing	Roller bearing
Applications that require quiet rotation	2	3
Applications subjected to impact loads	1.5	3
Normal rotation applications	1	1.5

Tabla de Catálogo de rodamientos para eje diámetro 50mm [Corporation, NTN, 2020]

50	65	7	0.3	0.3	7.30	6.10	0.405	16.1	9 600	11 000	—	5 300	6810JR	ZZ	LLB	—	LLU
	72	12	0.6	0.5	14.9	11.2	0.765	16.3	8 900	11 000	6 100	5 100	6910	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	10	0.6	—	14.7	11.3	0.760	16.4	8 400	9 800	—	—	16010	—	—	—	—
	80	16	1	0.5	24.2	16.6	1.24	15.5	8 400	9 800	6 000	5 000	6010	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	20	1.1	0.5	39.0	23.2	1.82	14.4	7 100	8 300	5 700	4 700	6210	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	0.5	68.5	38.5	2.99	13.2	6 400	7 500	5 000	4 200	6310	ZZ	LLB	LLH	LLU
	130	31	2.1	—	92.0	49.5	3.85	12.5	5 700	6 700	—	—	6410	ZZ	—	—	—

Tabla de Catálogo de perfil estructural canal U [DIPAC, 2019]

Designación	Dimensiones (mm)			Masa Kg/m	A cm <sup>2</sup>	d1 cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
C 200 x 50 x 2	200	50	2	4,59	5,87	0,92	316	11,8	31,6	2,88	7,34	1,42
C 200 x 50 x 3	200	50	3	6,80	8,7	0,96	462	17,1	46,2	4,23	7,29	1,4
C 200 x 50 x 4	200	50	4	8,95	11,5	1,0	600	22,1	60	5,52	7,23	1,39
C 200 x 50 x 5	200	50	5	11,05	14,2	1,05	729	26,7	72,9	6,75	7,17	1,37
C 200 x 50 x 6	200	50	6	13,08	16,81	1,09	850,8	31,18	85,08	7,97	7,11	1,36
C 200 x 60 x 5	200	60	5	11,83	15,18	1,34	853,8	45,29	85,33	9,72	7,5	1,73
C 200 x 60 x 6	200	60	6	14,02	18,01	1,39	963,8	53,04	96,37	11,5	7,31	1,71
C 200 x 60 x 8	200	60	8	18,23	23,5	1,53	1219	66,96	121,9	14,96	7,2	1,68
C 200 x 80 x 6	200	80	6	15,91	20,42	2,14	1190	120,8	119	20,61	7,63	2,43
C 200 x 80 x 8	200	80	8	20,74	26,69	2,14	1514	153,9	151,4	26,27	7,53	2,4
C 200 x 80 x 10	200	80	10	25,34	32,71	2,23	1803	183,9	180,3	31,87	7,42	2,37
C 200 x 80 x 12	200	80	12	29,71	38,47	2,32	2060	210,4	206	37,04	7,32	2,34
C 200 x 100 x 6	200	100	6	17,79	22,82	2,78	1416	225,3	141,6	31,19	7,87	3,14
C 200 x 100 x 8	200	100	8	23,25	29,89	2,87	1809	289,6	180,9	40,61	7,77	3,11
C 200 x 100 x 10	200	100	10	28,48	36,71	2,97	2165	348,6	216,5	49,59	7,67	3,08
C 200 x 100 x 12	200	100	12	34,28	43,28	3,07	2485	420,8	248,5	60,72	7,58	3,12
C 250 x 60 x 3	250	60	3	8,45	10,8	1,1	894,5	30,27	71,56	6,18	9,1	1,67

Tabla de Catálogo de bujes SKF [SKF Group, 2012]

Dimensions					Basic load ratings		Mass	Designations		
d	D	B	M <sup>A)</sup>	c <sub>1</sub> min	c <sub>2</sub> min	dynamic		static	Straight bushing of PTFE composite	POM composite
mm						kN		g	—	
45	50	20	—	0,2	1,2	69,5	216	65	PCM 455020 E	—
	50	20	5	0,2	1,2	104	216	52	—	PCM 455020 M
	50	30	—	0,2	1,2	106	325	83	PCM 455030 E	—
	50	30	5	0,2	1,2	156	325	78	—	PCM 455030 M
	50	40	—	0,2	1,2	140	440	110	PCM 455040 E	—
	50	40	5	0,2	1,2	212	440	105	—	PCM 455040 M
50	50	50	—	0,2	1,2	176	550	140	PCM 455050 E	—
	50	50	5	0,2	1,2	265	550	130	—	PCM 455050 M
	55	20	—	0,2	1,2	76,5	240	62	PCM 505520 E	—
	55	30	—	0,2	1,2	116	365	93	PCM 505530 E	—
	55	30	5	0,2	1,2	176	365	86	—	PCM 505530 M
	55	40	—	0,2	1,2	156	490	125	PCM 505540 E	—
	55	40	5	0,2	1,2	236	490	115	—	PCM 505540 M
	55	60	—	0,2	1,2	236	735	185	PCM 505560 E	—
	55	60	5	0,2	1,2	355	735	170	—	PCM 505560 M

**Tabla de Tamaño mínimo de soldadura a filete [American Welding Society, 2020]**

**Minimum Fillet Weld Sizes (See 7.13)**

Base Metal Thickness (T) <sup>a</sup>		Minimum Size of Fillet Weld <sup>b</sup>	
in	mm	in	mm
$T \leq 1/4$	$T \leq 6$	1/8 <sup>c</sup>	3 <sup>c</sup>
$1/4 < T \leq 1/2$	$6 < T \leq 12$	3/16	5
$1/2 < T \leq 3/4$	$12 < T \leq 20$	1/4	6
$3/4 < T$	$20 < T$	5/16	8

<sup>a</sup> For nonlow-hydrogen processes without preheat calculated in conformance with 6.8.4, T equals thickness of the thicker part joined; single-pass welds shall be used.

For nonlow-hydrogen processes using procedures established to prevent cracking in conformance with 6.8.4 and for low-hydrogen processes, T equals thickness of the thinner part joined; single-pass requirement shall not apply.

<sup>b</sup> Except that the weld size need not exceed the thickness of the thinner part joined.

<sup>c</sup> Minimum size for cyclically loaded structures shall be 3/16 in [5 mm].

