



Realizacion de estriado sobre tubos de acero inoxidable para evaporadores

**Bergagna, Guillermo
Szewc, Juan Fernando**

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2024

Realizacion de estriado sobre tubos de acero inoxidable para evaporadores

**Bergagna, Guillermo
Szewc, Juan Fernando**

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al

título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2024

“La verdadera felicidad radica en la finalización del trabajo utilizando tu propio cerebro y habilidades.”

-Soichiro Honda.

Agradecimientos

Queremos aprovechar este espacio para expresar nuestro más profundo agradecimiento a todas las personas e instituciones que han sido parte fundamental de la realización de esta tesis.

En primer lugar, queremos agradecer a nuestras familias por su amor incondicional, apoyo constante y comprensión a lo largo de este arduo pero gratificante proceso. A nuestros padres, hermanos y demás familiares, les estamos eternamente agradecidos por su aliento, paciencia y sacrificios que nos han permitido llegar hasta este punto.

A nuestros compañeros de clase y amigos, queremos expresar nuestro sincero agradecimiento por su colaboración, compañerismo y motivación durante esta travesía académica. Sus palabras de ánimo, discusiones constructivas y momentos compartidos han sido fundamentales para mantenernos inspirados y enfocados en nuestro trabajo.

A la F.C.E.I.A. , queremos agradecer por proporcionarnos los recursos, conocimientos y oportunidades de aprendizaje que han enriquecido nuestra formación académica. A los profesores, les agradecemos por su dedicación, orientación y apoyo a lo largo de nuestro recorrido académico.

Este logro no habría sido posible sin el valioso apoyo de cada uno de ustedes. Sus contribuciones y muestras de afecto nos han impulsado a superarnos a nosotros mismos y a alcanzar nuestras metas. Desde lo más profundo de nuestros corazones, ¡gracias!

Resumen

En la fabricación de evaporadores industriales y comerciales los tubos que conforman el intercambiador de calor por el cuál circulara el refrigerante suelen ser de acero inoxidable AISI 304L. Éstos en su interior cuenta con un estriado interior con el fin de mejorar la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio, logrando la menor caída de presión posible (según los estudios el coeficiente de transferencia de calor puede llegar a aumentarse en un 50% a un 100% según el flujo másico del refrigerante empleado).

Dichos tubos deben ser importados dado que en el país los tubos que se producen no cuentan con el estriado interior (con todas las complicaciones que esto conlleva dado el contexto económico y de regulaciones que afronta la Argentina) o bien se reemplazan por tubos lisos con el detrimento de eficiencia correspondiente,

Durante el desarrollo de éste proyecto lo que se busco fue poder modificar los tubos de producción nacional a fin de con ellos lograr mejores coeficientes de transferencia de calor y abastecer una línea de producción ya establecida generando los menores cambios posibles en su forma de trabajo.

Palabras clave: Refrigeracion, Evaporador, Tubo de superficie interior mejorada, VarSlab, Amoníaco, Trefilacion, Acero inoxidable.

Abstract

In the manufacturing of industrial and commercial evaporators, the tubes that form the heat exchanger through which the refrigerant will circulate are usually made of stainless steel AISI 304L. These tubes have an inner groove to improve heat transfer between the refrigerant and the medium, achieving the lowest possible pressure drop (studies have shown that the heat transfer coefficient can increase by 50% to 100% depending on the mass flow rate of the refrigerant used).

These tubes need to be imported because the tubes produced in the country do not have the inner grooves (with all the complications this entails given the economic and regulatory context in Argentina) or they are replaced with smooth tubes, resulting in a decrease in efficiency.

During the development of this project, the goal was to modify domestically produced tubes to achieve better heat transfer coefficients and supply an established production line with minimal changes to its operation.

Keywords: Refrigeration, Evaporator, Enhanced inner surface tube, VarSlab, Ammonia, Drawing, Stainless steel.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
1 Introducción	10
Principio de funcionamiento.....	12
2 Introducción a sistemas frigoríficos	16
Compresor.....	17
Condensador	19
Condensador de aire.....	19
Condensadores de agua	20
Condensadores evaporativos.....	20
Dispositivo de expansión	21
Válvulas de Expansión Termostática (VET).....	22
Válvulas de Expansión Electrónicas (VEE)	22
Orificios de Expansión.....	23
Otros Dispositivos de Expansión Mecánicos	23
Evaporador	23
Instalaciones frigoríficas industriales	24
Clasificación de evaporadores.....	27
Evaporador de doble tubo	29
Evaporador compacto	30
Evaporador de flujo cruzado	31
Evaporador de tubo y coraza (casco y tubo)	31
Disposición de tubos (tresbolillo- lineal)	32
Materiales utilizados en la construcción de tubos y aletas en evaporadores.....	34
3 Flujos dentro de tubos.....	36
Flujo burbujeante (Bubbly flow).....	36
Flujo tapón (Plug flow)	37
Flujo estratificado (Stratified flow)	37
Flujo ondulado estratificado (Stratified-wavy flow)	38
Flujo intermitente (Intermittent flow).....	38
Flujo de lodo (Slug flow)	39
Flujo anular (Annular flow).....	39
Flujo neblina (Mist flow)	39
3 Beneficios obtenidos en tubos estriados.....	40
Mejora en la Transferencia de Calor	40
Aumento de la resistencia al flujo	41
Prevención de la formación de películas de aceite	42

Incremento de la eficiencia térmica del evaporador	42
4 Relevamiento de los tubos	44
5 Evaluación de propuestas de solución	46
Propuestas de solución	46
Trefilado con mandril flotante	46
Conformado hidráulico	46
Estampado sobre matriz	47
Arranque de viruta.....	47
Selección de la solución a desarrollar.....	47
Uniformidad y calidad del producto	48
Inversión inicial	48
Productividad	49
Mantenibilidad.....	49
Costo operativo.....	50
Seguridad.....	50
Validación de proceso elegido	51
6 Desarrollo del proceso de trefilado.....	52
Clasificación de los procesos de conformado por deformación plástica según la temperatura del proceso	52
Procesos de estirado de tubos	55
Datos de trefilado	57
Ángulo de reducción	58
Longitud de calibración	60
Materiales de los dados de trefilado	61
7 Diseño, desarrollo y cálculo.....	63
Cálculo de fuerzas de trefilado.....	63
Método de VarSLAB.....	63
Cálculo de velocidad de trefilado	67
Cálculo de potencia de trefilado.....	68
Selección de transmisión Piñón-Cadena	68
Cadena	68
Corona	69
Condiciones de trabajo.....	69
Selección del motorreductor	70
Cálculo de ejes	71
Eje motriz	72
Eje conducido	73
Eje carro trefilador.....	74
Selección de rodamientos.....	75
Eje motriz	76
Eje conducido	80
Eje carro trefilado	83
Simulación Eje motriz	85
Selección de acoplamiento	87
Porta-dado.....	89

Análisis de materiales	90
Refinamiento del porta-dado	93
Bancada estructura soporte porta-dado	95
Diseño seleccionado	95
Materiales Usados	95
Soporte Eje loco	98
Conclusiones.....	101
Conclusiones técnicas	101
Conclusiones académicas	101
Indice de Imágenes.	103
Indice de tablas	106
Bibliografía	107
Anexo: Nombrar el anexo A de acuerdo con su contenido.....	110

1 Introducción

En este trabajo se pretende solucionar una problemática de índole técnico el cual consiste en el abastecimiento de tubos de superficie interior mejorada.

Resulta de gran importancia definir el marco en el cual se emplean dichos tubos así como también su material y sobre todo cuál es la función y las ventajas que estos traen al sistema frigorífico en el cual se encuentran.

Los tubos estriados se encuentran en los evaporadores utilizados en sistemas frigoríficos, equipo cuya función es realizar el intercambio térmico entre el refrigerante y el aire que es forzado a atravesar la superficie de intercambio del equipo (compuesta por tubos y aletas).



Imagen 1 - Evaporador

Este dispositivo se compone de 3 piezas claves:

- **Serpentina:**

Este elemento consiste en un arreglo de tubos y aletas dispuestos de manera tal que el aire que atraviesa el espacio existente entre estos, cede parte del calor al refrigerante que circula por dentro de los tubos. A su vez dicho calor es conducido por los tubos y aletas que componen el equipo..



Imagen 2 – Serpentina

- **Ventiladores:**

Estos dispositivos son los encargados de forzar el paso del aire a través de la serpentina y lograr distribuir el aire dentro del recinto el cual se pretende refrigerar.



Imagen 3 – Forzador de evaporadores

Estos deben ser capaces de superar la pérdida de carga presentada por la batería. Se desea que la potencia de ventilación sea la menor posible y así poder minimizar el consumo eléctrico.

Para cuantificar esto se analiza la relación entre el volumen del recinto y el volumen de aire desplazado por los forzadores en una hora. Por lo cual, para

obtener una mayor eficiencia energética necesitamos disminuir la relación entre dichos volúmenes, relación también llamada “movimientos de aire”.

- **Cerramiento:**

La cobertura exterior de estos equipos comprende un elemento en sí ya que el mismo es el encargado de dirigir el aire hacia donde se desea que este circule, hacia la serpentina. A su vez su diseño se enfoca en minimizar zonas de reflujo y estancamiento para evitar la presencia de bolsillos de aire dentro del equipo.

Otra de las principales funciones es la de contener el agua derivada de los procesos de deshielo, proceso por el cual se busca eliminar las formaciones de hielo en la serpentina del equipo el cuál se forma por la presencia de humedad en el aire enfriado. Este hielo produce un bloqueo en el paso del aire y además genera una capa aislante sobre la superficie de intercambio, provocando la pérdida de capacidad del equipo.

Principio de funcionamiento

El evaporador cuenta con un circuito en el cual el refrigerante ingresa en estado líquido y se evapora al absorber el calor del medio que se desea refrigerar, en este caso el aire del recinto refrigerado.

Aquí vemos una de las que serán las claves en nuestro estudio, el cambio de fase del refrigerante dentro del equipo. Este cambio físico, conlleva un cambio drástico en las condiciones del fluido que se está transportando, cambio en la densidad, viscosidad, entre otras magnitudes que nos impulsan a generar un equipo el cual logre trabajar eficientemente con 2 fases de un fluido con propiedades muy distintas.

Por otro lado, el ya nombrado cambio de fase se realiza de manera paulatina por lo que también tendremos que tener en cuenta la interacción de las 2 fases del refrigerante coexistiendo en el caño.

Resulta de gran importancia establecer cuáles son las propiedades de estos equipos que se desean maximizar y minimizar en cada caso para que el equipo se desempeñe de la manera más eficiente. Por lo que nombraremos estas a continuación:

- Capacidad de transferencia de calor:
Esta propiedad nos indica cuánto calor el equipo logró extraer del aire.
- Pérdida de carga producida por el equipo:
Es la resistencia que el equipo ofrece al paso del refrigerante, lo que se traduce en mayor potencia de bombeo o compresión según corresponda, por lo cual se desea minimizar.

Como se explicará en el desarrollo de este trabajo, se busca maximizar la transferencia producida manteniendo la pérdida de carga en valores mínimos.

Es por eso, que los últimos desarrollos realizados en el área de la transferencia de calor encontraron que realizando cambios en las superficies internas de los tubos, se podía mejorar el rendimiento del equipo.

Por ello, nace la motivación del diseñador a usar tubos con geometrías no convencionales para lograr una mejor performance en el proceso de evaporación.

En nuestro caso estaremos utilizando tubos en los cuales en su interior encontramos ranuras de perfil trapezoidal las cuales se proyectan de forma helicoidal en la longitud del mismo. A continuación se encuentra una imagen meramente ilustrativa, la cual ejemplifica un perfil de ranura similar al utilizado en los tubos micro-ranurados.



Imagen 4- Tubo estriado

La geometría específica utilizada en nuestro caso será abordada en secciones posteriores con mayor detenimiento exhibiendo las comparativas en los beneficios obtenidos según los distintos parámetros geométricos.

- Buena resistencia mecánica que permite disminuir el espesor de pared del tubo y disminuir la resistencia.
- Buena soldabilidad.
- Buena conductividad térmica.
- Buena conformabilidad.
- Buena resistencia a la corrosión.

Actualmente, la planta cuenta con una línea de producción la cual se abastece principalmente de tubos de acero inoxidable y bobinas de aluminio las cuales son utilizadas para el conformado de las aletas.

El consumo de tubos diario se pudo estimar en 100 caños por turno (8hs.) por lo que se busca poder cumplir como mínimo con este requerimiento. Como ya se expresó anteriormente, las dificultades en la importación de tubos estriados y el acceso a caños de interior liso generan la necesidad de realizar el proceso de estriado en planta. Por ello

se necesitará disponer como mínimo de 100 tubos con interior liso para su posterior conformado.

2 Introducción a sistemas frigoríficos

Resulta de gran importancia y necesidad realizar una reseña general sobre cómo funciona y cómo se compone un sistema frigorífico para así lograr un entendimiento general sobre cómo se vinculan los distintos elementos que componen un sistema y como cada uno de ellos afecta al evaporador ya que este trabajo tendrá como protagonistas a los tubos de superficie interna mejorada presentes en dichos equipos.

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes.

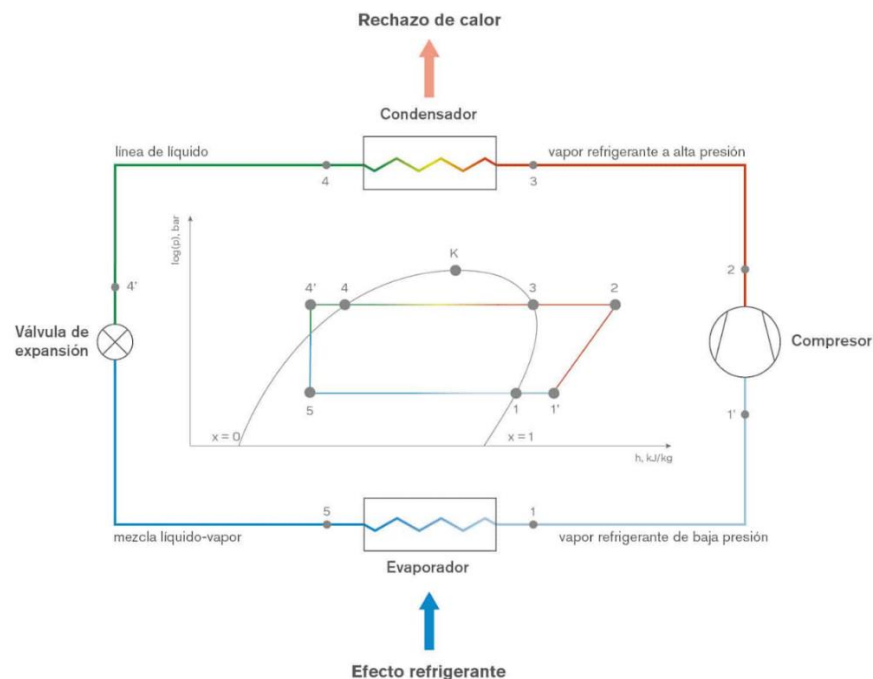


Imagen 5 – Ciclo frigorífico simple

El ciclo de refrigeración producido por la interacción de los 4 componentes básicos de un sistema frigorífico tienen como objetivo último la producción del efecto refrigerante, el cual permite la remoción de calor del medio a refrigerar.

El ciclo comprendido por el refrigerante se compone de 4 etapas:

- Compresión del refrigerante en fase gaseosa desde la presión de evaporación (succión) hasta la presión de condensación (descarga) (proceso 1'-2 según imagen....)
- Condensación del refrigerante por medio de un intercambiador de calor que se encarga de ceder el calor absorbido hacia el exterior del sistema (proceso 3-4 según imagen)
- Expansión del refrigerante, provocado por un descenso en la presión del mismo generando también la disminución en la temperatura del fluido (proceso 4'-5 según imagen...).
- Evaporación del líquido refrigerante de baja presión como resultado de la absorción de calor desde el medio a refrigerar (proceso 5-1 según imagen)

A diferencia de los refrigeradores domésticos en donde solo encontramos estos 4 componentes básicos, las necesidades de la industria provocaron que los sistemas para grandes escalas deban adoptar el uso de elementos adicionales que mejoren su rendimiento y confiabilidad.

En los siguientes apartados se mencionan los principales cambios en el diseño de los sistemas industriales con respecto a los domésticos.

Compresor

En la primera etapa descrita encontramos al compresor el cual eleva la presión del refrigerante en fase gaseosa desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación. Estos dispositivos mecánicos pueden clasificarse según el principio de compresión.

Compresores				
Desplazamiento positivo		Dinámico		
Rotacional	Reciproco	Caudal axial	Centrífuga	Caudal mixto
Scroll	Pistón			
Rotativos	Diafragma			
Tornillo				

Tabla 1- Clasificación de Compresores

En primer lugar encontramos los compresores de **desplazamiento positivo**, los cuales son los más populares en el mercado. Este tipo de compresores realiza la compresión de un gas mediante la disminución de un volumen determinado en el cual el fluido a comprimir se encuentra confinado, por lo que al reducir el volumen del mismo se incrementa la presión del refrigerante en estado gaseoso.

Dentro de esta clasificación, los más utilizados en los equipos de refrigeración industrial son los compresores a pistón y los compresores a tornillo.

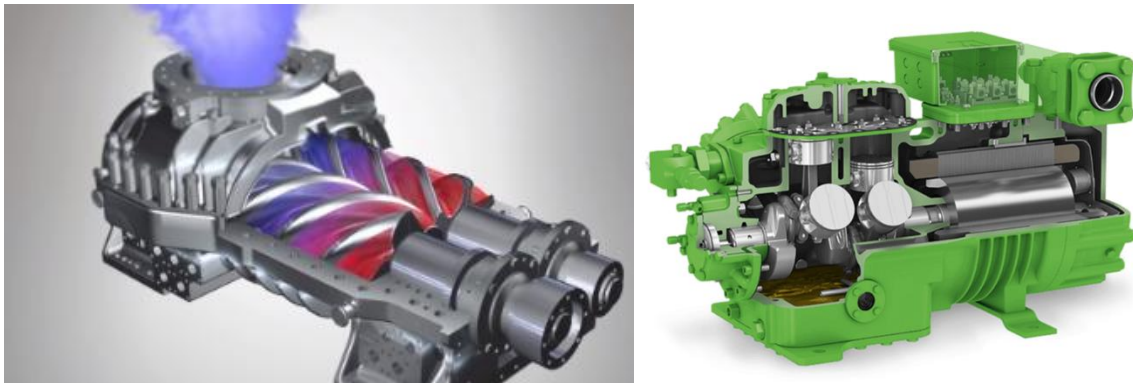


Imagen 6 – Compresor rotativo (izq.) y alternativo (der.)

Por otro lado, la segunda clasificación corresponde a los **compresores dinámicos**, estos son aquellos que en primer lugar aumentan la energía cinética del vapor que se desea

comprimir para luego convertir esta energía cinética en un aumento en la presión del mismo.

Estos dispositivos son los encargados de realizar el trabajo mecánico necesario para lograr que el ciclo frigorífico pueda ser llevado adelante, debido a ello éstos deben ser motorizados por un motor eléctrico el cual es el encargado de transmitir el movimiento al mecanismo del compresor.

Condensador

Un condensador en refrigeración industrial es un componente clave que se utiliza para disipar el calor absorbido por el fluido refrigerante. Su función principal es cambiar el estado del refrigerante de gas a líquido, permitiendo así que el ciclo de refrigeración continúe de manera eficiente.

Existen varios tipos de condensadores utilizados para disipar el calor del refrigerante y convertirlo de gas a líquido. A continuación, se presentan los tipos más comunes de condensadores y una breve explicación de cada uno.

Condensador de aire

Estos condensadores utilizan el aire que rodea al equipo como medio de enfriamiento. El refrigerante caliente fluye a través de tubos dentro del condensador, mientras que el aire se sopla o aspira a través de las aletas del condensador para disipar el calor. Son ampliamente utilizados debido a su simplicidad y bajo costo de mantenimiento.



Imagen 7 – Condensador por aire

Condensadores de agua

En este tipo de condensadores, el agua se utiliza como medio de enfriamiento en lugar del aire. El refrigerante caliente ingresa al intercambiador de calor, ya sea un intercambiador a placas o casco y tubo, cediendo el calor y enfriándose. Son eficientes en la disipación de calor, pero requieren una infraestructura de suministro de agua adecuada. Pueden ser utilizados intercambiadores de placa o casco y tubo.

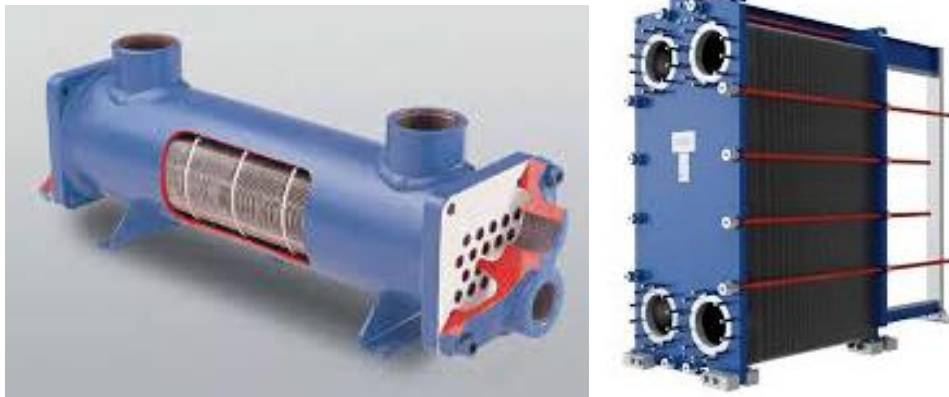


Imagen 8 – Intercambiador de calor de casco y tubo (izq.) e intercambiador a placas (der.)

Condensadores evaporativos

Estos condensadores aprovechan el principio de evaporación del agua para enfriar el refrigerante. El agua se rocía sobre las superficies de intercambio de calor, donde se evapora y absorbe el calor del refrigerante, enfriándolo en el proceso. Son eficaces en

climas cálidos y secos, pero requieren un suministro constante de agua y pueden tener un mayor consumo de energía.

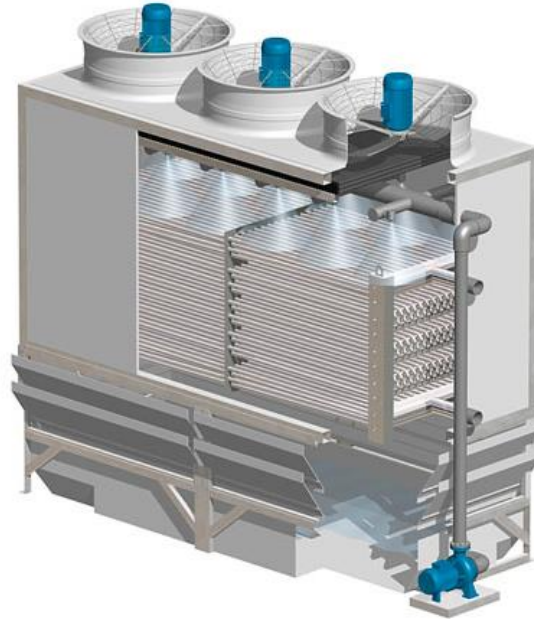


Imagen 9 – Condensador evaporativo

La elección del tipo de condensador a utilizar en una instalación dependerá de factores como el entorno de operación, la eficiencia energética requerida y los recursos disponibles para el sistema de refrigeración.

Dispositivo de expansión

El refrigerante en estado líquido saturado (o subenfriado) a alta presión atraviesa luego un dispositivo de expansión, el cual representa una gran pérdida de carga dando como resultado la disminución de la presión así como también la disminución de la temperatura del refrigerante. En este proceso encontramos el fenómeno de flash-gas, el cual consiste en la evaporación de parte del líquido debido a la disminución de la presión del mismo, esto genera el aumento del título del fluido bifásico. En casos donde la disminución de la presión sea excesiva la presencia de flash-gas será mayor provocando pérdida de rendimiento debido a la menor disponibilidad de calor latente de evaporación.

Entre los dispositivos de expansión más comunes encontramos:

Válvulas de Expansión Termostática (VET)

Las VET regulan el flujo de refrigerante hacia el evaporador en función de la temperatura de salida del mismo. Este control preciso permite mantener una temperatura constante y óptima en el evaporador, mejorando significativamente la eficiencia del ciclo de refrigeración y el consumo energético.



Imagen 10 - VET

Válvulas de Expansión Electrónicas (VEE)

Las VEE utilizan sensores electrónicos para medir y controlar variables como la temperatura y la presión del evaporador. Esto permite un ajuste aún más preciso del flujo de refrigerante, optimizando el rendimiento del sistema y reduciendo el desperdicio de energía.



Imagen 11 - VEE

Orificios de Expansión

Los orificios de expansión, también conocidos como tubos capilares, son dispositivos simples pero efectivos que regulan el flujo de refrigerante al restringir el paso a través de un pequeño orificio. Son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración de tamaño pequeño a mediano debido a su simplicidad y fiabilidad.

Otros Dispositivos de Expansión Mecánicos

Además de las VET, VEE y orificios de expansión, existen otros dispositivos mecánicos menos comunes, como las placas de orificio y las válvulas de expansión manuales, que también desempeñan un papel en la regulación del flujo de refrigerante en sistemas de refrigeración industrial.

Evaporador

El evaporador es un componente propio de los sistemas de refrigeración que se encarga de absorber el calor del espacio o del producto que se desea enfriar. Funciona mediante la transferencia de calor del medio a enfriar y el refrigerante que circula por su interior. Este proceso de absorción de calor provoca que el refrigerante se evapore y cambie de estado de líquido a vapor, enfriando así el medio circundante.

Los evaporadores se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones en la industria de la refrigeración, como en sistemas de aire acondicionado, sistemas de refrigeración de alimentos, cámaras frigoríficas, entre otros. Su función principal es mantener la temperatura deseada en el espacio o producto a enfriar, proporcionando así condiciones óptimas para su conservación y almacenamiento.

Existen diferentes tipos de evaporadores en función de su diseño y aplicación, como evaporadores de placas, serpentines, de tubo y aletas, entre otros. Cada tipo tiene sus ventajas y desventajas en términos de eficiencia energética, capacidad de enfriamiento y costo de instalación, por lo que es importante seleccionar el evaporador adecuado según las necesidades específicas de cada sistema de refrigeración industrial. Estas variantes serán expuestas más adelante en este trabajo.

Instalaciones frigoríficas industriales

Nuestra incumbencia está sobre las instalaciones frigoríficas, ya que el producto en el que se enfoca este estudio se encuentra en evaporadores de uso industrial.

Esto genera la necesidad de realizar una descripción de cómo el sistema frigorífico fue adaptado para su mayor rendimiento a niveles industriales.

Lo explicado anteriormente referido a un sistema de refrigeración de baja capacidad, se hace extensivo a un sistema industrial ya que el mismo se compone de los mismos elementos que uno doméstico con la salvedad de que este incluye una serie de dispositivos extras que permiten aumentar su rendimiento y confiabilidad.

Debido a que este estudio se enfoca en intercambiadores de calor por aire, nos centraremos en los sistemas industriales que incluyan a estos.

Dentro de las cualidades propias de una instalación industrial encontramos:

- Variación de la demanda de frío según el proceso lo requiera.
- Capacidad de modulación en la compresión.
- Diseño que facilite el mantenimiento de una instalación de escala industrial, considerando que la misma es imprescindible para el proceso productivo.
- Diseño enfocado en la eficiencia de la misma ya que en gran parte de los casos representa el mayor consumo energético de la planta en la cual opera.
- Previsión de futuras ampliaciones.

Para lograr estos objetivos los sistemas industriales incorporaron 2 equipos que los diferencian de un sistema doméstico (donde encontramos “carga justa” de refrigerante) en donde no se dispone de ningún pulmón de fluido refrigerante.

En primer lugar, en un sistema industrial se incorpora un receptor de líquido, número 3 en la imagen nro. 12. Este es un recipiente a presión el cual es el encargado de almacenar el líquido condensado de alta presión.

Nos interesa tener capacidad de almacenar refrigerante líquido de alta presión debido a:

- Necesidad de vaciar equipos del sistema de condensación para un eventual cambio, mantenimiento o mejora en los mismos.
- Capacidad de absorber picos de demanda.

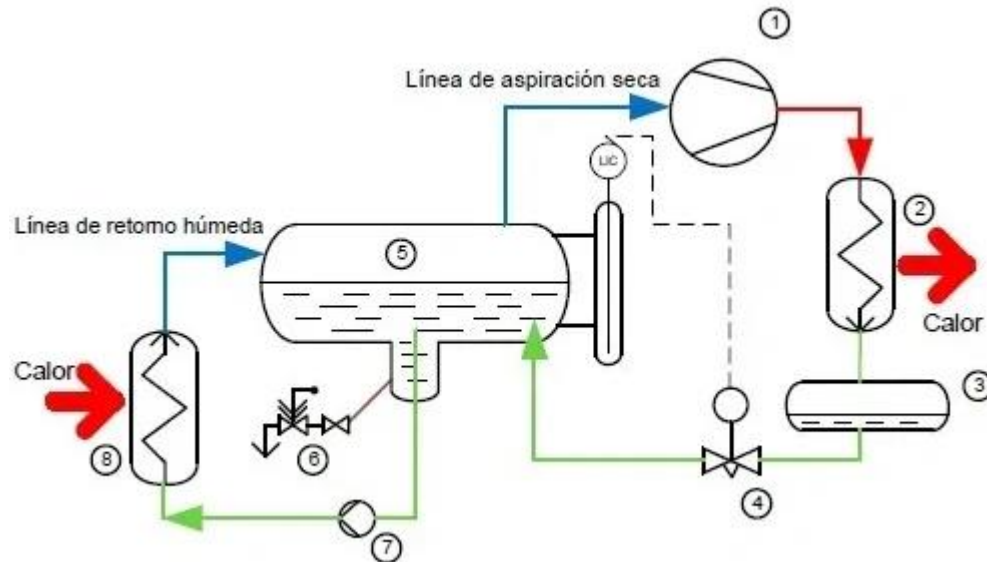


Imagen 12 – Sistema de refrigeración industrial

Por otro lado, estos sistemas incorporan un sistema de recirculado de refrigerante líquido compuesto por un recipiente a presión (nro 5) y un conjunto de bombas (nro 7).

En el recipiente a presión llamado separador de líquido, se inyecta refrigerante proveniente del recibidor de líquido (nro. 3) por medio de una válvula de expansión (nro. 4) la cual provoca la caída en la presión del refrigerante.

Dentro de este recipiente el refrigerante se encuentra como una mezcla bifásica la cual se encuentra separada por gravedad pudiendo encontrar líquido en la parte inferior del tanque y gas en la parte superior del mismo.

Desde la parte inferior del recipiente el líquido es impulsado por las bombas de refrigerante hacia los distintos puntos de consumo debiendo superar la pérdida de carga provocada por las cañerías de líquido así como también la pérdida de carga provocada por el evaporador.

A continuación se listan las características que hacen necesaria la incorporación de estos sistemas:

- Capacidad de absorber variaciones bruscas en la carga.
- Facilidad para la carga de refrigerante al sistema.
- Capacidad de absorber el refrigerante en procesos de deshielo cuando se trabaja en equipos de baja temperatura.
- Mayor confiabilidad a la hora de evitar llegada de líquido en compresores.

Con la incorporación de estos dos dispositivos los sistemas industriales se diferencian de los sistemas de menor escala.

Otro sistema muy utilizado es el sistema en el cual se implementan los evaporadores con tubos de superficie interna mejorada: Los sistemas de expansión directa.

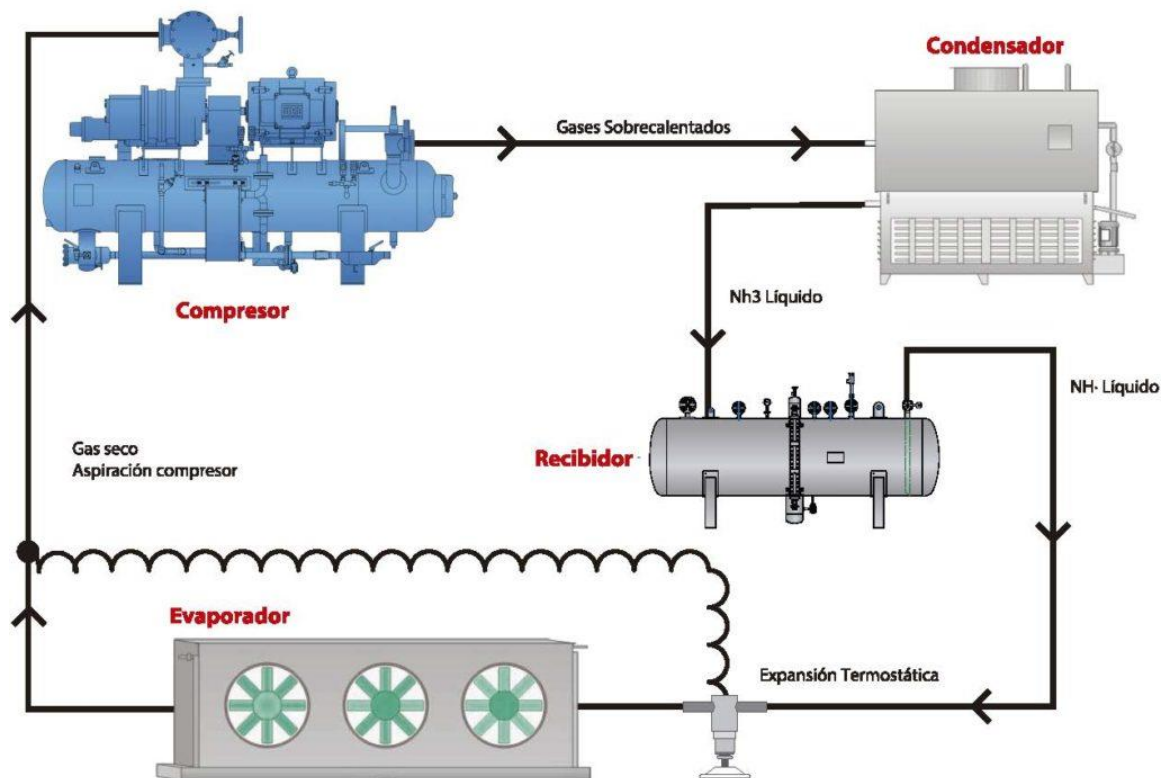


Imagen 13 – Sistema de expansión directa

En estos sistemas se dispone de una unidad compresora, un condensador, un recibidor de líquido de alta presión, una válvula de expansión y un evaporador.

En un principio podría parecer similar al sistema anterior pero la diferencia radica en que estos sistemas no disponen de separadores de líquido ni bombas para el recirculado del refrigerante hacia los consumos. En estos sistemas, el compresor succiona el refrigerante evaporado directamente del intercambiador de calor.

Al no disponer de un separador de líquido no se necesita almacenar grandes cantidades de líquido de baja presión por lo que se reduce la cantidad de refrigerante presente en el sistema y se prescinde del uso de bombas de refrigerante.

Clasificación de evaporadores

Los evaporadores pueden clasificarse de diversas maneras según que criterio se utilice para ello.

Si lo que se tiene en cuenta es el medio a enfriar entonces se los puede dividir en:

- **Aire-Refrigerante:** Son aquellos que se utilizan en la mayoría de las cámaras frigoríficas, son de expansión directa y enfrían directamente el aire del ambiente.
- **Refrigerante-Refrigerante:** Se suelen usar en los sistemas en cascada, donde las diferencias de temperaturas de evaporación y condensación son muy elevadas
- **Líquido-Refrigerante:** Se utilizan cuando el medio a enfriar es un líquido, tanto en sistemas indirectos o procesos de refrigeración alimentarios.

Cuando el criterio adoptado es la condición de salida del refrigerante, entonces se hallan dos grupos:

- **Inundados:** En éste tipo de evaporadores siempre se encuentra refrigerante líquido dentro de la serpentina de los mismos lo que garantiza tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador, logrando la mayor razón posible de transferencia de calor. Éstos evaporadores cuentan con un colector de vapor el que sirve a la vez, como receptor de líquido, desde el cual el refrigerante líquido es circulado por gravedad a través de los circuitos del evaporador.

El nivel del líquido en el evaporador se controla a través de un flotador ubicado en el colector, mientras que el vapor generado por la evaporación del refrigerante en los tubos se separa del líquido en la parte superior del colector de donde es aspirado por la línea de succión mediante el compresor.

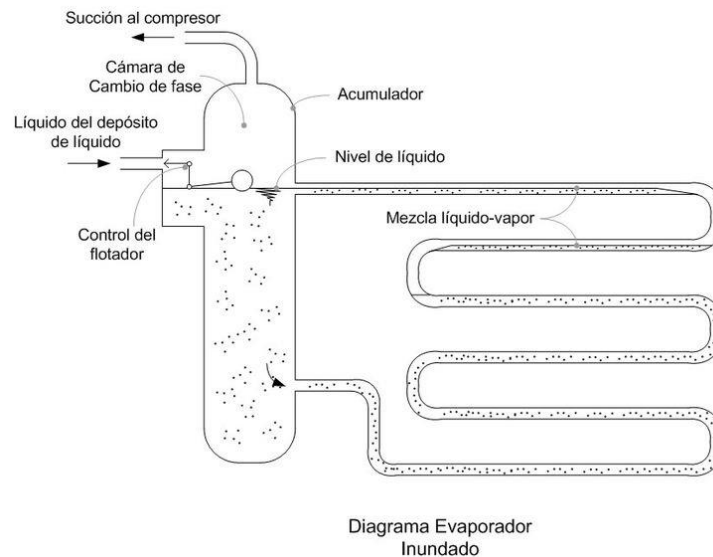


Imagen 14 – Evaporador con sistema de inundado

Éstos evaporadores son utilizados generalmente en aplicaciones industriales (frigoríficos), con un número considerable de evaporadores, operando a baja temperatura y utilizando amoníaco (R717) como refrigerante.

- **Secos (también denominados de expansión directa):** En éstos evaporadores todo el flujo de refrigerante suministrado se evapora completamente, obteniéndose en la salida del mismo vapor sobrecalentado, el cuál es succionado por el compresor.

Éste sistema cuenta con una válvula de expansión termostática o tubo capilar que controla el flujo del refrigerante hacia el intercambiador evitando que haya refrigerante líquido en la línea de succión, el mismo llega al evaporador como una mezcla de vapor de baja calidad. Como se mencionó, a la salida del evaporador en éstos sistemas el refrigerante se encuentra totalmente evaporado lo cuál se garantiza mediante un sobrecalentamiento del mismo en el tramo final de la serpentina.

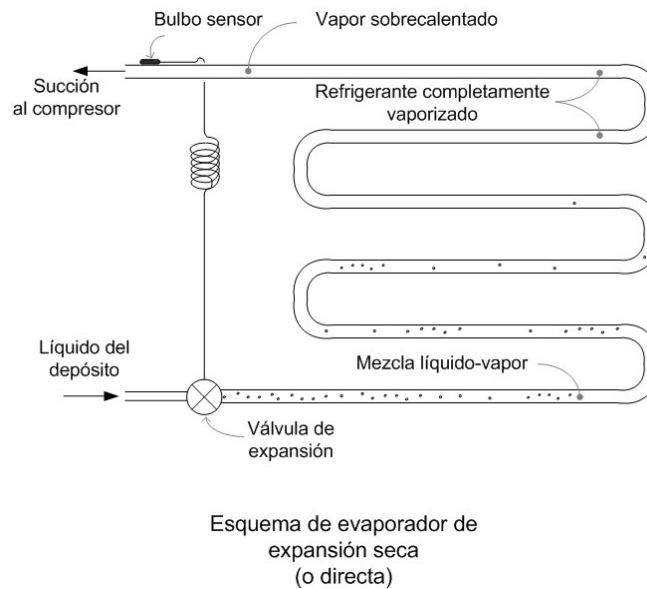


Imagen 15- Evaporador con sistema de expansión directa

Éstos evaporadores son muy utilizados en la refrigeración de media y baja temperatura en aquellas instalaciones que no sean de gran volumen, también se usan mucho en los sistemas de climatización de verano,

Otra de las clasificaciones que encontramos es según la construcción de los mismos. A continuación se exponen los diseños más comunes.

Evaporador de doble tubo

Éste vendría a ser el diseño más simple posible en un evaporador el cual cuenta con dos tubos concéntricos, haciendo pasar a uno de los fluidos por el tubo más pequeño, y al otro por el espacio anular entre éstos.

Según el sentido de ambos flujos éste tipo de evaporadores puede ser de flujo paralelo, en el cual ambos fluidos entran por el mismo extremo del evaporador y fluyen en igual sentido, o a contraflujo, en el cuál el fluido frío y el caliente ingresan por extremos opuestos del evaporador fluyendo en sentidos opuestos.

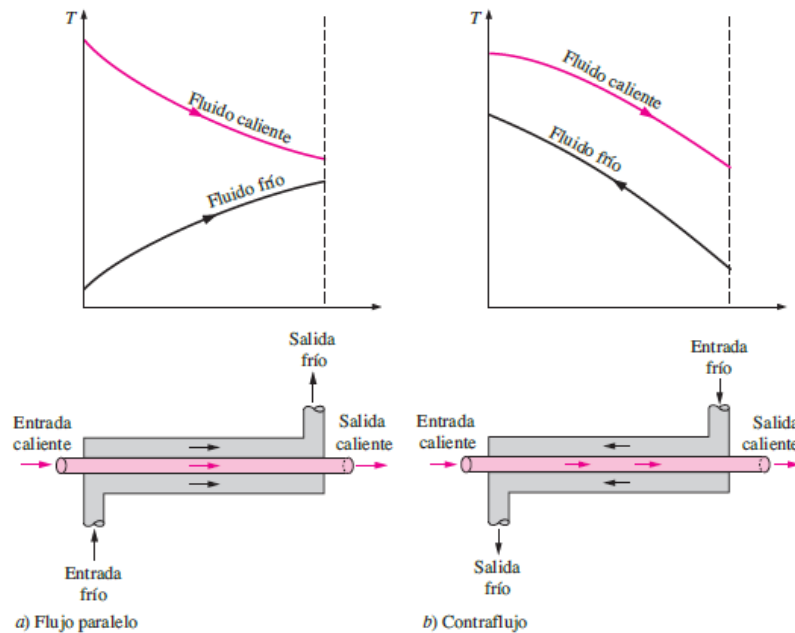


Imagen 16 – Esquema de funcionamiento evaporadores de doble tubo

Evaporador compacto

Se denomina evaporador compacto a aquellos en los cuáles su densidad de área β (razón entre el área superficial de transferencia de calor y su volumen) es mayor a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

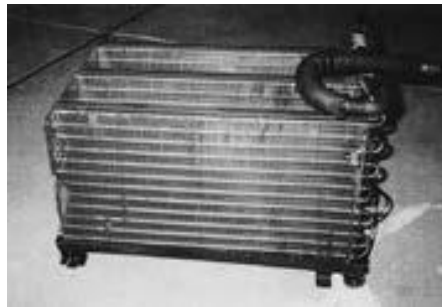


Imagen 17

En éstos evaporadores los fluidos suelen pasar por pasajes pequeños y permiten lograr grandes valores de transferencia de calor en un volumen pequeño, siendo ideales para aplicaciones con limitaciones respecto a las dimensiones y pesos.

Evaporador de flujo cruzado

En éste tipo de evaporadores los fluidos se mueven de manera perpendicular entre sí, a su vez éste tipo de evaporadores pueden ser de flujo mezclado o no mezclado.

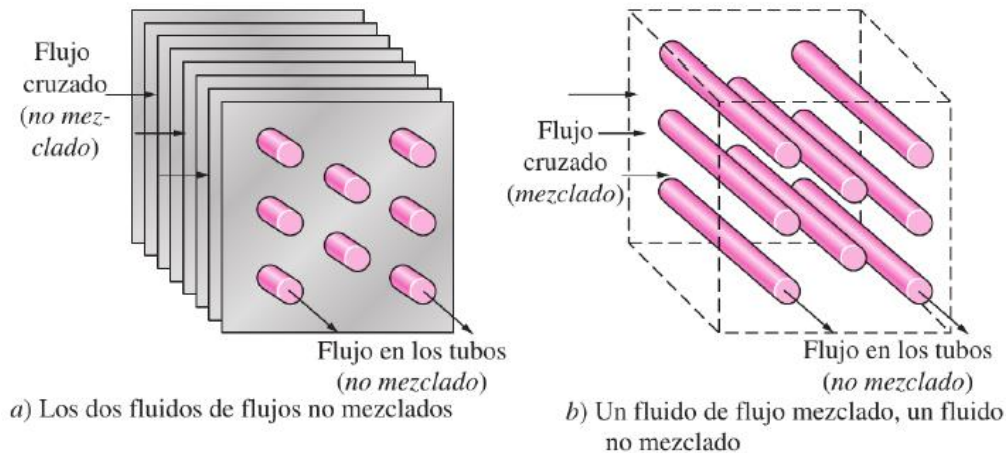


Imagen 18 - Esquema de funcionamiento evaporadores de flujo cruzado

En aquellos casos donde es no mezclado, los mismos cuentan con aletas de placa que restringen el movimiento de uno de los fluidos en la dirección paralela a los tubos.

En los casos de flujo cruzado mezclado no hay nada que limite el movimiento en la dirección paralela a los tubos del fluido que circula por fuera de ellos.

Evaporador de tubo y coraza (casco y tubo)

Éste tipo de evaporadores suelen ser de un gran tamaño y peso, constan de un gran número de tubos empacados en una carcasa con sus ejes paralelos a ésta. Mientras uno de los fluidos (refrigerante) se mueve por dentro de los tubos el otro se mueve por fuera de ellos dentro de la carcasa. Para mejorar la transferencia de calor se suelen colocar deflectores en la carcasa para así forzar al fluido (aire) a moverse en dirección perpendicular a la carcasa.

En los extremos éstos evaporadores contienen unos cabezales que sirven para acumular el refrigerante antes de entrar y salir de los tubos

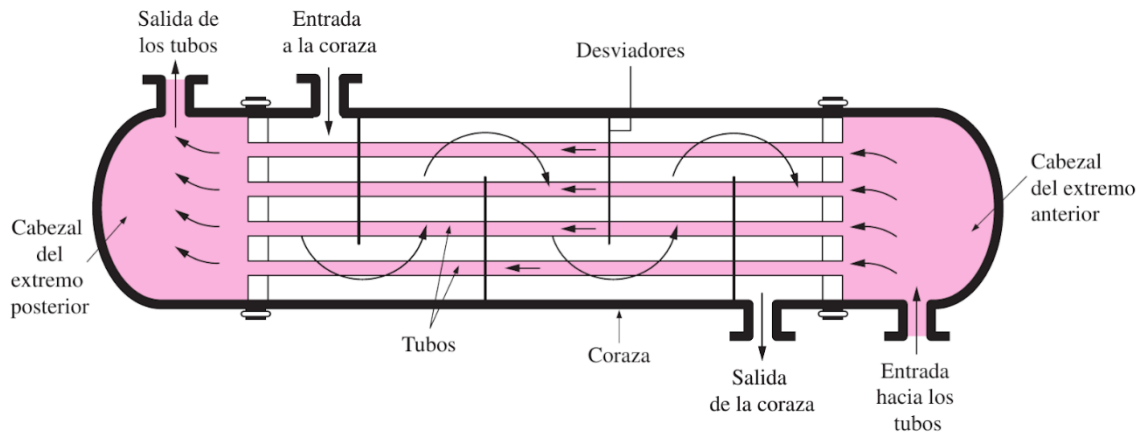


Imagen 19 - Esquema de funcionamiento evaporadores casco y tubo

Además éste tipo de evaporadores pueden clasificarse según el número de pasos que se realizan por la coraza y los tubos.

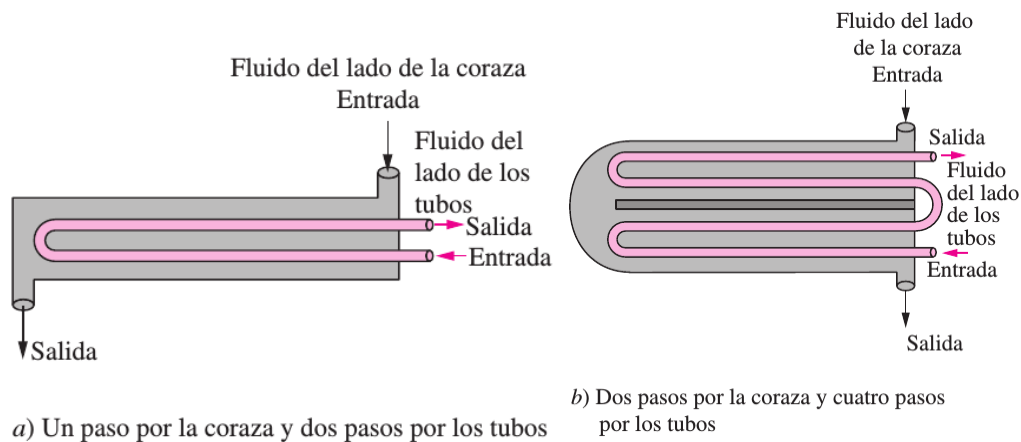


Imagen 20

Disposición de tubos (tresbolillo- lineal)

Otra característica importante a tener en cuenta en el rendimiento de los evaporadores es la disposición de los tubos por los cuáles circula el refrigerante. Básicamente se suelen utilizar dos disposiciones tresbolillo (los tubos están ubicados de forma triangular) y lineal.

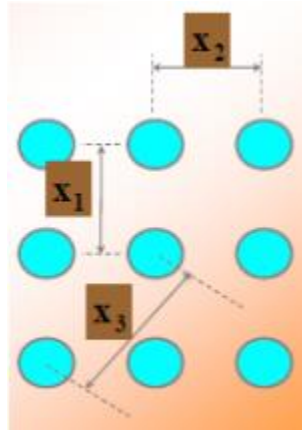


Imagen 21 – Disposición de tubos lineal

El principal objetivo de la disposición tresbolillo es aumentar la turbulencia del aire que circula por fuera de los tubos, lo que origina un aumento en el intercambio de calor entre la aleta y el flujo de masa de aire.

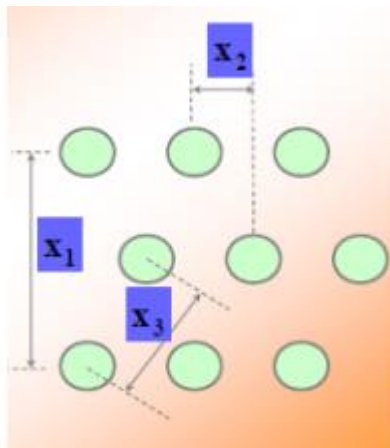


Imagen 22 – Disposición de tubos tresbolillo

Si bien con la disposición tresbolillo se obtiene una mejor transferencia de calor, la menor distancia entre los tubos genera una mayor aparición de escarcha, la cual puede producir el bloqueo del paso del aire obligando a un mayor número de ciclos de descongelamiento. Además el sistema tresbolillo suele generar una peor distribución del aire dentro de las cámaras.

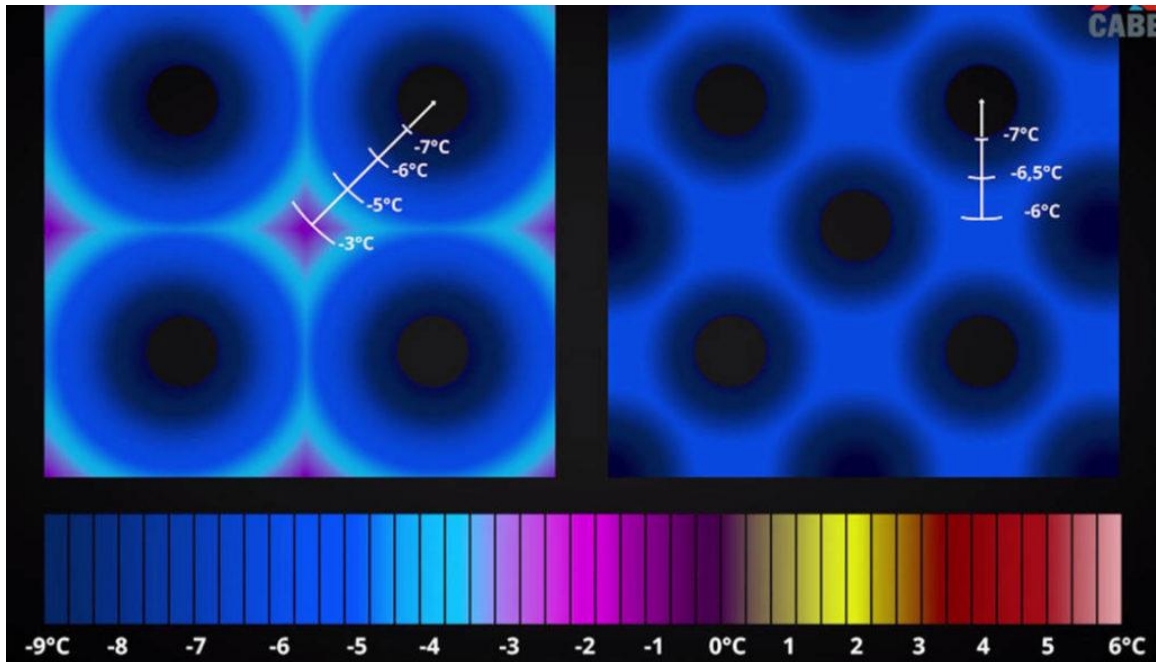


Imagen 23 - Distribucion de temperatura lineal (Izq.) y tresbolillo (Der.)

Materiales utilizados en la construcción de tubos y aletas en evaporadores

Los materiales utilizados en la construcción de los tubos de evaporadores son fundamentales para garantizar su eficiencia y durabilidad. A continuación, se presentan los materiales más utilizados en tubos de evaporadores:

Cobre: Es uno de los materiales más utilizados debido a su alta conductividad térmica y resistencia a la corrosión. Los tubos de cobre son eficientes en la transferencia de calor y son adecuados para aplicaciones en sistemas de refrigeración de baja y media temperatura.

Aluminio: Se utiliza cada vez más en la fabricación de tubos de evaporadores debido a su ligereza, buena conductividad térmica y resistencia a la corrosión. Los tubos de aluminio son ideales para aplicaciones donde se requiere una mayor eficiencia energética y reducción de peso.

Acero inoxidable: Es conocido por su resistencia a la corrosión y durabilidad. Los tubos de acero inoxidable son adecuados para aplicaciones que involucran fluidos corrosivos o ambientes agresivos, como en la industria química o alimentaria.

Titanio: Aunque menos común, el titanio se utiliza en algunos evaporadores debido a su excelente resistencia a la corrosión en entornos extremadamente agresivos. Los tubos de titanio son más costosos pero ofrecen una vida útil prolongada en condiciones adversas.

En el caso en el que se enfoca este estudio, los tubos son construidos de acero inoxidable de calidad AISI 304 L.

Por otro lado, en cuanto a las aletas que componen este equipo, los materiales más comunes utilizados son aleaciones aluminio-magnesio. Lo que varía según las necesidades son los recubrimientos empleados en las mismas. Podemos encontrarlas sin recubrimiento como también se puede utilizar la aleta de Al-Mg con un recubrimiento de resina epoxi que le permitirá resistir ambientes más corrosivos.

3 Flujos dentro de tubos

Como se explicó en el primer capítulo, dentro de los tubos es donde se realiza el cambio de estado del refrigerante.

El mismo pasa de estado líquido a gaseoso mediante la absorción de calor del medio. Mientras éste cambio se produce en los tubos, conviven las dos fases que interactúan entre sí.

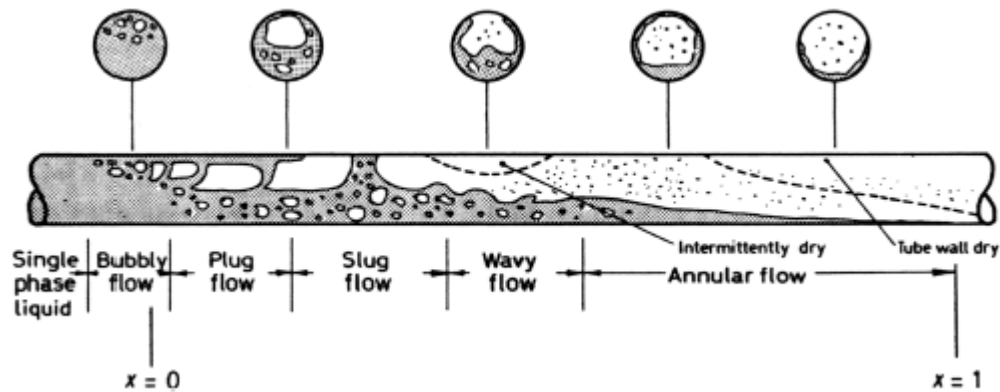


Imagen 24 – Caracterización de flujo bifásico

Este flujo del fluido en dos estados para los tubos en orientación horizontal puede darse de diversas maneras, si bien la fuerza de flotación impulsa al refrigerante gaseoso a la parte superior de los tubos y al líquido a mantenerse en la parte inferior, esto puede verse modificado en función de la velocidad del refrigerante.

Flujo burbujeante (Bubbly flow)

Este tipo de flujo se da para altas velocidades del refrigerante, cuanto mayor sea la velocidad del refrigerante las pequeñas burbujas que se encuentran dispersas dentro de la fase líquida del refrigerante se encontrarán distribuidas de una manera más uniforme. A medida que la velocidad del flujo sea menor las burbujas tenderán a ir hacia la parte superior de los tubos pudiendo llegar a lo que se conoce como flujo tapón (plug flow).

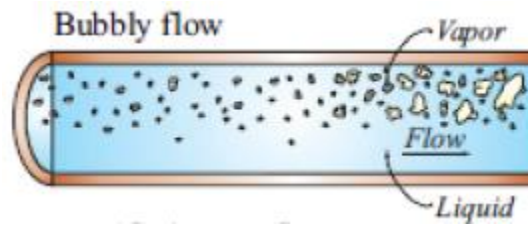


Imagen 25 – Flujo burbujeante

Flujo tapón (Plug flow)

Éste tipo de flujo se caracteriza por grandes burbujas de gas alargadas, las cuáles se depositan en la parte superior de los tubos. El diámetro de las burbujas es menor que el del tubo por el cuál circula el refrigerante, lo que garantiza que la fase líquida sea continua.

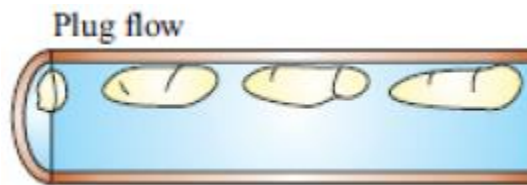


Imagen 26 - Flujo tapon

Flujo estratificado (Stratified flow)

Cuando la velocidad del refrigerante es baja, las fuerzas de flotabilidad dominan en el fenómeno produciendo una separación completa de ambas fases. El refrigerante en estado gaseoso se ubica en la parte superior mientras que la fase líquida está en la parte inferior del tubo, y la separación de las dos fases es prácticamente plana.

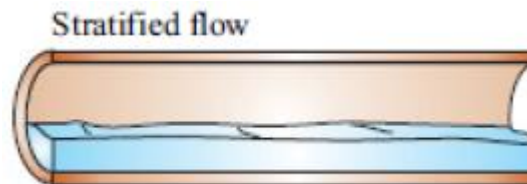


Imagen 27 - Flujo estratificado

Flujo ondulado estratificado (Stratified-wavy flow)

Cuando en un flujo estratificado comienza a aumentar la velocidad del gas, la fuerza de corte entre ambas fases genera la aparición de ondas. Éstas ondas no solo se dirigen en la dirección del flujo sino también tienden a enrollarse alrededor del perímetro hacia la parte superior del tubo, la amplitud de las mismas es tal que en su gran mayoría no suelen llegar a tocar la pared superior del tubo manteniéndose la misma generalmente seca.

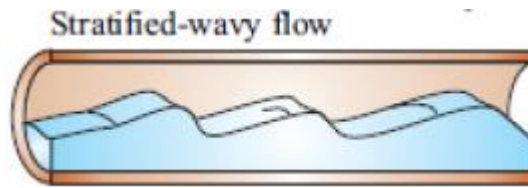


Imagen 28 - Flujo estratificado/ondulado

Flujo intermitente (Intermittent flow)

Sí en un flujo ondulado se incrementa la velocidad entonces la amplitud de las mismas comienza a aumentar llegando hasta la parte superior del tubo, la cuál queda con una película líquida por lo que toda la superficie del tubo se encontrará húmeda. Las ondas de gran amplitud vienen separadas por otras más pequeñas que no llegan hasta la superficie superior del tubo.

Dentro de las ondas de mayor amplitud pueden observarse burbujas atrapadas dentro de las mismas, lo que deriva en el nombre de éste tipo de flujo, el cuál puede subdividirse en dos regímenes (flujo tapón y flujo slug)

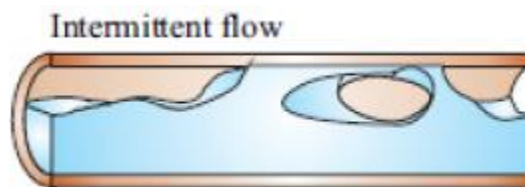


Imagen 29 - Flujo intermitente

Flujo de lodo (Slug flow)

A medida que el flujo de gas aumenta, también lo hace el diámetro de las burbujas quedando una pequeña película de líquido entre éstas y la superficie superior del tubo en comparación del líquido que se encuentra por debajo de las burbujas.



Imagen 30 - Flujo de lodo

Flujo anular (Annular flow)

Cuando sigue aumentando el caudal de refrigerante en estado gaseoso se da éste tipo de flujo, en donde el líquido forma una película anular alrededor de las paredes del tubo, ésta pared es de mayor grosor en la parte inferior del tubo. Dentro de éste flujo anular líquido es donde se encuentra fluyendo el refrigerante en estado gaseoso, éste núcleo puede ser perturbado ocasionalmente por ondas y gotas que pueden dispersarse en él.

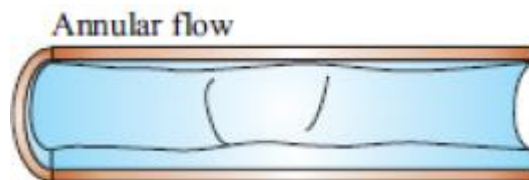


Imagen 31 - Flujo anular

Flujo neblina (Mist flow)

A altas velocidades de flujo de gas lo que sucede es que el líquido es arrancado de las paredes del tubo y arrastrado en forma de pequeñas gotas dentro de la fase gaseosa del refrigerante. Éste proceso se da de manera progresiva comenzando por la pared superior del tubo donde la película de líquido es más delgada y luego continua hacia abajo, hasta que todo el líquido es arrastrado.

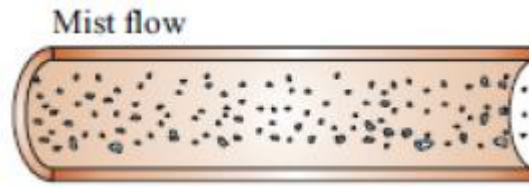


Imagen 32- Flujo neblina

3 Beneficios obtenidos en tubos estriados

Los sistemas de los evaporadores fueron evolucionando, en busca de mejoras en su funcionamiento y eficiencia a lo largo del tiempo. Dentro de éstas evoluciones se encuentra el paso de uso de tubos de interior liso a tubos estriados. Éste paso se vio respaldado por diversos estudios que mostraron sus ventajas en diversos aspectos del funcionamiento de un evaporador que se reflejan a continuación.

Mejora en la Transferencia de Calor

Como se mencionó en la introducción, el funcionamiento de los evaporadores se basa en la transferencia de calor que se da entre el aire del ambiente que se desea refrigerar y un refrigerante (en nuestro caso amoníaco) que circula por los tubos del dispositivo encargado de absorber éste calor en su proceso de evaporación.

En el imagen nro. 33 se puede observar el aumento que se da en el coeficiente de transferencia de calor para tubos estriados en comparación de los tubos lisos, sobre todo a bajas tasas de flujo másico. Éstas diferencias pueden ser desde el 50% para altos flujos hasta un 150% en los flujos más bajos.

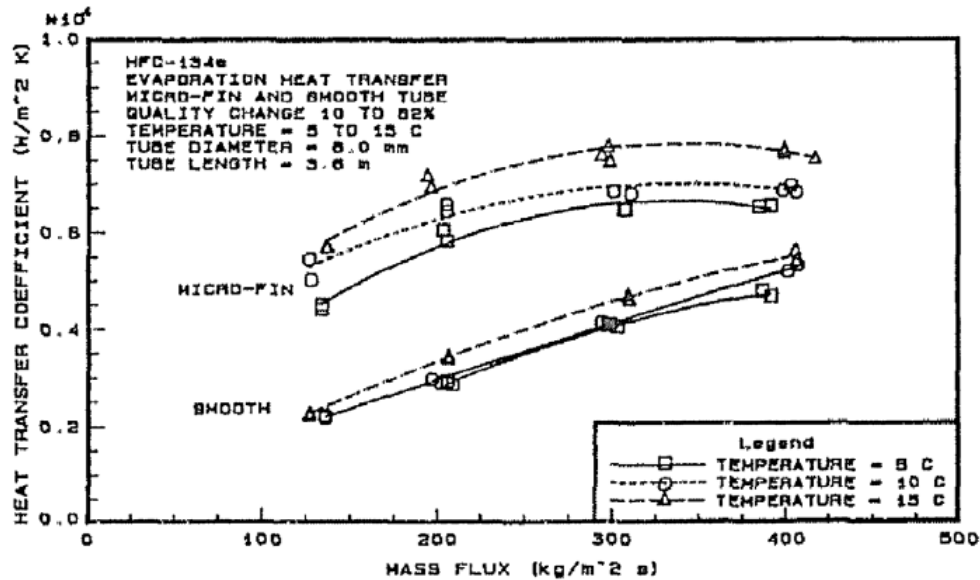


Imagen 33- Coeficiente de transferencia de calor en función del flujo másico de refrigerante.

Éstos incrementos se deben a que el estriado en los tubos genera una turbulencia en el flujo del refrigerante lo que lleva a un aumento en la eficiencia de la transferencia del calor.

Esta mejora se explica debido a que la geometría interna del tubo genera un mayor aprovechamiento de la superficie de intercambio. Las paredes internas se mojan del líquido que se quiere evaporar. A su vez el incremento en la turbulencia, provoca que el flujo no presente patrones de flujo estratificado en donde parte las 2 fases del refrigerante se encuentren separadas sino que las 2 se encuentren lo más homogéneamente mezcladas.

Aumento de la resistencia al flujo

Como también se observa en el gráfico... los tubos estriados presentan una mayor resistencia al flujo. Mientras que en los tubos de interior liso al aumentar el flujo de refrigerante se consigue un aumento en la transferencia de calor de manera casi constante, los tubos estriados empiezan a evidenciar una caída en la transferencia de calor a medida que se sigue aumentando el flujo de refrigerante, llegando a obtener solo un incremento de un 50% en la tasa de transferencia de calor antes de que el aumento de flujo comience a ser perjudicial.

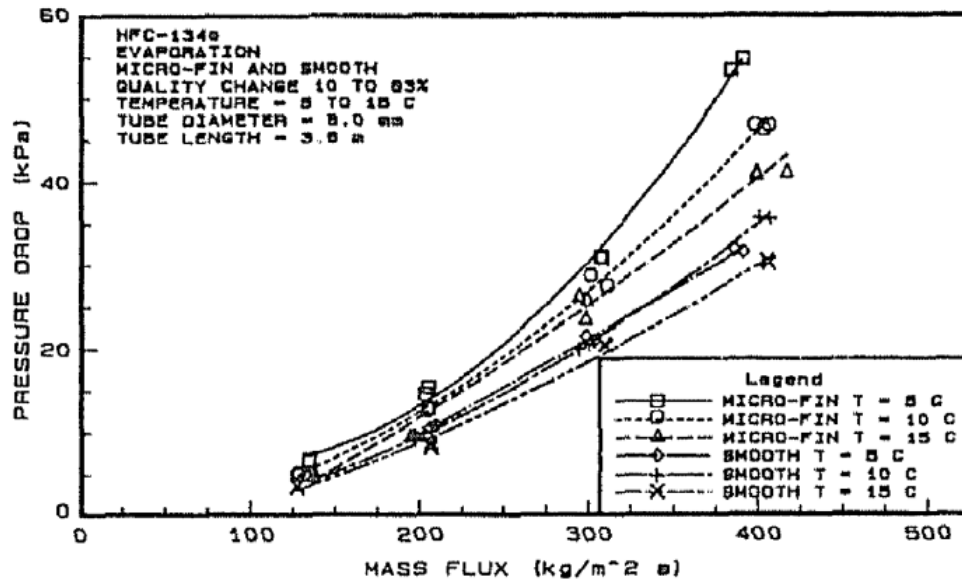


Imagen 34- Caída de presión en función del flujo masico de refrigerante

Prevención de la formación de películas de aceite

Dado la conformación de los sistemas de refrigeración es posible que los refrigerantes arrastren partículas de aceite provenientes del compresor, las mismas pueden alojarse en las paredes de los tubos de los evaporadores generando una película de aceite que entorpezca el intercambio de calor entre el aire y el refrigerante. Al utilizar tubos con estriado interior, el mismo flujo turbulento que éstos genera ayuda a evitar éstos depósitos y garantizar una mejor transferencia del calor.

Incremento de la eficiencia térmica del evaporador

Todas estas características antes mencionadas contribuyen al incremento de la eficiencia térmica del evaporador en general.

Cuando vemos el efecto combinado de una mayor tasa de transferencia de calor con la mínima penalización posible en cuanto a caída de presión encontramos el punto crítico del que obtendremos el máximo incremento en rendimiento.

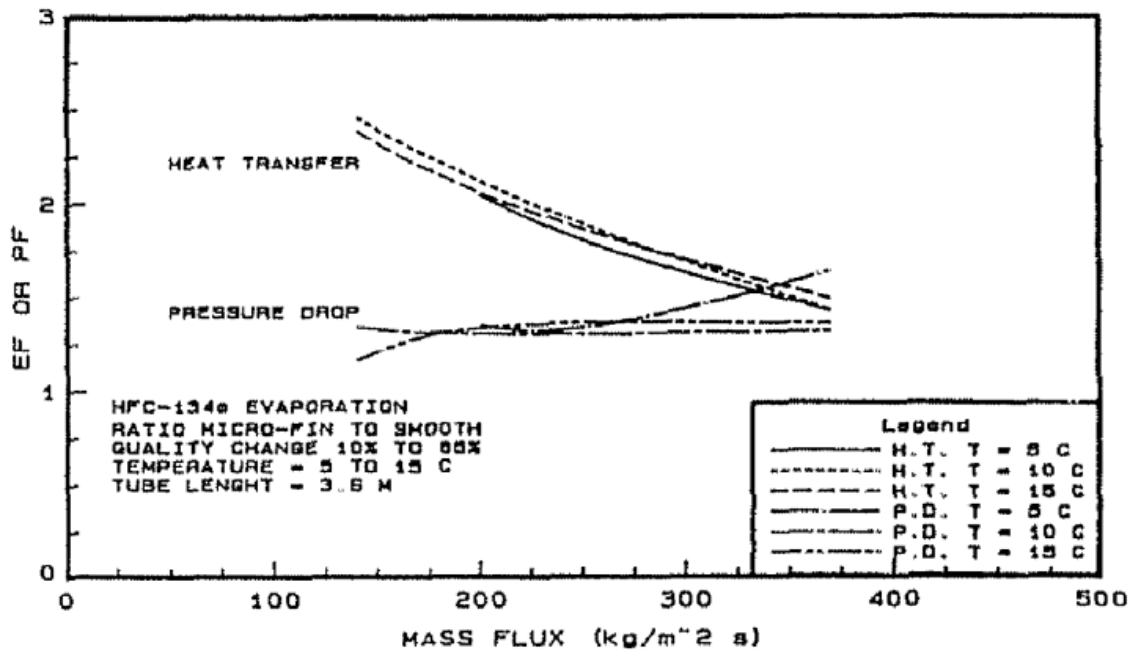


Imagen 35- Factor de incremento o de performance con respecto al flujo masico de refrigerante.

En el gráfico se exponen los datos de “Enhance factor o performance factor” el cual representa el incremento proporcional a los datos propios de un intercambiador con tubos de superficie interior lisa.

4 Relevamiento de los tubos

A continuación se detallan los parámetros geométricos del tubo que se desea obtener y las propiedades mecánicas del material a utilizar.

En cuanto a la geometría el tubo presenta las siguientes características:

- Diámetro exterior: 5/8" (15.8 mm).
- Diámetro interior: 14.8 mm.
- Largo : 10 m.

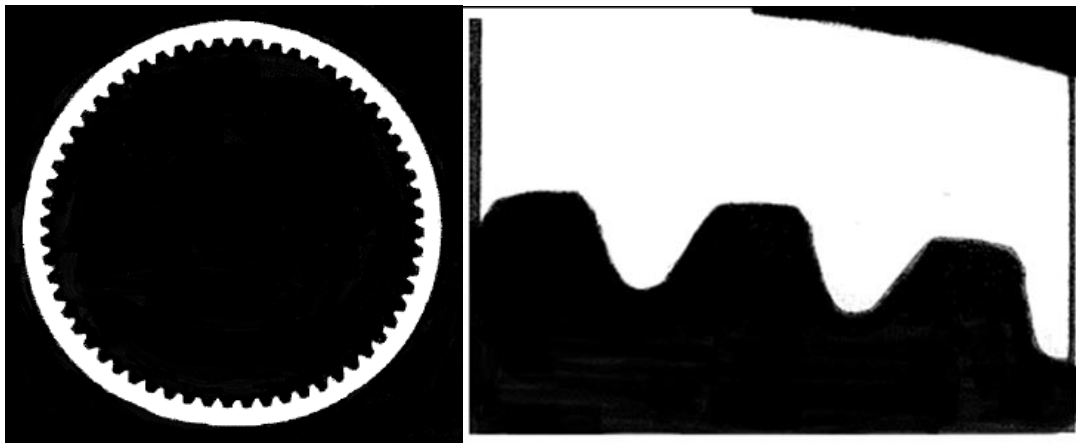


Imagen 36- Vista detallada de sección de tubo

En cuanto a la geometría de la ranura, esta presenta un perfil trapezoidal:

- Número de ranuras en el diámetro: 55 ranuras.
- Profundidad de la ranura: 0.1 mm.
- Ancho de ranura: 0.48 mm.
- Espacio entre ranuras: 0.32 mm.
- Ángulo paredes internas: 45°.
- Ángulo de helice: 18°.

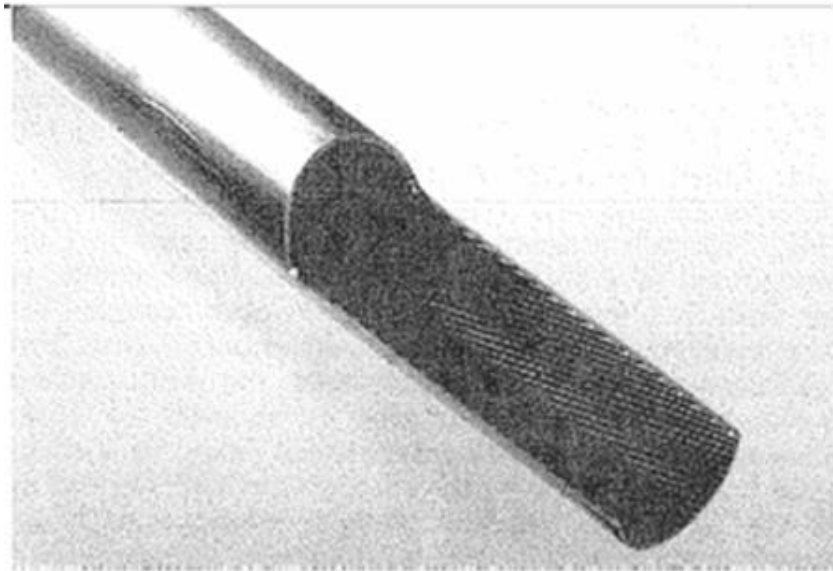


Imagen 37- Corte parcial

El acero inoxidable AISI 304L del cuál se encuentran constituidos nuestros tubos es un acero inoxidable austenítico, aleado con Cr y Ni y bajo contenido de C. El mismo cuenta con una buena resistencia a la corrosión, al conformado en frío y tiene una gran soldabilidad.

Tipo Acero	C	Cr	Ni
AISI 304	$\leq 0,07$	17 - 19,5	8 - 10,5
AISI 304L	$\leq 0,03$	18 - 20	10 - 12

Tabla 2- Composición química de aceros utilizados

Las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304L son mencionadas a continuación:

- Limite elastico: 170 MPa.
- Tensión de rotura: 485 MPa.
- Dureza: 201 HBW.

5 Evaluacion de propuestas de solucion

Luego de repasar el marco teórico que fundamenta el porqué del estriado interior en los tubos utilizados en los evaporadores, procederemos a mencionar y describir las diversas propuestas que se consideraron para poder realizar ésta modificación sobre los tubos lisos respetando condiciones límites y cumpliendo con los objetivos propuestos.

Propuestas de solución

Trefilado con mandril flotante

Para ésta solución se haría pasar los tubos por un sistema similar al de trefilado con la diferencia de que en el mismo no se produciría la reducción del diámetro del mismo sino que se aprovecharía el sistema de mandril flotante para generar el estriado en el interior del tubo con el mismo, sirviendo el dado para mantener las dimensiones geométricas del tubo.

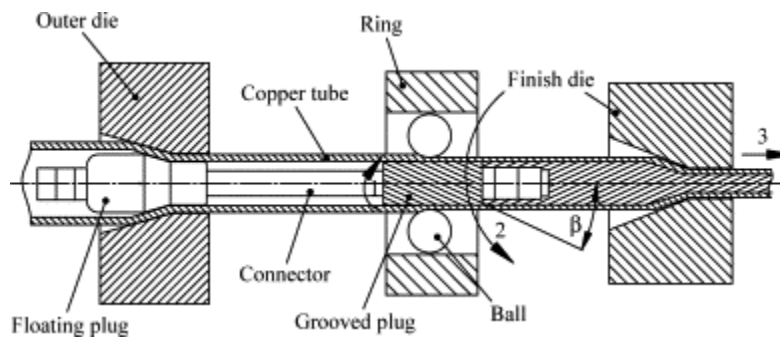


Imagen 38- Trefilado con mandril flotante

Conformado hidráulico

Ésta solución consistiría en el paso de una matriz (“macho”), la cuál contaría con el patrón de estriado necesario, por dentro del tubo liso. El avance de la matriz por dentro del tubo se produciría mediante la inyección de aceite a alta presión mediante un sistema hidráulico.

A su vez mientras se produce el avance de la matriz interior, el tubo se encontrará sostenido por una matriz exterior ("dado") de manera de evitar deformaciones geométricas en él mismo.

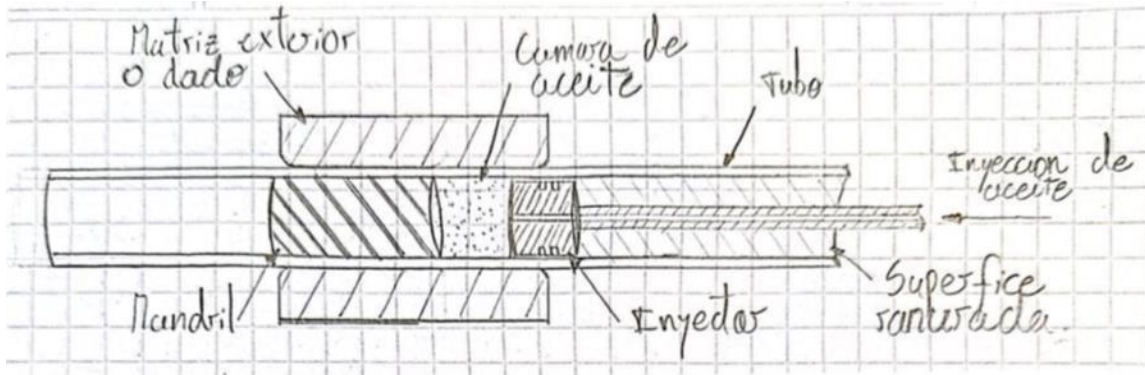


Imagen 39- Conformado hidráulico

Estampado sobre matriz

Esta propuesta consiste en utilizar una matriz que contenga el patrón del estriado a realizarse, convenientemente la misma debería de ser de una longitud igual o un poco mayor al de los tubos, para evitar discontinuidades en el patrón. La matriz se debería introducir en los tubos lisos, los cuales luego serían presionados sobre la matriz, produciéndose el estampado del patrón.

Arranque de viruta

La obtención del estriado en los tubos mediante el arranque de viruta es una solución inspirada en la forma en que se realiza el estriado en los cañones de los rifles. En esta propuesta se utilizaría una máquina equipada con su herramienta de corte adecuada, la cual mediante el avance y giro coordinado dentro del tubo conseguiría la realización del patrón de estriado necesario.

Selección de la solución a desarrollar

Para seleccionar una de las propuestas ideadas realizamos una tabla comparativa, en la cuál consideramos 6 aspectos a evaluar: uniformidad y calidad del producto, inversión

inicial, productividad, mantenibilidad, costo operativo y seguridad. Para ello le asignamos una puntuación del 1 al 5 a cada una de las propuestas en los ítems mencionados, siendo el 1 la puntuación más baja y el 5 la mayor.

Uniformidad y calidad del producto

Trefilado con mandril flotante: Al ser un proceso semi continuo tenemos uniformidad en toda la longitud del caño.

Conformado hidráulico: Del mismo modo que con el trefilado con mandril flotante, al tratarse de un proceso semicontinuo se logrará uniformidad en toda la longitud del caño, sin embargo podemos llegar a tener una expansión en el tubo.

Estampado sobre matriz: Se puede llegar a tener disparidad en las ranuras internas en el caso de que se trabaje de a tramos (caso de no contar con una matriz de igual longitud que los tubos).

Arranque de viruta: Con éste tipo de procesos se obtienen las mejores calidades y tolerancias.

Inversión inicial

Trefilado con mandril flotante: Para éste método deberemos contar con 2 matrices una exterior y otra interior, el movimiento podrá darse con un motor eléctrico y de ser necesario algún reductor.

Conformado hidráulico: Para éste método al igual que para el trefilado con mandril flotante necesitaremos de 2 matrices, con el agravante del costo de todo un sistema hidráulico.

Estampado sobre matriz: En éste caso el costo de la construcción de una matriz de calidad adecuada, sobre todo en el caso de que la misma sea de dimensiones iguales a la longitud del tubo para evitar discontinuidades, implicaría un gran gasto.

Arranque de viruta: En éste método la gran inversión se dará a la hora de necesitar una herramienta de corte especial para generar el ranurado.

Productividad

Trefilado con mandril flotante: En éste proceso se da un montaje de tubo relativamente rápido y con tiempo de conformado corto.

Conformado hidráulico: Se necesita un tiempo de preparación considerable ya que debemos introducir la matriz en el caño una distancia considerable y luego generar el sello.

Estampado sobre matriz: En el caso de trabajar por tramos se tarda una gran cantidad de tiempo en el movimiento de las herramientas, para poder garantizar la mayor continuidad posible.

Arranque de viruta: Dada la gran longitud de los tubos y el pequeño espacio interior se debe controlar la velocidad de avance del corte a fin de lograr evacuar correctamente la viruta generada.

Mantenibilidad

Trefilado con mandril flotante: Los mayores inconvenientes en éste sistema serían producto del desgaste propio de las matrices de trefilado dado las grandes fuerzas producidas para la deformación del material y la fricción entre materiales.

Conformado hidráulico: Para ésta propuesta se contará con los problemas propios de un sistema hidráulico además que deberá garantizarse el sellado del sistema durante el proceso.

Estampado sobre matriz: La mantenibilidad en este proceso sería un factor que no tendría mayor peso ya que el desgaste de las piezas intervinientes no sería significativo.

Arranque de viruta: En ésta propuesta los mayores inconvenientes vendrán de garantizar la sincronización del sistema de avance y giro de la máquina y garantizar la estabilidad de la herramienta.

Costo operativo

Trefilado con mandril flotante: Con éste sistema las herramientas pueden ser utilizadas durante un periodo de tiempo prolongado, además los consumos eléctricos de los accionamientos son bajos.

Conformado hidráulico: En éste proceso se obtendrán menores horas de servicio de las herramientas debido a que se debe mantener el sello.

Estampado sobre matriz: Este proceso puede conllevar altos costos operativos debido al uso de matriceria.

Arranque de viruta: Para éste método el principal costo se encontrará en la reposición de la herramienta la cuál deber ser especial para el trabajo requerido, lo que se traduce en un costo considerable.

Seguridad

Trefilado con mandril flotante: Éste es un sistema con el cuál se producen tubos en la actualidad, demostrando la seguridad del mismo. Además al no contar con la necesidad de operarios durante el proceso propio del trefilado, los mismos pueden resguardarse protegiéndose de algún fallo en el sistema.

Conformado hidráulico: En éste sistema se deberá trabajar con altas presiones, lo cuál representa un potencial riesgo.