**Tabla de Clasificación de materiales por grupo [Structural Welding Code AWS D1.1, 2020]**

**Table 5.3 (Continued)  
Approved Base Metals for Prequalified WPSs (see 5.3)**

G R O U P	Steel Specification Requirements				
	Steel Specification	Minimum Yield Point/Strength		Tensile Range	
		ksi	MPa	ksi	MPa
	ASTM A36	All thicknesses	36	250	58–80 400–550
	ASTM A131	Grades AH32, DH32, EH32	46	315	64–85 440–590
		Grades AH36, DH36, EH36	51	355	71–90 490–620
	ASTM A501	Grade B	50	345	70 min. 485 min.
	ASTM A516	Grade 65	35	240	65–85 450–585
		Grade 70	38	260	70–90 485–620
	ASTM A529	Grade 50	50	345	65–100 450–690
		Grade 55	55	380	70–100 485–690
	ASTM A537 Class 1	$\leq 2 \frac{1}{2}$ in [ $\leq 65$ mm]	50	345	70–90 485–620
		$> 2 \frac{1}{2}$ [65 mm] $\leq 4$ in [100 mm]	45	310	65–85 450–585
	ASTM A572	Grade 42	42	290	60 min. 415 min.
		Grade 50	50	345	65 min. 450 min.
		Grade 55	55	380	70 min. 485 min.
	ASTM A588 <sup>b</sup>	$\leq 4$ in [100 mm]	50	345	70 min. 485 min.
		$> 4$ in [100 mm] $\leq 5$ in [125 mm]	46	315	67min. 460 min.
		$> 5$ in [125 mm] $\leq 8$ in [200 mm]	42	290	63 min. 435 min.
		All Shapes	50	345	70 min. 485 min.
	ASTM A595	Grade A	55	380	65 min. 450 min.
		Grades B and C	60	410	70 min. 480 min.
	ASTM A606 <sup>b</sup>	Cold-rolled Grade 45	45	310	65 min. 450 min.
		Hot-rolled Grade 50 (AR)	50	340	70 min. 480 min.
		Hot-rolled Grade 50 (A or N)	45	310	65 min. 450 min.
II	ASTM A618	Grades Ib, II wall $\leq \frac{3}{4}$ in [19 mm]	50	345	70 min. 485 min.
		Grades Ib, II wall $> \frac{3}{4}$ in $\leq 1\text{-}1/2$ in [ $> 19$ mm $\leq 38$ mm]	46	315	67 min. 460 min.
		Grade III	50	345	65 min. 450 min.







Tabla de Esquema y especificaciones del acople del motorreductor al rotor y al eje.

[Tramec, 2020]

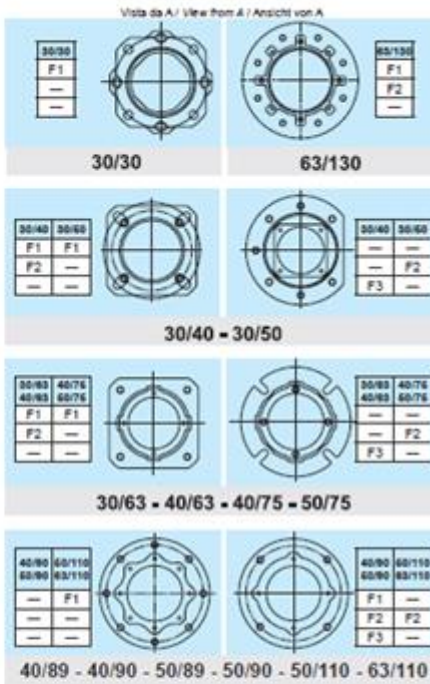
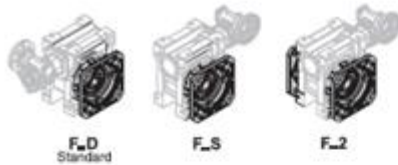
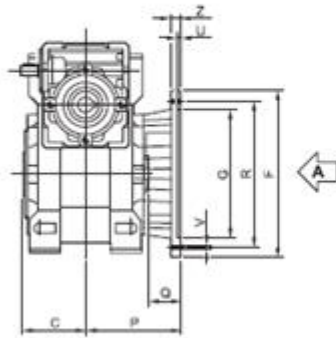


5.6 Dimensioni

5.6 Dimensions

5.6 Abmessungen

Flangia uscita / Output flange / Abtriebsflansch

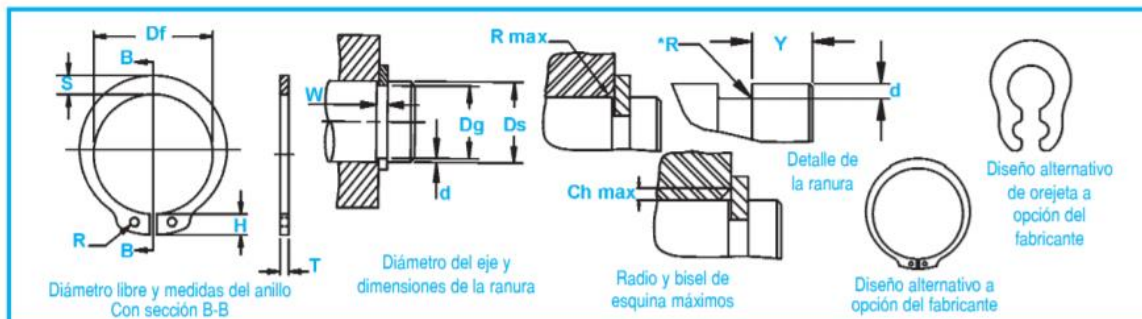


KX XX KK	Tipo Type Typ	C	F		G H	P	Q	R	U	V			Z
			Ø	Ø						Ø	Ø	Ø	
30/30	F1	31.5	55	60	54.5	22	68	4	4	4	6.5	6	
30/40	F1	29	85	60	67	28	75-90	4	4	4	9	8	
	F2		85	60	97	68	75-90	4	4	4	9	8	
	F3		140	95	60	41	115	5	4	4	9	10	
30/50	F1	46	94	70	90	44	85-100	5	4	4	11	10	
	F2		160	110	89	43	130	5	4	4	11	11	
30/63 40/63	F1	56	142	115	82	26	150	5	4	4	11	11	
	F2		142	115	112	56	150	5	4	4	11	11	
	F3		160	110	80.5	24.5	130	5	4	4	11	12	
40/75 50/75	F1	60	160	130	111	51	165	5	4	4	13	12	
	F2		160	110	90	30	130	6	4	4	11	13	
40/89	F1	70	200	162	151	41	175	5	4	4	13	12	
40/90	F2		200	162	151	81	175	5	4	4	13	13	
50/89	F3		200	130	110	40	165	6	4	4	11	11	
50/110 63/110	F1	77.5	260	170	131	53.5	230	6	4	4	13	15	
	F2		260	180	160	72.5	215	5	4	4	15	16	
63/130	F1	85	320	180	140	55	265	7	4	4	15	16	
	F2		300	230	140	85	265	7	4	4	15	16	

Tabla de Anillos de fijación exteriores [Company, Rotor Clip, 2005]



# Anillos DSH (DIN 471)



No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
	DIAM.	DIAMETRO	ANCHUR	PROFU	ESPEJOR	DIAMETRO	ALTURA	SECCIO	DIAMETR	PESO	MARGE	CARGA	CARGA	Radio y	Carga	LIMITE			
	(mm)			DIDAD	***	LIBRE	DE LA	MAX.	DEL		DEL	DE	Empuje	Empuje	admisibles	máx.	DE		
	Ds	Dg	TOL.	W	d	T	Tol.	Di	Tol.	H	S	R	kg/	Y	Pr	Pg	R/Ch	Pr	
				Min.						Max.	Ref.	Min.	1000	Min.	kN	kN	Max.	kN	
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00	-0.07	49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000
DSH-55	55	52.0	-0.30	2.15	1.50	2.00		50.8	+0.06/-1.10	7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000

TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILIMETROS.

\*El radio "R" en el lado de la carga no debe ser mayor que 0,1 T.

XXC

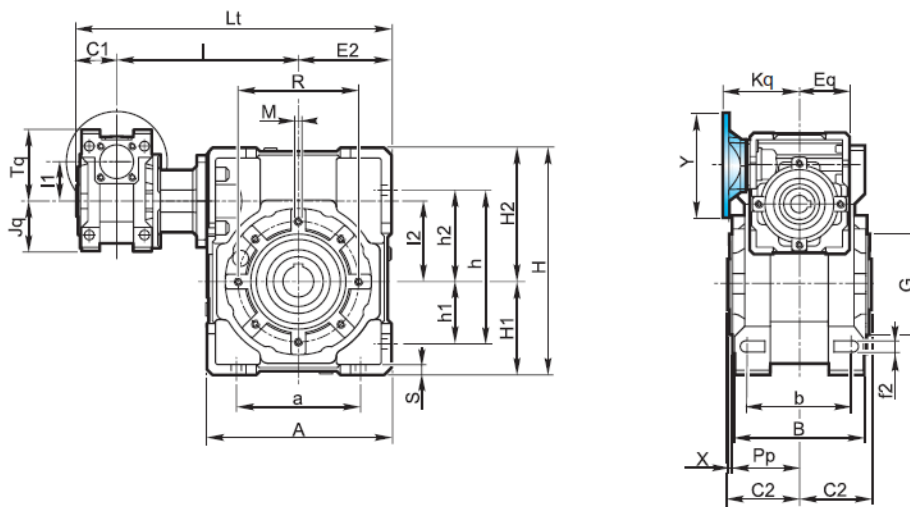


Figura de Esquema motorreductor seleccionado [Tramec, 2020]

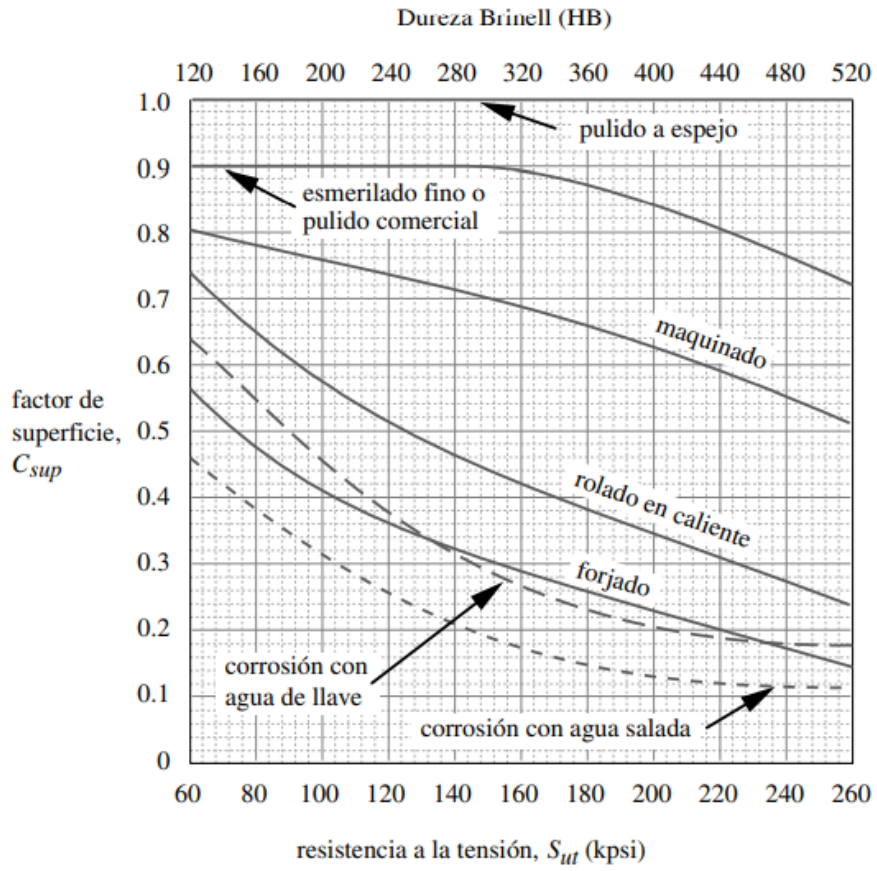


Figura de Factor de superficie [Budynas & Nisbett, 2012]

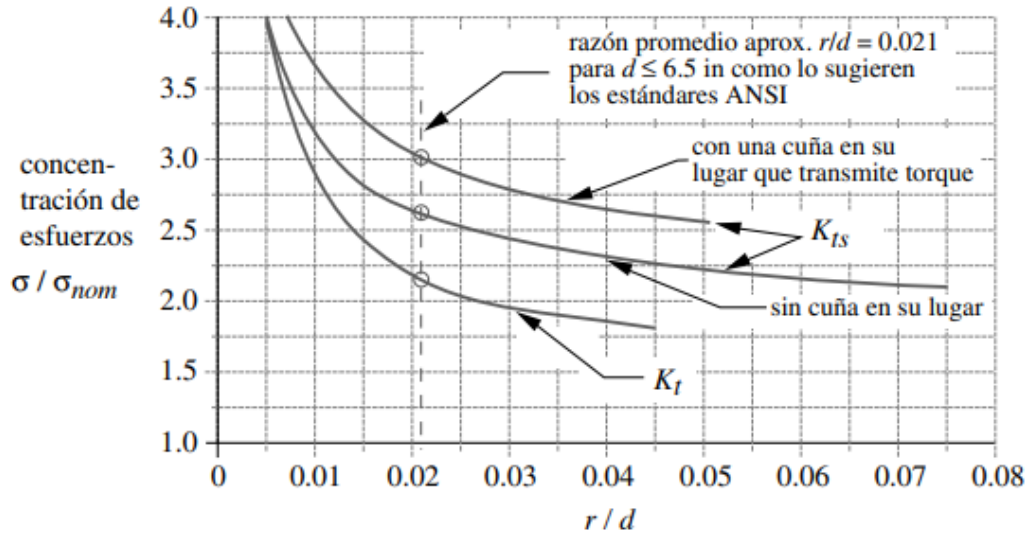


Figura de Factor  $K_t$  y  $K_{ts}$  para cuñeros [L. Norton, 2011]