Estampado sobre matriz: Este proceso al consistir en un estampado puede suceder que alguna de las matrices apriete parte del cuerpo del operario generando graves daños al mismo.

Arranque de viruta: En éste proceso al igual que en todos aquellos de mecanizado se convive con la viruta, lo que puede revestir algún riesgo leve para el operario.

	Objetivos					
Propuesta	Uniformidad y calidad del producto	Inversión inicial	Productividad	Mantenibilidad	Costo operativo	Seguridad
Trefilado con mandril flotante	4	3	4	2	4	4
Conformado hidráulico	3	2	2	1	3	2
Estampado sobre matriz	2	1	3	4	3	4
Arranque de viruta	5	2	1	2	2	3

Tabla 3- Comparativa cuantitativa entre propuestas

Validación de proceso elegido

Dentro de las opciones que se barajaron como solución a la problemática planteada, la opción elegida no contemplaba la modificación del diámetro de los tubos utilizados como materia prima. El proceso pensado sería de un accionamiento similar al de trefilado de tubos pero con la única acción del mandril por sobre éste sin realizar el efecto propio de los dados en éstos sistemas.

A la hora de determinar las fuerzas necesarias para éste proceso nos encontramos con una imposibilidad. Dado que todas las ecuaciones que gobiernan éste tipo de procesos tienen implícitos los valores de reducción de diámetro en ellas, por lo cuál se vuelve inviable su uso en procesos que no modifiquen el diámetro de los tubos procesados.

Ante ésta problemática dado que seguimos considerando a la opción elegida como la de mayor viabilidad nos decantamos por seleccionar como materia prima un tubo liso de acero inoxidable (AISI 304L) de una medida mayor (siempre de producción nacional y de proveedores que trabajan con la empresa) para realizar el proceso de trefilado llevándolo a la medida requerida. Mientras se da el proceso de trefilado típico, el mandril cuyo diseño realizamos además de proveer la función típica de mantener el espesor de los tubos generará el estriado dentro de lo mismo.

Al pensar el proceso de estriado de ésta forma, pudimos habilitar el uso de las fórmulas de trefilado ya conocidas y probadas para determinar las fuerzas requeridas en éste proceso.

6 Desarrollo del proceso de trefilado

Los procesos de trefilado/estirado se encuentran dentro de los llamados procesos de conformado por deformación plástica que son aquellos procesos industriales en los que el material a transformar es sometido a la acción de esfuerzos por encima de su límite elástico o límite de fluencia, de manera que es posible conseguir una deformación controlada y permanente en el material transformado.

Clasificación de los procesos de conformado por deformación plástica según la temperatura del proceso

Los procesos de conformado por deformación plástica pueden clasificarse en procesos en caliente, aquellos en los cuales se trabaja por encima de la temperatura de recristalización del material, y procesos en frío cuando la temperatura de trabajo se encuentra por debajo de la temperatura de recristalización.

Para el caso de los procesos en caliente, éstos suelen ser usados en materiales que son difíciles de conformar en frío, con el fin de conseguir aumentar su porcentaje de deformación plástica mediante la aplicación de temperatura. También suele utilizarse en materiales que admiten un alto grado de deformación, ya que al aplicar grandes por de deformación en frío pueden aparecer defectos en el material transformado y la aplicación de temperatura evita la aparición de estos defectos. Además éstos procesos suelen usarse cuando la geometría de la barra o pieza es compleja, ya que la temperatura facilita el flujo del material.



Imagen 40 – Conformado en caliente

En el caso de los procesos en frío se aplica generalmente en materiales con un porcentaje de deformación normal, aunque también se puede aplicar cuando el porcentaje de deformación es bajo, con el fin de conseguir mejores acabados o propiedades mecánicas concretas en el material transformado.



Imagen 41 – Conformado en frío

Clasificación de los procesos de conformado por deformación plástica según la naturaleza de los esfuerzos aplicados.

El Instituto Alemán de Normalización (Deutsches Institut für Normung), nos brinda la siguiente clasificación para éste tipo de procesos, enmarcándolos a cada uno con una normativa propia.

DIN 8583	DIN 8584	DIN 8585	DIN 8586	DIN 8587
Compresión	Tracción + Compresión	Tracción	Doblado	Cizallado
Extrusión Laminación Estampación	Embutición Estirado Trefilado	Estirado de chapa	De barras De tubos De chapa	Troquelado Torsión

Tabla 4- Clasificación de procesos según DIN

Como bien se mencionó en el comienzo de éste capítulo el proceso mediante el cuál se obtendrán los tubos estriados será un proceso de trefilado/estirado (en éste texto se utilizará indistintamente el término trefilado o estirado para referirse al proceso por el cuál

se dará la reducción de diámetro de los tubos aunque generalmente el término trefilado está mayormente asociado a la reducción de sección de alambres). Éste método de conformado sin arranque de viruta (proceso de conformado por deformación plástica) consiste en cambiar y/o reducir la sección de una barra, tubo o alambre traccionándola a través de un dado cónico.



Imagen 42-Banco de estirado (Izq.) y Trefiladora (Der.)

Procesos de estirado de tubos

En el caso que nos compete que es el del estirado de tubos se presentan 4 tipos de variantes del mismo que se basan en el uso o no de mandril y el tipo del mismo.

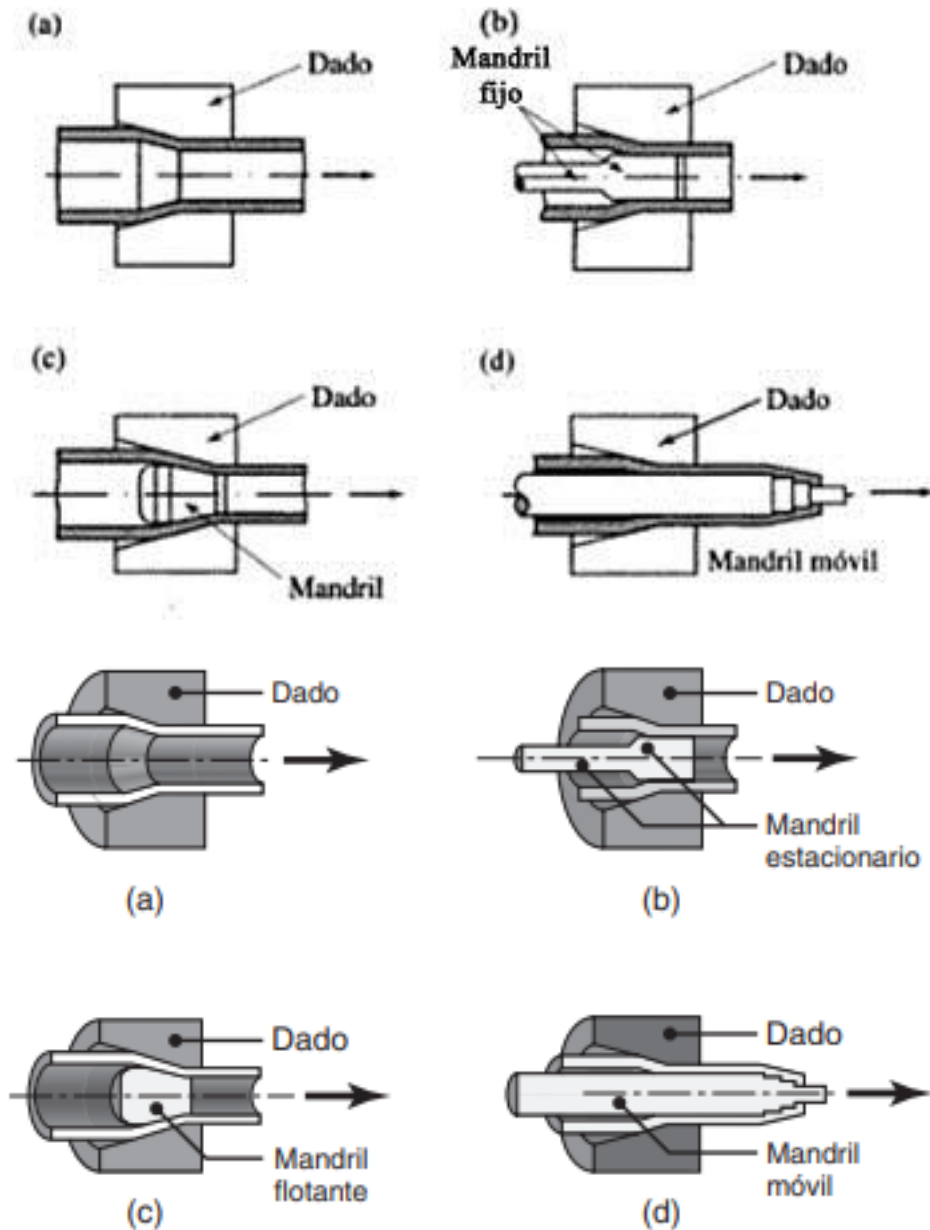


Imagen 43 – Variantes en el proceso de trefilado

El mandril es un dispositivo que se ubica en el interior del tubo a estirar y su función es la de guiar y soportar el tubo a medida que se reduce su diámetro.

En el caso de los procesos de estirado de tubos que se realiza sin mandril si bien es más rápido, se produce una pérdida de uniformidad en las paredes interiores del tubo ya que no se cuenta con un apoyo para la superficie interna del tubo.

Para los casos en los cuáles se utiliza un mandril en el estirado, éstos ofrecen un control dimensional asegurando la uniformidad en ambas superficies. La diferencia entre las alternativas que implican el uso de un mandril está en la fricción y la máxima reducción posible en el estirado.

El proceso con mandril fijo ofrece una reducción de área de 30%, mientras que con mandril móvil se puede obtener una reducción de área de 45% y la fricción es menor que en la operación con mandril fijo. La última opción, un estirado con mandril móvil, tiene como ventaja que la fricción es reducida hasta un mínimo posible, pero tiene como desventaja que al momento de remover el mandril el diámetro del tubo se incrementa levemente y las tolerancias superficiales podrían verse alteradas.

Dados de trefilado

Otro de los componentes primordiales y que define las propiedades de los procesos de estirado es el dado de trefilado a utilizar, éste en conjunto con el mandril (si existiese) es el encargado de producir el conformado por deformación plástica.

Dentro de los dados de trefilado pueden diferenciarse cuatro zonas. La primera es la zona de embocadura cuyo ángulo tiene el objetivo de facilitar la entrada de los tubos y del lubricante en la zona donde se produce el conformado plástico del material. La segunda zona, sección de reducción, es en donde se produce el estirado de los tubos y viene caracterizada por el ángulo de reducción (α). Luego de la zona de reducción se ubica la sección de calibrado la cuál es una abertura cilíndrica que determina el tamaño final del material estirado. Por último se encuentra la zona de salida, una abertura en forma de cono con un ángulo de inclinación de aproximadamente 30° por donde salen los tubos cuyo fin es el de evitar la aparición de micro-roturas que originarían el destrozado de la herramienta a partir de esa zona..

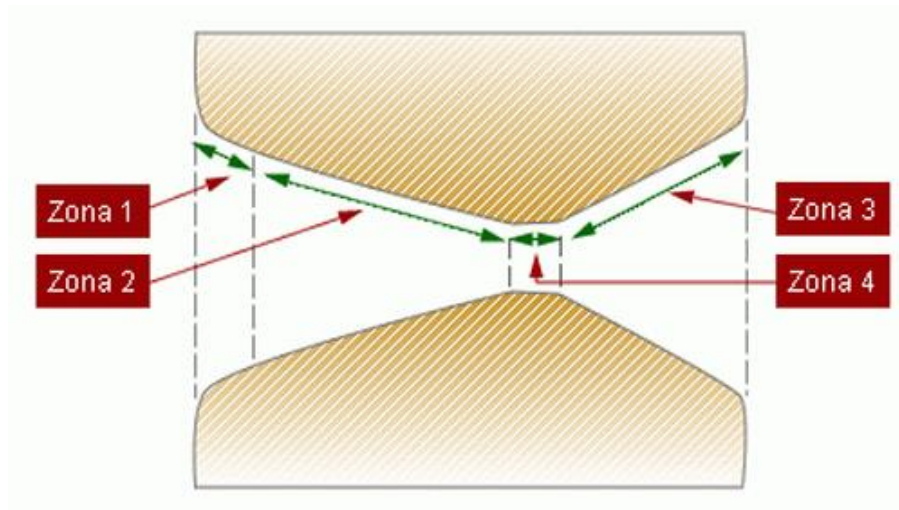


Imagen 44 – Dado trefilador

Ángulo de reducción

La reducción de sección y el ángulo de reducción (α) son los parámetros que van a determinar el perfil de la zona de deformación y en consecuencia, va a condicionar el valor de la fuerza de estirado, el valor de la presión en la zona de contacto hilera-material y el comportamiento del material.

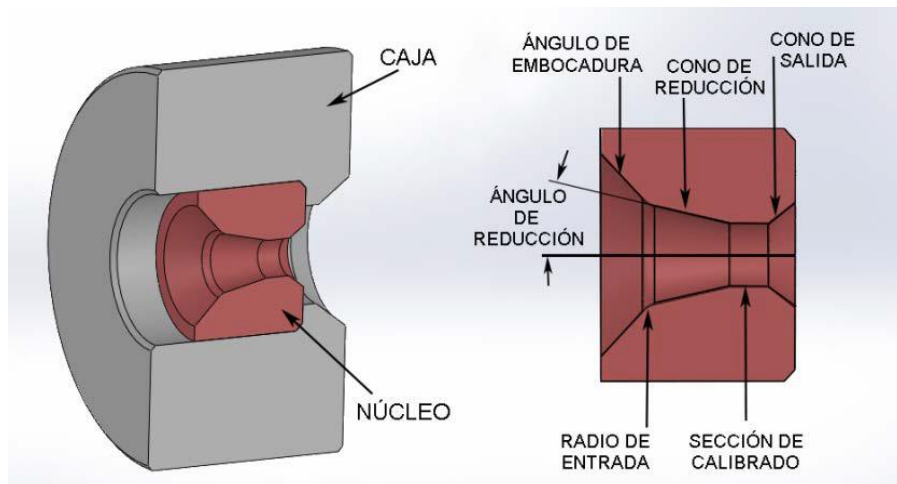


Imagen 45 – Detalle dado trefilador

De los dos parámetros mencionados el ángulo de reducción (α) es quién tiene un mayor aporte en el valor de la tensión de estirado necesaria para conformar el tubo, y su valor

óptimo para reducir ésta tensión depende tanto del material a estirar y del porcentaje de reducción buscado.

Un mayor valor de α implica una menor superficie de contacto, con lo cual las presiones sobre esta superficie en la herramienta van a ser mayores. Por otro lado, si el valor de α aumenta, también lo hará la velocidad de deformación del material a su paso por la hilera y, por lo tanto, se producirá un incremento en el valor de las tensiones que se generan en la superficie de contacto y, consecuentemente, un incremento en el coeficiente de rozamiento en la misma superficie en la interfase.

En contraposición, menores valores del ángulo de reducción (α) ocasionará un aumento de la superficie de contacto y la fuerza necesaria para el estirado. Por otro lado, las tensiones en la interfase serán menores, provocando un mejor rendimiento de la película de lubricante en las superficies de contacto.

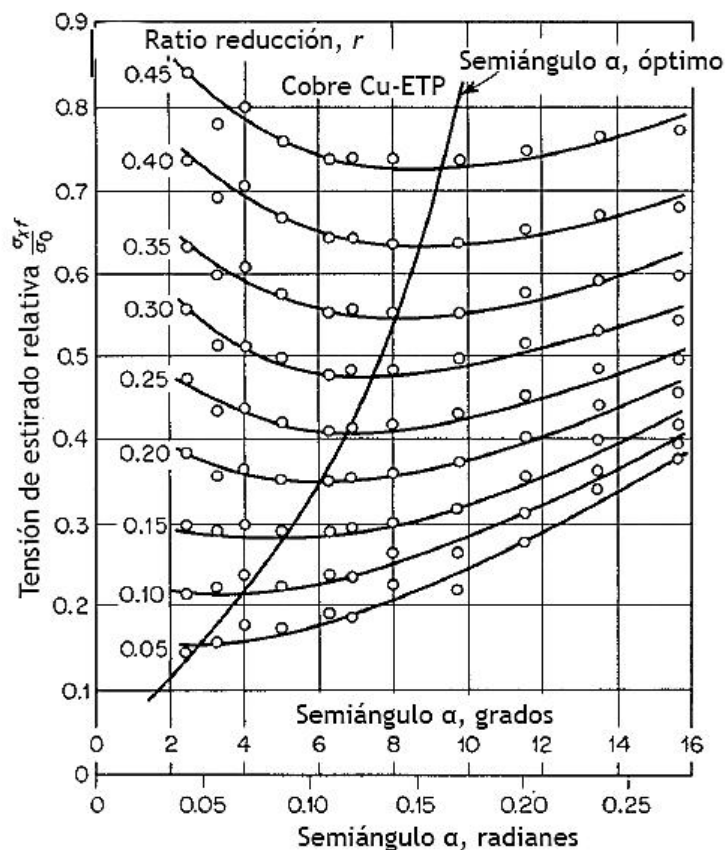


Tabla 5 – Tensión desarrollada según semiángulo

Material	Diamante Policristalino		Diamante Monocristalino	
	α [°]	L_c [mm]	α [°]	L_c [mm]
Cobre	9	$0,25 \cdot df$	9	$0,40 \cdot df$
Aluminio	10	$0,25 \cdot df$	10	$0,25 \cdot df$
Acero Inoxidable	7,5	$0,35 \cdot df$	7	$0,50 \cdot df$
Acero al carbono	7	$0,30 \cdot df$	7	$0,50 \cdot df$

Tabla 6 - valores típicos para α y L_c en las hileras de Fort Wayne Die Inc.

Longitud de calibración

Como se aprecia en la tabla nro. 6, para cada material, el ángulo de reducción (α) viene acompañado por una longitud de calibración que como su nombre lo indica es el largo de la sección de calibración de los dados.

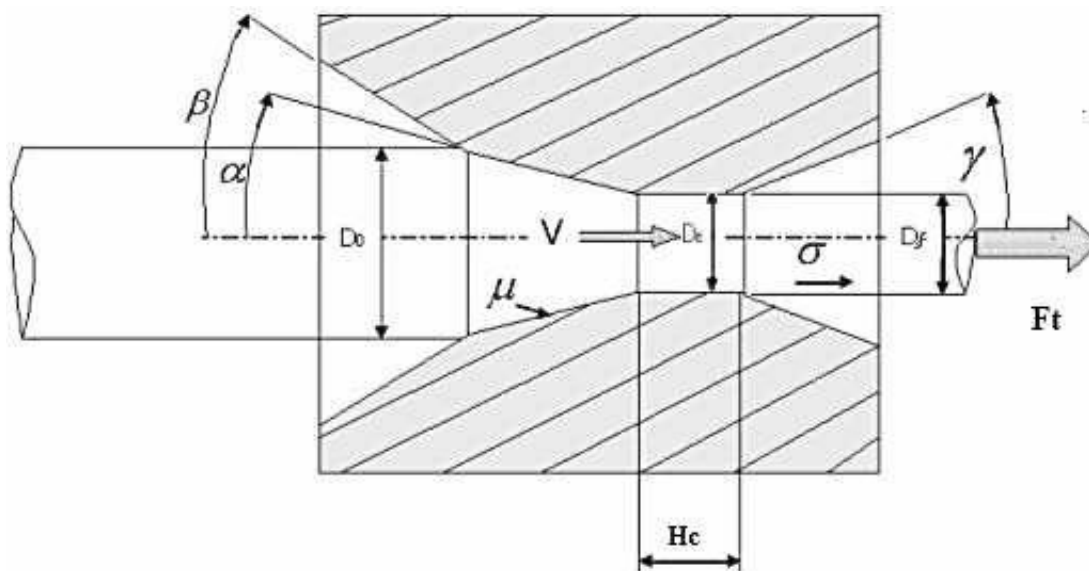


Imagen 46 – Longitud de calibración

Ésto es así ya que tiene una influencia notable en la calidad del producto final estirado, influyendo directamente en el valor final de la tensión de estirado como consecuencia del efecto del rozamiento. Además, este parámetro geométrico favorece la aparición de un mayor o menor trabajo adicional debido a la distorsión interna provocada, sobre todo en la zona más cercana a la superficie del producto estirado.

En el caso de materiales duros, esta zona corrige el ligero aumento de sección que se produce por efecto muelle o “spring-back” a la salida de la hilera y, en el caso de materiales dúctiles, reduce la pérdida de sección consecuencia del efecto de la fuerza de estirado a la salida de la hilera.

Hay que tener en cuenta sin embargo que una longitud de calibración mayor implica una mayor vida de la herramienta y mayor precisión en la sección final, mayor fricción, más calor generado, peor lubricación y un incremento de las tensiones residuales, así como del endurecimiento por deformación del material estirado, mientras que una longitud pequeña en esta zona de la hilera produce los efectos opuestos.

Materiales de los dados de trefilado

Los dados de trefilado deben resistir elevadas presiones como consecuencia de los esfuerzos que soporta por la acción de la fuerza de estirado y el paso del material, además se ve expuesto a condiciones de desgaste severas durante el proceso.

Dado que los materiales de gran dureza y resistencia al desgaste son generalmente poco tenaces, los dados están compuestos por dos partes: inserto y portainserto (también llamados núcleo y caja).



Imagen 47 - Dados de trefilado

Los insertos que son los encargados de la deformación de los tubos suelen ser de aceros grado herramienta o carburo de tungsteno, a los cuáles para reducir el desgaste se los suele recubrir en las zonas de contacto con diamante policristalino (PCD), nitruro de boro cúbico (cBN), nitruro y carbonitruro de titanio (TiN, TiCN) o alúmina (Al₂O₃).

Mientras tanto los portainsero se realizan de acero debido a su resistencia y tenacidad.

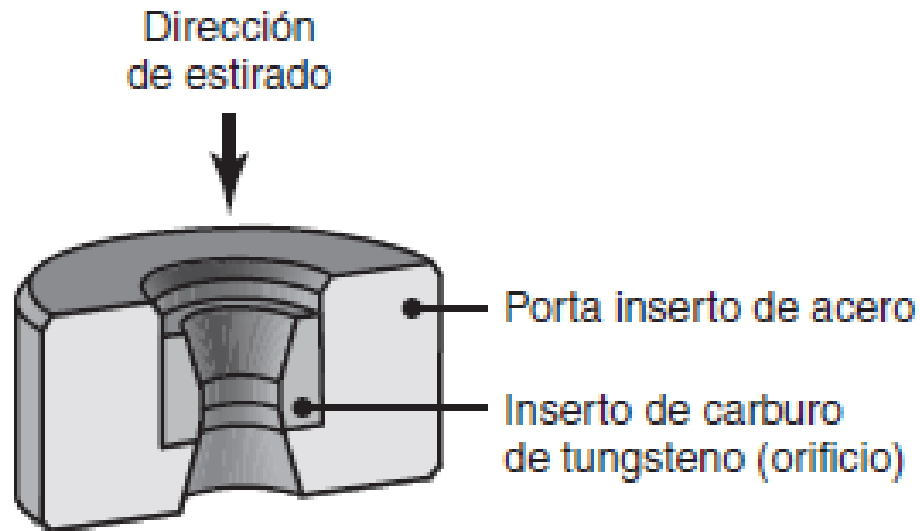


Imagen 48- Composicion del dado trefilador

Los dados están compuestos por una superficie de soporte (descanso o cara interior) cuyo propósito es establecer el diámetro final del producto (dimensionado).

7 Diseño, desarrollo y cálculo

Cálculo de fuerzas de trefilado

Método de VarSLAB

Este método está basado en el mismo concepto usado en la resolución por medio del método de elementos finitos. Consiste en dividir el volumen de control de la pieza en estudio, en un número limitado de rodajas (slabs), para los cuales se realiza un análisis independiente mediante equilibrio de fuerzas que, a la vez, dará las bases para las condiciones de contorno del elemento siguiente.

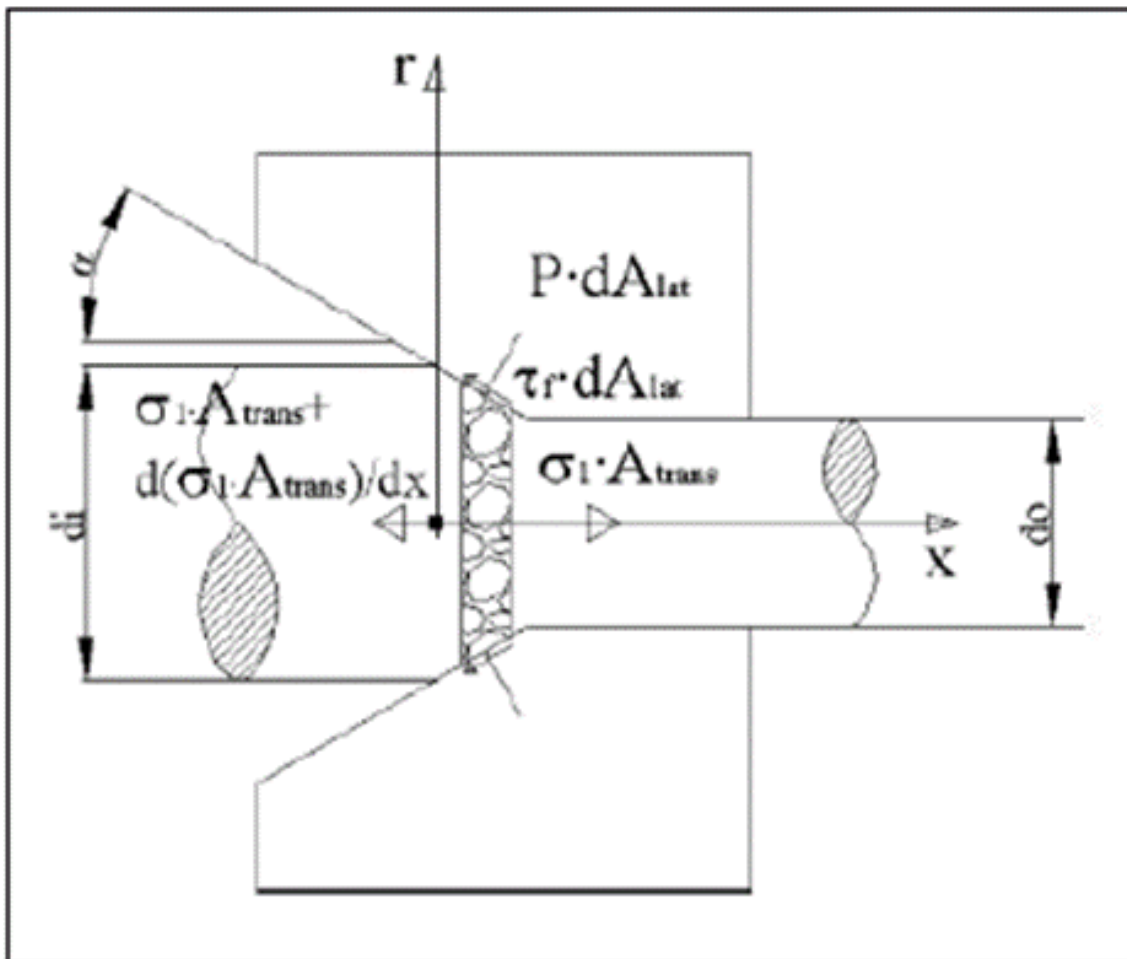


Imagen 49 – Representación gráfica método VarSLAB

La carga de trefilado queda dada por la siguiente ecuación.

$$\sigma_t = C_y \left(\frac{m(\cot \alpha + \tan \alpha)}{\sqrt{3}} + 1 \right) \varepsilon$$

Ecuación 1 – Carga de trefilado

Donde $\varepsilon = A/A_f$ y m es el coeficiente de roce según el criterio de Tresca.

En este caso, consideramos los siguientes datos:

- Sección inicial de tubo de 11/16" y 1.2 mm de espesor: $A=31,29 \text{ mm}^2$.
- Sección final del tubo: $A_f = 22.32 \text{ mm}^2$
- Límite elástico del material: $C_y = 180 \text{ MPa}$
- Coeficiente de roce: $m = 1$

Se desea realizar la evaluación tomando la peor condición de funcionamiento en donde el roce es máximo.

Con estos datos se calcularon las fuerzas de trefilado para un rango de ángulos de entre 0 y 90° siguiendo la ecuación nro. 1 y luego se determinó la fuerza de trefilado de la siguiente manera:

$$F_t = \sigma_t A_f$$

Ecuación 2 – Fuerza de trefilado

Dando los siguientes resultados:

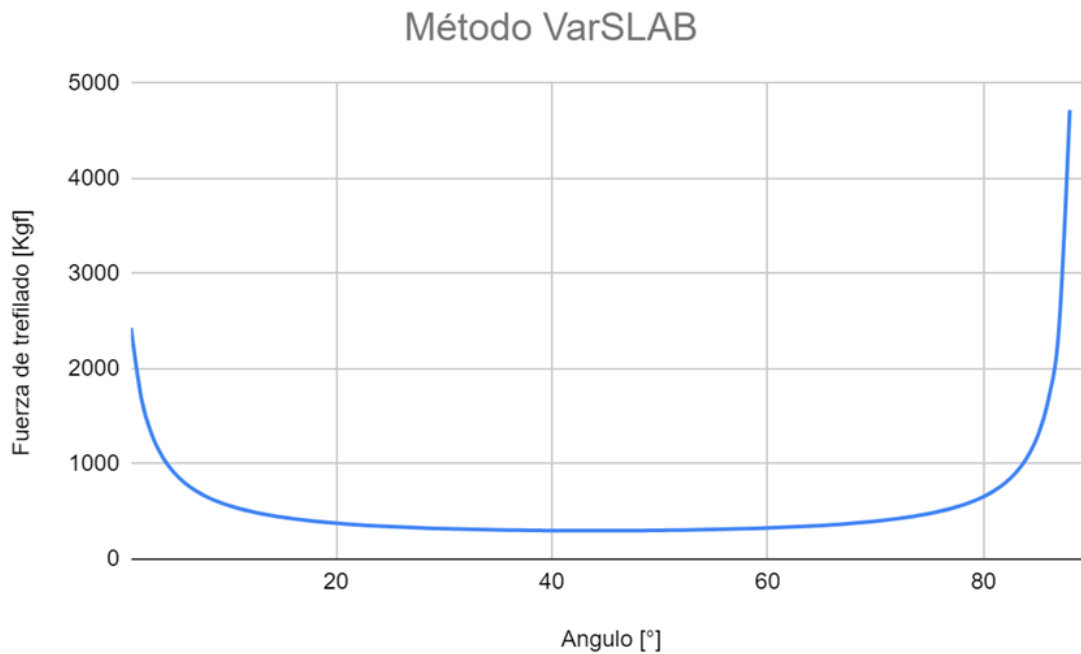


Imagen 50 – Fuerza de trefilado en función del ángulo

De este cálculo obtenemos los siguientes valores críticos:

- Para 5°:

$$F_t = 1059,4 \text{ [Kgf]}$$

- Para 7°:

$$F_t = 799,5 \text{ [Kgf]}$$

- Para 10°:

$$F_t = 606,1 \text{ [Kgf]}$$

- Para 12°:

$$F_t = 531,7 \text{ [Kgf]}$$

- Para 15°:

$$F_t = 458,3 \text{ [Kgf]}$$

Se obtienen los mínimos para el rango circundante a 45°, en donde se obtiene una fuerza de trefilado de:

$$F_t = 298,4 \text{ [Kgf]}$$

Si bien la fuerza es mínima para los 45° en base a datos sobre procesos de trefilado, sabemos que generalmente los ángulos utilizados son de entre 6° y 14°.

α [°]	Fuerza de trefilado [Kgf]
6	907.64
7	799.51
8	718.65
9	655.99
10	606.05
11	565.38
12	531.66
13	503.28
14	479.12

Tabla 7 - Fuerza de trefilado en función del ángulo

Tubo 3/4"

Si nos interesa conformar un tubo de 3/4" seguimos el mismo procedimiento de cálculo que para el de 11/16" y del mismo obtenemos los siguientes datos:

α [rad]	Fuerza de trefilado [Kgf]
5	1391,02
6	1191,75
7	1049,77
8	943,61
9	861,33
10	795,76
11	742,36
12	698,08
13	660,82
14	629,09

Tabla 8 – Fuerza de trefilado en función del ángulo

De este último, análisis de las fuerzas intervinientes tomamos la máxima obtenida para continuar con los cálculos posteriores.

La fuerza de trefilado es:

$$F_t = 1391 \text{ Kgf} = 13641.6 \text{ N}$$

Calculo de velocidad de trefilado

Como el proceso productivo lo requiere, la cantidad de tubos a procesar en un día es de 100 tubos. Por ello, sabemos que cada jornada es de 8 horas por lo que tenemos:

$$T = 4.8 \text{ min/tubo}$$

A su vez, se determinó que del total de tiempo disponible el proceso de trefilado en sí tomará la décima parte del total.

$$T = 0.48 \text{ min}$$

Tomando la longitud total a procesar (10m), obtenemos la velocidad de trefilado.

$$V = 28.33 \frac{m}{min} = 0.347 \text{ m/s}$$

Calculo de potencia de trefilado

Luego de haber calculado la velocidad de procesamiento de tubos y la fuerza de trefilado estamos en condiciones de calcular la potencia demandada por el proceso.

Por ello la potencia resultante es:

$$P = 0.347 \frac{m}{s} \times 13641.6 \text{ N} = 4.7 \text{ kW} = 6.35 \text{ HP}$$

Con este dato podremos continuar con la selección de componentes y el cálculo de los elementos de máquina involucrados en el mecanismo.

Selección de transmisión Piñon-Cadena

Los datos que utilizamos para seleccionar dichos elementos de transmisión de potencia son:

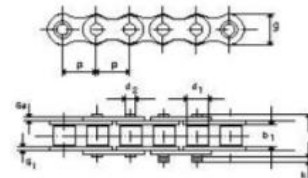
- Fuerza de tiro: 13720 N
- Velocidad lineal: 0.35 m/s

Se seleccionó de la marca Renold los siguientes componentes:

Cadena

Chain Data

Pitch:	p = 38.100 mm	Height:	g = 33.40 mm
ISO Breaking Load:	Fb = 160000 N	Inner Plate Thickness:	si = 6.10 mm
Inner Width:	b1 = 25.40 mm	Outer Plate Thickness:	sa = 5.08 mm
Roller Diameter:	d1 = 25.40 mm	Pin Length:	l = 52.60 mm
Pin Diameter:	d2 = 14.63 mm	Connecting Pin Ext.:	k = 6.80 mm
Mass:	q = 7.45 kg/m	Bearing Area:	f = 5.54 cm²



Chain Ref.		Technical Details (mm)												
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO606 Tensile Strength (NEWTONS) MIN	Weight kg/m
					MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM		

European (BS) Standard - Simplex

		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	J	K		
GY24B1	24B-1	1.500	38.100	25.40	25.40	33.40	6.10	5.08	14.63	52.6	6.8	-	160000	7.45

Corona

Chain Drive

Number of Links:	X = 544	
Chain Length:	l = 20726.40 mm	
Centre Distance:	a = 10001.25 mm	
Ratio:	i = 1.00	
Number of Teeth:	Driving Sprocket (Z1): 19	Driven Sprocket (Z2): 19
Pitch Circle Diameter:	Driving Sprocket (Z1): 231.48 mm	Driven Sprocket (Z2): 231.48 mm
Recommended Lubrication:	Drip Lubrication	

Technical Details (mm)			Simplex				
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore MIN	Bore MAX	Boss Diam.	Dist. Thro.

Plain Bore - steel

	A	C		D	D	E	F
19	57.87	61.6	06B1/19T	10.0	28.0	45.0	28.0

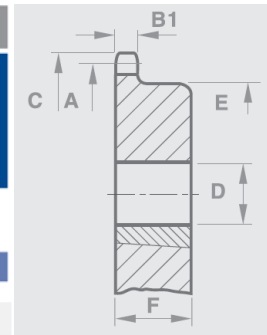


Tabla 9 – Datos corona seleccionada

Condiciones de trabajo

Loading Condition

Input Power:	P = 4.80 kW	Input Speed:	n1 = 29.01 rpm
Torque:	T = 1580.83 Nm	Static Force:	F = 13720 N
Chain Linear Velocity:	v = 0.35 m/s	Centrifugal Force:	Ff = 0.91 N
Bearing Pressure:	Pr = 36.96 N/mm ²	Dynamic Force:	Fd = 20477 N
Chain Safety Factors:	Static: 11.66 Dynamic: 7.81	Total Force:	Fg = 20478.52 N

Tabla 10 – Condiciones de trabajo

Selección del motorreductor

Se seleccionó un motorreductor que será el encargado de entregar el par y la velocidad requerida por el proceso.

- Potencia: $P = 4.7 \text{ kW} = 6.35 \text{ HP}$
- Velocidad: $V = 0.35 \frac{m}{s} = 28.9 \text{ rpm}$
- Torque: 13720 N

Con estos datos se seleccionó el siguiente motorreductor, tomando:

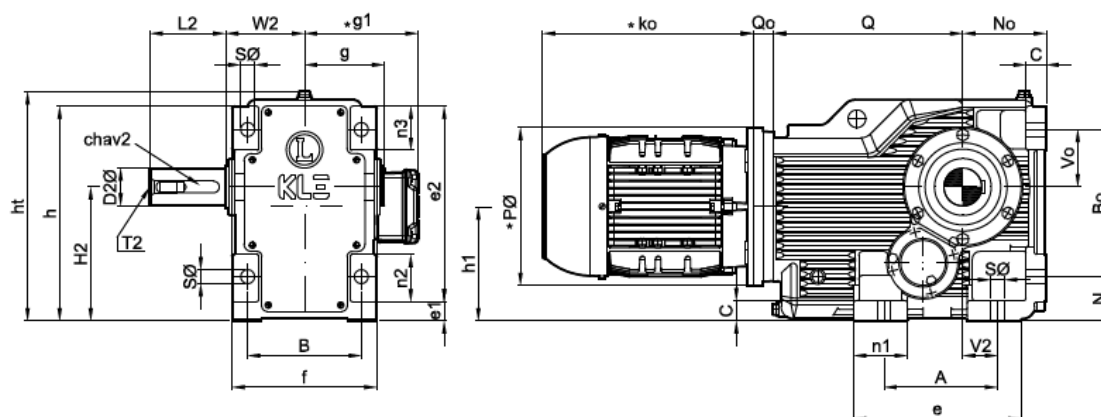
- Factor de servicio = 1.5.
- Rendimiento = 98.5%

Se calculó la potencia corregida que alcanza el valor de 7.1 kW .

Con estos datos se seleccionó el siguiente motorreductor.

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO		Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
KW	HP	(RPM)	(i)			(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
7,50 kW	10,00 HP	42,0	35,16	KL2	10,00	0,95	1647	1480	1680	672	150	37-38	51
		43,0	33,90	KL2	10,00	1,00	1588	1480	1680	672	150	37-38	51
		48,0	30,16	KL2	10,00	1,15	1413	1480	1680	672	150	37-38	51
		59,0	24,83	KL2	10,00	1,40	1163	1480	1680	672	150	37-38	51
		70,0	20,77	KL2	10,00	1,60	973	1480	1480	584	150	37-38	51
		77,0	18,93	KL2	10,00	1,70	887	1480	1480	584	150	37-38	51
		83,0	17,59	KL2	10,00	1,85	824	1480	1150	460	150	37-38	51
		94,0	15,58	KL2	10,00	2,05	730	1480	1150	460	150	37-38	51
		97,0	15,02	KL2	10,00	2,10	704	1480	1150	460	150	37-38	51
		112,0	13,04	KL2	10,00	2,40	611	1480	1150	460	150	37-38	51
		132,0	11,04	KL2	10,00	2,75	517	1480	1050	420	150	37-38	51
		155,0	9,43	KL2	10,00	3,05	442	1480	1050	420	150	37-38	51

Tabla 11 – Características básicas motorreductor seleccionado



Modelo	D2ø	L2	chav 2	T2	H2	A	B	Bo	C	Sø	Q	Qo					B1ø	R1ø	S1ø	a1ø	c1	f1	J	
Model	keyway 2			Tamaño Motor IEC / Motor Size																				
												80-90	100-112	132	160...200	225<								
KL2	mm	50	100	14x9	M16	180	150	165	200	25	18	278	32	32	52	82	----	230	265	14	300	16	5	4
KL3	mm	60	120	18x11	M20	212	180	180	233	32	22	300	32	32	52	82	----	250	300	18	350	18	5	4
KL4	mm	70	140	20x12	M20	265	225	225	295	36	26	340	32	32	52	82	----	350	400	18	450	18	5	8
KL45	mm	90	170	25x14	M24	315	270	280	360	40	33	378	----	45	45	75	105	350	400	18	450	18	5	8
KL5	mm	100	190	28x16	M24	375	350	330	420	50	39	450	----	45	45	75	105	450	500	18	550	28	5	8

Modelo	N	No	Vo	V2	W1	W2	Y	e	e1	e2	f	g	h	h1	ht	ht1	n1	n2	n3	n4	Peso kg Weight	aceite lts oil	
Model																							
KL2	mm	55	112	75	40	130	108	25	218	25	263	200	112	288	158,5	310	330	68	60	65	150	90	3,0
KL3	mm	70	132	91	55	150	125	30	265	30	310	230	127	340	181	365	387	85	75	70	175	153	5,0
KL4	mm	75	160	105	75	192	155	42	330	36	381	290	160	417	218	440	490	95	86	95	225	230	8,5
KL45	mm	95	200	140	95	216	182	41	380	45	465	340	185	503	264	525	524	115	100	115	225	359	15
KL5	mm	110	225	155	115	256	212	44	465	50	542	400	200	592	318	600	650	130	120	122	275	597	25

Tabla 12 – Datos geométricos motorreductor

Cálculo de ejes

En cuanto al cálculo de los ejes intervinientes en el mecanismo identificamos los siguientes:

- Eje motriz
- Eje conducido
- Eje carro trefilador

Eje motriz

En primer lugar se calculó el eje motriz considerando que el mismo se encuentra solicitado a flexión y torsión. Por otro lado, se consideró las cargas cíclicas generadas por las cargas de flexión en el mismo.

$$d = \left(\frac{32 \cdot \eta_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2} \right)^{1/3}$$

Ecuación 3 – Dimensionamiento eje flexo-torsion

CALCULO DE EJES		Eje motriz
DATOS		
Material	SAE 1040	
FOS	2	
Tension de fluencia (Sy)	490000000 [N/m2]	
Tension de fatiga (Sn´)	170100000 [N/m2]	
Factor de concentracion K	3 (ranura de anillo)	
Fuerza de trefilado	13641,6 [N]	
Fcx	14177,00667 [N]	
Fcy	78,4 [N]	
DATOS CORONA		
Diametro corona	0,23148 [m]	
Geometria		
Distancia entre apoyos	0,25 [m]	
CARGAS		
Momento tordente	1578,878784 [Nm]	
M flector x	1772,125833 [Nm]	
M flector y	9,8 [Nm]	

Tabla 13 – Resultado calculo de eje motriz

De este cálculo obtenemos el diámetro mínimo de la sección del eje en el apoyo de la corona de transmisión.