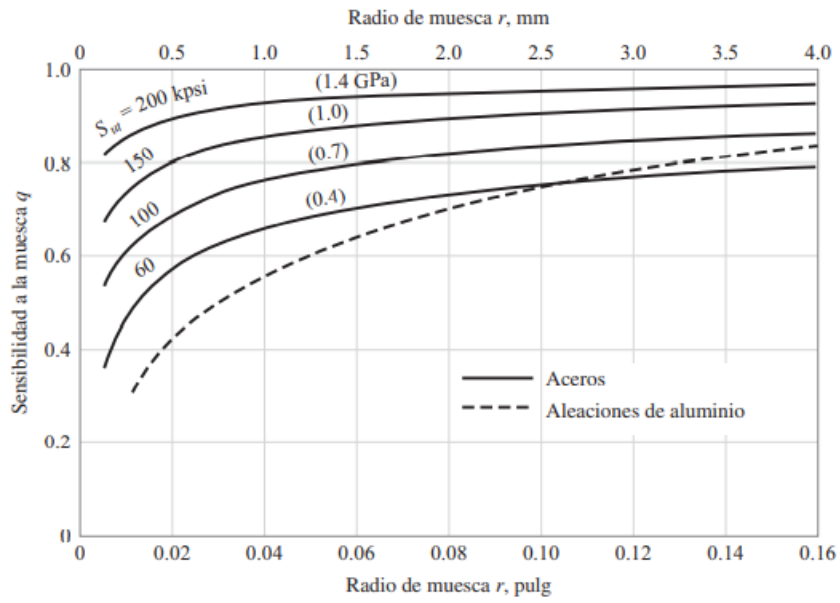


Figura de Sensibilidad de la muesca para flexión [Budynas & Nisbett, 2012]

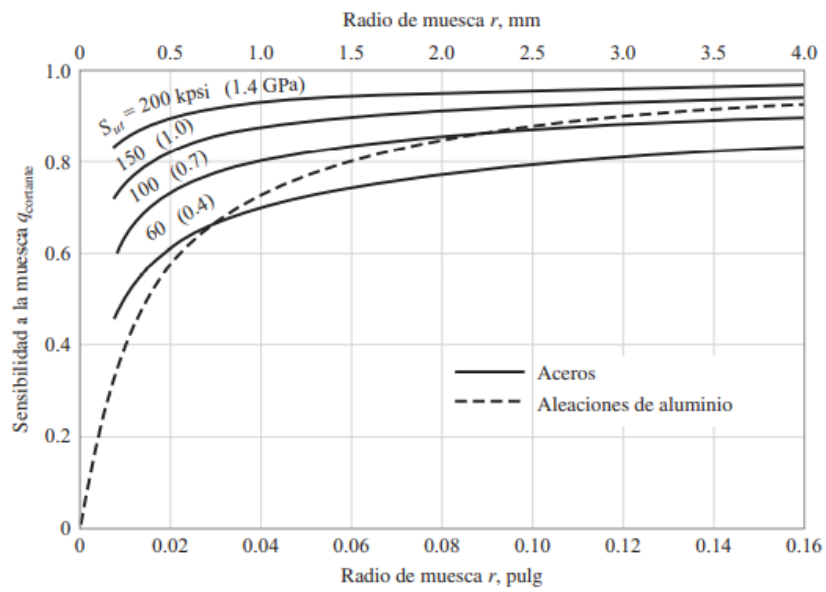
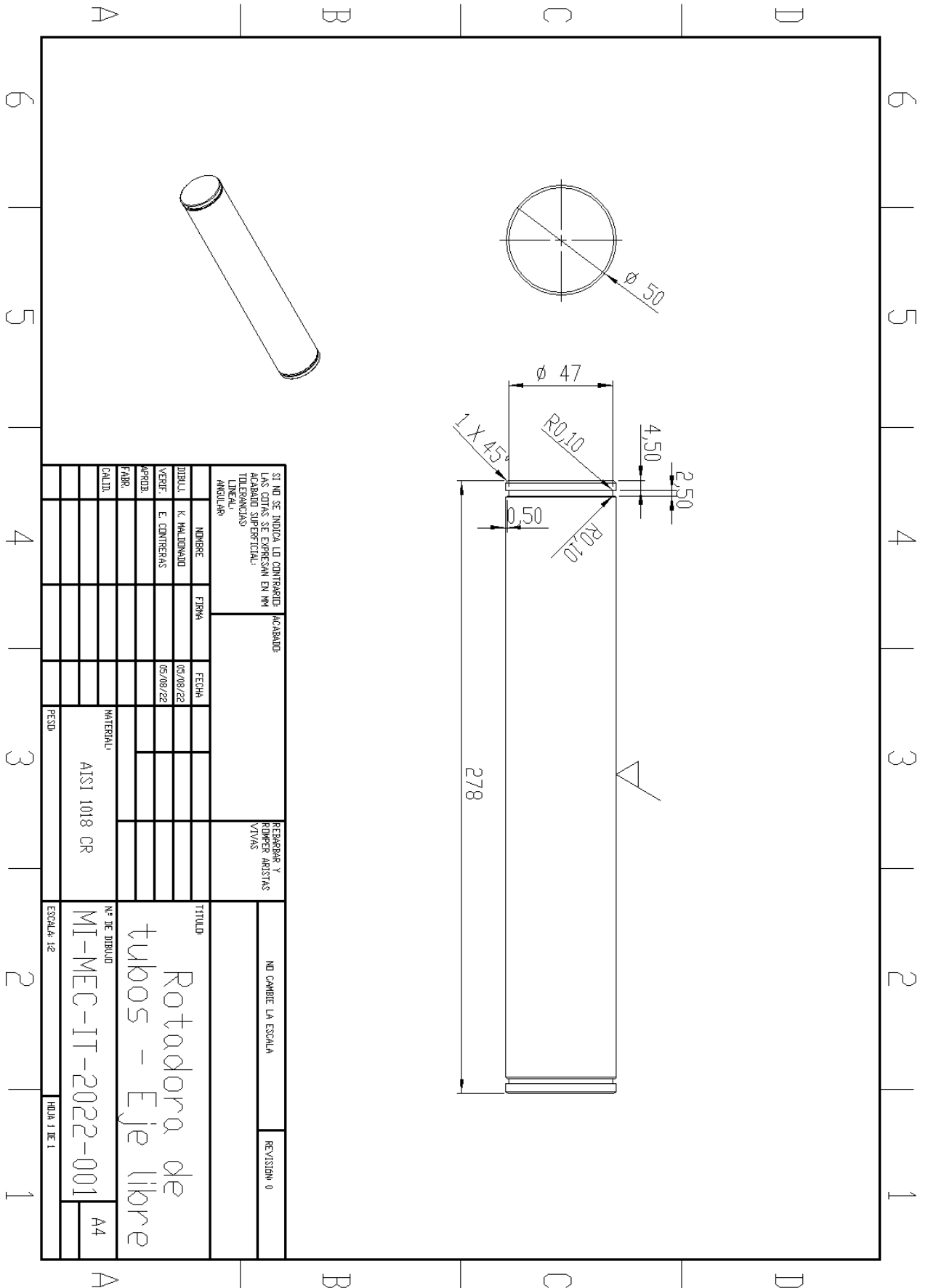


Figura de Sensibilidad de la muesca para torsión [Budynas & Nisbett, 2012]

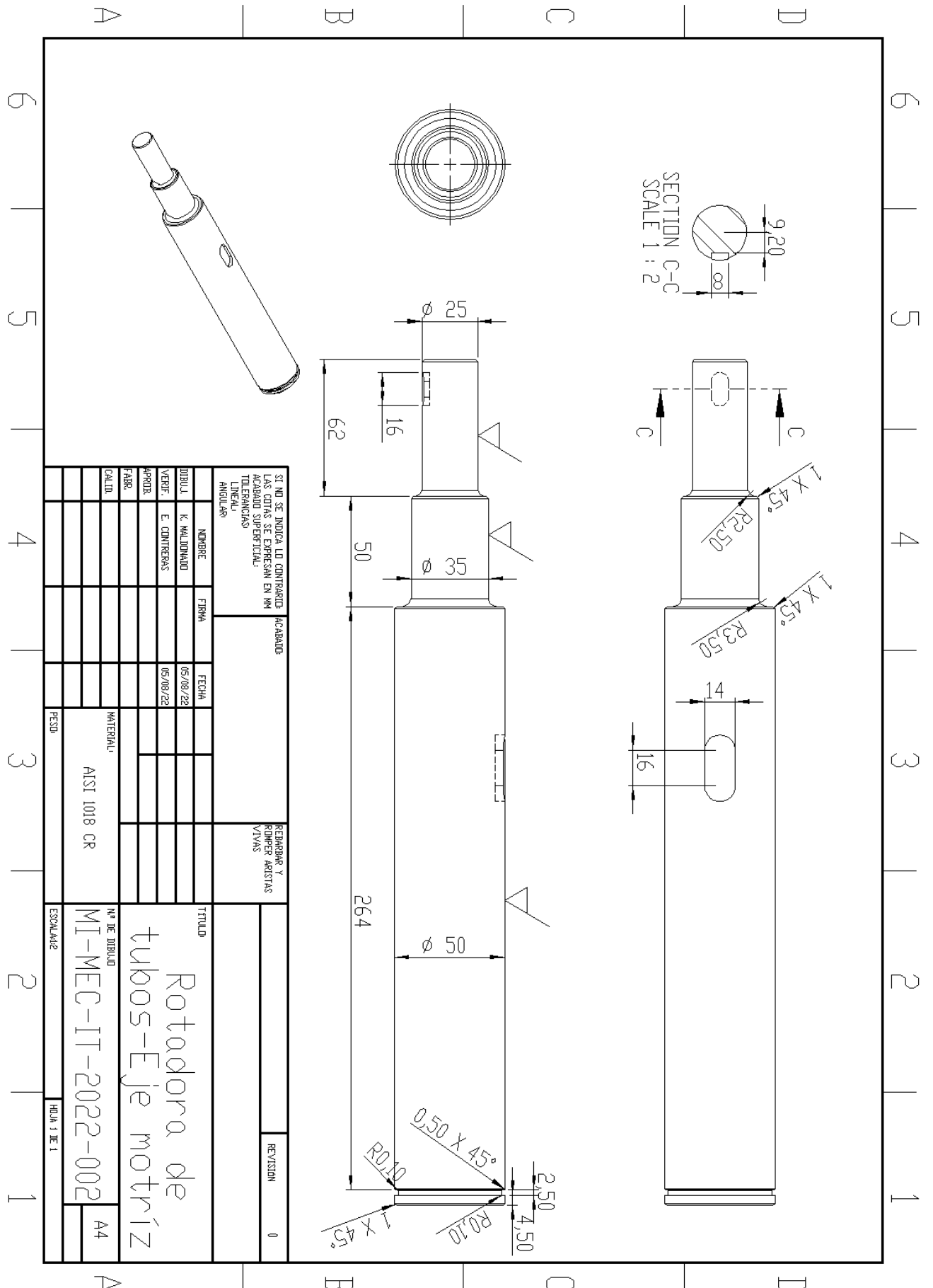
## **APÉNDICE B**

### **Planos**

# Plano MI-MEC-IT-2022-001. Eje libre [Elaboración propia]

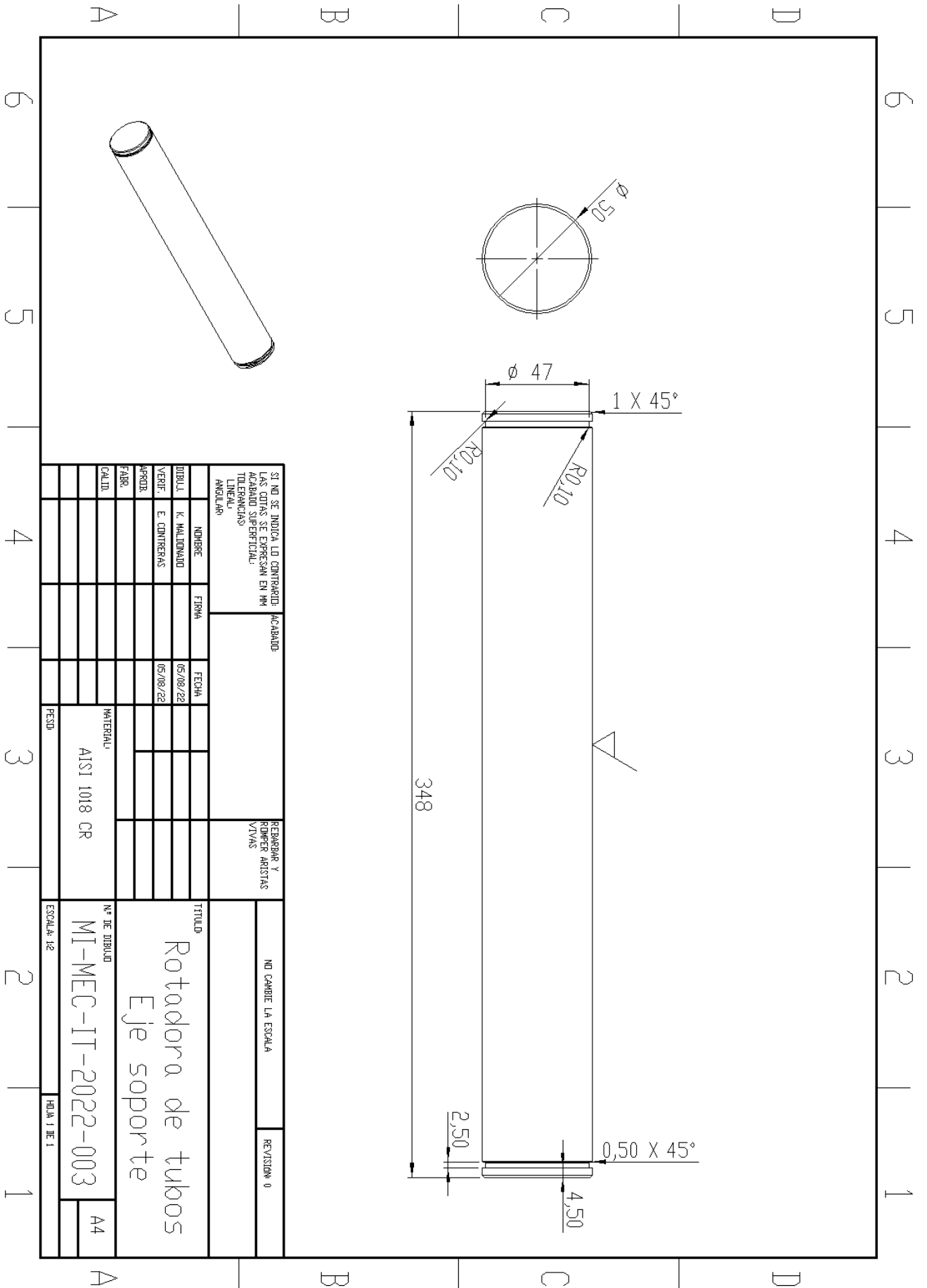


# Plano MI-MEC-IT-2022-002. Eje motriz [Elaboración propia]



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO ACABADO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISION
NO. DE DIBUJO	TITULO	FECHA	ESCALA	0
DIBUJ. K. MALDONADO	Rotadora de tubos-Eje motriz	05/08/22		
VERIF. E. CONTRERAS		05/08/22		
APROB.				
FABR.				
CALID.				
MATERIAL: AISI 1018 CR				
PESO:				
Nº DE DIBUJO: MI-MEC-IT-2022-002				