- Diámetro min. eje motriz: $D = 86.1 \text{ mm}$

Eje conducido

En el caso del eje conducido, el estado de sollicitación del eje es de flexión. A su vez esta genera cargas cíclicas por lo que se afecta los valores de resistencia por los coeficientes correspondientes. La carga de flexión es la generada por la fuerza necesaria para el retroceso del carro cuando se desea volver a la posición inicial de trefilado (cercano al dado de trefilación).

CALCULO DE EJES		Eje loco
DATOS		
Material	SAE 1040	
FOS	2	
Tension de fluencia (Sy)	490000000	[N/m2]
Tension de fatiga (Sn')	170100000	[N/m2]
Factor de concentracion K	3	(ranura de anillo)
Fuerza de retroceso	490	[N]
Fcx	490	[N]
Fcy	-	
DATOS CORONA		
Diametro corona	0,23148	[m]
Geometria		
Distancia entre apoyos	0,47	[m]
CARGAS		
Momento tordente	0	[Nm]
M flector x	115,15	[Nm]
M flector y	5,88	[Nm]
Diametro		
d	0,035	[m]
	34,601	[mm]

Tabla 14 – Resultado eje conducido

De este cálculo obtenemos el diámetro mínimo de la sección del eje conducido.

- Diámetro min. eje motriz: $D = 34.6 \text{ mm}$

Eje carro trefilador

Para el cálculo de este eje se consideró al eje como una viga empotrada en un extremo y con una carga de flexión en el otro extremo. La carga interviniente F, resulta del momento provocada por la fuerza de trefilación con respecto a los ejes ya que no se encuentran alineados en la dirección de la aplicación de la fuerza.

Este modelo de cálculo para la determinación del diámetro de la pieza responde a la siguiente ecuación:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 F l}{\pi \sigma_f FOS}}$$

Ecuación 4 – Dimensionamiento eje carro trefilador

CALCULO DE EJES		CARRO
DATOS		
Material	SAE 1040	
FOS	3	
Tension de fluencia	490000000	[N/m ²]
Fuerza de tiro	13641,6	[N]
Geometria		
Distancia eje-cadena	0,0432	[m]
Largo del eje	0,0952	[m]
Carga de flexion	252,67928	[N]
Diametro		
d	0,005503384	[m]
	5,503383575	[mm]

Tabla 15 – Resultados eje carro

De este análisis obtenemos un diámetro mínimo $D = 5.5 \text{ mm}$.

Selección de rodamientos

Para la selección de los vínculos de los distintos ejes se tomaron en cuenta las cargas de flexión intervinientes ya que los mismos no están sometidos a cargas axiales

significativas, así como también las rpm alcanzadas. Por otro lado, el tercer factor tenido en cuenta es la disposición geométrica adoptada.

Eje motriz

Datos:

- $F = 13641\text{ N}$
- $V = 29\text{ rpm}$

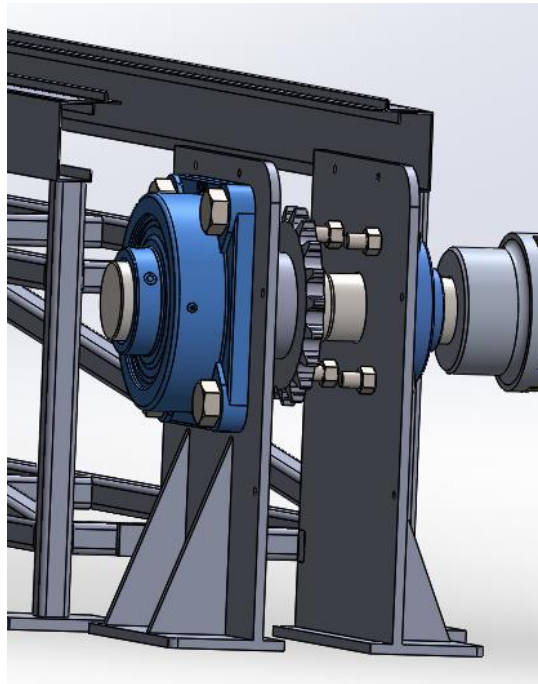
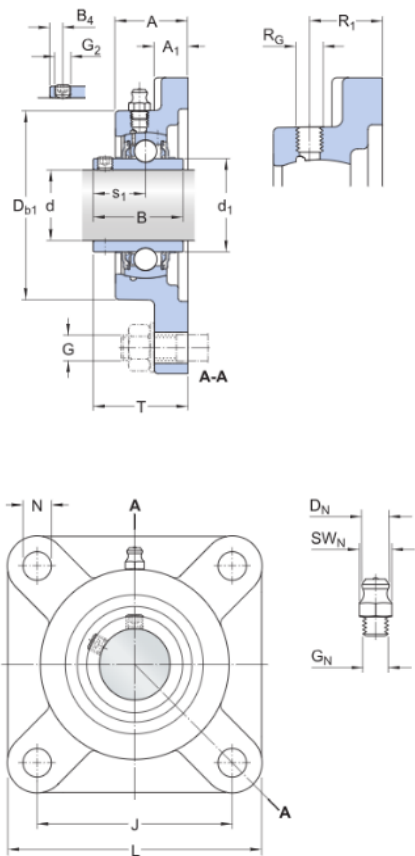
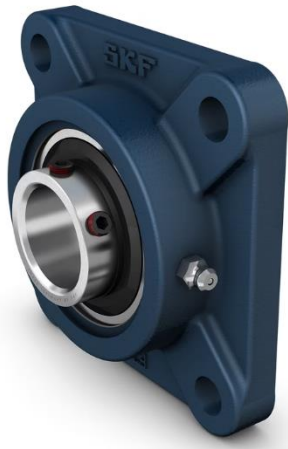


Imagen 51 – Montaje eje motriz

Con estos datos y con el tipo de montaje adoptado se seleccionaron los siguientes rodamientos:

UCF 217

Se seleccionó el rodamiento de diámetro 85mm con soporte incluido para facilitar el montaje.



Dimensiones

d	85 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 105 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	62.5 mm	Ancho total
A ₁	24 mm	Ancho de la pestaña
B	85.7 mm	Ancho del aro interior
B ₄	12 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{b1}	190 mm	Diámetro superior externo
J	175 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	220 mm	Longitud total
N	23 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	51.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	87.6 mm	Ancho total de la unidad

ORIFICIO ROSCADO

R _G	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R ₁	41 mm	Posición axial de la rosca del soporte

BOQUILLA ENGRASADORA

D _N	6.589 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SW _N	11.11 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G _N	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	83.2 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	64 kN
Carga límite de fatiga	P _u	2.5 kN
Velocidad límite		1 800 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

Masa de unidad de rodamientos	9.35 kg
-------------------------------	---------

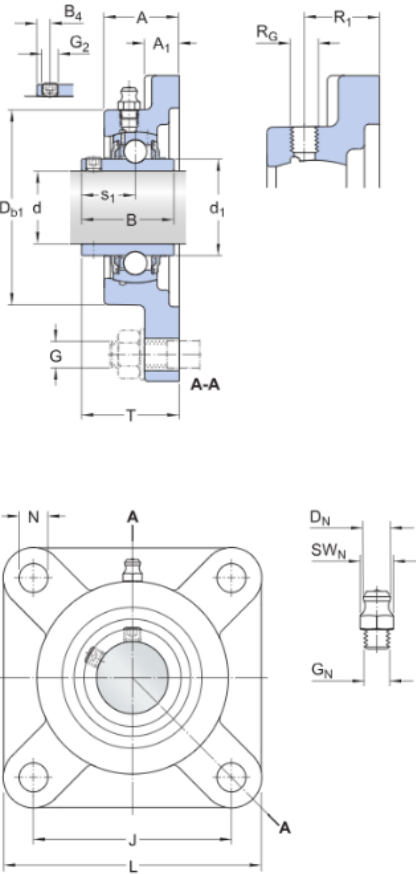
Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M12x1.5
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		6.08 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		28.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	20 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.75 in

Imagen 52 – Datos rodamiento UCF 217

UCF 320

Se seleccionó el rodamiento de diámetro 100mm con soporte incluido para facilitar el montaje.



Dimensiones

d	100 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 135.5 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	94.5 mm	Ancho total
A ₁	33 mm	Ancho de la pestaña
B	108 mm	Ancho del aro interior
B ₄	18 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{b1}	275 mm	Diámetro superior externo
J	242 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	312 mm	Longitud total
N	38 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	66 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	125 mm	Ancho total de la unidad

ORIFICIO ROSCADO

R _G	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R ₁	73 mm	Posición axial de la rosca del soporte

BOQUILLA ENGRASADORA

D _N	6.589 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SW _N	11.11 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G _N	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	174 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	140 kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.75 kN
Velocidad límite		1 700 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

Masa de unidad de rodamientos	29.8 kg
-------------------------------	---------

Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M16x1.5
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		8 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		50 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	33 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	1.3125 in

Imagen 53 – Datos rodamiento UCF 320

Eje conducido

Datos:

- Carga: $F = 490\text{ N}$

- Velocidad: $V = 29 \text{ rpm}$

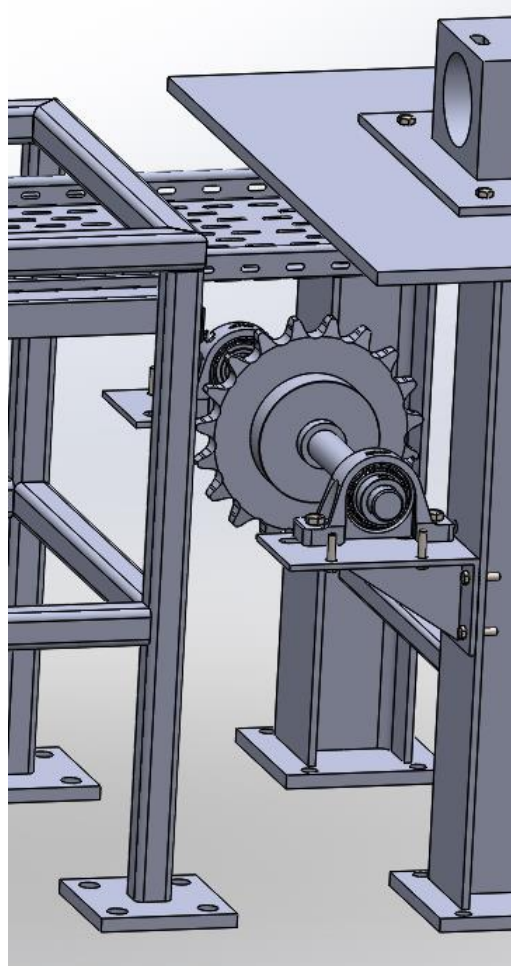
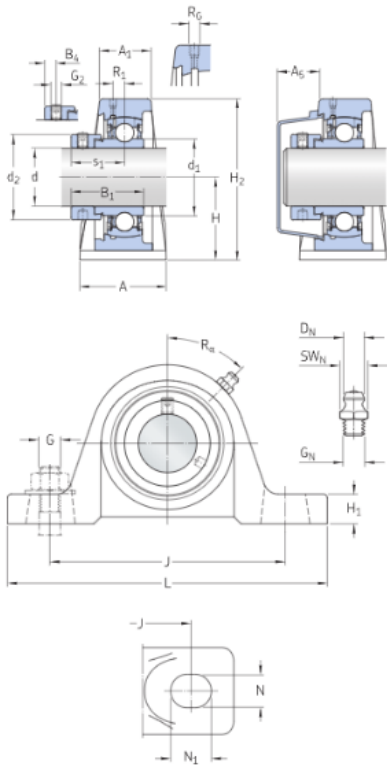


Imagen 54 – Montaje eje conducido.

Con estos datos y con el tipo de montaje adoptado se seleccionaron los siguientes rodamientos:

P2B 35M-FM

Se seleccionaron rodamientos de diámetro 35mm con soporte incluido.



Dimensiones		
d	35 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 46.1 mm	Diámetro del resalte del aro interior
d ₂	51.1 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	45.8 mm	Ancho de la base
A ₁	26.7 mm	Ancho superior
A ₅	22 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	25.4 mm	Ancho del aro interior
B ₁	38.9 mm	Ancho total del rodamiento
B ₄	6.75 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	47.63 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	18.26 mm	Altura del pie
H ₂	93.66 mm	Altura total
J	127 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 134.94 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	min. 119.06 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	166.69 mm	Longitud total
N	16.67 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
N ₁	20.64 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación
s ₁	29.4 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
ORIFICIO ROSCADO		
R _G	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para la boquilla engrasadora
R ₁	1.8 mm	Posición axial de la rosca del soporte
R _G	45 °	Posición angular de la rosca del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	15.3 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.655 kN
Velocidad límite		5 300 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Imagen 55 – Datos rodamiento eje conducido P2B 35M-FM

Eje carro trefilado

Datos:

- Carga: $F = 252.7 \text{ N}$

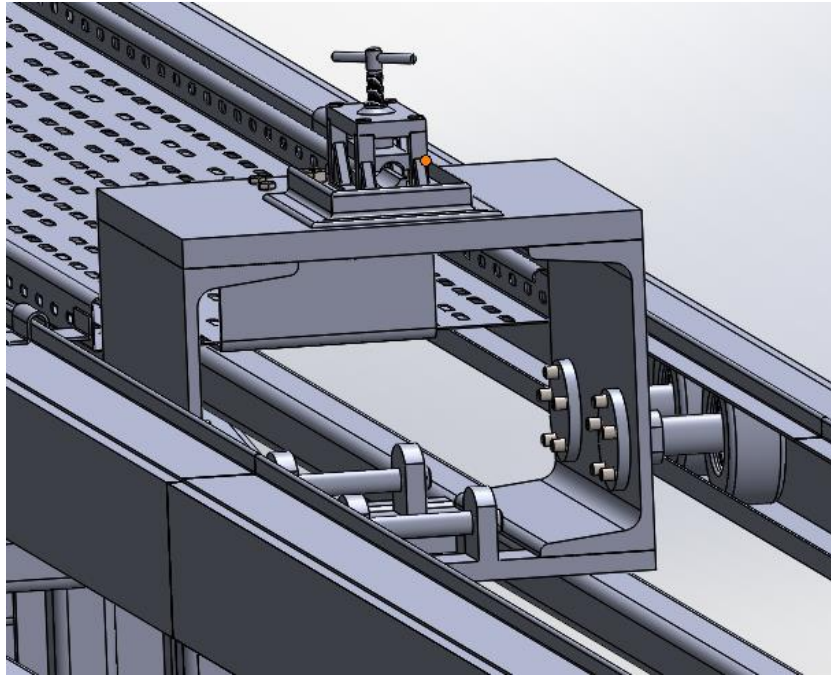
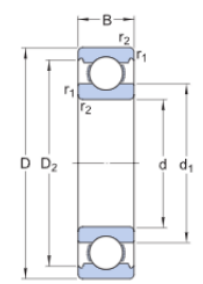


Imagen 56 – Montaje carro de trefilacion

Con estos datos y con el tipo de montaje adoptado se seleccionaron los siguientes rodamientos:

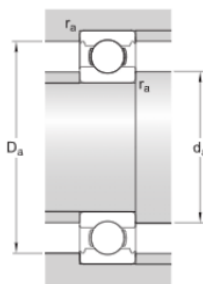
6304

Se seleccionaron rodamientos rígidos de bola de diámetro 20mm.



Dimensiones

d	20 mm	Diámetro interno
D	52 mm	Diámetro exterior
B	15 mm	Ancho
d ₁	≈ 30.35 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 44.71 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 27 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 45 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 1 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	16.8 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.8 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.335 kN
Velocidad de referencia		30 000 r/min
Velocidad límite		19 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	12

Imagen 57 – Datos rodamiento carro trefilador, 6304

Una vez seleccionado se verifica que la velocidad de rodadura no supere la velocidad límite del rodamiento.

Verificación velocidad máxima de trabajo rodamientos		
Diametro rodadura	52	mm
Velocidad de traslación	0,35	m/s
Velocidad angular	13,73	[1/s]
	131,07	[rpm]

Tabla 16 – Verificación de velocidad máxima de trabajo

Podemos ver que la velocidad de rotación es menor a la máxima admisible por lo que verifica que es factible usarlos.

Simulación Eje motriz

Con los datos obtenidos en el dimensionamiento del eje, procedimos a diseñarlo teniendo en cuenta la interacción del mismo con el resto de los componentes seleccionados y su vinculación. Posteriormente realizamos una simulación para corroborar los resultados que habíamos obtenido en los cálculos y ver el comportamiento del mismo.

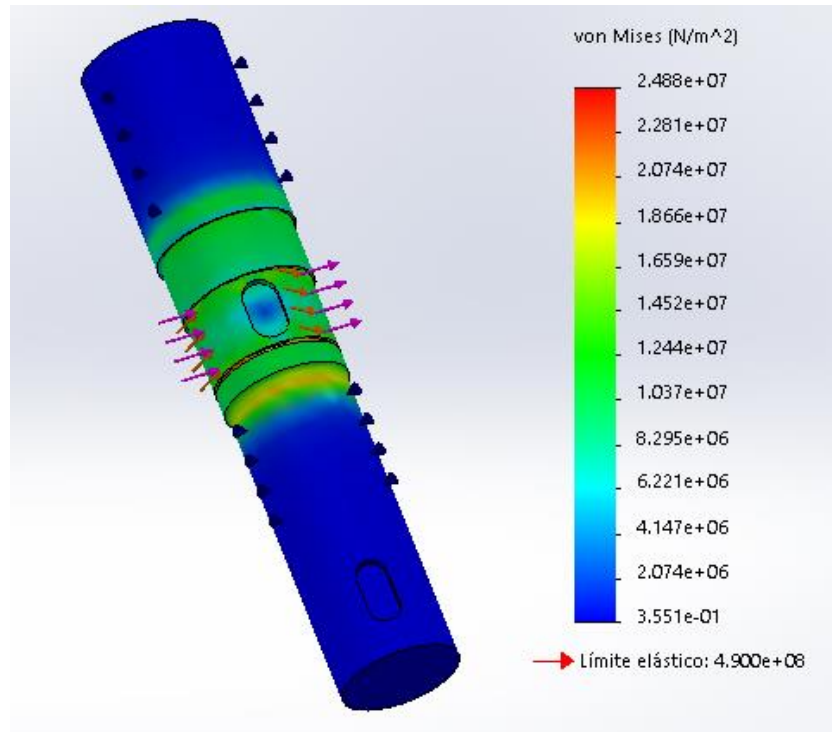


Imagen 58 – Tensiones equivalentes

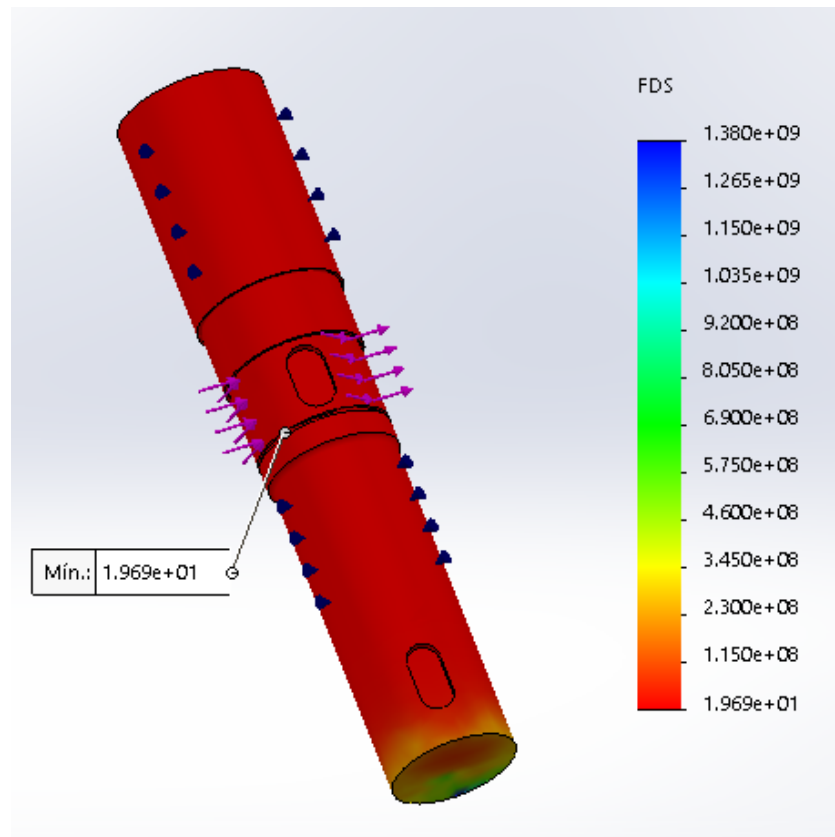


Imagen 59 – Factor de seguridad

A través de las simulaciones pudimos comprobar que el eje resiste los esfuerzos propios del trefilado a realizar y la concordancia entre los resultados de mediante cálculo y los resultados de la simulación. Adicionalmente tomando como base el análisis estático se realizó un análisis de fatiga en el cuál el eje demostró su resistencia para un análisis de 1.000.000 de ciclos.

Selección de acoplamiento

Se seleccionó un acoplamiento indicado para la vinculación del conjunto motorreductor con el eje motriz que será el encargado de transmitir la potencia al carro de trefilado.

Para la selección se tomaron los datos de potencia corregida por el motorreductor y se afectó a la misma por los coeficientes S_t (temperatura de operación) y S_z (frecuencia de arranque).



$$T_{KN} \geq T_N \cdot S_t$$

$$T_N \text{ [Nm]} = 9550 \cdot \frac{P_{AN/LN} \text{ [kW]}}{n \text{ [1/min]}}$$

Service factor S_t for temperature

	-30 °C +30 °C	+40 °C	+60 °C	+80 °C
S_t	1,0	1,2	1,4	1,8

Service factor S_z for starting frequency

starting frequency/h	100	200	400	800
S_z	1,0	1,2	1,4	1,6

Service factor S_A/S_L for shocks

	S_A/S_L
gentle shocks	1,5
average shocks	1,8
heavy shocks	2,5

Imagen 60 – Datos acople seleccionado

Los datos de selección se muestran a continuación:

Selección de acoplamiento Motorreductor- Eje motriz		
Potencia [kW]	7,31	kW
rpm	42	
Tn	1662,154762	Nm
St	1	
Sz	1	
Tkn	1662,154762	Nm

Imagen 61 – Parametros de selección

Se seleccionó un acoplamiento de diámetro 90 mm.

En la siguiente tabla vemos el cuerpo de fundición seleccionado.

ROTEX® Cast Iron EN-GJL-250 (GG 25)

Size	Component	Spider (part 2) ¹⁾			Dimensions [mm]													
		Rated torque [Nm]			Finish bore d (min-max)	General										Thread for setscrews ²⁾		
		92 Sh A	98 Sh A	64 Sh D		L	l ₁ ; l ₂	E	b	s	D _H	d _H	D; D ₁	N	G	t	T _A [Nm]	
90	f				40-90													
	1a	2400	3600	4500	90-110	245	100	45	34	5,5	200	100	160	81				
	1b				40-110	295	125						200	-	M12	30	40	

Imagen 62 – Datos cuerpo metalico

Por otro lado, vemos las especificaciones técnicas del polímero flexible.

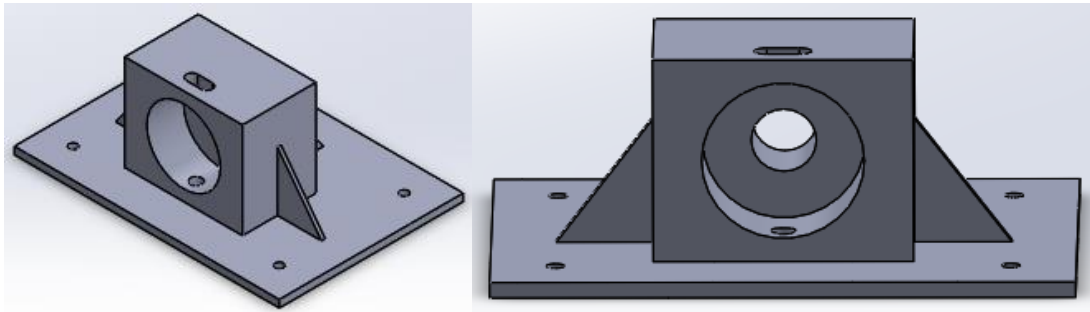
ROTEX® sizes for all designs and materials	Max. speed [1/min]		Twisting angle with		Torque [Nm]			Damping power [W] with +30 °C P _{KW}	Torsion spring stiffness C _{dyn} [$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$]				
	30 m/s	40 m/s	T _{KN}	T _{K max}	Rated T _{KN}	Max T _{K max}	Vibratory T _{KW}		1,00	0,75	0,50	0,25	
			φ	φ					T _{KN}	T _{KN}	T _{KN}	T _{KN}	
Spider from polyurethane 92 Shore A; colour yellow													
90	2800	3750			2400	4800	624	30,0	190,09x10³	155,87x10³	117,86x10³	69,86x10³	

Imagen 63 – Datos elastomero

Porta-dado

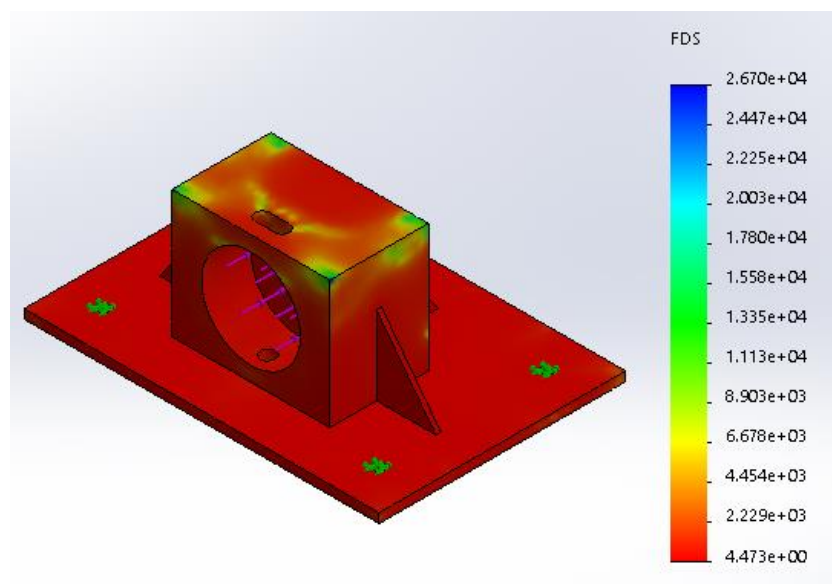
Éste elemento será donde se colocará el dado de trefilación, deberá soportar la fuerza de trefilado y transmitir la misma hacia la bancada.

Diseño inicial:

*Imagen 64 - Portadado*

Análisis de materiales

AISI 1045

*Imagen 65 – Factor de seguridad.*

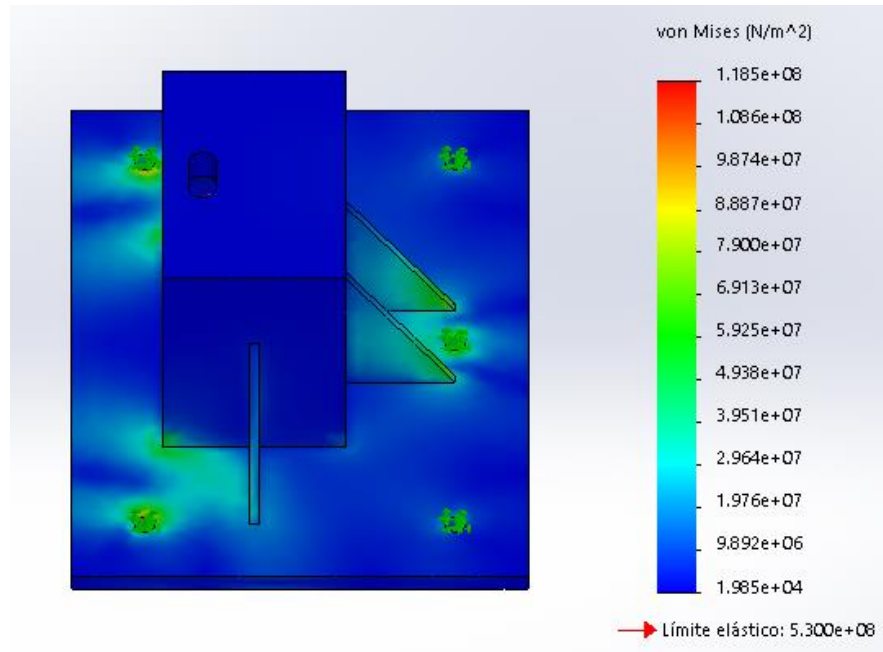


Imagen 66 – Tensiones equivalentes

Al realizar las simulaciones de esta geometría con el estado de carga descrito según las imágenes y utilizando un acero AISI 1045, obtenemos:

- Factor mínimo de seguridad para este estado de carga: 4.5

Acero bajo carbono (AISI 1010)

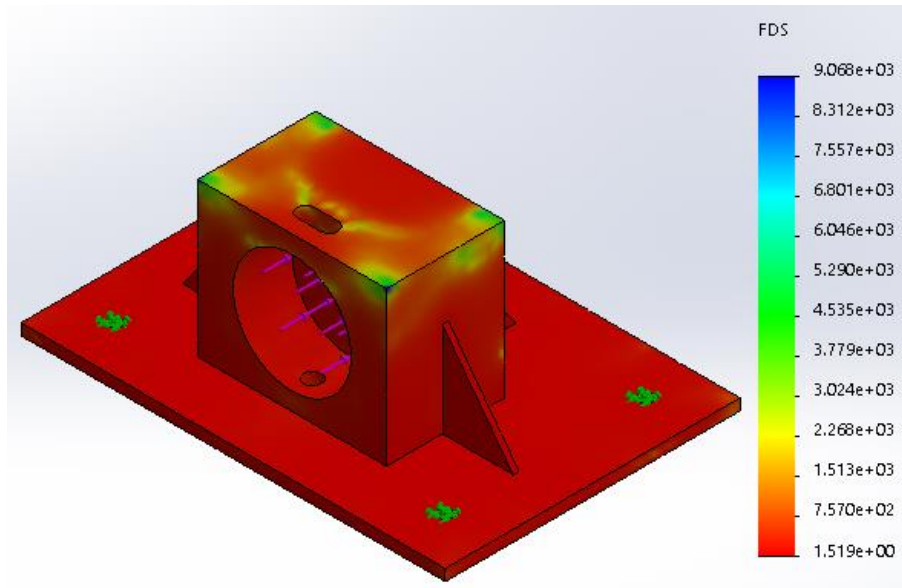


Imagen 67 – Factor de seguridad

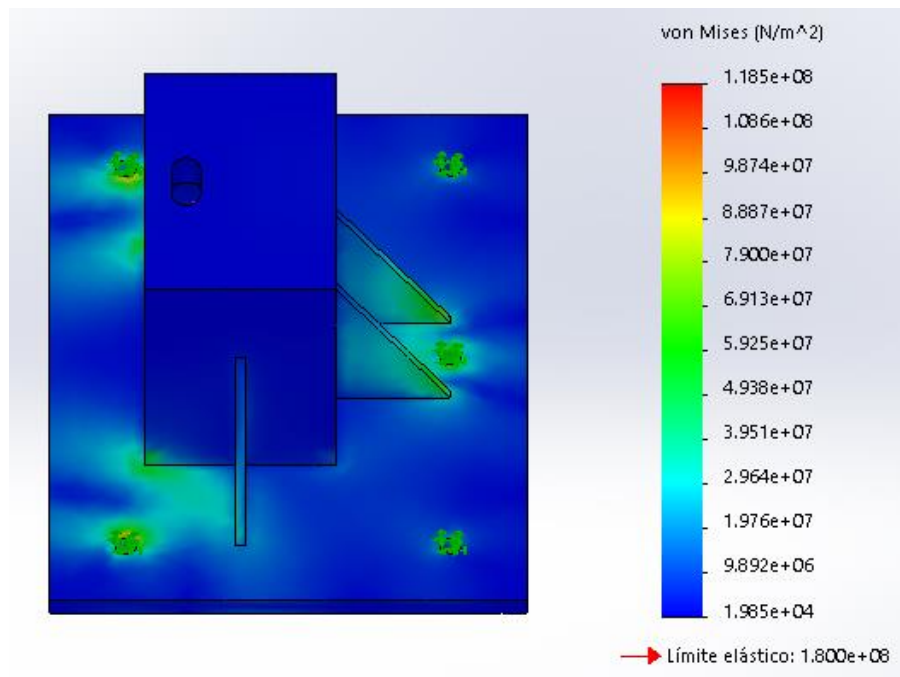


Imagen 68 – Tensiones equivalentes

Al realizar las simulaciones de esta geometría con el estado de carga descrito según las imágenes y utilizando un acero AISI 1010, obtenemos:

- Factor mínimo de seguridad para este estado de carga: 1.5

Refinamiento del porta-dado

Se procedió a reducir el material del mismo y realizar un redondeo en las esquinas superiores (quitando material) ya que allí era donde la pieza sufría menores esfuerzos.

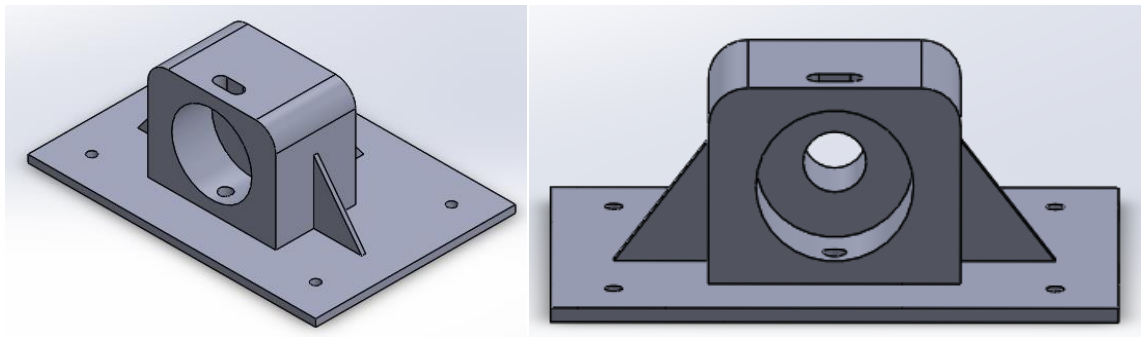


Imagen 69 – Geometría refinada en portadado

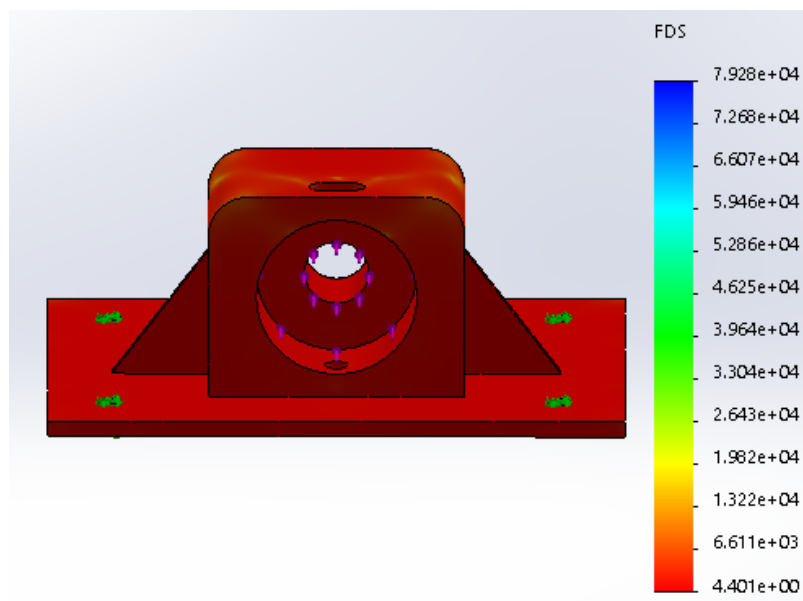


Imagen 70 – Factor de seguridad

Luego de realizar el rediseño de la geometría del dispositivo porta-dado, el valor de factor de seguridad mínimo obtenido en los distintos análisis es de 4.4 por lo que la pieza cumple satisfactoriamente con el estado de carga utilizando menor cantidad de material.