ESCALA: 1 DE 1				
HOJA 1 DE 1				
A4				

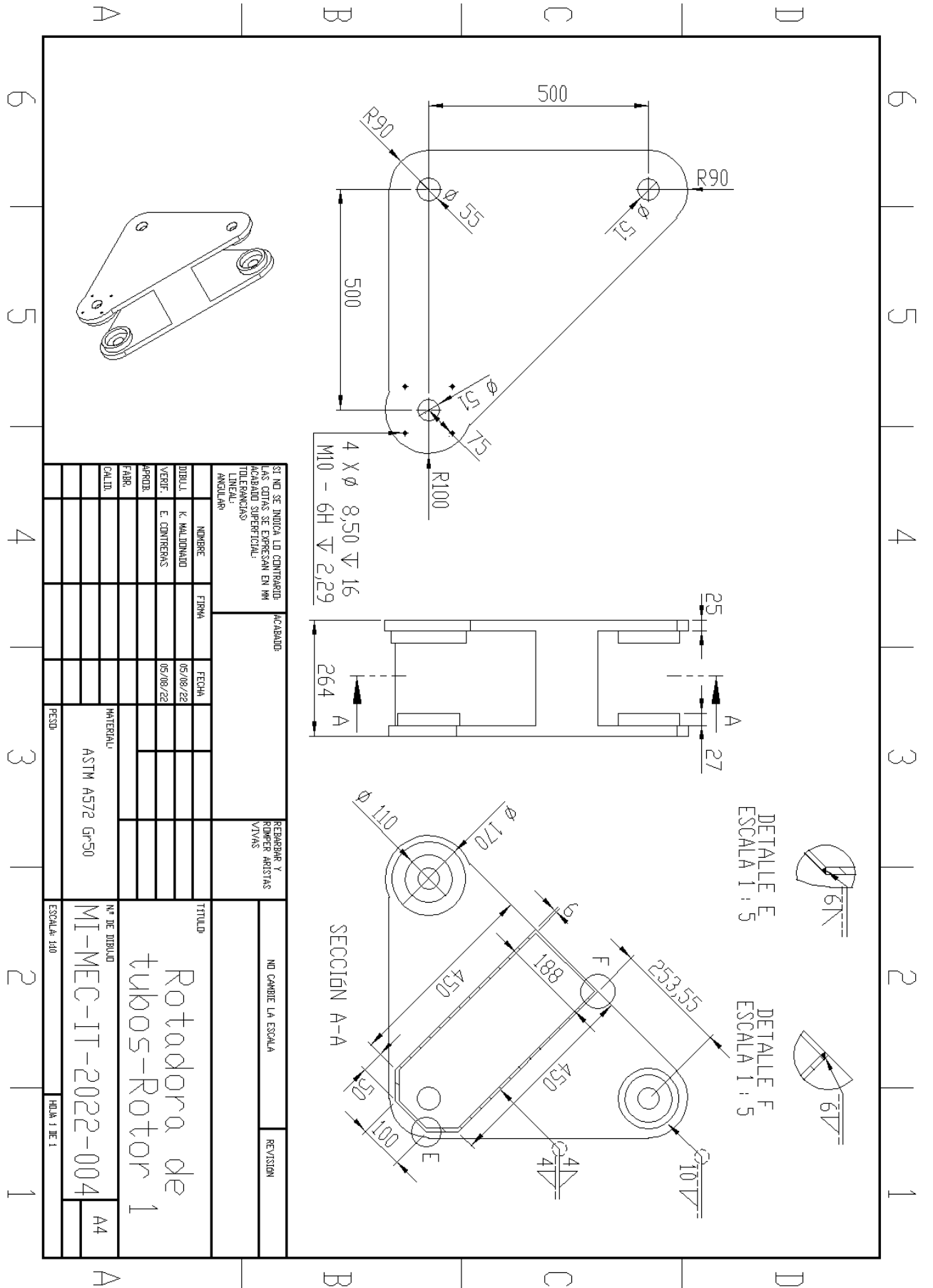
# Plano MI-MEC-IT-2022-003. Eje Soporte [Elaboración propia]



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO ACABADO: ACABADO		REBARBAR Y RENDEN ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISION: 0	
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS LINEALES ANGULARES				TITULO			
NOMBRE	FIRMA	FECHA		Rotadora de tubos			
DEBULL K MALDONADO		05/08/22		Eje soporte			
VERIF. E. CONTRERAS		05/08/22					
APROB.:							
FABR.:							
CALID.:							
				MATERIAL: AISI 1018 CR			
				Nº DE DIBUJO: MI-MEC-IT-2022-003			
				ESCALA: 1:2			
				HOJA: 1 DE 1			
				A4			



# Plano MI-MEC-IT-2022-004. Rotor 1 [Elaboración propia]



4 X Ø 8,50 ∇ 16  
M10 - 6H ∇ 2,29

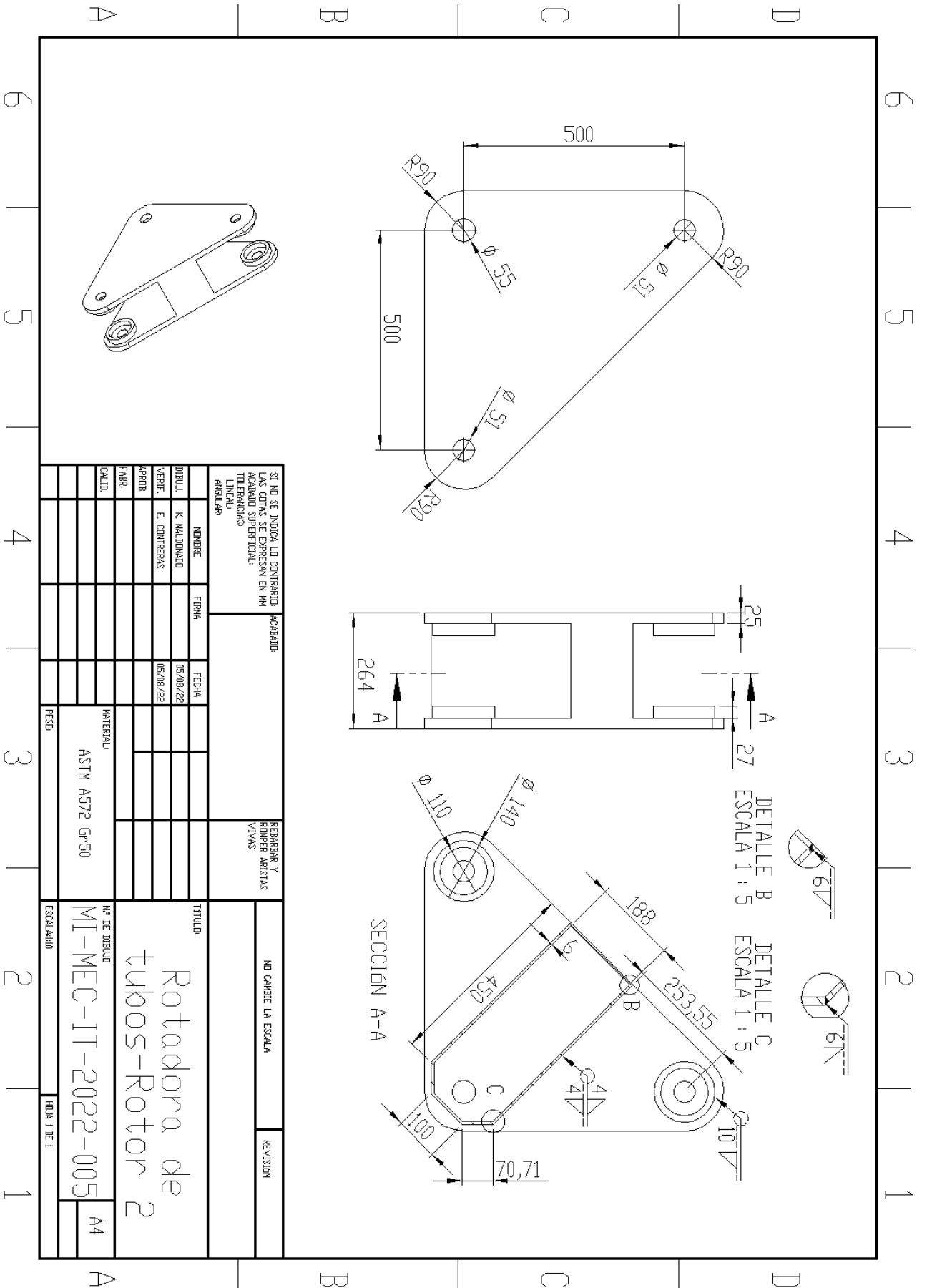
DETALLE E  
ESCALA 1 : 5

DETALLE F  
ESCALA 1 : 5

SECCIÓN A-A

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERICIAL TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR			ACABADO	REBARBAR Y ROMPER HASTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION
NOMBRE	FIRMA	FECHA			TITULO	
DEBIL.	K. MALDONADO	05/08/22			Rotadora de tubos-Rotor 1	
VERIF.	E. CONTRERAS	05/08/22				
APROB.						
FABR.						
CALIB.						
			MATERIAL		Nº DE DIBUJO	
			ASTM A572 Gr-50		MI-MEC-IT-2022-004	
			PESO		ESCALA: 1:1	HJIA 1 DE 1
						A4