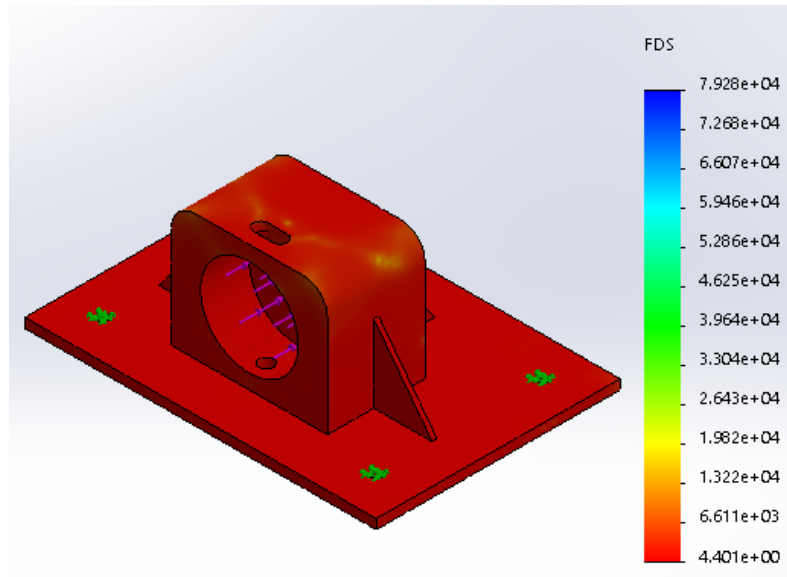


Imagen 71 – Factor de seguridad

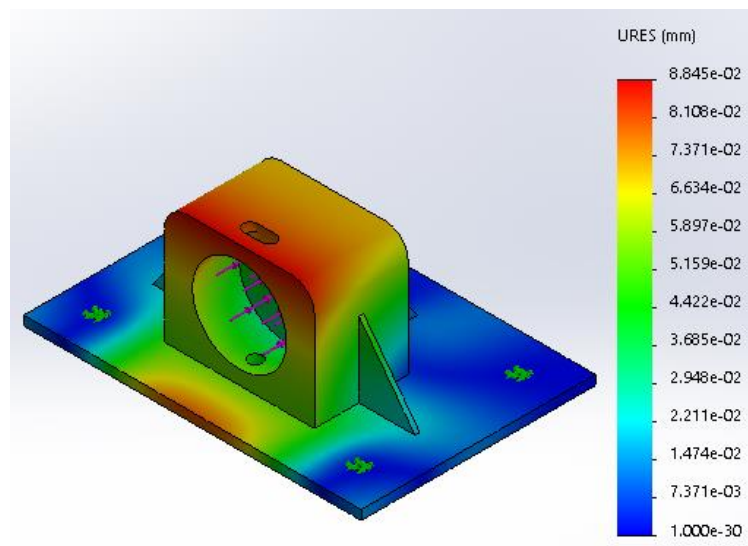


Imagen 72 - Desplazamientos

Bancada estructura soporte porta-dado

Diseño seleccionado

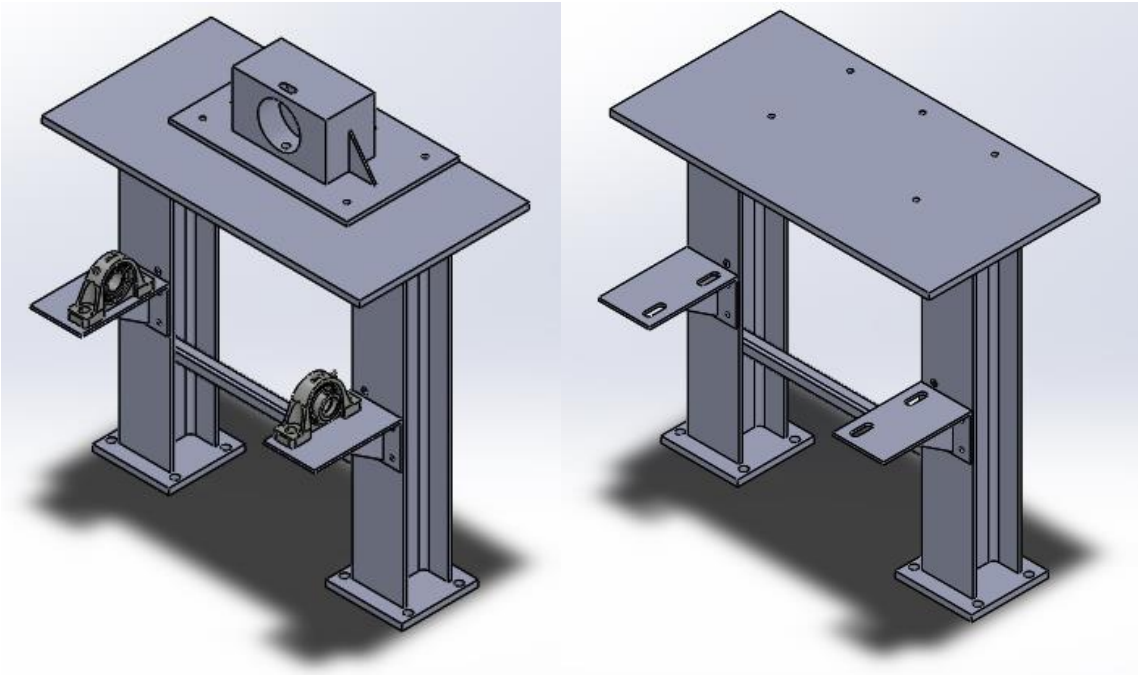


Imagen 73 – Bancada portadado

Materiales Usados

- Perfil IPN (doble T)
- Tubo estructural 40x40
- Chapa 3/8"

El material de los perfiles IPN se rige bajo la siguiente norma IRAM:

Dimensiones y tolerancias	IRAM IAS U 500-511/08
Características mecánicas	IRAM IAS U 500-503/12 Grado F-24

Tabla 17 – Norma de perfiles IPN

Y sus características mecánicas son las detalladas en la siguiente tabla:

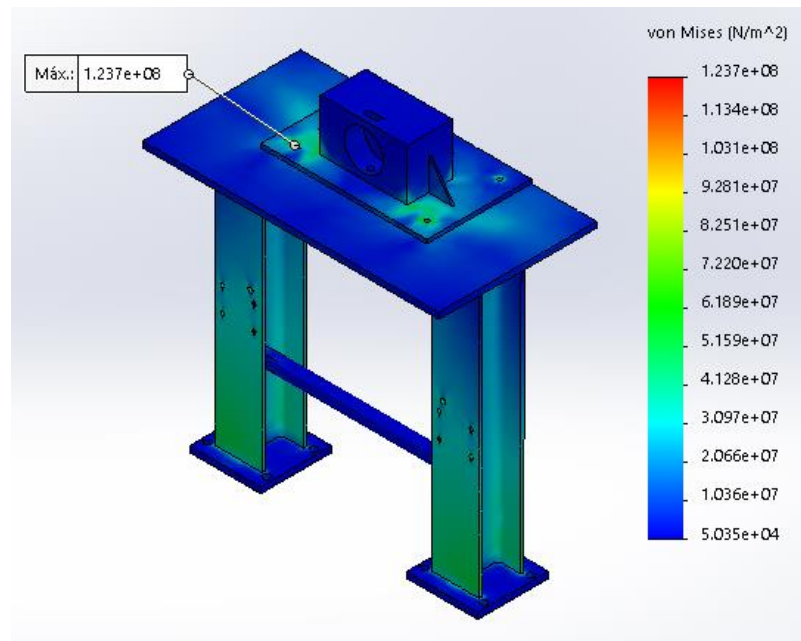
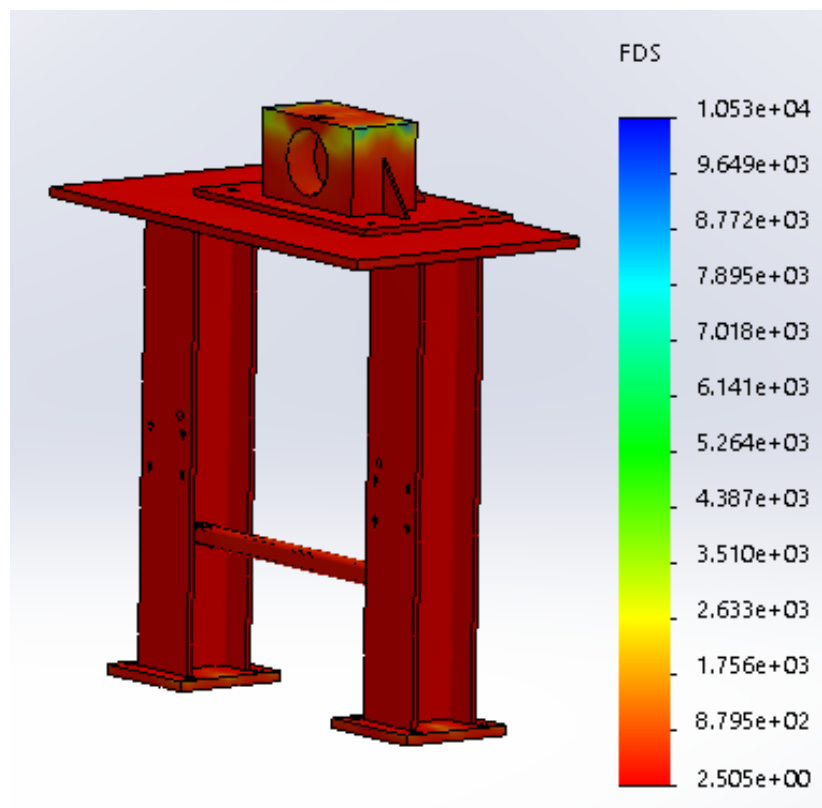
Tipo de Acero	Tensión al límite de fluencia σ_F (N/mm^2)
F-20	200
F-22	220
F-24	240
F-26	260
F-30	300
F-36	360
Nota: los valores mínimos de tensión en el límite de fluencia para espesores superiores a 30 mm deben ser disminuidos en 20 N/mm² (200 kgf/cm ²). $1 N/mm^2 = 1 MPa = 10 kgf/cm^2$	
- Módulo de elasticidad longitudinal $E = 210000 N/mm^2$ (2100000 kgf/cm²) - Módulo de elasticidad transversal $G = 81000 N/mm^2$ (810000 kgf/cm²) - Coefficiente de Poisson en periodo elástico lineal $\nu = 0,296$ - Coefficiente de Poisson en periodo plástico $\nu = 0,5$ - Coefficiente de dilatación térmica $\alpha_s = 12 \cdot 10^{-6} \frac{cm}{cm \text{ } ^\circ C}$ - Peso específico $\gamma_s = 78,5 \frac{kN}{m^3} \left(7850 \frac{kgf}{m^3} \right)$	

Tabla 18 – Resistencia mecánica de perfiles

Designación	Resistencia a la Tracción mínima (MPa)	Límite de Fluencia mínimo (MPa)	Alargamiento de Rotura (%)
F-24	370	240	25
F-26	420	260	22
F-36	520	360	22

Tabla 19 – Propiedades mecánicas

Al realizar una simulación para verificar el comportamiento de la estructura, vemos que la misma soporta satisfactoriamente los esfuerzos que se ejercen sobre la misma, además de presentar una gran rigidez a la hora del proceso de trefilado:

*Imagen 74 – Tensiones equivalentes**Imagen 75 – Factor de seguridad*

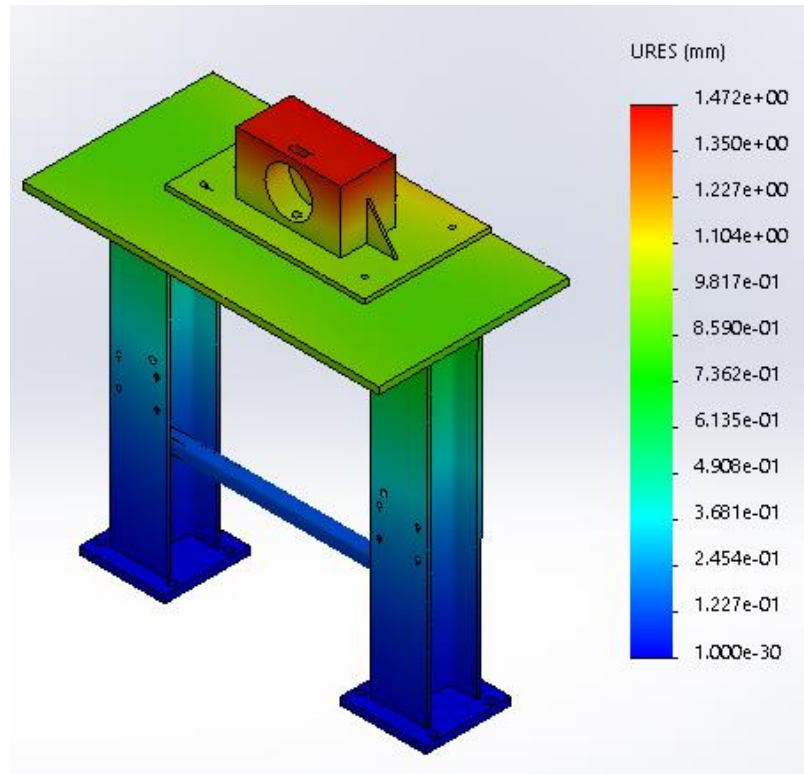


Imagen 76 - Desplazamientos

Soporte Eje loco

Analizando la resistencia de la ménsula (AISI 1045) que servirá de apoyo para los rodamientos y el eje loco podemos observar que la misma resistirá satisfactoriamente éstos componentes sin que se produzcan grandes deformaciones que repercutan en la transmisión de potencia por medio de la cadena.

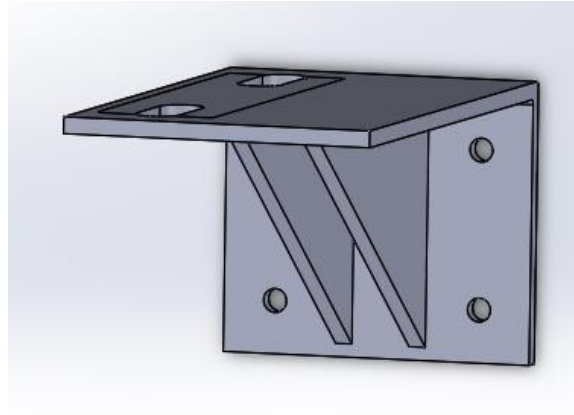


Imagen 77 – Soporte eje conducido

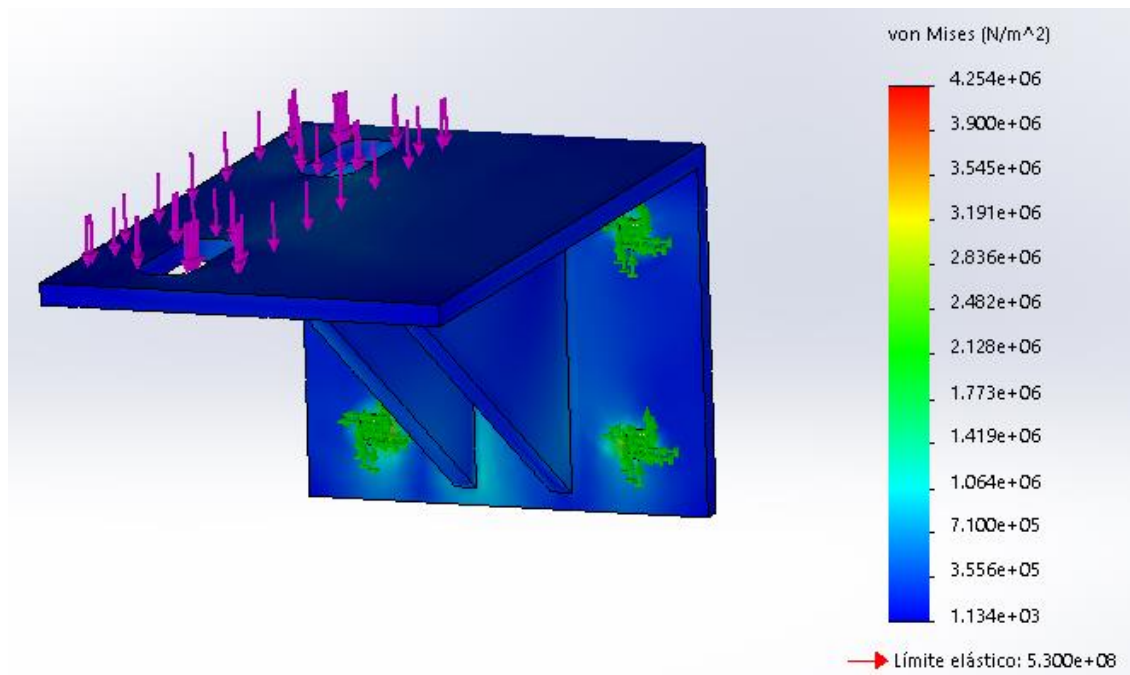


Imagen 78 – Tensiones equivalentes

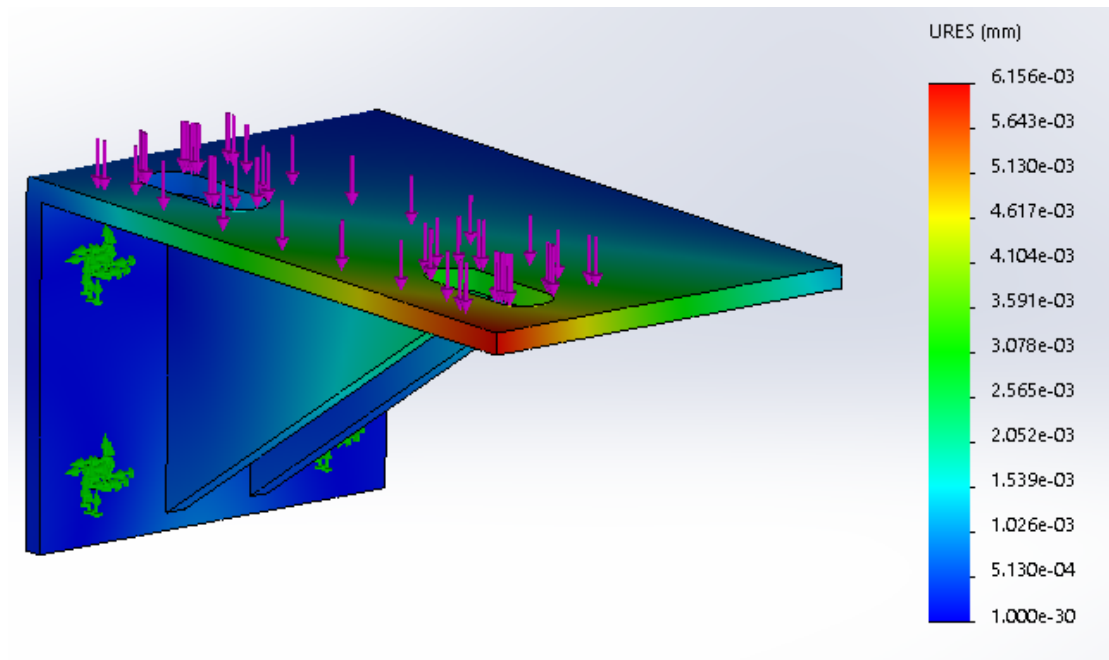


Imagen 79 - Desplazamientos

Conclusiones

Conclusiones técnicas

A lo largo del desarrollo de este trabajo, se logró llevar a cabo el proceso de diseño de forma integral, en el cual pudimos obtener el diseño final de una máquina que satisface todas las demandas planteadas desde un principio.

El resultado obtenido es satisfactorio, ya que fuimos capaces de validar el principio de funcionamiento mediante la implementación de diversos métodos analíticos que se sostienen mediante resultados favorables en ensayos prácticos.

Tomando como base los resultados de este trabajo, seríamos capaces de generar tubos de superficie interior mejorada que sean aplicables en sistemas industriales a gran escala, ya que cumplen con los requisitos de alta calidad y confiabilidad que esta industria demanda.

Este desarrollo representaría un avance muy importante en el sistema productivo para el cual fue ideado, ya que permite independizar la producción de evaporadores de distintos factores externos (no técnicos) que puedan amenazar con la interrupción de la línea de producción. De esta manera, somos capaces de reducir tiempos improductivos, permitir planificar la producción con mayor anticipación y podemos disponer de materia prima para la construcción de equipos sin depender de proveedores externos.

A la hora de diseñar, siempre se tuvo en cuenta un enfoque práctico que permita lograr un diseño que facilite la operación de la máquina y con posibilidades de automatizar su funcionamiento, ya que en los tiempos que corren estos sistemas deben tener la posibilidad de establecer métricas que permitan analizar su desempeño y predecir y reducir fallas.

Conclusiones académicas

En conclusión, tras la exhaustiva investigación llevada a cabo en este proyecto, hemos adquirido un profundo entendimiento no solo de todos los componentes involucrados en

el proceso de trefilado de tubos sino también en el desarrollo de proyectos de ingeniería. Además, hemos integrado habilidades adquiridas en nuestra formación académica con los habilidades de investigación, permitiéndonos ejecutar este proyecto de manera efectiva.

Consideramos que este trabajo ha sido fundamental en nuestra carrera, ya que nos ha permitido fusionar los conocimientos y criterios adquiridos a lo largo de nuestros años de estudio, preparándonos así para futuras decisiones.

Es importante destacar el valor de la investigación en proyectos como el realizado. A pesar de los desafíos, este trabajo no solo fue interesante, sino también altamente enriquecedor, aportando no solo a nuestro conocimiento técnico en el ámbito mecánico, sino también a nuestra práctica académica en general.

Índice de Imágenes.

Imagen 1 - Evaporador.....	10
Imagen 2 – Serpentina	11
Imagen 3 – Forzador de evaporadores	11
Imagen 4- Tubo estriado	14
Imagen 5 – Ciclo frigorífico simple.....	16
Imagen 6 – Compresor rotativo (izq.) y alternativo (der.)	18
Imagen 7 – Condensador por aire	20
Imagen 8 – Intercambiador de calor de casco y tubo (izq.) e intercambiador a placas (der.)	20
Imagen 9 – Condensador evaporativo.....	21
Imagen 10 - VET	22
Imagen 11 - VEE	22
Imagen 12 – Sistema de refrigeración industrial.....	25
Imagen 13 – Sistema de expansión directa.....	26
Imagen 14 – Evaporador con sistema de inundado.....	28
Imagen 15- Evaporador con sistema de expansión directa	29
Imagen 16 – Esquema de funcionamiento evaporadores de doble tubo.....	30
Imagen 17	30
Imagen 18 - Esquema de funcionamiento evaporadores de flujo cruzado.....	31
Imagen 19 - Esquema de funcionamiento evaporadores casco y tubo	32
Imagen 20	32
Imagen 21 – Disposición de tubos líneal	33
Imagen 22 – Disposición de tubos tresbolillo.....	33
Imagen 23 - Distribucion de temperatura lineal (Izq.) y tresbolillo (Der.)	34
Imagen 24 – Caracterización de flujo bifásico	36
Imagen 25 – Flujo burbujeante	37
Imagen 26 - Flujo tapon	37
Imagen 27 - Flujo estratificado	37
Imagen 28 - Flujo estratificado/ondulado.....	38
Imagen 29 - Flujo intermitente.....	38

Imagen 30 - Flujo de lodo.....	39
Imagen 31 - Flujo anular	39
Imagen 32- Flujo neblina.....	40
Imagen 33- Coeficiente de tranferencia de calor en función del lujo masico de refrigerante.	41
Imagen 34- Caída de presión en función del flujo masico de refrigerante.....	42
Imagen 35- Factor de incremento o de performance con respecto al flujo masico de refrigerante.....	43
Imagen 36- Vista detallada de sección de tubo	44
Imagen 37- Corte parcial.....	45
Imagen 38- Trefilado con mandril flotante.....	46
Imagen 39- Conformado hidraulico	47
Imagen 40 – Conformado en caliente.....	53
Imagen 41 – Conformado en frio.....	54
Imagen 42-Banco de estirado (Izq.) y Trefiladora (Der.)	55
Imagen 43 – Variantes en el proceso de trefilado	56
Imagen 44 – Dado trefilador	58
Imagen 45 – Detalle dado trefilador.....	58
Imagen 46 – Longitud de clibracion.....	60
Imagen 47 - Datos de trefilado	61
Imagen 48- Composicion del dado trefilador	62
Imagen 49 – Representacion grafica método VarSLAB	63
Imagen 50 – Fuerza de trefilado en función del angulo	65
Imagen 51 – Montaje eje motriz	76
Imagen 52 – Datos rodamiento UCF 217	78
Imagen 53 – Datos rodamiento UCF 320	80
Imagen 54 – Montaje eje conducido.....	81
Imagen 55 – Datos rodamiento eje conducido P2B 35M-FM.....	82
Imagen 56 – Montaje carro de trefilacion.....	83
Imagen 57 – Datos rodamiento carro trefilador, 6304	84
Imagen 58 – Tensiones equivalentes	86
Imagen 59 – Factor de seguridad.....	87

Imagen 60 – Datos acople seleccionado	88
Imagen 61 – Parametros de selección	89
Imagen 62 – Datos cuerpo metalico	89
Imagen 63 – Datos elastomero	89
Imagen 64 - Portadado.....	90
Imagen 65 – Factor de seguridad.....	90
Imagen 66 – Tensiones equivalentes	91
Imagen 67 – Factor de seguridad.....	92
Imagen 68 – Tensiones equivalentes	92
Imagen 69 – Geometria refinada en portadado	93
Imagen 70 – Factor de seguridad.....	93
Imagen 71 – Factor de seguridad.....	94
Imagen 72 - Desplazamientos.....	94
Imagen 73 – Bancada portadado	95
Imagen 74 – Tensiones equivalentes	97
Imagen 75 – Factor de seguridad.....	97
Imagen 76 - Desplazamientos.....	98
Imagen 77 – Soporte eje conducido	99
Imagen 78 – Tensiones equivalentes	99
Imagen 79 - Desplazameintos.....	100

Indice de tablas

Tabla 1- Clasificacion de Compresores	18
Tabla 2- Composicion química de aceros utilizados	45
Tabla 3- Comparativa cuantitativa entre propuestas	51
Tabla 4- Clasificacion de procesos según DIN.....	54
Tabla 5 – Tension desarrollada según semiangulo	59
Tabla 6 - valores típicos para α y L_c en las hileras de Fort Wayne Die Inc.	60
Tabla 7 - Fuerza de trefilado en función del angulo	66
Tabla 8 – Fuerza de trefilado en función del angulo	67
Tabla 9 – Datos corona seleccionada	69
Tabla 10 – Condiciones de trabajo	69
Tabla 11 – Caracteristicas básicas motorreductor seleccionado	70
Tabla 12 – Datos geométricos motorreductor	71
Tabla 13 – Resultado calculo de eje motriz	72
Tabla 14 – Resultado eje conducido	74
Tabla 15 – Resultados eje carro	75
Tabla 16 – Verificacion de velocidad máxima de trabajo.....	85
Tabla 17 – Norma de perfiles IPN.....	95
Tabla 18 – Resistencia mecánica de perfileria.....	96
Tabla 19 – Propiedades mecánicas.....	96

Bibliografía

- [1] ALABANDA, O. R. (2017). Metodología para el estudio y diseño tecnológico del proceso secuencial de estirado multi-etapa de alambre y barras de sección circular. Universidad de Málaga.
- [2] CASTRO, L. (2022, octubre). Problema resuelto de extrusión directa. https://www.youtube.com/watch?v=ZKczdUXh-WA&ab_channel=ProfesorLucasCastro
- [3] CENGEL, Y., & AFSHIN, J. (2011). Transferencia De Calor y Masa, 4ta ed. McGraw-Hill.
- [4] ECKELS, S. J., & PATE, M. B. (1991). Evaporation and condensation in a smooth tube and a micro-fin tube.
- [5] EVAPORADORES. (2016, mayo 16). Instalaciones Frigoríficas Comerciales e Industriales. <https://frigoristas.wordpress.com/evaporadores/>
- [6] HILERAS DE TUBO. (2018, septiembre 5). Esteves Group. <https://www.estevesgroup.com/es-ar/products/wire-drawing-dies/tubing-dies>
- [7] ILERFRED. (2018, marzo 15). A qué debe prestarse atención para elegir un evaporador > Ilerfred > Frío Industrial, Atmósfera Controlada, Refrigeración, Humidificación, Secaderos, Reparación, Compresores. Ilerfred.com. <https://www.ilerfred.com/prestarse-atencion-elegir-evaporador/>
- [8] INCROPERA. (2001). Fundamentos De Transferencia De Calor. Prentice-Hall.
- [9] LUBRICANTES PARA ACERO INOXIDABLE. (s/f). Quimica.es. Recuperado el 29 de marzo de 2024, de <https://www.quimica.es/noticias/1179396/lubricantes-para-acero-inoxidable.html>
- [10] MARTINEZ, J. P. (2008). Análisis del proceso de trefilado de tubos. Pontificia universidad catolica de chile.

[11] MATEU, F. F., & PASTOR, J. M. (2020). Problemas Básicos de Procesos de Conformado por Deformación Plástica. Universidad Politécnica de Cartagena. <https://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/8457/Problemas%20procesos%20de%20conformado-actualizaci%C3%B3n%202021-final.pdf?sequence=4>

[12] MK-LUBE T-40 Lubricante para roscado y corte de acero inoxidable. Alta viscosidad. (2016, marzo 8). Kliner Profesional. <https://www.klinerprofesional.com/product/mk-lube-t-40-lubricante-para-roscado-y-corte-de-acero-inoxidable-alta-viscosidad/>

[13] MOLINA, J. M. (2022, octubre 11). Todo sobre los evaporadores de refrigeración. INTARCON. <https://www.intarcon.com/todo-lo-que-debes-saber-sobre-los-evaporadores-de-refrigeracion/>

[14] RODELO, C. (s/f). Proceso de extrusión. <https://johnguio.files.wordpress.com/2013/10/clase-magistral-extrusion3b3n.pdf>

[15] ROUT, S. K., THATOI, D. N., ACHARYA, A. K., & MISHRA, D. P. (2012). CFD supported performance estimation of an internally finned tube heat exchanger under mixed convection flow. ELSEVIER.

[16] SERVIDIO, L. (2021, mayo). Procedimiento para el diseño del dado de trefilado. https://www.youtube.com/watch?v=HYjFbxN__Cc&ab_channel=LuisServidio

[17] STOECKER, W. F., & PEREZ BLANCO, H. (1992). Refrigeración industrial. Business News Publishing Company.

[18] THORAT, S. (2018, mayo 21). Tube drawing – types ,tube sinking ,tube drawing with mandrel. Learn Mechanical Engineering. <https://learnmech.com/tube-drawing-types-tube-sinking-tube-drawing-with-mandrel/>

[19] TWO-PHASE FLOW PATTERN MAPS FOR MACROCHANNELS. (s/f). <http://www.worldscientific.com/>

[20] UNIVERSIDAD DE MALAGA. (s/f). Fundamentos generales del conformado por deformación plástica. En Conformado por deformación plástica. https://www.raquelserrano.com/wp-content/files/procesos_confpla_1.pdf

[21] (S/f). Sciencedirect.com. Recuperado el 29 de marzo de 2024, de <https://www.sciencedirect.com/topics/materials-science/tube-drawing>

Anexo:

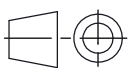
- 1. Anexo A: Planos**
- 2. Anexo B: Memoria de calculo y selección de componentes**

Anexo A: Planos

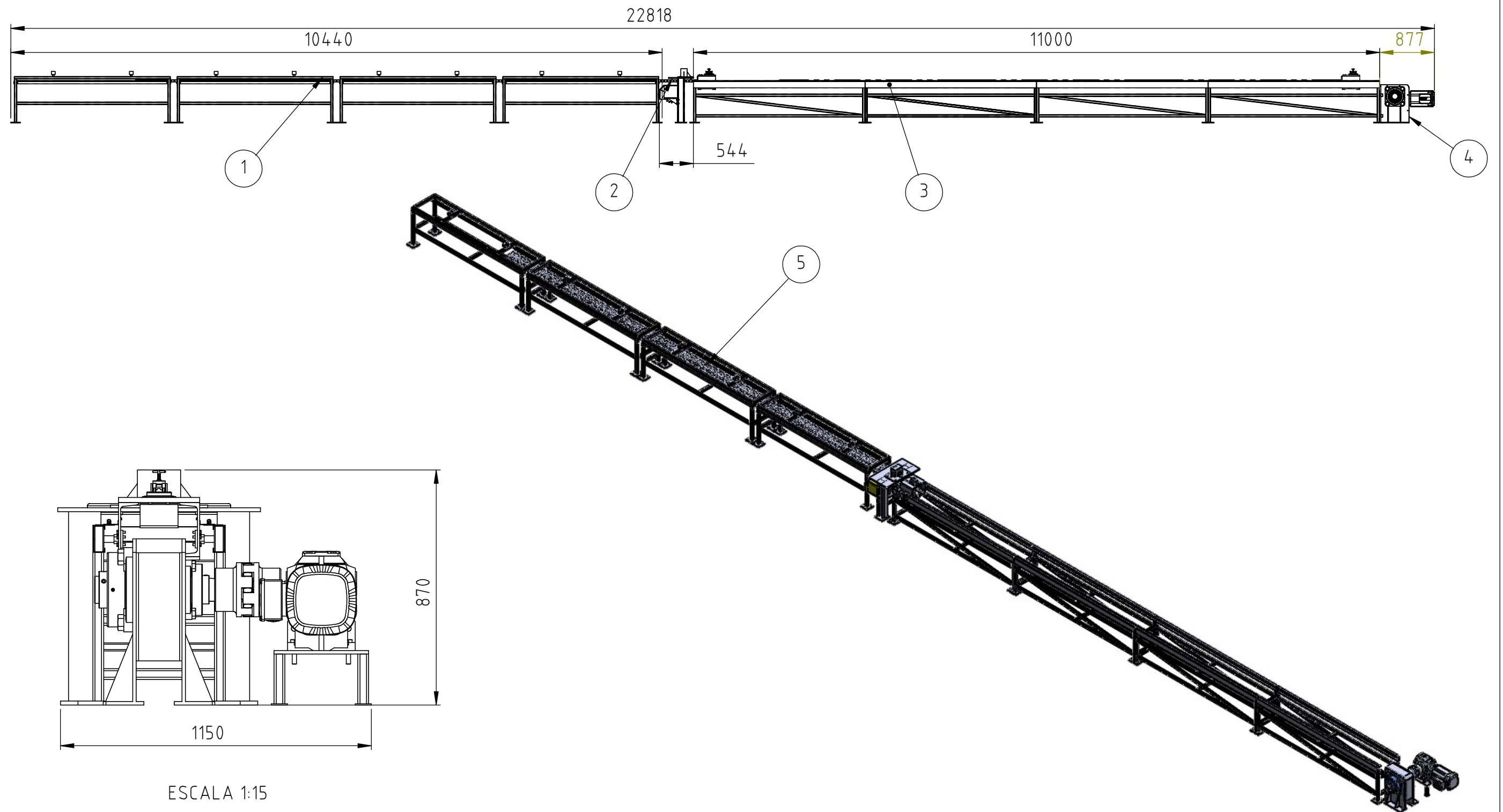
PLANOS:

"MAQUINA TREFILADORA- ESTRIDAORA DE CAÑOS AISI 304L"

BERGAGNA, Guillermo
SZEWC, Juan F.

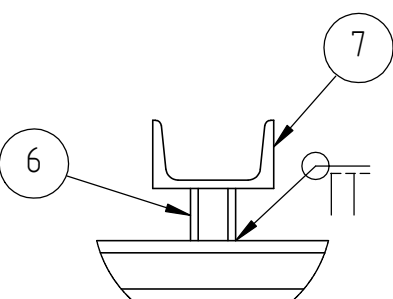
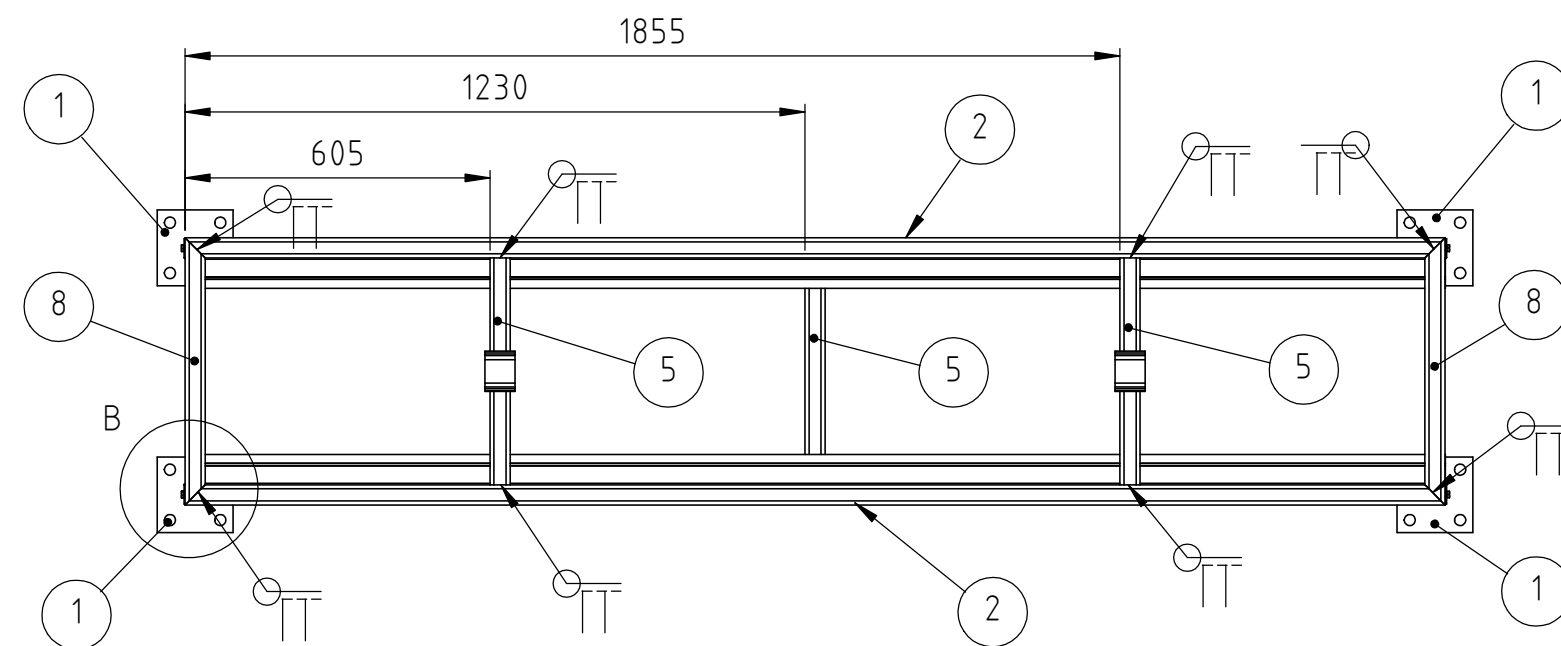
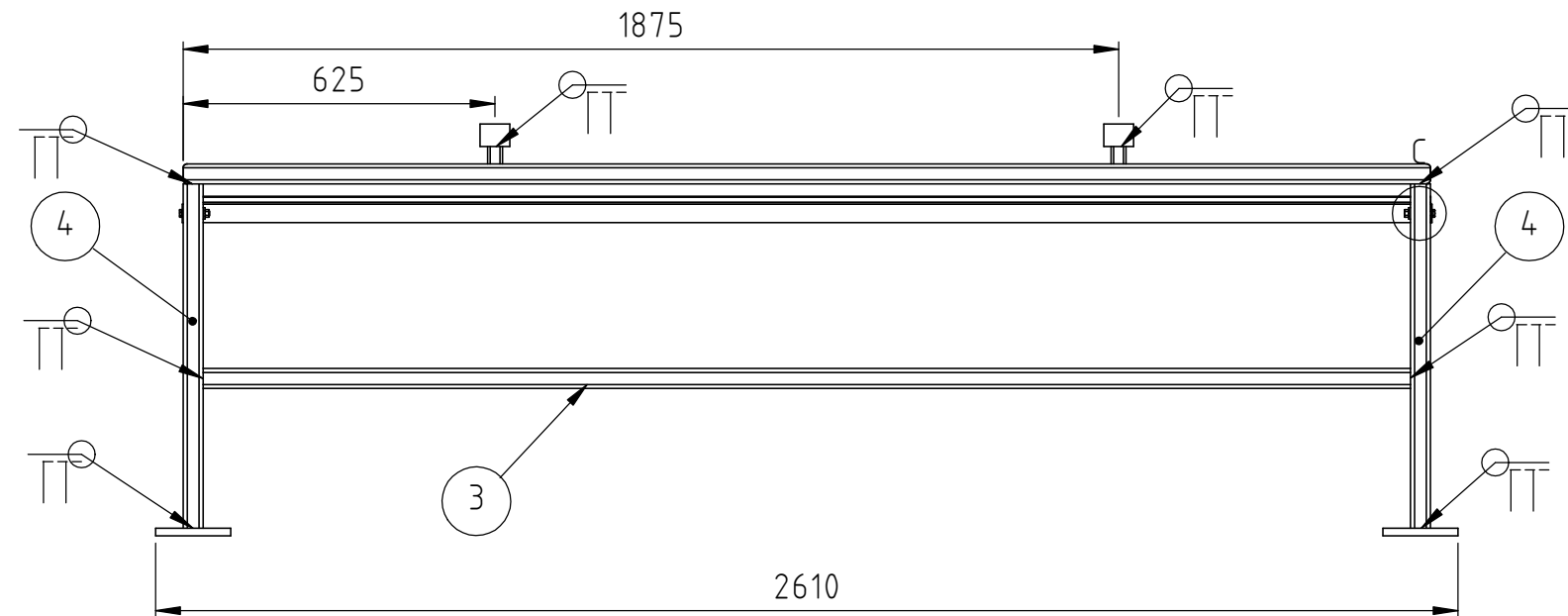
1						
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA TREFILADORA- ESTRIADORA DE CAÑOS AISI 304L		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS -		N° -	
DIBUJO	20/12/23	SZEW J.				
DIBUJO	20/12/23	BERGAGNA G.				

INDICIE DE PLANOS		
DESCRIPCION	NRO DE PLANO	FAMILIA
Conjunto completo	0.0	
Subconjunto Bancada delantera	1.1	conjunto bancada delantera
Chapa base de pie bancadas	1.1.0.1	
Pestaña bancada delantera	1.1.0.2	
Subconjunto Bancada portadado	1.2	conjunto porta dado
Pie	1.2.0.2	
Corona eje conducido	1.2.0.3	
Cubre corona	1.2.0.4	
Eje conducido	1.2.0.5	
Mensula derecha	1.2.1	
Base rodamientos derecha	1.2.1.1	
Apoyo estructura	1.2.1.2/1.2.3.2	
Cartela	1.2.1.3/1.2.3.3	
Conjunto portadado	1.2.2	
Portadado	1.2.2.1	
Tapa portadado	1.2.2.2	
Base portadado	1.2.2.3	
Mensula izquierda	1.2.3	
Subconjunto Bancada trasera	1.3	conjunto bancada trasera
Chapa base de pie bancadas	1.1.0.1/1.3.0.1	
Diagonal	1.3.0.2	
Pestaña guía bancadas	1.3.0.3	
Subconjunto Eje motriz	1.4	conjunto eje motriz
Corona ASA 120	1.4.0.1	
Eje motriz	1.4.0.2	
Cubrecadena	1.4.0.3	
Subconjunto mensula dercha	1.4.1	
Lateral derecho	1.4.1.1	
Cartela	1.4.1.2 / 1.4.2.2	
Base	1.4.1.3 / 1.4.2.3	
Subconjunto mensula izquierda	1.4.2	
Lateral izquierdo	1.4.2.1	
Cartela	1.4.1.2 / 1.4.2.2	
Base	1.4.1.3 / 1.4.2.3	
Subconjunto base motoreductor	1.4.3	
Subconjunto Carrito	1.5	conjunto carrito
Conjunto Estructura Carro	1.5.1.0	
Conjunto mordaza	1.5.2.0	
Tornillo de apriete	1.5.2.1	
Tapa	1.5.2.2	
Base	1.5.2.3	
Mordaza inferior	1.5.2.4	
Mordaza superior	1.5.2.5	
Pie de tornillo	1.5.2.6	
Tuerca sujecion	1.5.2.7	
Sujetador perno	1.5.3.0	
Conjunto semieje	1.5.4.0	
Semieje	1.5.4.1	
Rueda	1.5.4.2	
Chapa porta bandeja	1.5.5.0	
Chapa base	1.5.1.1	
Travesaño inferior	1.5.1.2	
Lateral	1.5.1.3	
Angulo guia posterior	1.5.1.5	
Angulo guia lateral	1.5.1.6	
Herramientas	1.6	herramientas
Mandril flotante	1.6.1	
Mandril movil	1.6.2	

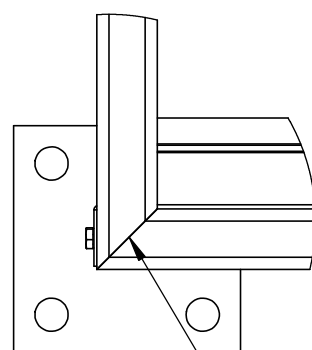


ESCALA 1:15

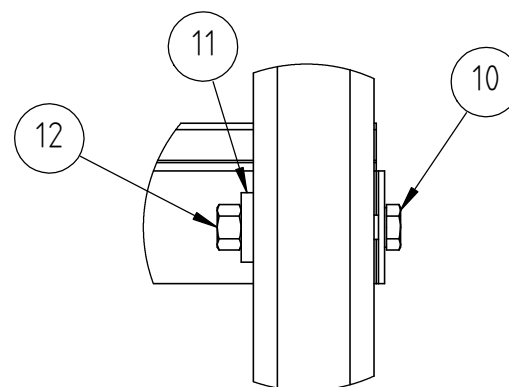
5	SUBCONJUNTO BANDEJA RECIBIDORA	1.5	1	
4	SUBCONJUNTO BANCADA EJE MOTRIZ	1.4	1	
3	SUBCONJUNTO BANCADAS TRASERAS	1.3	1	
2	SUBCONJUNTO SOPORTE PORTA-DADO	1.2	1	
1	SUBCONJUNTO BANCADAS DELANTERAS	1.1	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MÁQUINA TREFILADORA- ESTRIADORA DE TUBOS AISI 304L		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	18/11/23	SZEW C. J.	1:65	
DIBUJO	18/11/23	BERGAGNA G.		
			N° 0.0	



DETALLE A
ESCALA 1:5

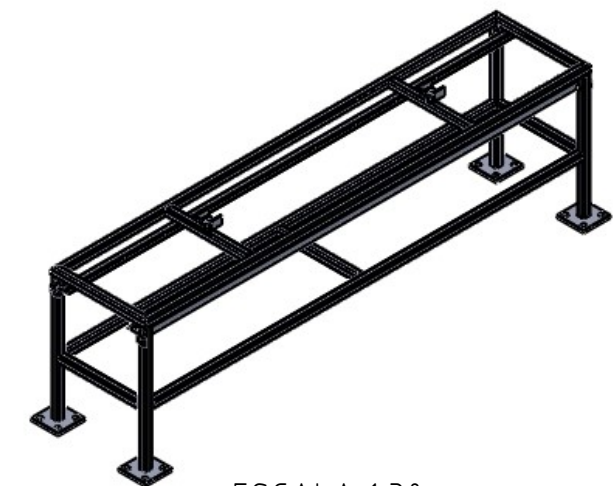
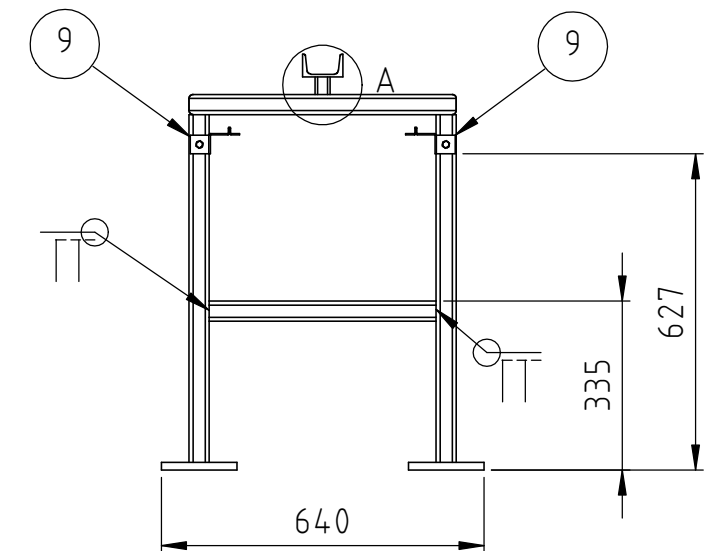


DETALLE B
ESCALA 1:5



DETALLE C
ESCALA 1:2.5

INGLETE 45° c/ ESQUINA



ESCALA 1:30

12	TUERCA M8	DIN 4034	4	-
11	ARANDELA 8.4	DIN 6340	4	-
10	PERNO M8x55	DIN 24014	4	-
9	PESTAÑA BANCADA DELANTERA	VER PLANO 1.1.0.2	2	-
8	TRANSVERSAL 45°	ESTRUCRUTAL 40X40 530mm	2	-
7	SOPORTE CAÑO	PERFIL C 80X8 60mm	2	-
6	CUELLO	ESTRUCTURAL 40X40 34,5mm	2	-
5	TRANSVERSAL RECTO	ESTRUCTURAL 40X40 450mm	3	-
4	COLUMNA	ESTRUCTURAL 40X40 690mm	4	-
3	LARGUERO RECTO	ESTRUCTURAL 40X40 2420mm	2	-
2	LARGUERO 45°	ESTRUCTURAL 40X40 2500mm	2	-
1	CHAPA BASE DE PIE	SAE 1010	4	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

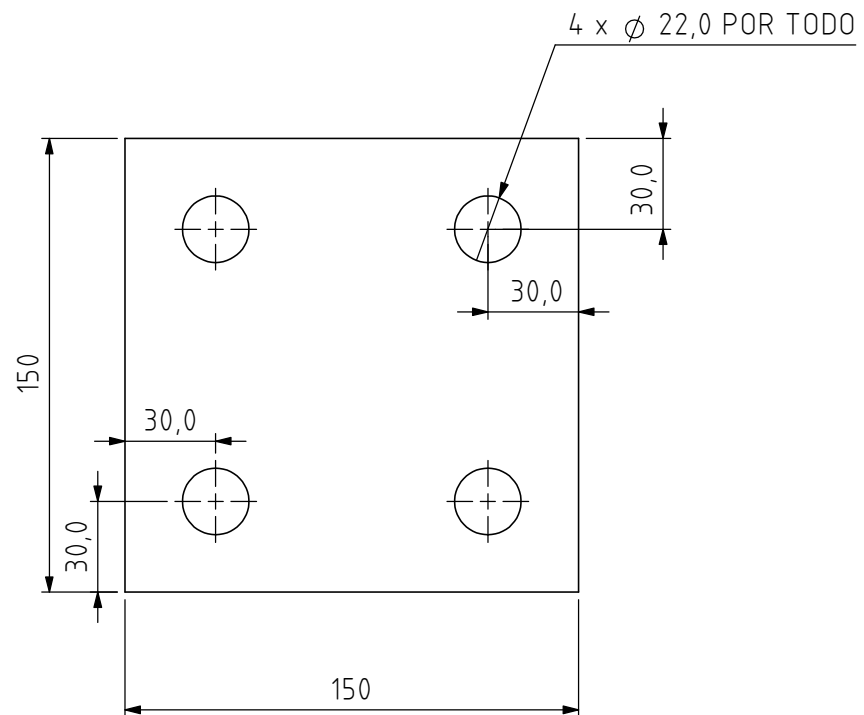
PROYECTO FINAL INGENIERIA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

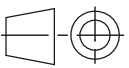
BANCADA DELANTERA

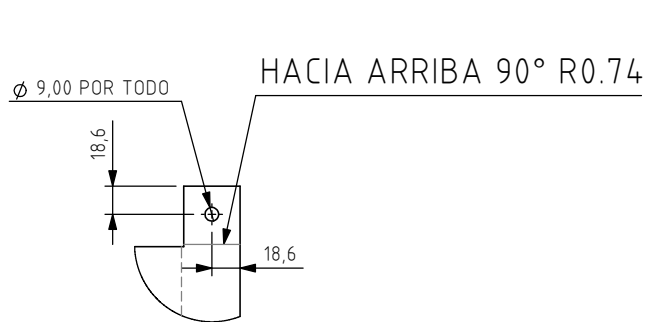
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
DIBUJO	04/12/23	SZWC J.	1:15		
DIBUJO	04/12/23	BERGAGNA G.			



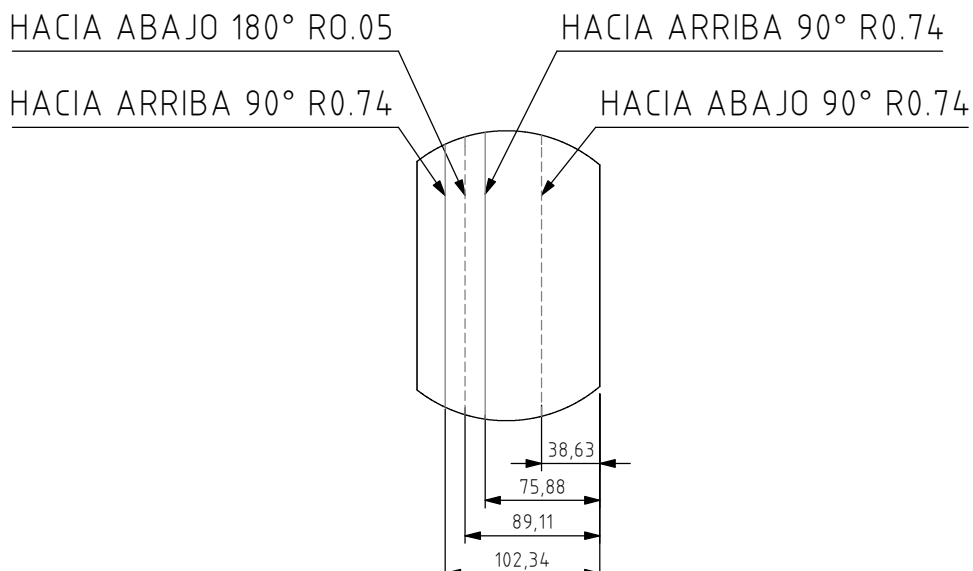
N° 1.1



1	CHAPA BASE DE PIE BANCADAS	CHAPA SAE 1010 1/2"	32	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CHAPA BASE DE PIE BANCADAS		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5	 N° 1.1.0.1/1.3.0.1
DIBUJO	20/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	20/11/23	BERGAGNA G.		



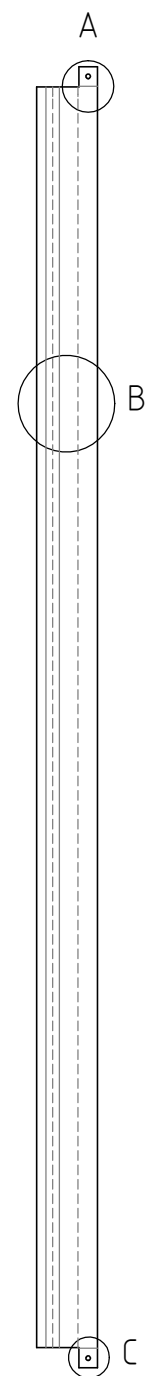
DETALLE A
ESCALA 1 : 5

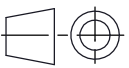


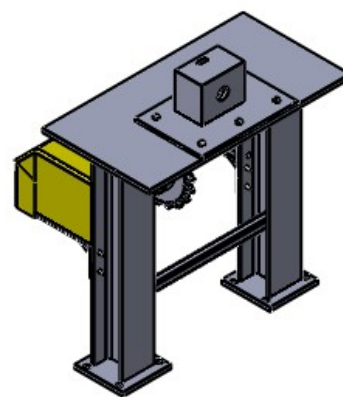
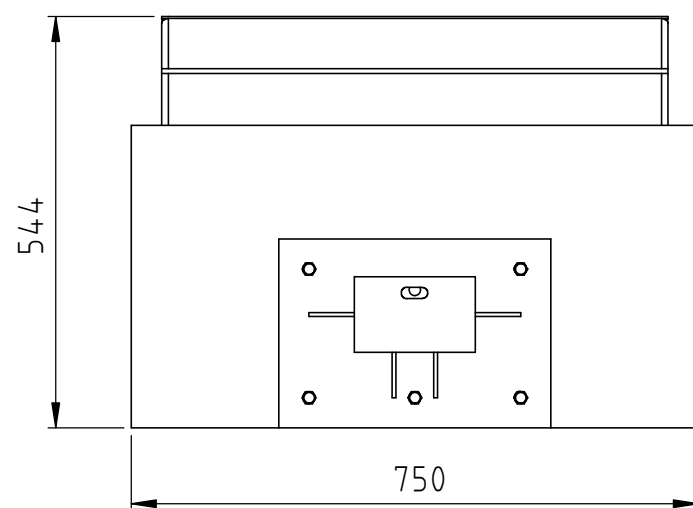
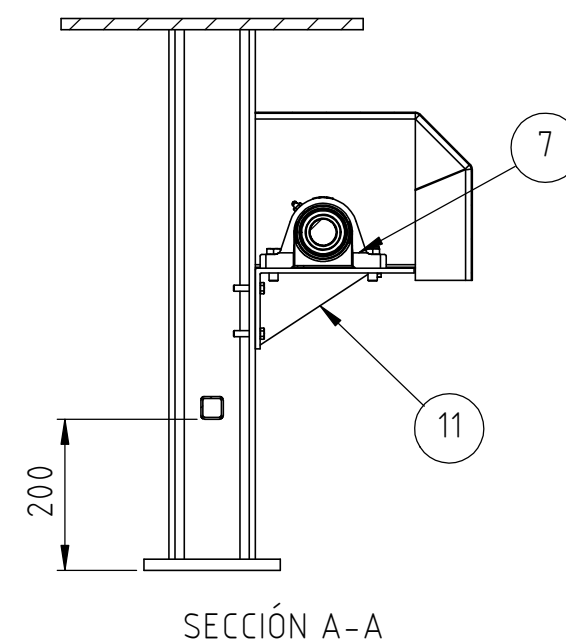
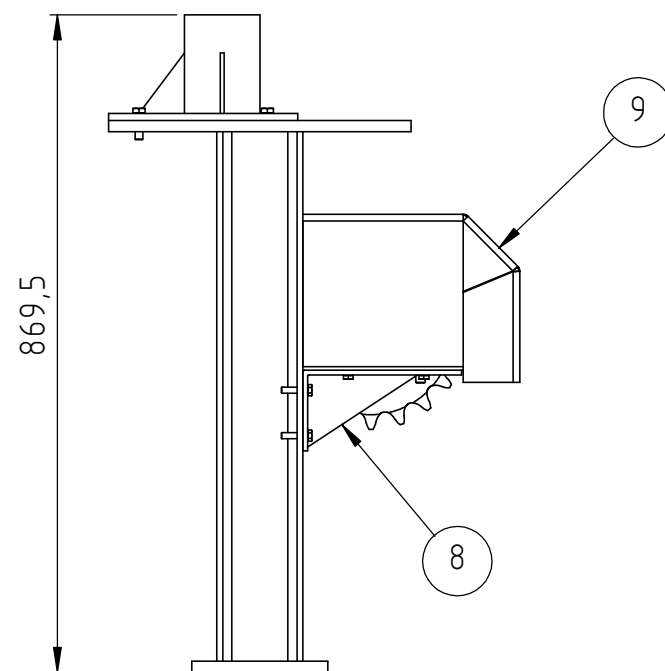
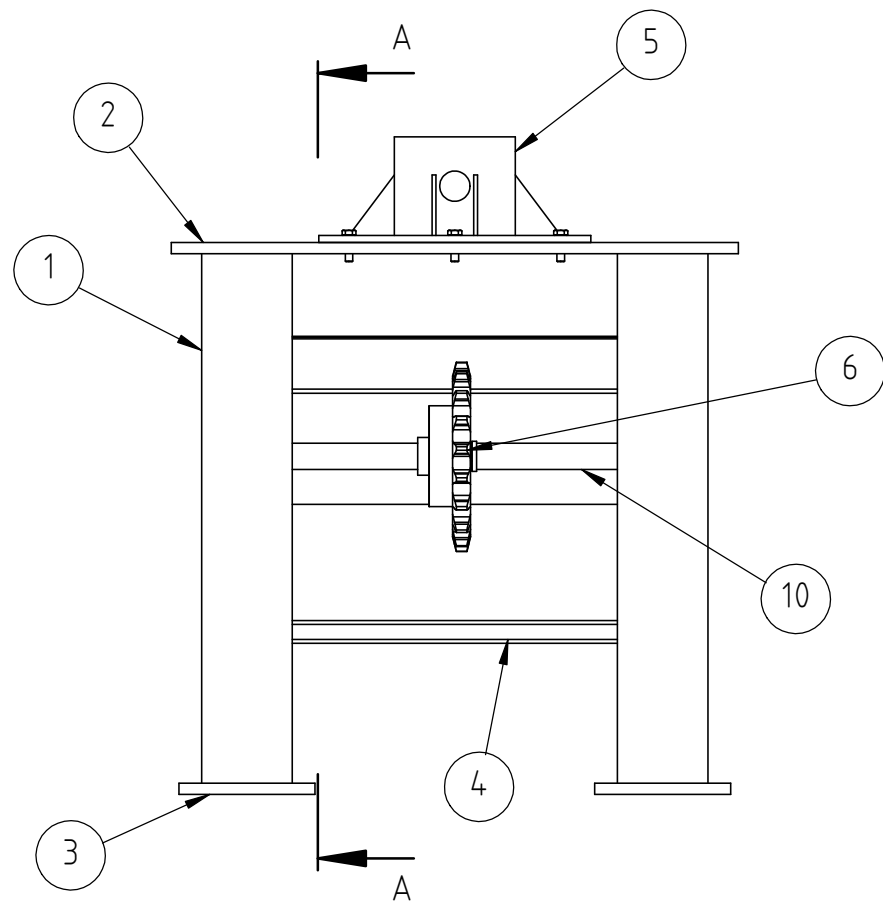
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

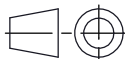


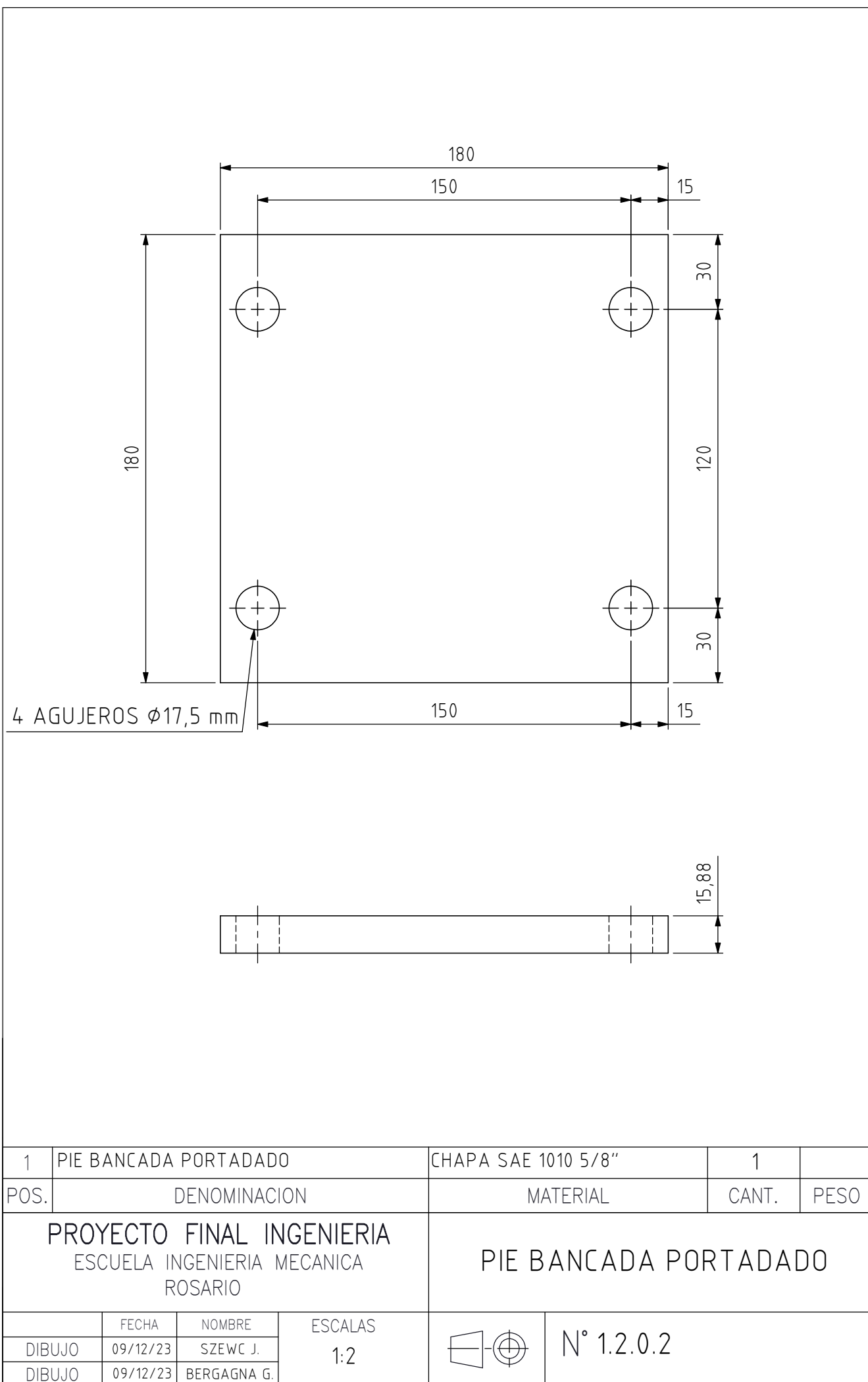
DETALLE C
ESCALA 1 : 5

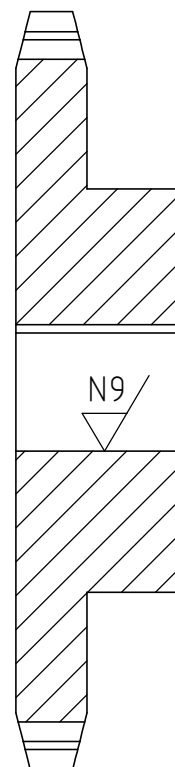
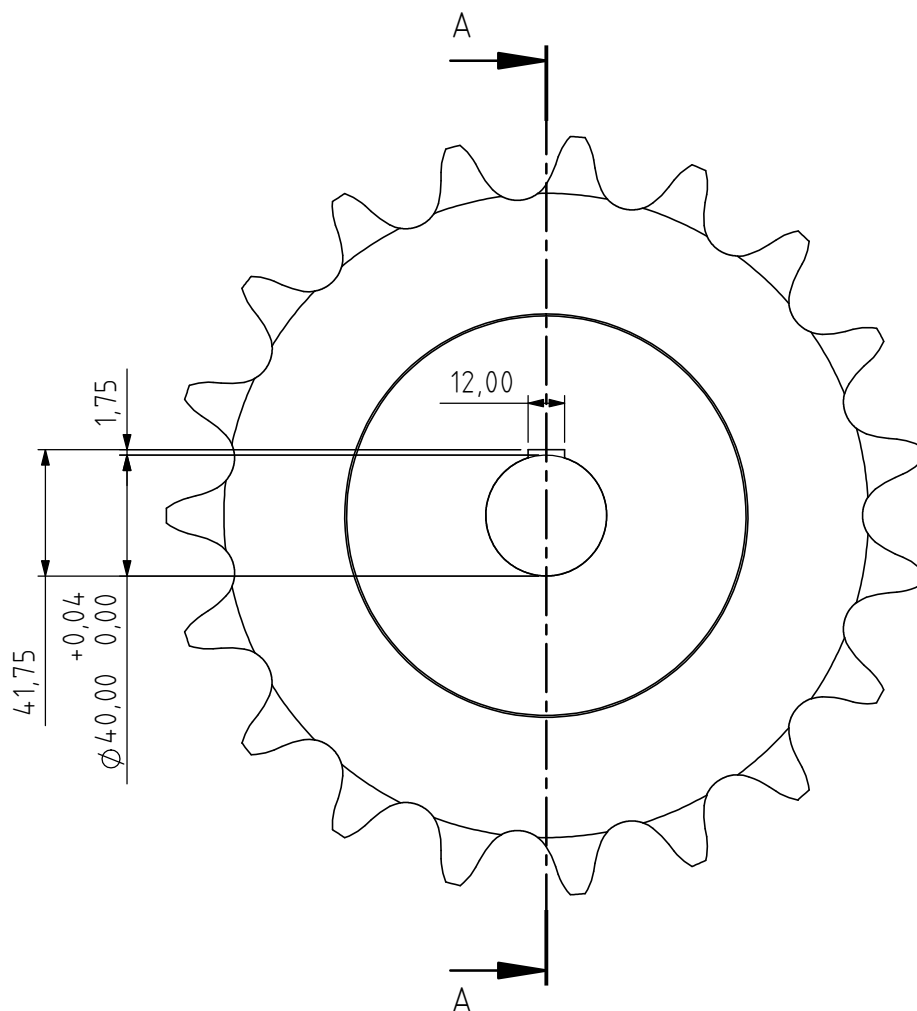


1	PESTAÑA BANCADA DELANTERA	CHAPA 2mm	8	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PESTAÑA BANCADA DELANTERA		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.0.1.2	
DIBUJO	11/12/23	SZEW J.		
DIBUJO	11/12/23	BERGAGNA G.		

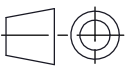


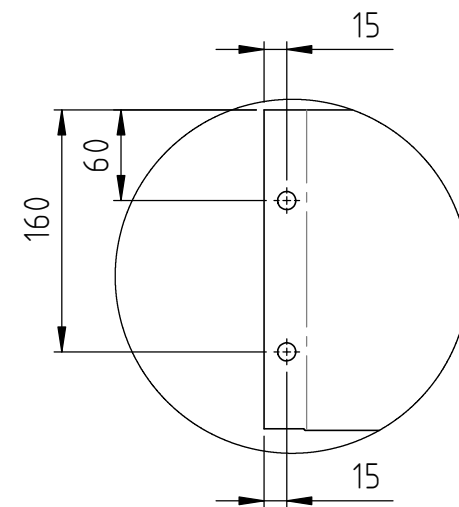
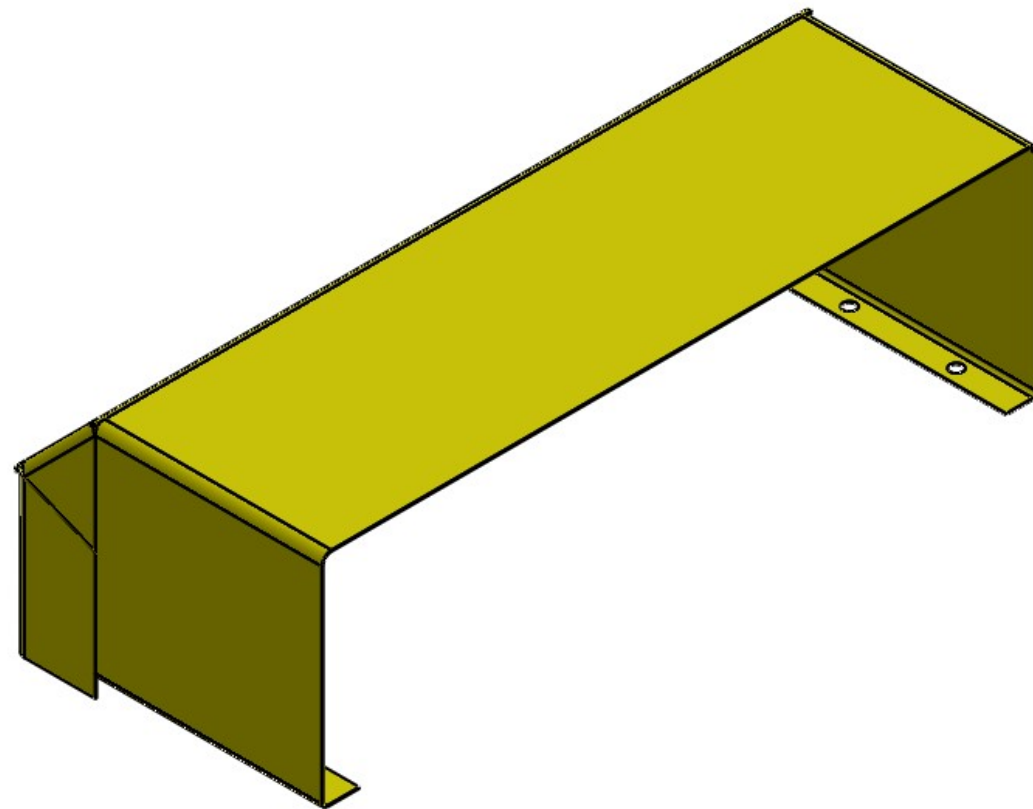
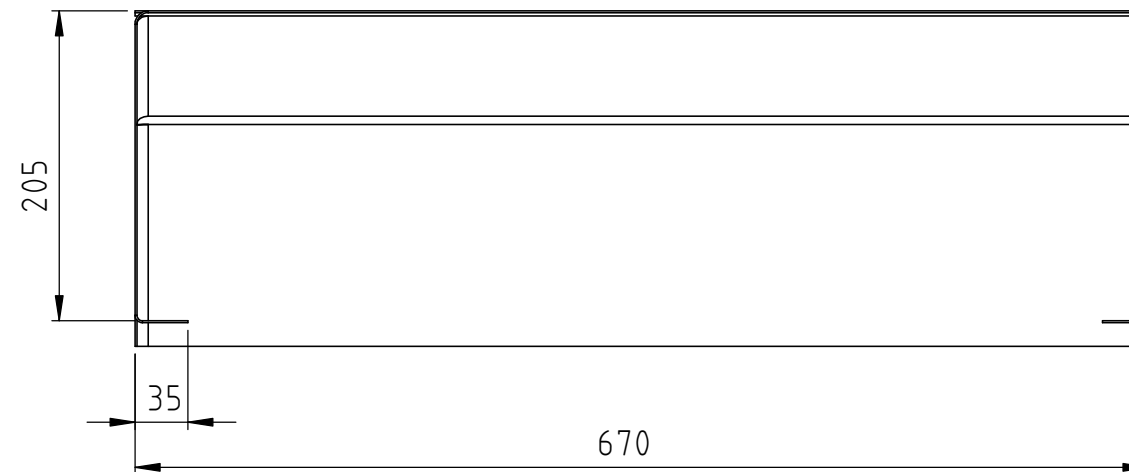
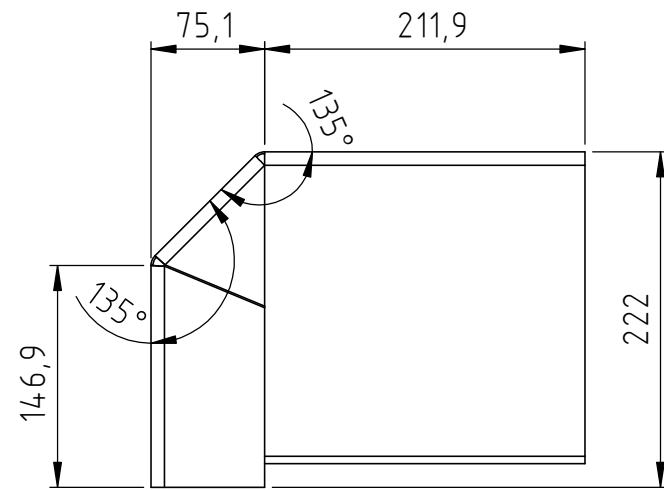
11	MENSULA IZQUIERDA	1.2.3	1	-
10	EJE CONDUCIDO	SAE 1040 - 1.2.0.5	1	-
9	CUBRE CORONA	1.2.0.4	1	-
8	MENSULA DERECHA	1.2.1	1	-
7	UNIDAD DE RODAMIENTO P2B 35M FM	COMERCIAL	2	-
6	CORONA CONDUcida	1.2.0.3	1	-
5	PORTADADO	1.2.2.1	1	-
4	TRANSVERSAL	ESTRUCTURAL 20X20 445mm	1	-
3	PIE	CHAPA SAE 1010 - 1.2.0.2	2	-
2	MESA DADO TREFILADOR	CHAPA SAE 1010 750X400mm	1	-
1	COLUMNAS ESTRUCTURALES	PERFIL HE120A 700mm	2	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BANCADA PORTADADO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2	
DIBUJO	01/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.		
			ESCALAS	
			1:10	



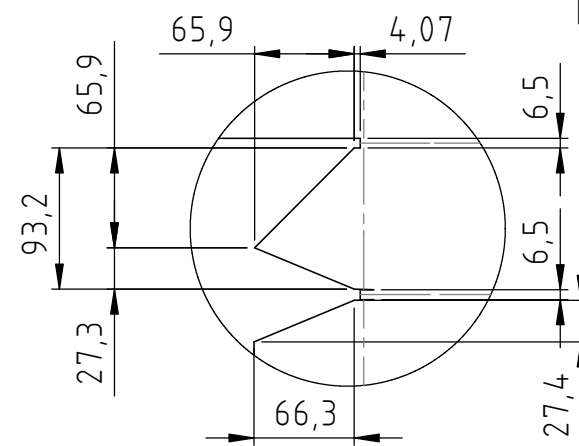


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

1	CORONA ASA 120		1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CORONA EJE CONDUcido		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.0.3	
DIBUJO	30/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	30/11/23	BERGAGNA G.		

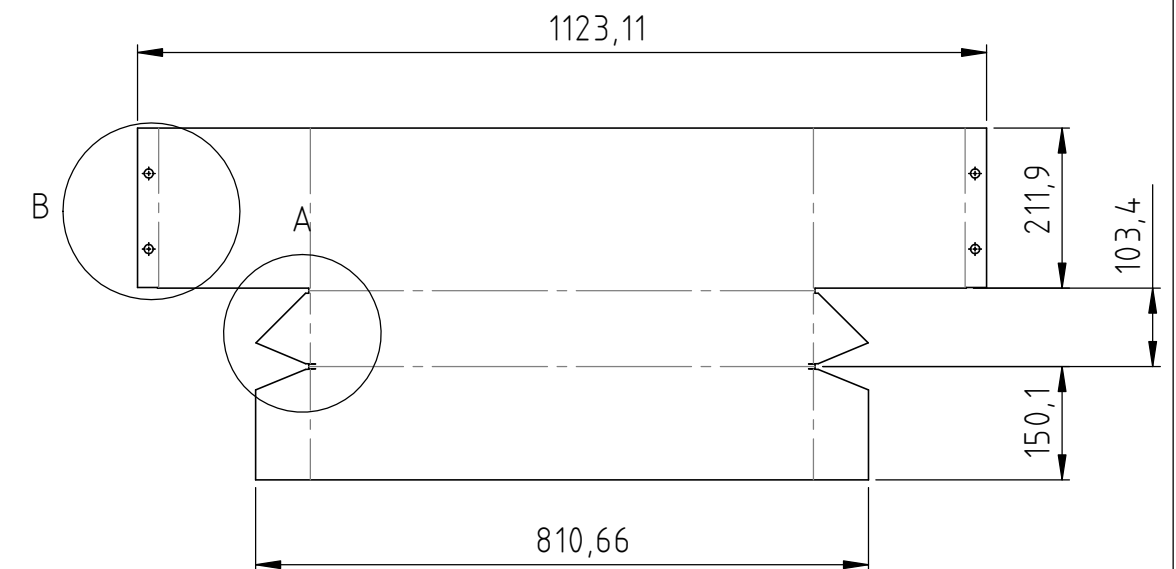


DETALLE B
ESCALA 1 : 5

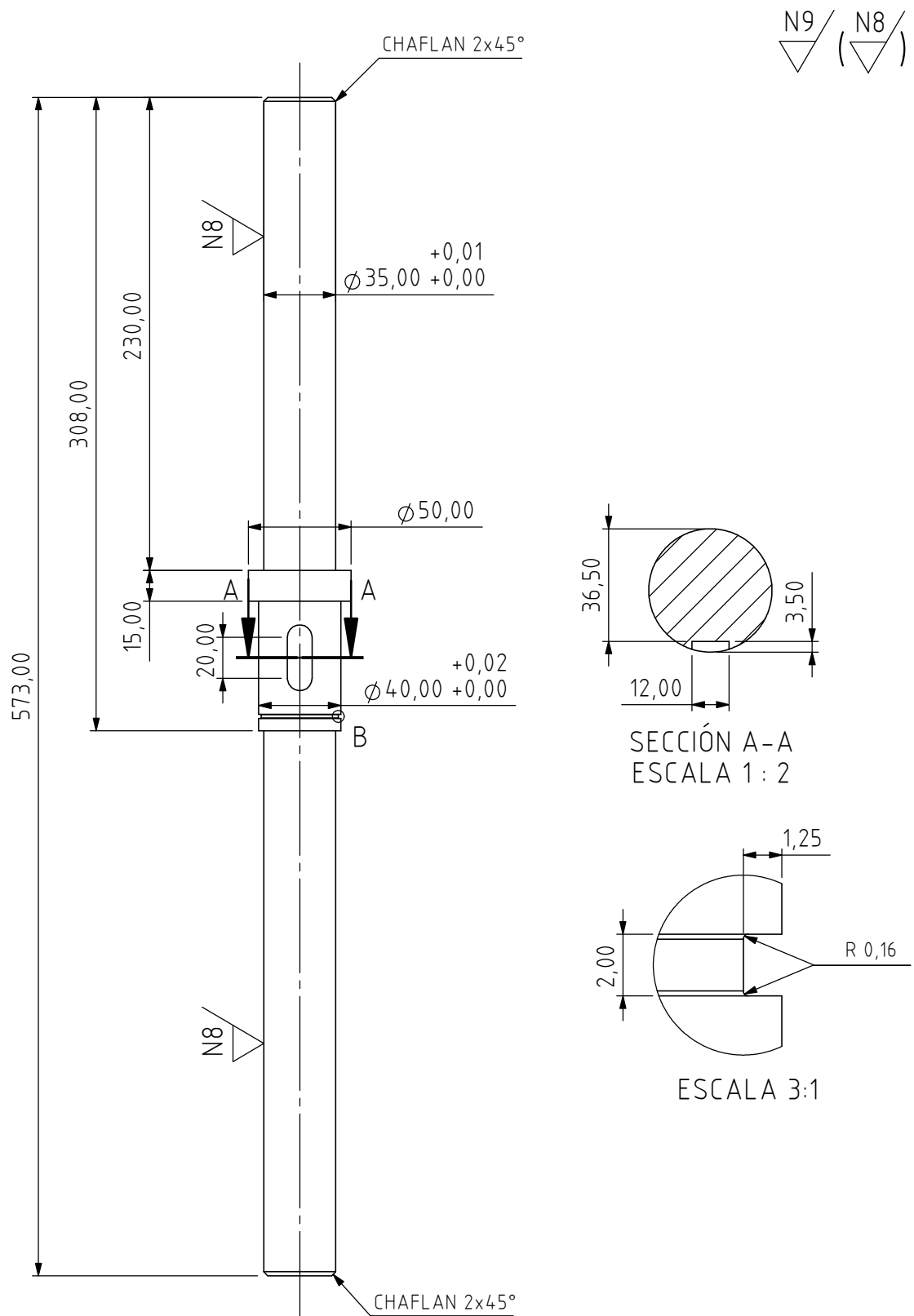


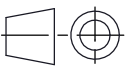
DETALLE A
ESCALA 1 : 5

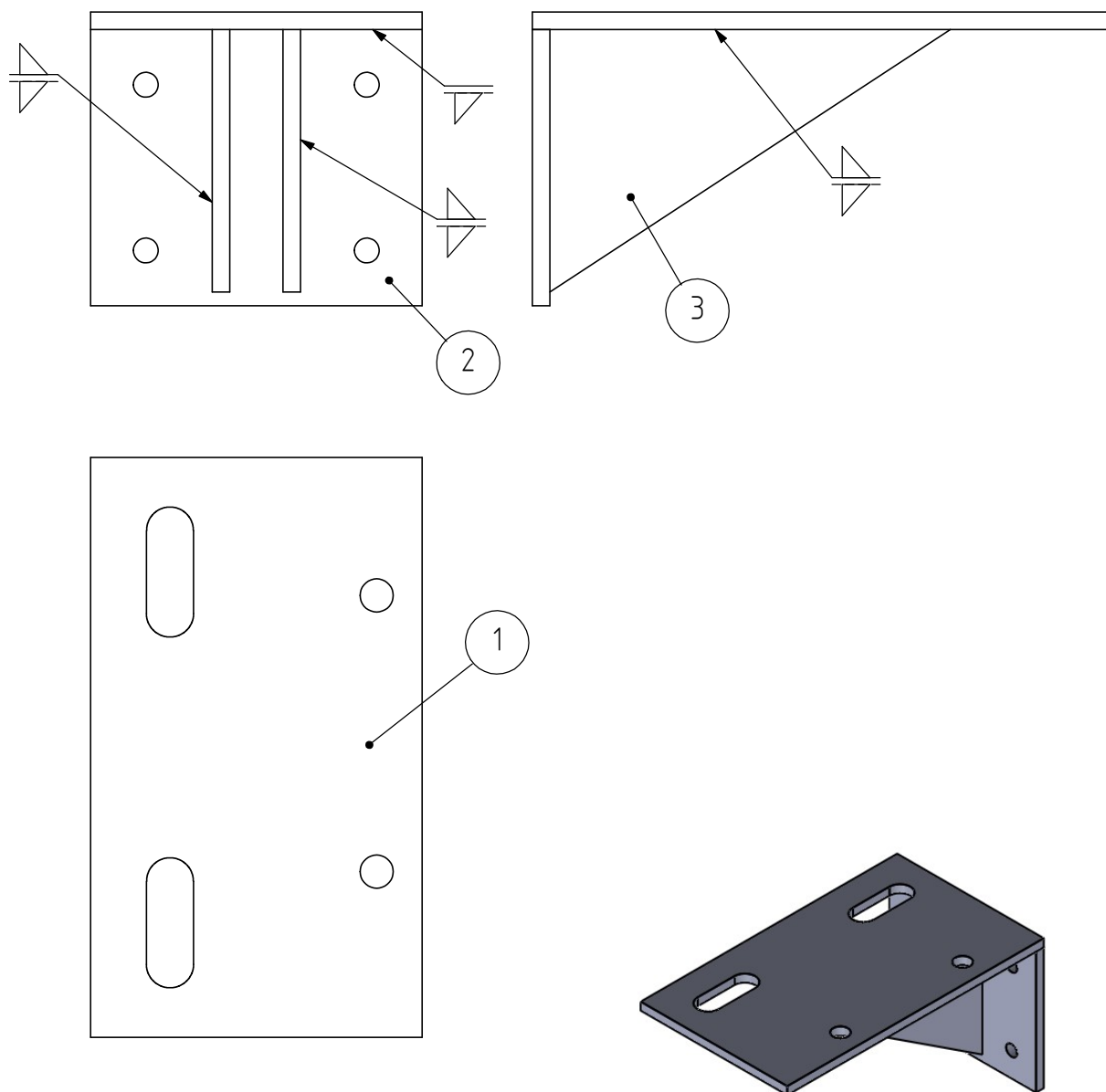
DESARROLLO CUBRE CORONA



1	CUBRE CORONA	CHAPA GALVANIZADA C18	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CUBRE CORONA		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.0.4	
DIBUJO	09/12/23	SZEW C J.		
DIBUJO	09/12/23	BERGAGNA G.		

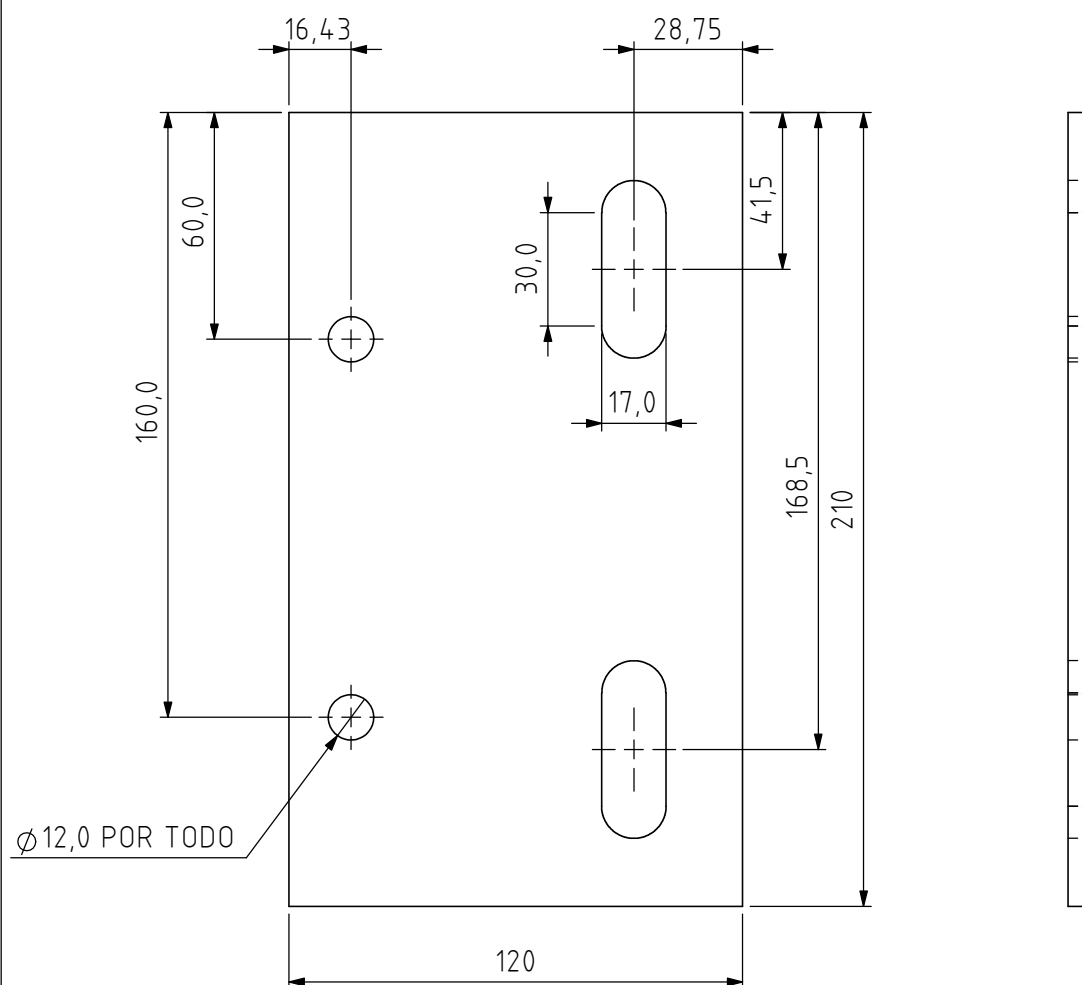


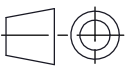
1	EJE CONDUcido	REDONDO SAE 1040 1 3/4"	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE CONDUcido		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.0.5	
DIBUJO	08/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	08/12/23	BERGAGNA G.		