# Plano MI-MEC-IT-2022-005. Rotor 2 [Elaboración propia]

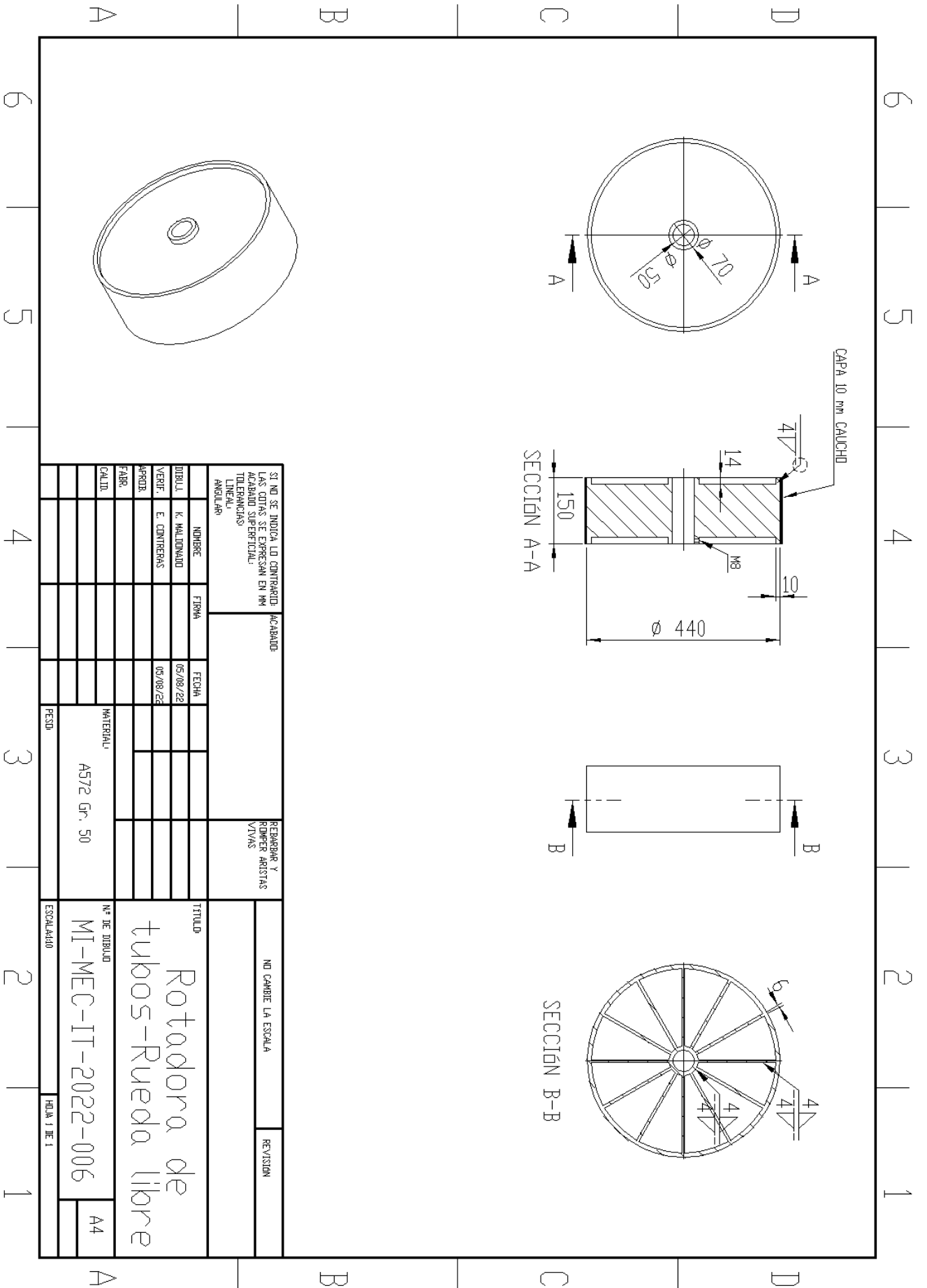


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS LINEAS FINES				ACABADO	REPARAR Y CORRIGIR ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION
NOMBRE	FIKMA	FECHA				TITULO	
DIBUJ. K. MALDONADO		05/08/22				Rotadora de tubos-Rotor 2	
VERIF. E. CONTRERAS		05/08/22					
APROB.							
FABR.							
CHALU						MATERIAL: ASTM A572 Gr-50	Nº DE DIBUJO: MI-MEC-IT-2022-005
						ESCALA: 1:1	A4

6 5 4 3 2 1

A B C D A B C D

# Plano MI-MEC-IT-2022-006. Rueda libre [Elaboración propia]



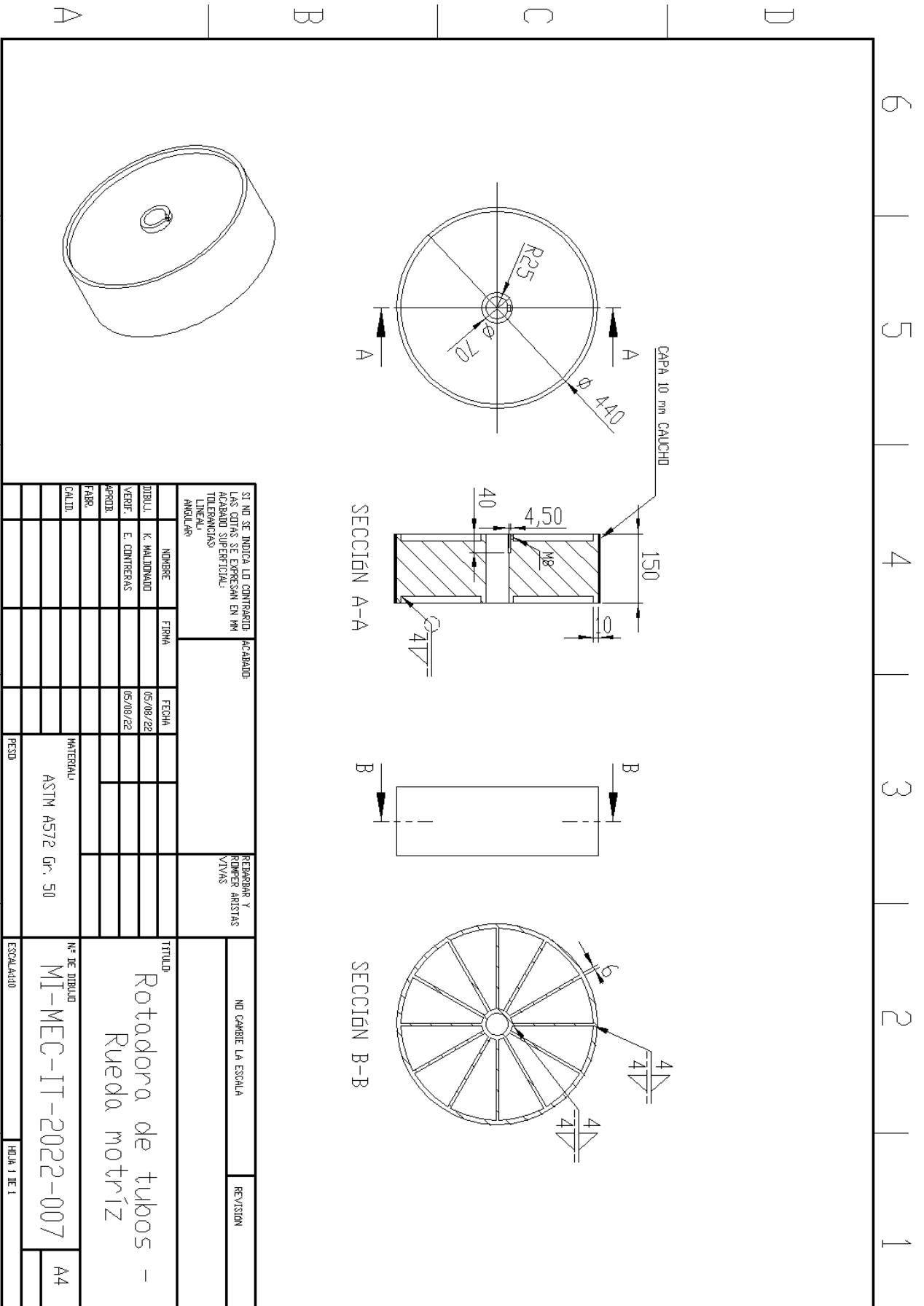
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR			REPARAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			NO CAMBIE LA ESCALA			REVISIÓN		
NOMBRE			FECHA			TÍTULO			Nº DE DIBUJO		
E. CONTRERAS			03/08/22			Rotadora de tubos-Rueda libre			MI-MEC-IT-2022-006		
VERIF. E. CONTRERAS			03/08/22			MATERIAL			ESCALADO		
FABR. CALUD.			MATERIAL			A572 Gr. 50			A4		
PESU.			PESU.			A4			A4		

6 5 4 3 2 1

A B C D

A B C D

# Plano MI-MEC-IT-2022-007. Rueda motriz [Elaboración propia]



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO: ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR			REPARAR Y RUMPER ARISTAS VIVAS		
ACABADO			NO CAMBIE LA ESCALA		
ACABADO			REVISION		
NOMBRE	ETIQA	FECHA	TITULO		
DIBUJ.	K. MALDONADO	05/08/22	Rotadora de tubos -		
VERIF.	E. CONTRERAS	05/08/22	Rueda motriz		
APROB.			Nº DE DIBUJO		
FABR.			MI-MEC-IT-2022-007		
CALID.			MATERIAL		
			ASTM A572 Gr. 50		
			PESO		
			ESCALADO		
			HOJA 1 DE 1		
			A4		

Plano MI-MEC-IT-2022-008. Piso [Elaboración propia]