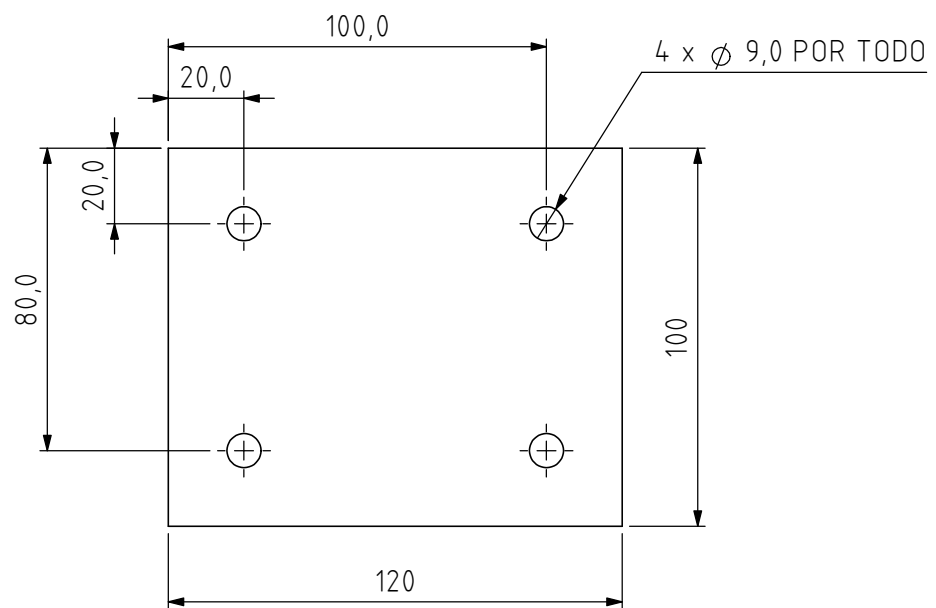


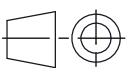
ESCALA 1:4

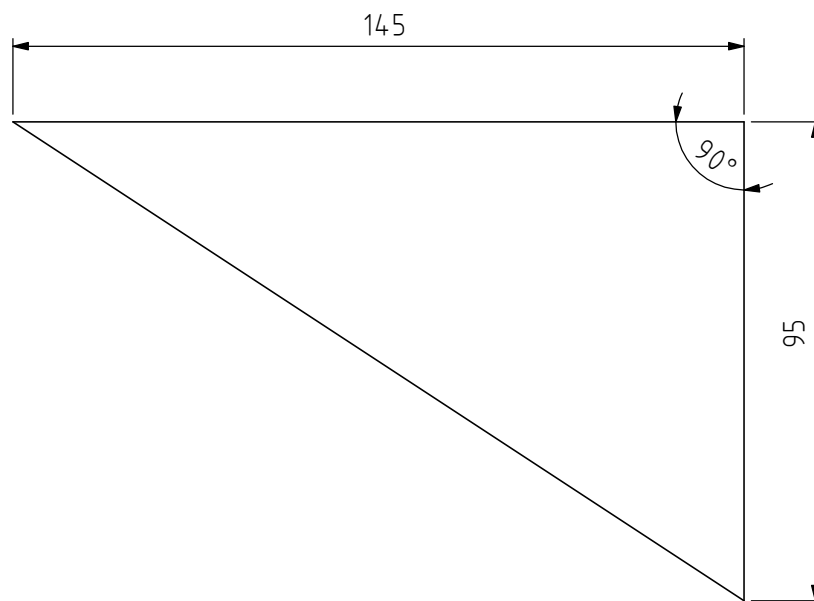
3	CARTELA	VER PLANO 1.2.1.3	2	-
2	APOYO ESTRUCTURA	VER PLANO 1.2.1.2	1	-
1	BASE RODAMIENTOS	VER PLANO 1.2.1.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MENSULA DERECHA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5	
DIBUJO	23/11/23	BERGAGNA G.		
DIBUJO	23/11/23	SZEW J.		
			N° 1.2.1	

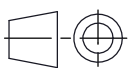


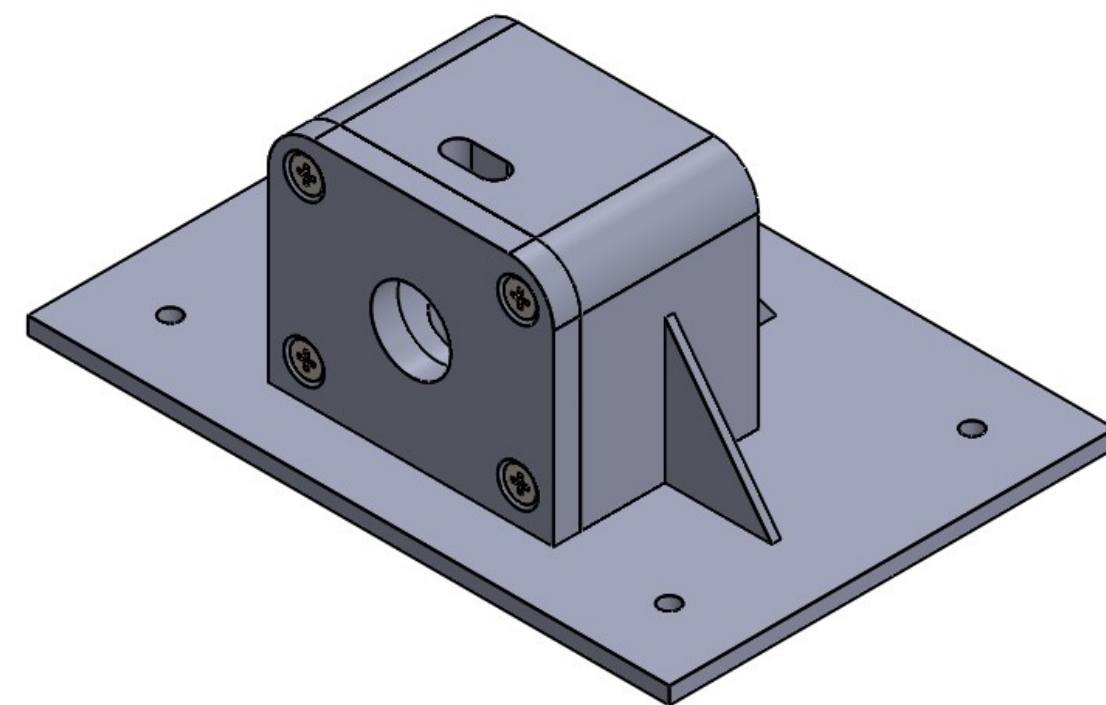
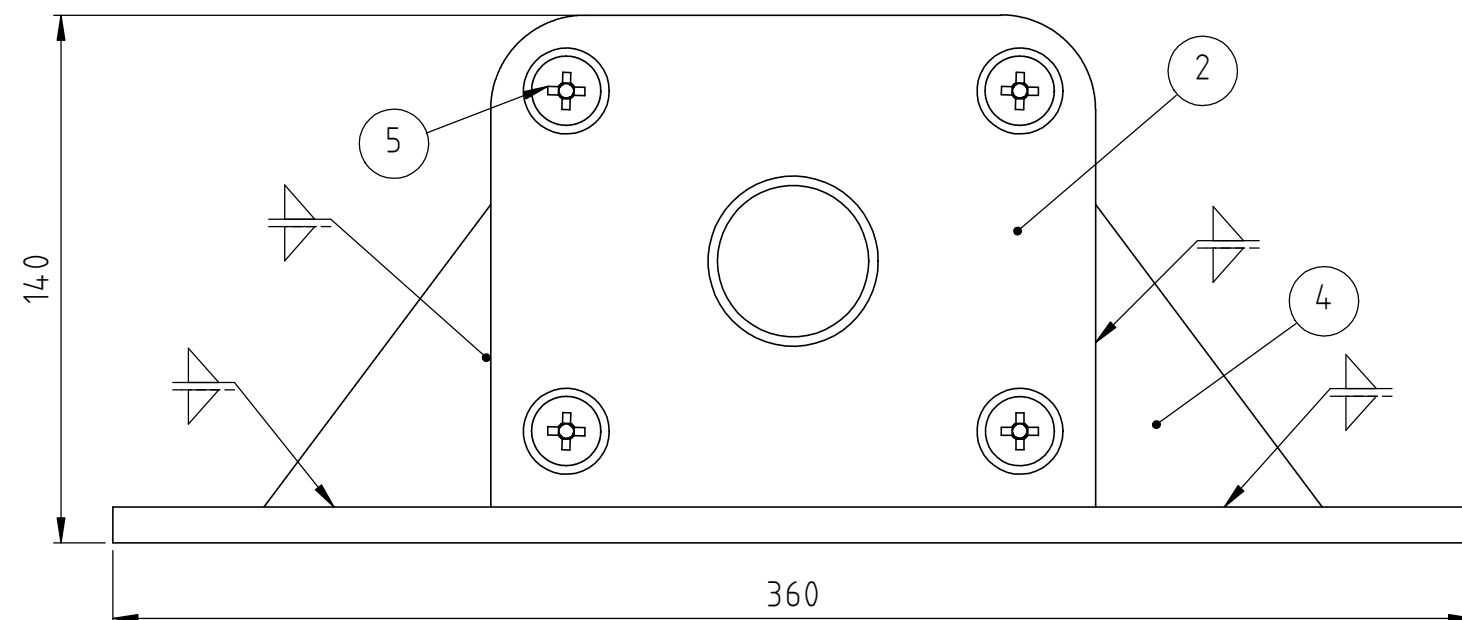
1	BASE RODAMIENTOS	CHAPA SAE 1010 1/4"	2	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BASE RODAMIENTOS		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.1.1	
DIBUJO	23/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	23/11/23	BERGAGNA G.		
ESCALAS				
1:2				



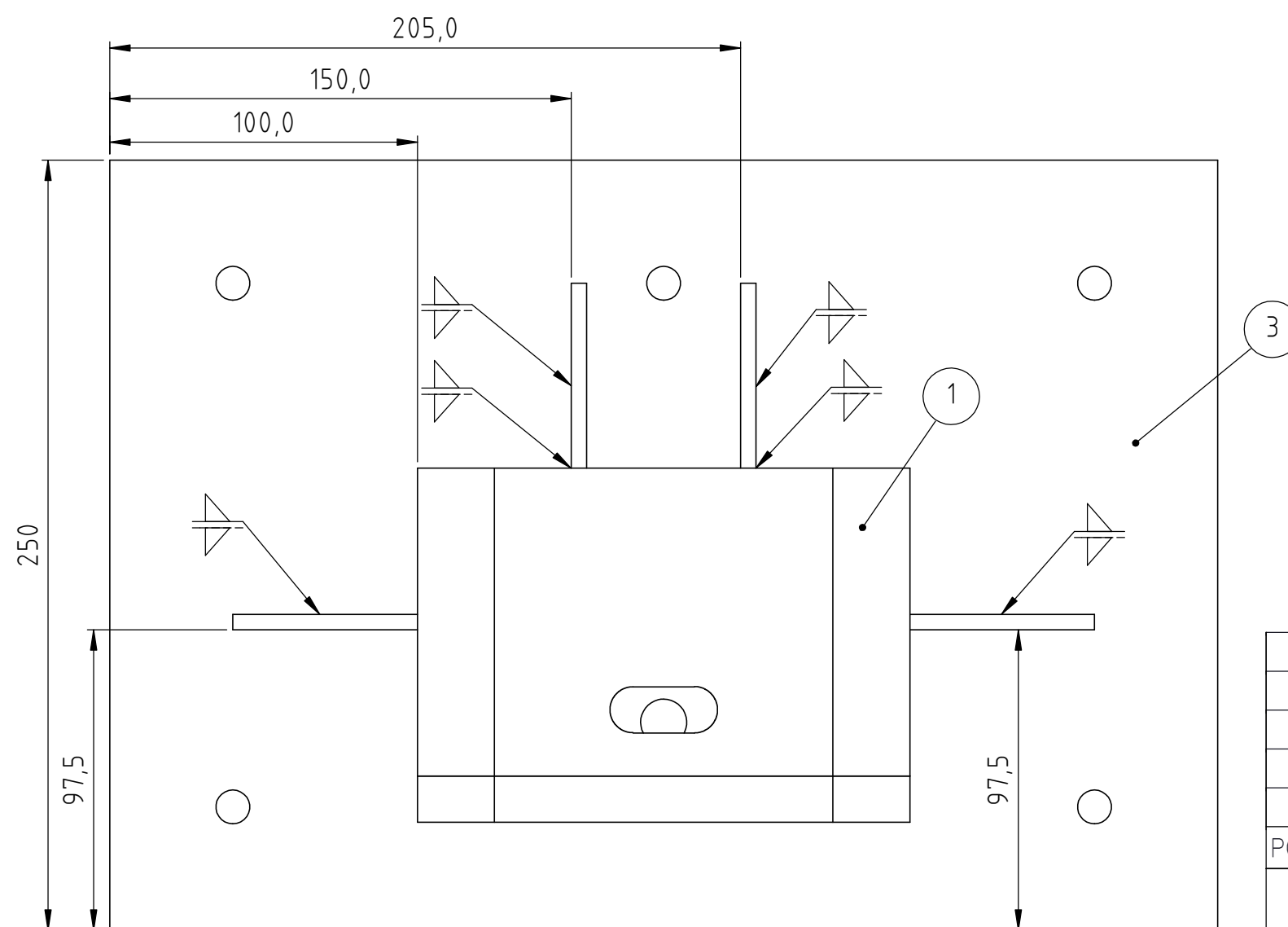
1	APOYO ESTRUCTURA			CHAPA SAE 1010 1/4"	2	-
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				APOYO ESTRUCTURA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		N° 1.2.1.2/1.2.3.2	
DIBUJO	23/11/23	SZEW C. J.				
DIBUJO	23/11/23	BERGAGNA G.				



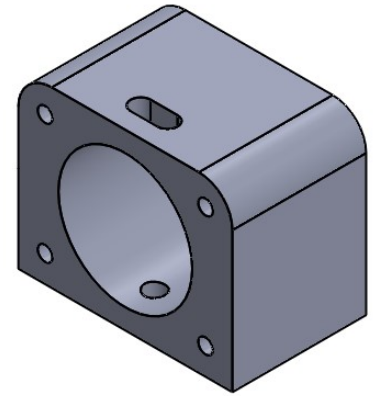
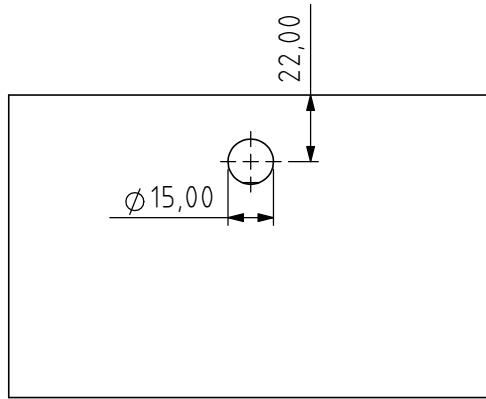
1	CARTELA			CHAPA SAE 1010 1/4"	2	-
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CARTELA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1.5		N° 1.2.1.3/1.2.3.3	
DIBUJO	23/11/23	SZEW C. J.				
DIBUJO	23/11/23	BERGAGNA G.				



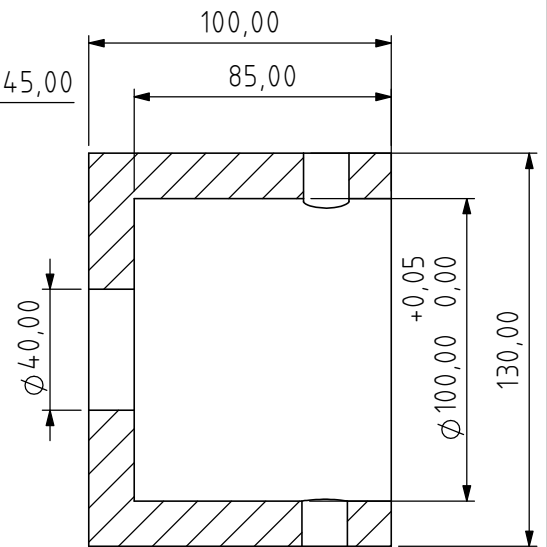
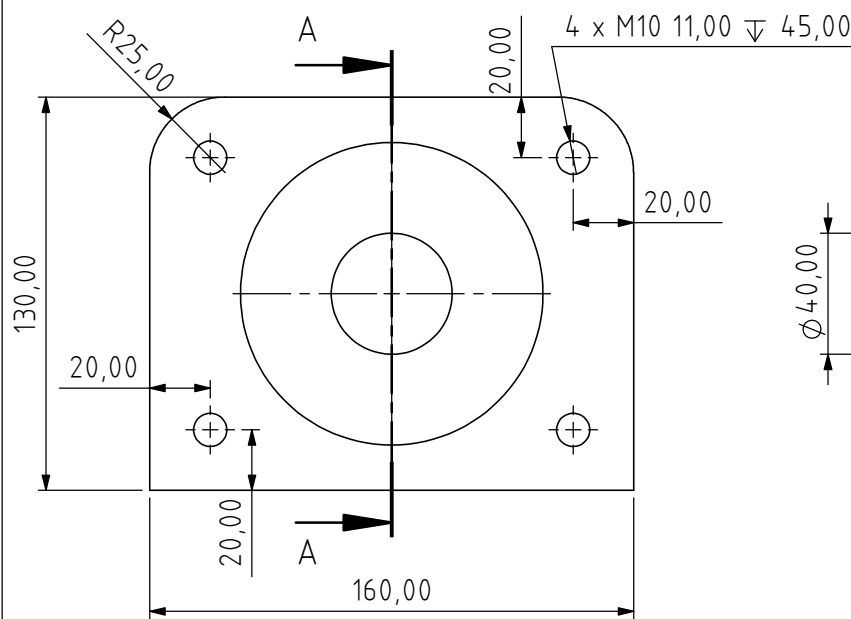
ESCALA 1:3



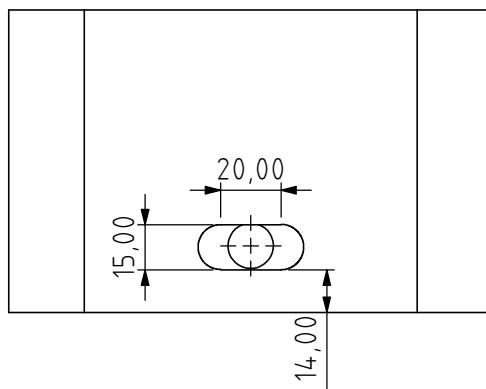
5	TORNILLO M10x45	DIN 7046	4	-
4	CARTELA 60X80	CHAPA 1/4"	4	-
3	BASE PORTADADO	VER PLANO 1.2.2.3	1	-
2	TAPA PORTADADO	VER PLANO 1.2.2.2	1	-
1	PORTADADO	VER PLANO 1.2.2.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA		CONJUNTO PORTADADO		
ESCUELA INGENIERIA MECANICA				
ROSARIO				
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	09/12/23	SZEW J.	1:2	
APROBO	09/12/23	BERGAGNA G		

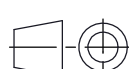


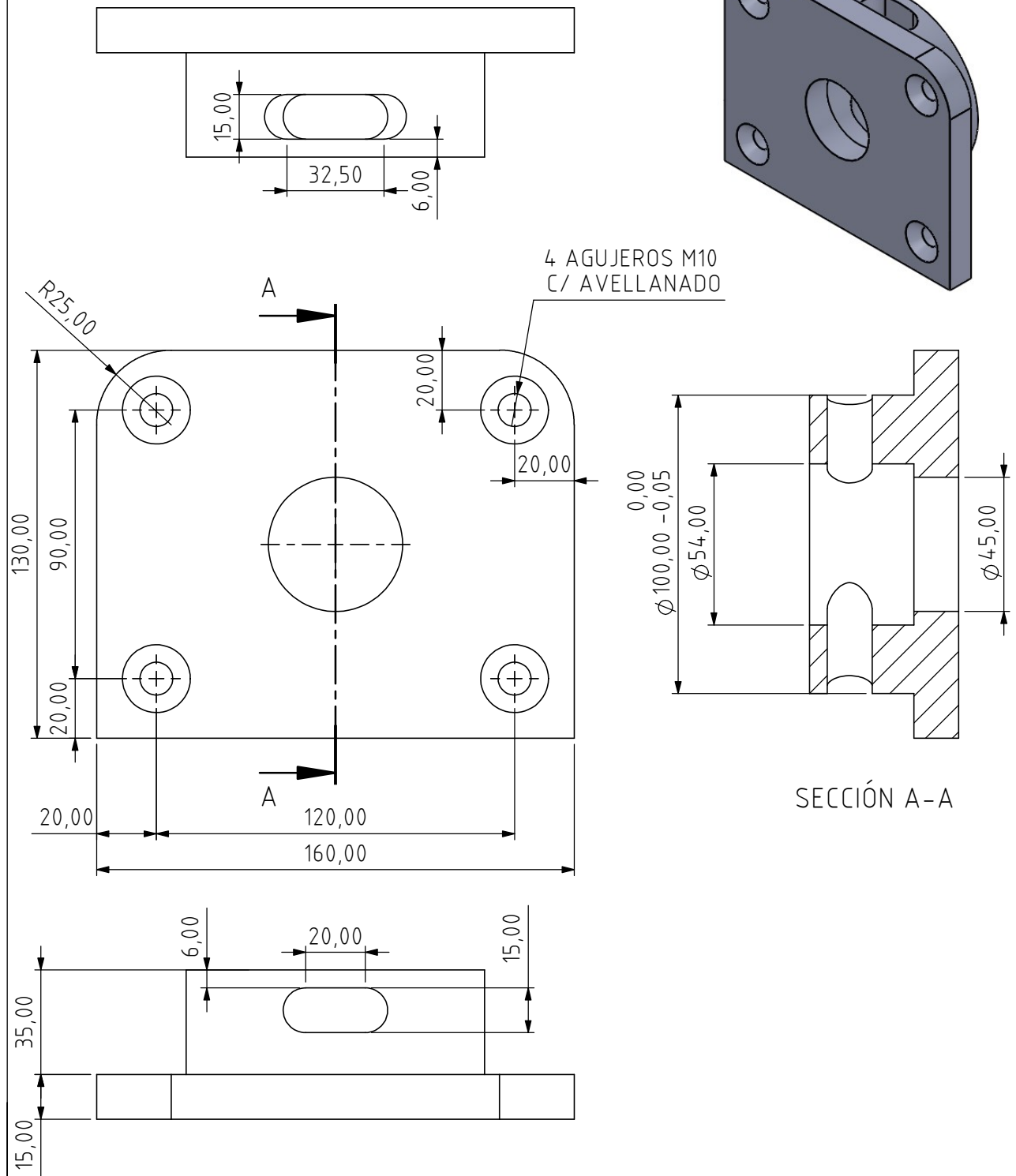
ESCALA 1:4

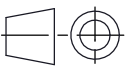


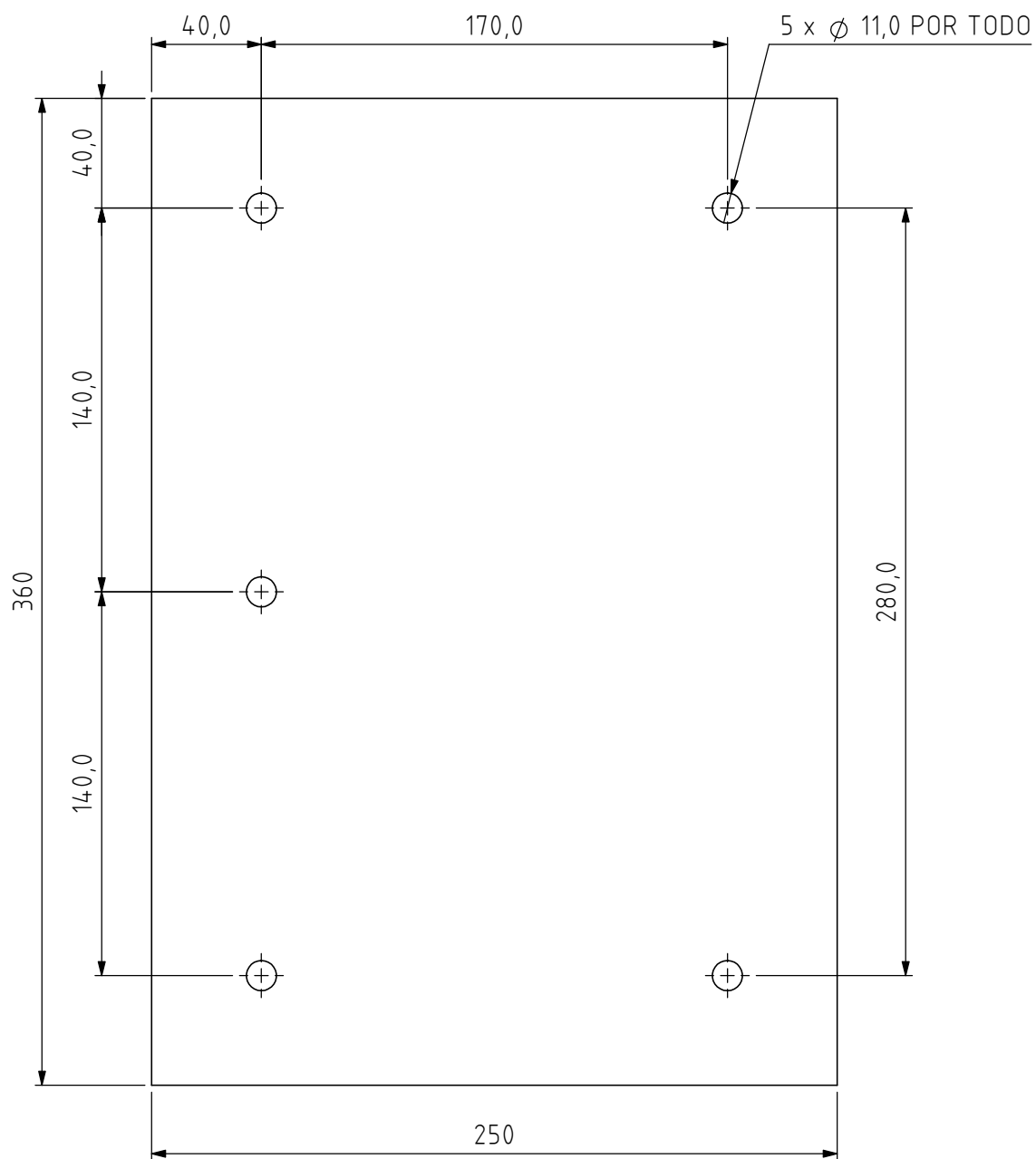
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

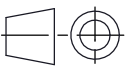


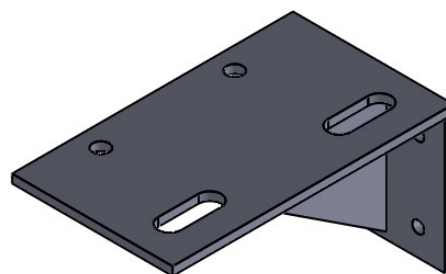
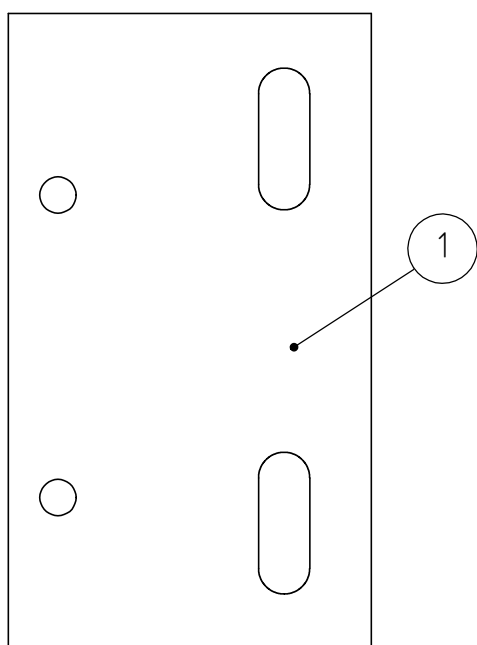
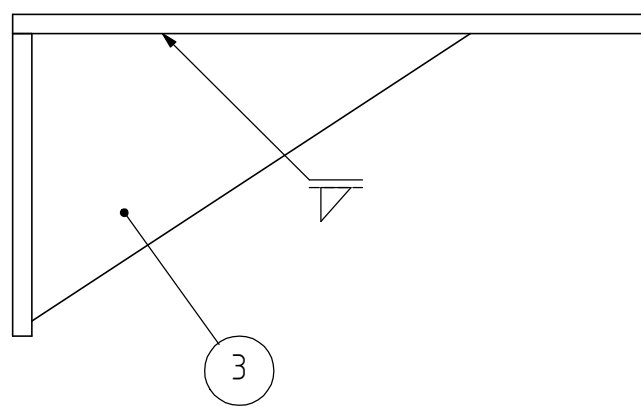
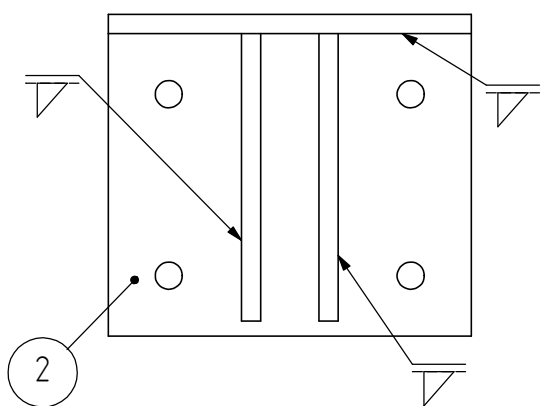
1	PORTADADO	SAE 1010	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PORTADADO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.2.1	
DIBUJO	09/12/23	SZEW J.		
APROBO	09/12/23	BERGAGNA G.		



1	TAPA PORTADADO	SAE 1010	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAPA PORTADADO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.2.2	
DIBUJO	09/12/23	SZEW J.		
DIBUJO	09/12/23	BERGAGNA G.		
		ESCALAS		
		1:2		

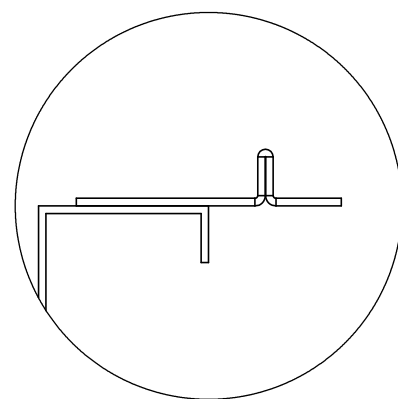
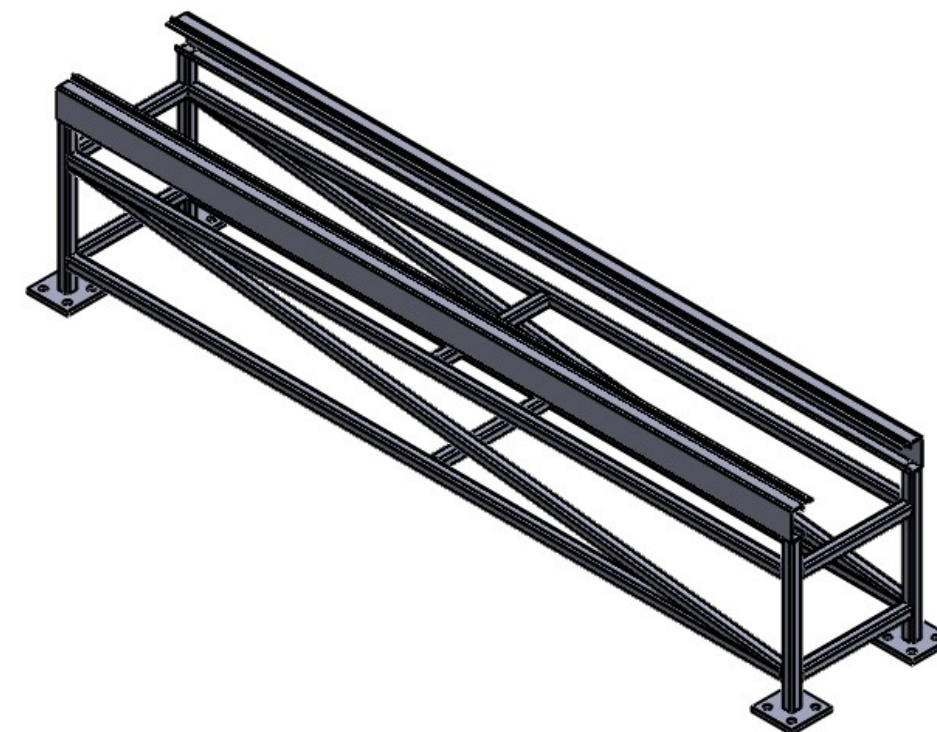
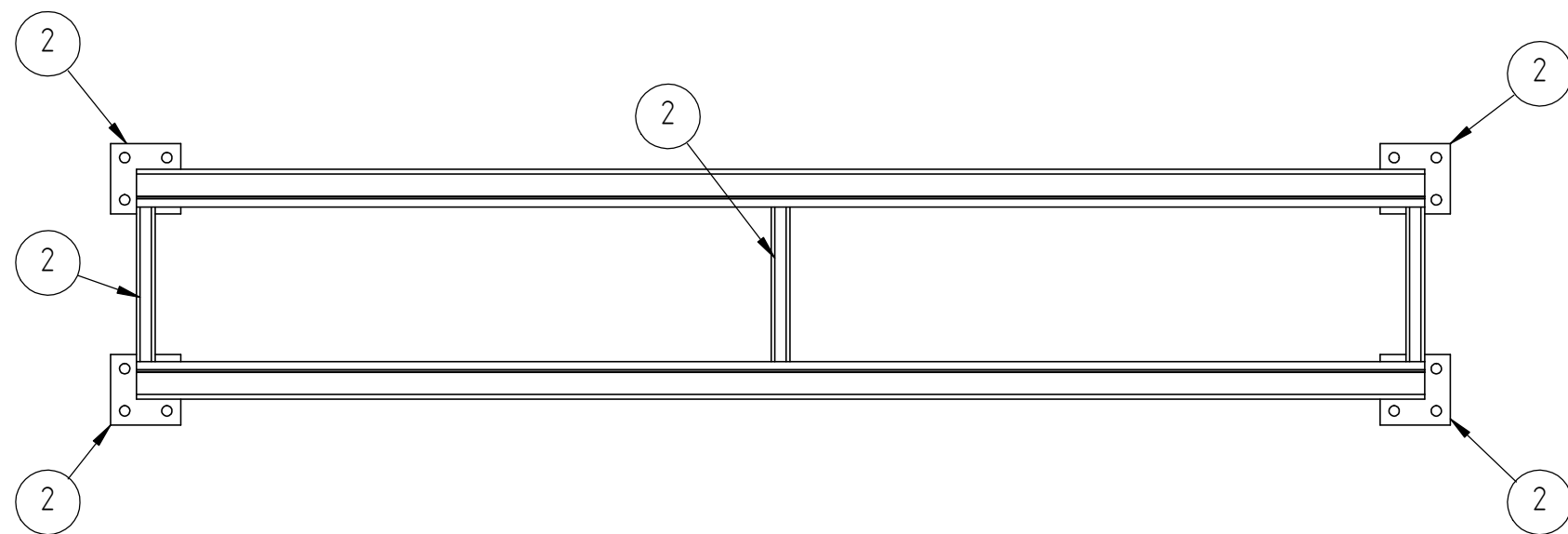
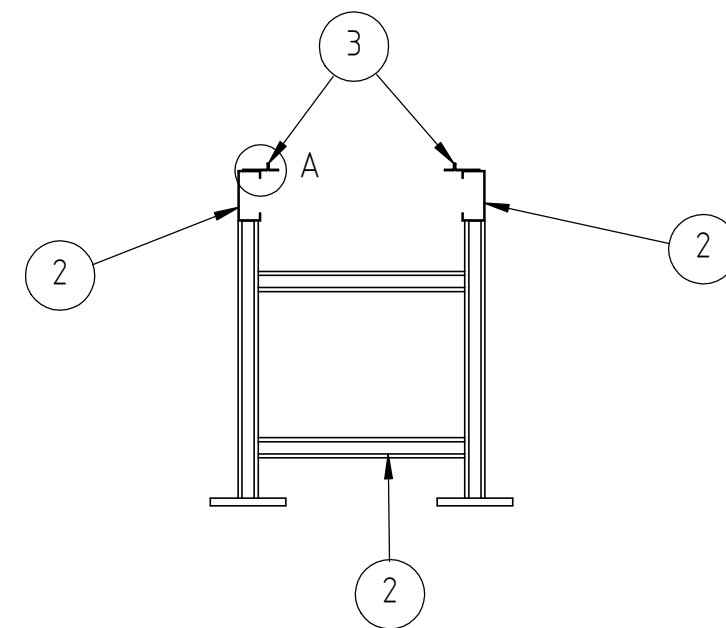
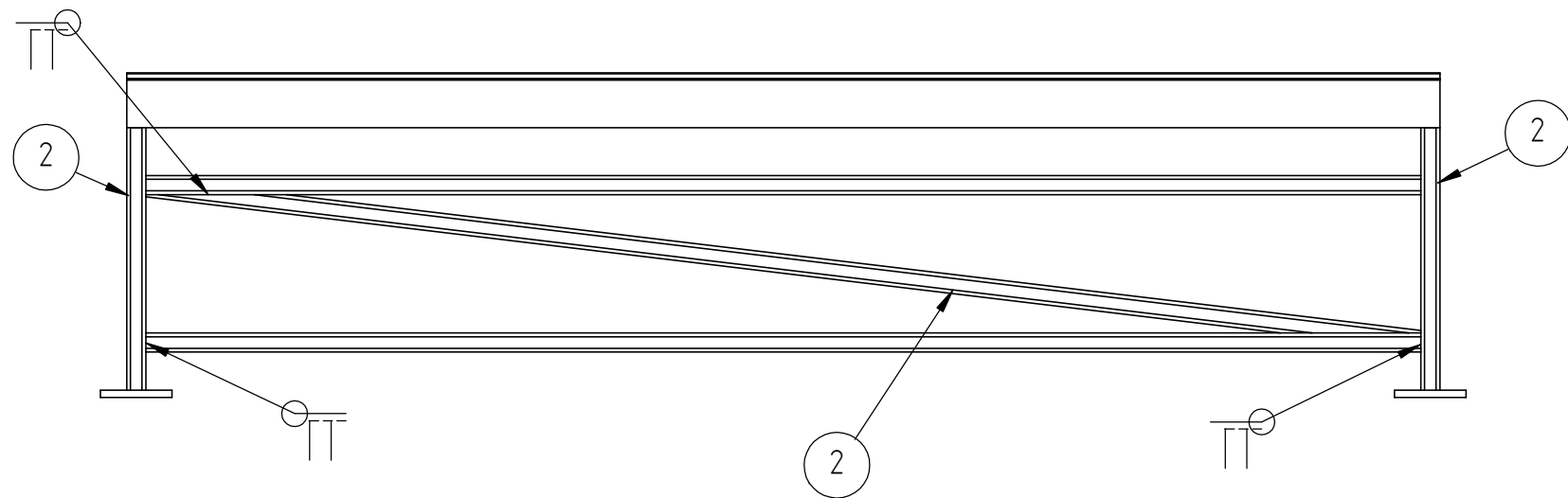


1	BASE PORTADADO	CHAPA SAE 1010 1/2"	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BASE PORTADADO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.2.2.3	
DIBUJO	09/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	09/12/23	BERGAGNA G.		



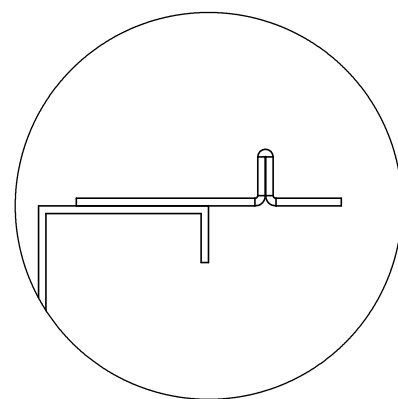
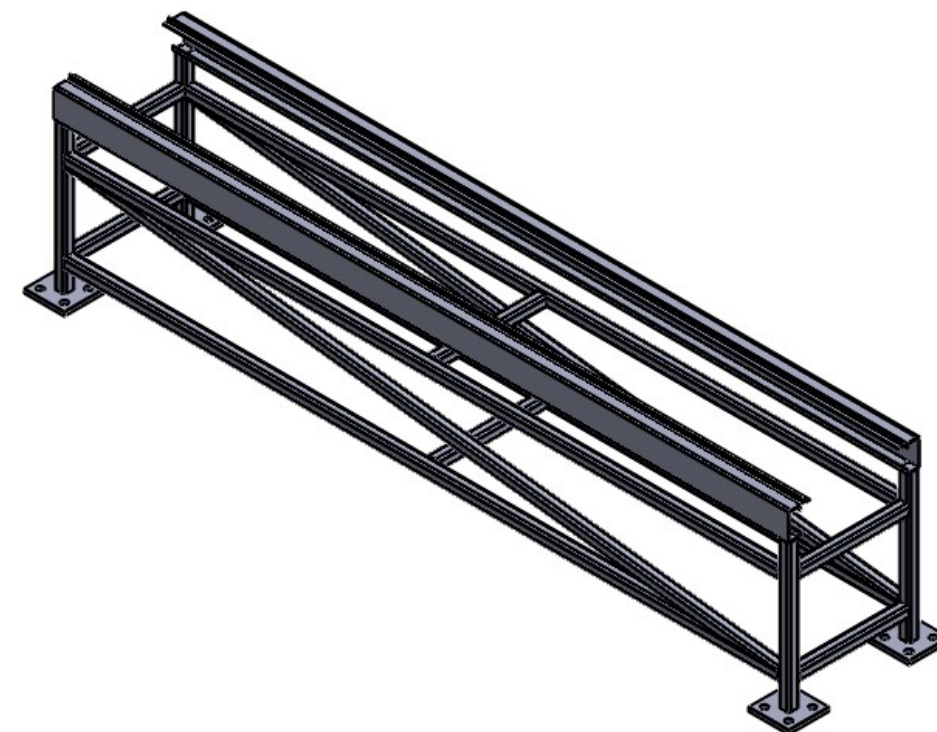
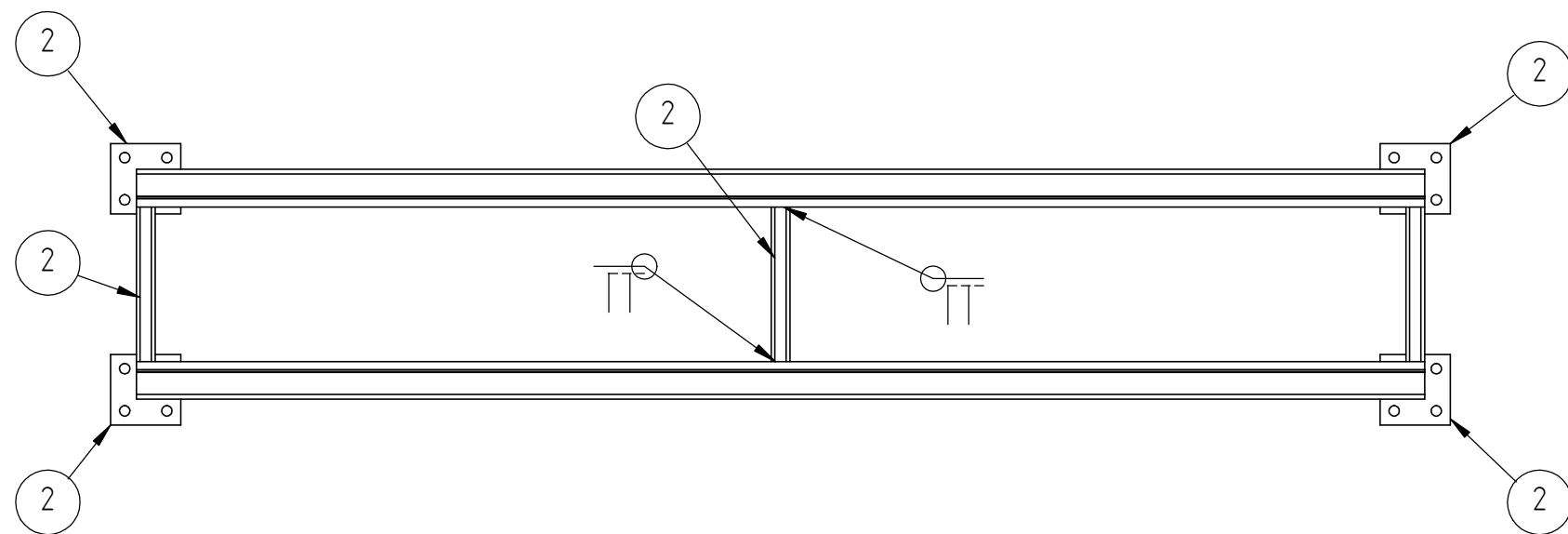
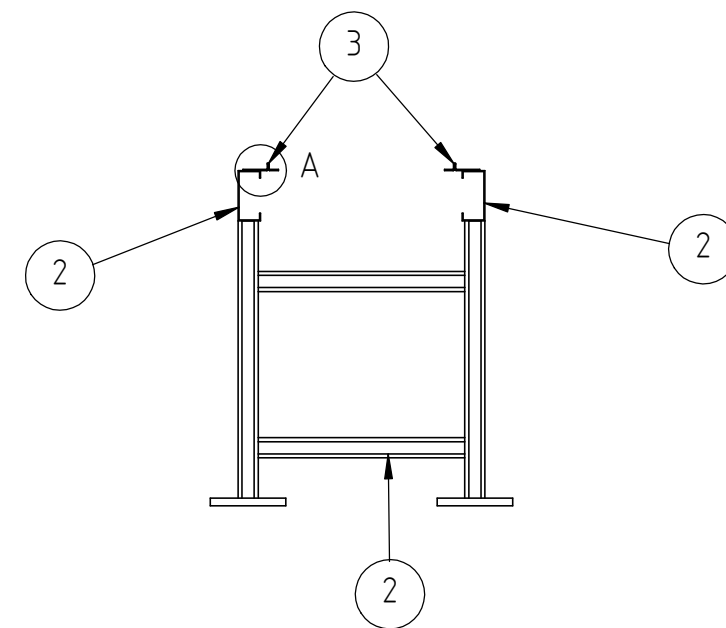
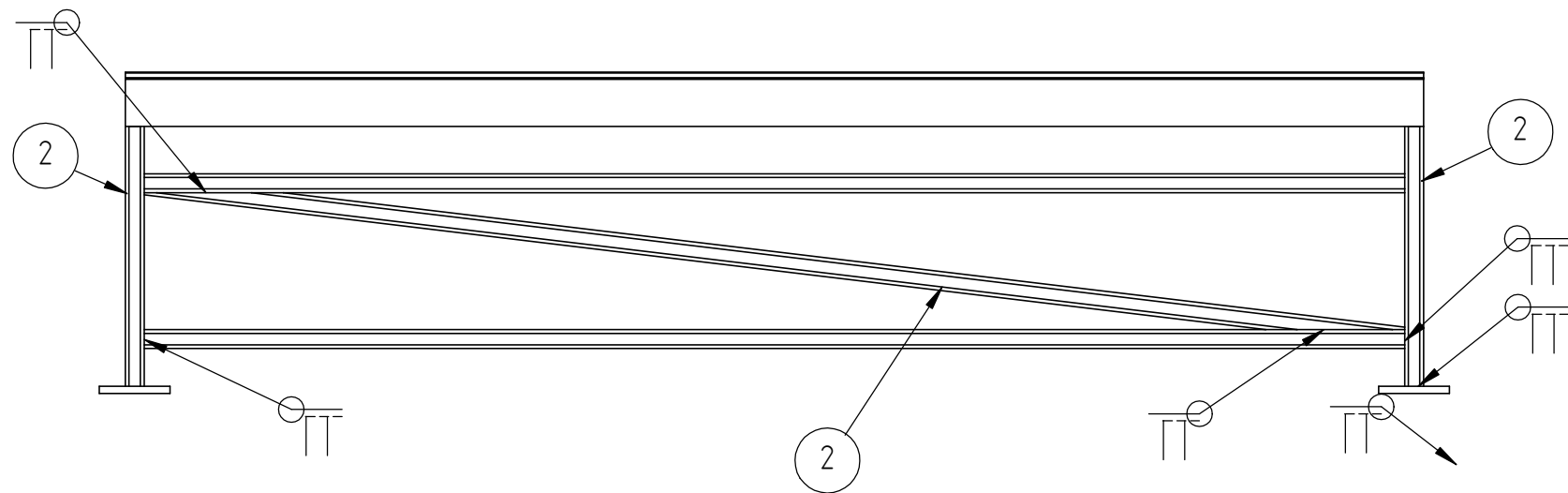
ESCALA 1:4

3	CARTELA	VER PLANO 1.1.2.3	2	-
2	APOYO ESTRUCTURA	VER PLANO 1.1.2.2	1	-
1	BASE RODAMIENTOS	VER PLANO 1.1.2.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MENSULA IZQUIERDA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5	
DIBUJO	23/11/23	BERGAGNA G.		
DIBUJO	23/11/23	SZEW J.		
			N° 1.2.3	



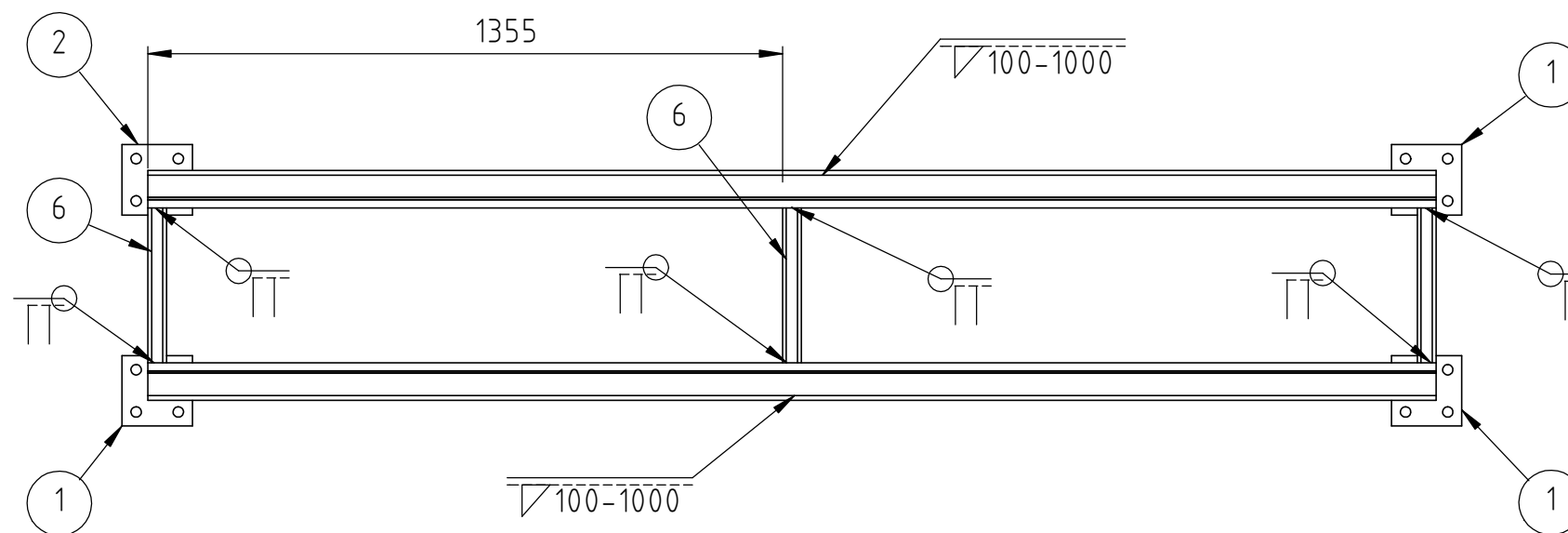
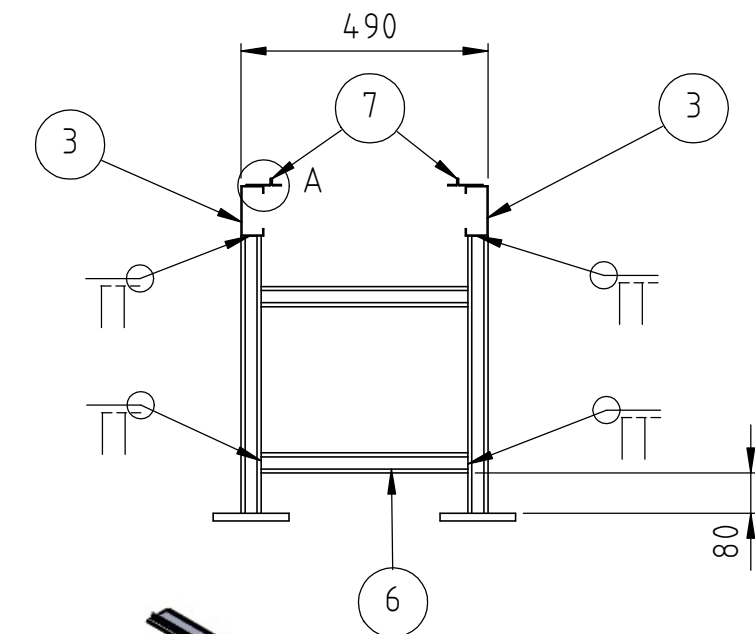
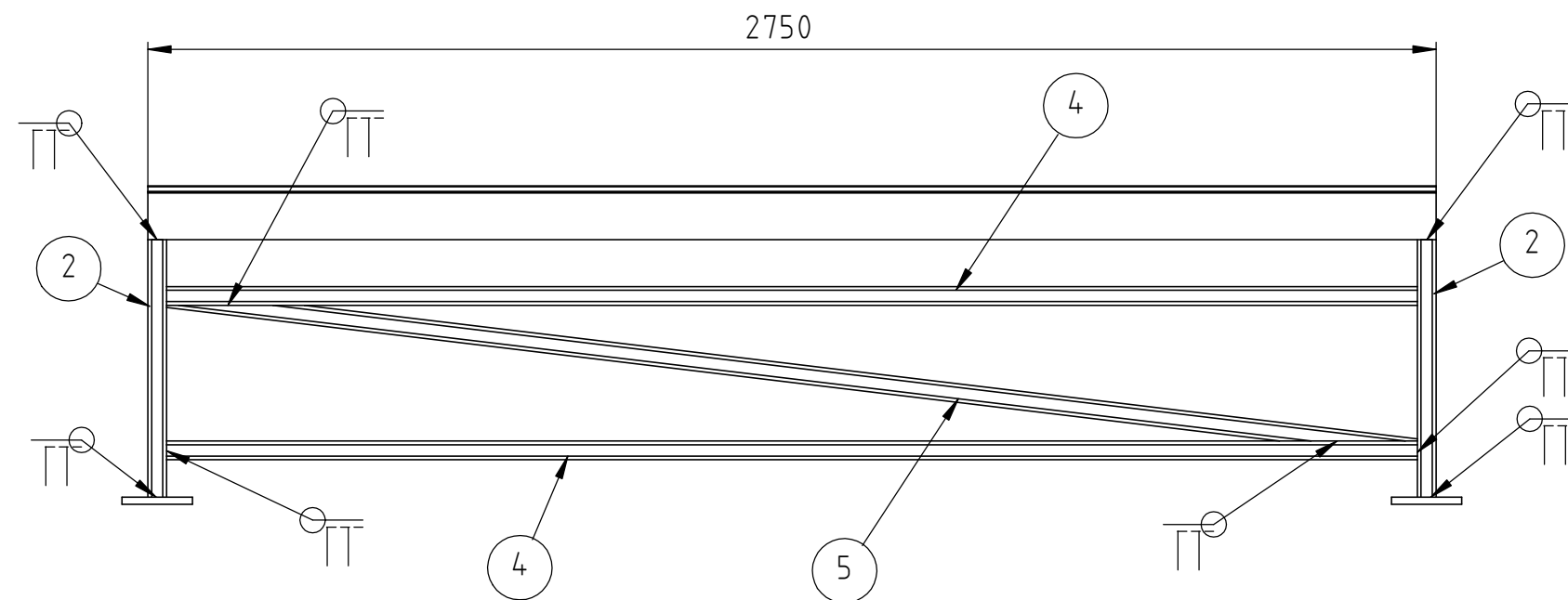
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

1						
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CAJA REDUCTORA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5		N° 04	
DIBUJO	13/09/21	SZEW C J.				
APROBO						

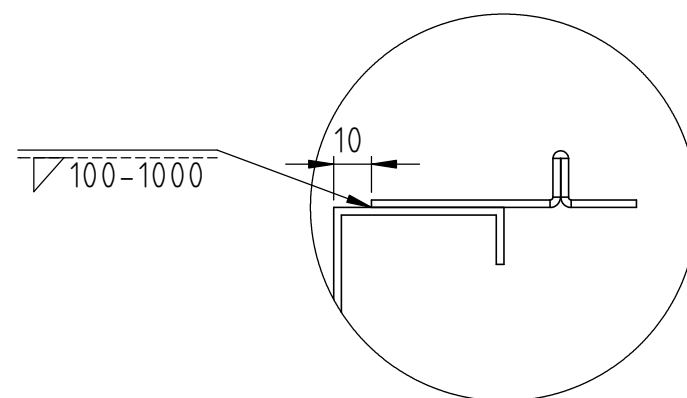


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

1					
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT. PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CAJA REDUCTORA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5		N° 04
DIBUJO	13/09/21	SZEW C J.			
APROBO					



ESCALA 1:20

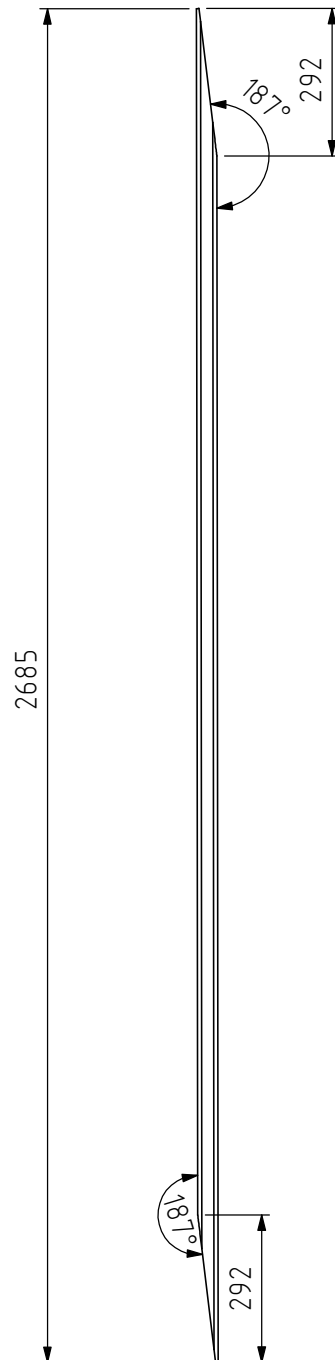


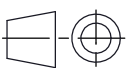
DETALLE A
ESCALA 1:2

7	PESTAÑA GUIA BANCADAS TRASERAS	CHAPA 1 mm VER PLANO 1.3.0.3	2	-
6	TRAVESAÑO	ESTRUCTURAL 40X40 410mm	6	-
5	DIAGONAL	VER PLANO 1.3.0.2	2	-
4	LARGUERO	ESTRUCTURAL 40X40 2670mm	4	-
3	PERFIL GUIA	PERFIL C 100X45X2 2750mm	2	-
2	COLUMNA METALICA	ESTRUCTURAL 40X40 550mm	4	-
1	CHAPA BASE DE PIE	CHAPA 1/2" VER PLANO 1.3.0.1	4	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BANCADA TRASERA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	20/11/23	SZEW C J.	1:15	
DIBUJO	20/11/23	BERGAGNA G		



N° 1.3

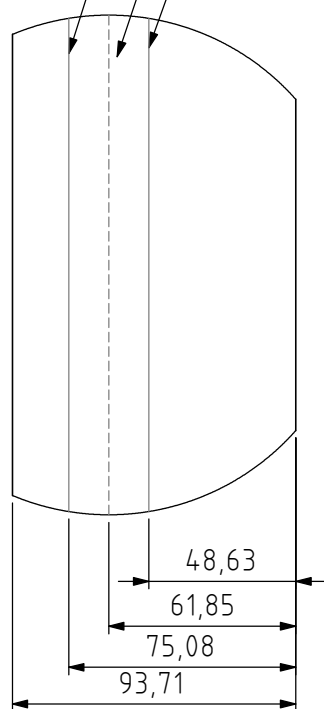


1	DIAGONAL BANCADAS			ESTRUCTURAL 40X40 3m	6	-
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				DIAGONAL BANCADAS		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:15		N° 1.3.0.2	
DIBUJO	20/11/23	SZEW C. J.				
DIBUJO	20/11/23	BERGAGNA G.				

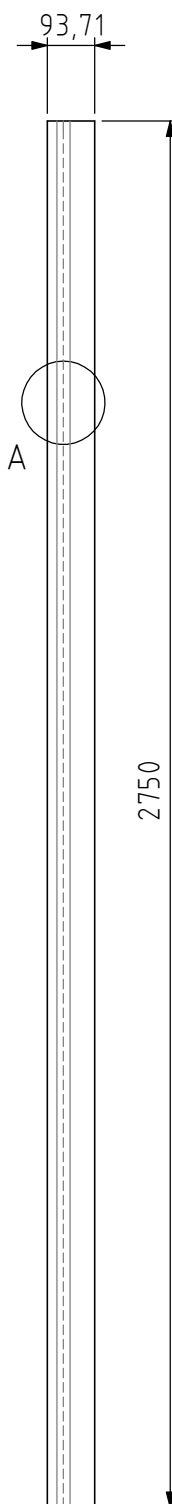
HACIA ARRIBA 90° R0.74

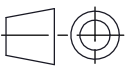
HACIA ABAJO 180° R0.05

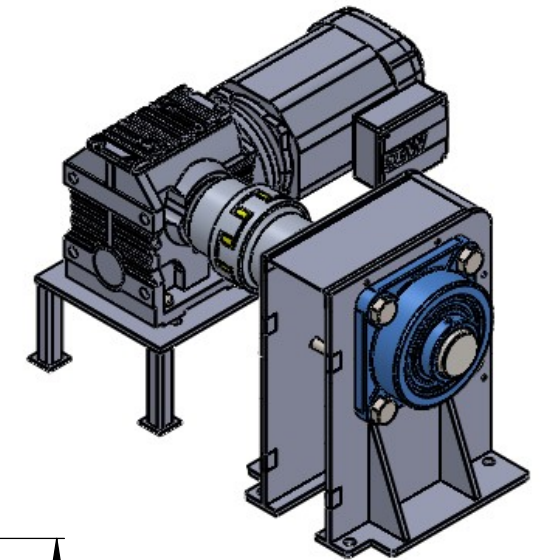
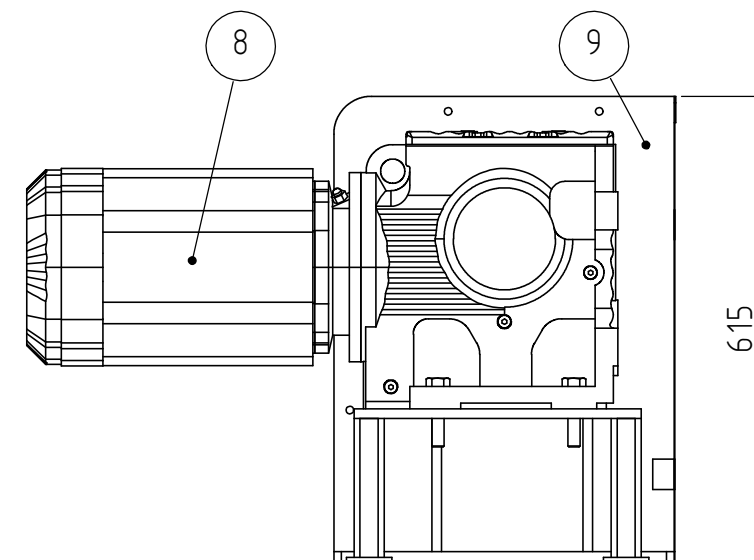
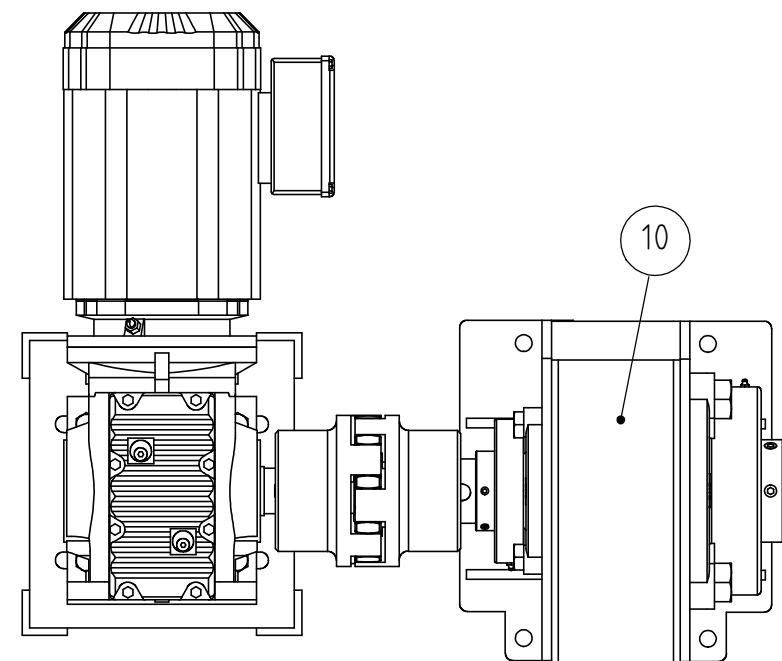
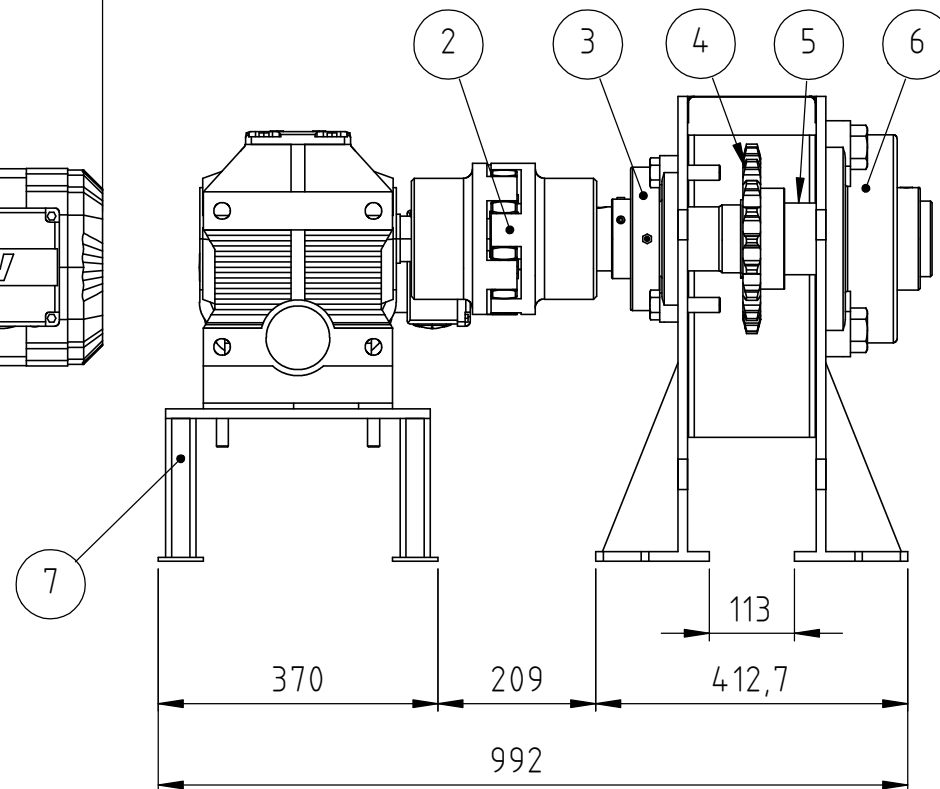
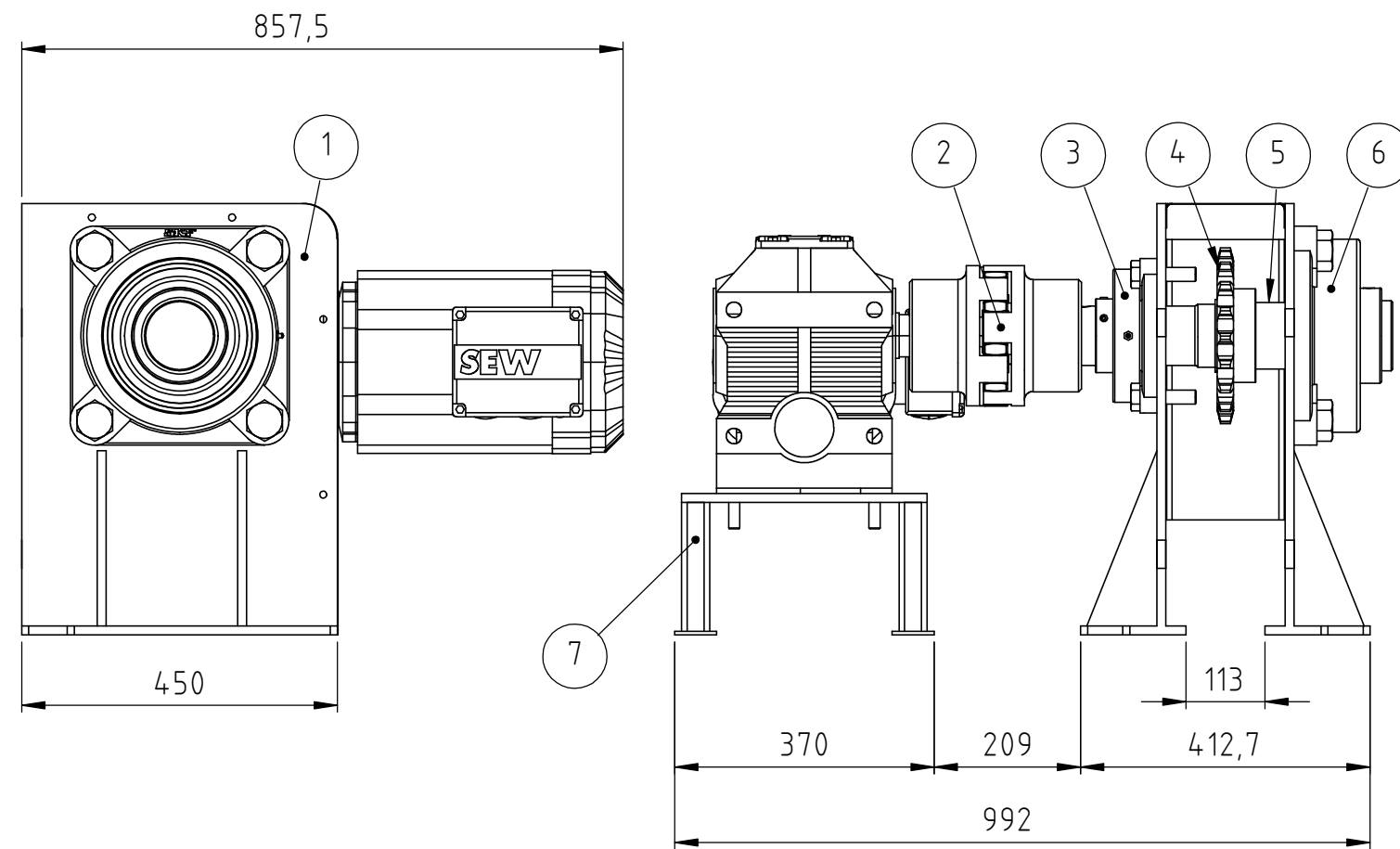
HACIA ARRIBA 90° R0.74



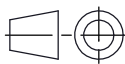
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

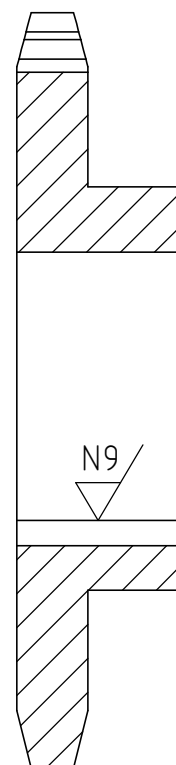
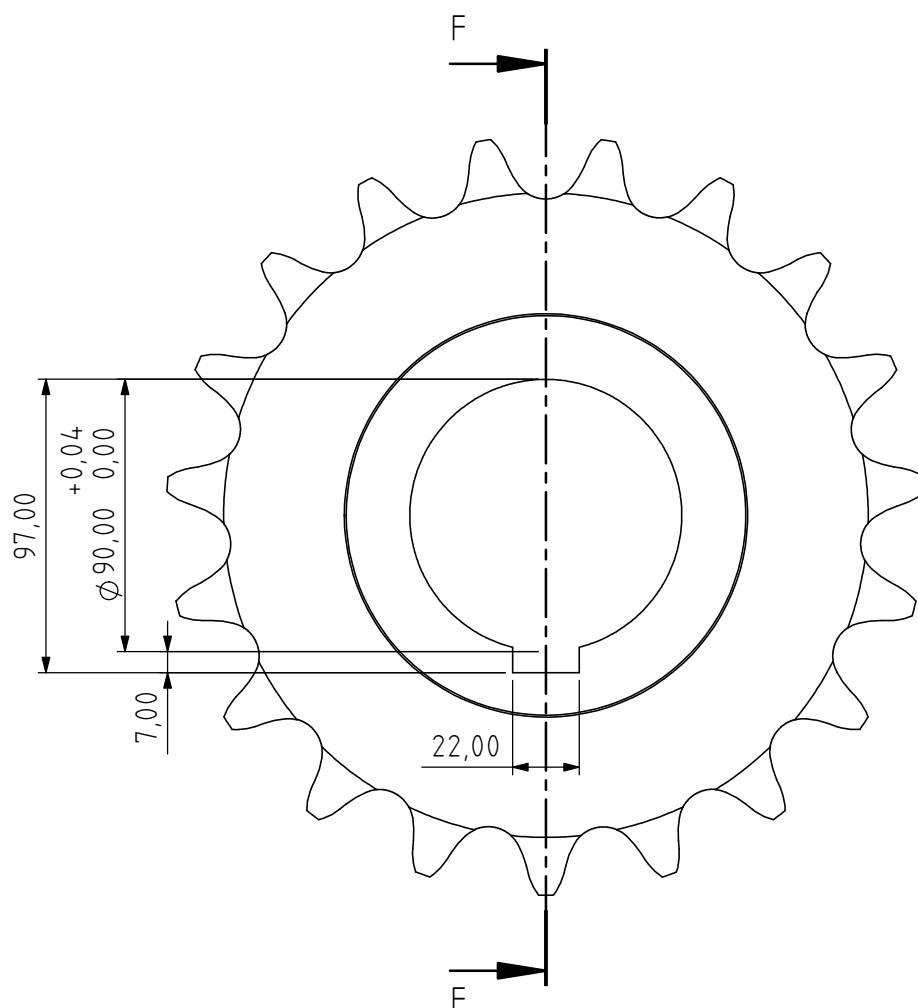


1	PESTAÑA GUÍA BANCADAS TRASERAS	CHAPA 1mm	6	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PESTAÑA GUÍA BANCADAS TRASERAS		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.3.0.3	
DIBUJO	20/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	20/11/23	BERGAGNA G.		

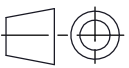


ESCALA 1:15

10	CUBRECADENA	VER PLANO 1.4.0.3	1	-
9	MENSULA IZQUIERDA	VER PLANO 1.4.2	1	-
8	MOTOREDUCTOR KL2-10-42-H1a	COMERCIAL	1	-
7	BASE MOTOREDUCTOR	VER PLANO 1.4.3	1	-
6	UNIDAD DE RODAMIENTOS UCF 320	COMERCIAL	1	-
5	EJE MOTRIZ	VER PLANO 1.4.0.2	1	-
4	CORONA ASA 120	VER PLANO 1.4.0.1	1	-
3	UNIDAD DE RODAMIENTOS UCF 217	COMERCIAL	1	-
2	ACOPLAMIENTO ROTEX 92 Sh A	COMERCIAL	1	-
1	MENSULA DERECHA	VER PLANO 1.4.3	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO EJE MOTRIZ		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.4	
DIBUJO	26/11/23	SZEWIC J.		
DIBUJO	26/11/23	BERGAGNA G.		
			ESCALAS	
			1:10	



SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 2.5

1	CORONA ASA 120		1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CORONA EJE MOTRIZ		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.4.0.1	
DIBUJO	23/11/23	SZEW J.		
DIBUJO	23/11/23	BERGAGNA G.		



A diagram showing a quarter-circle fillet with a radius of R5.00. The fillet is positioned between two perpendicular lines, forming a smooth transition. The radius is indicated by a dimension line and the text 'R5.00'.

Technical drawing of a semi-circular part. The drawing shows a semi-circle with a radius dimensioned as $R0,47$. A vertical dimension of $1,75$ is indicated on the left side. A horizontal dimension of $3,15$ is indicated at the bottom. The drawing includes a center line and a section line.

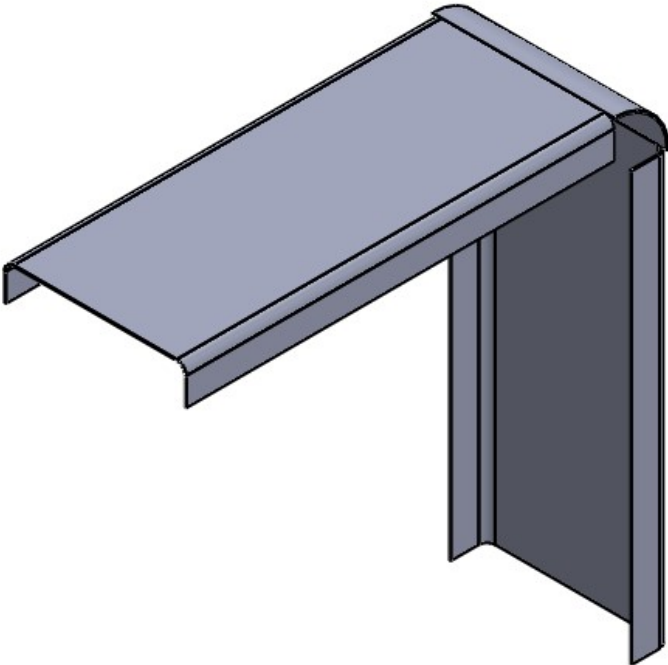
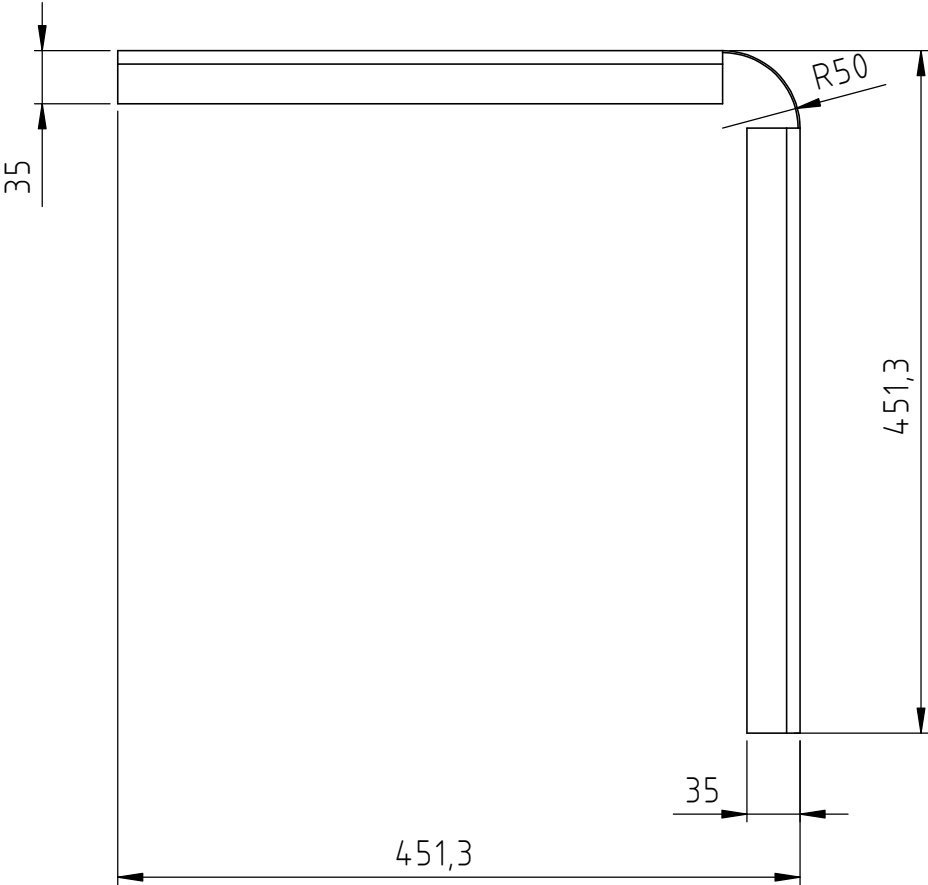
A diagram showing a quarter-circle sector with a radius labeled $R_{1,00}$. A vertical line segment is drawn from the center of the sector to the midpoint of the arc.

Technical drawing of a circular part with a vertical slot. The total width is 78,00 and the slot width is 7,00. The slot is 10,00 deep. The part has a diameter of 40,00.

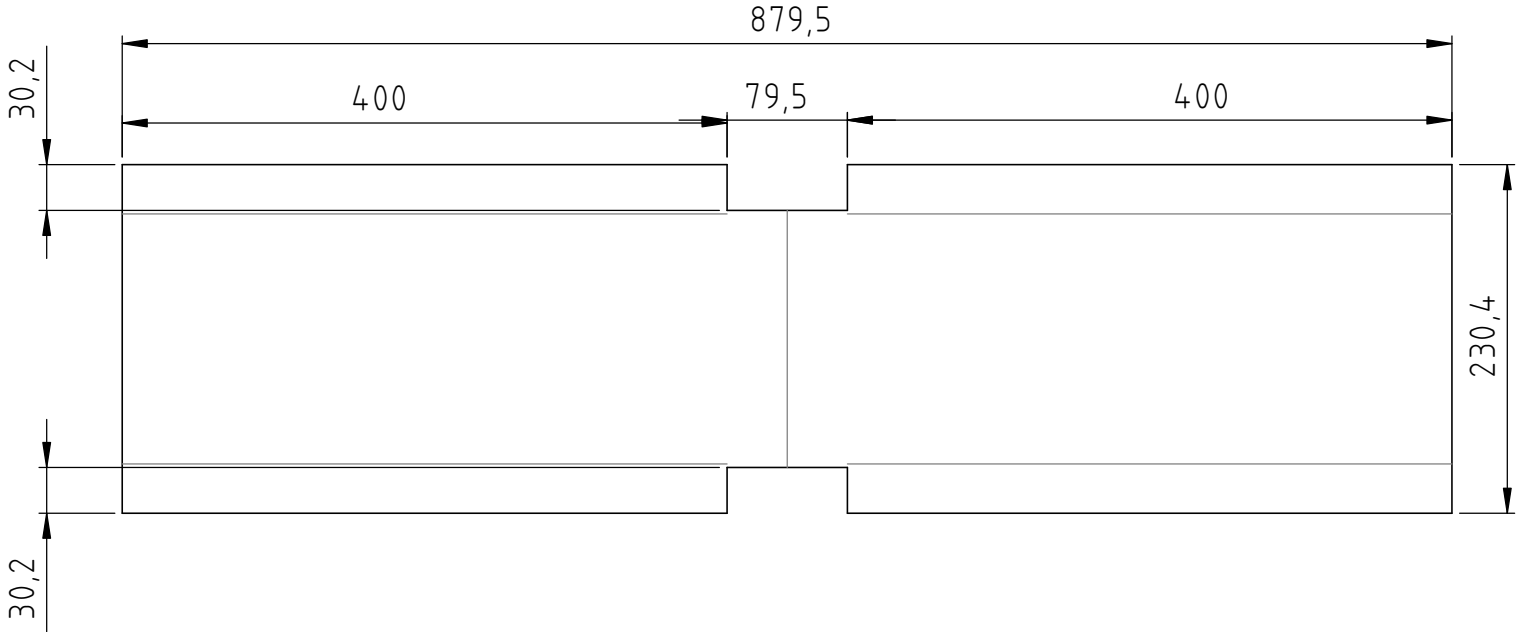
Technical drawing of a circular part with a vertical slot. The total width is 83,00 and the slot width is 7,00.

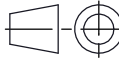
1	EJE MOTRIZ	REDONDO SAE 1020 108mm	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE MOTRIZ		
	FECHA	NOMBRE		N° 1.4.0.2
DIBUJO	26/11/23	SZEW C J.		
DIBUJO	26/11/23	BERGAGNA G.		
			ESCALAS	
			1:2	

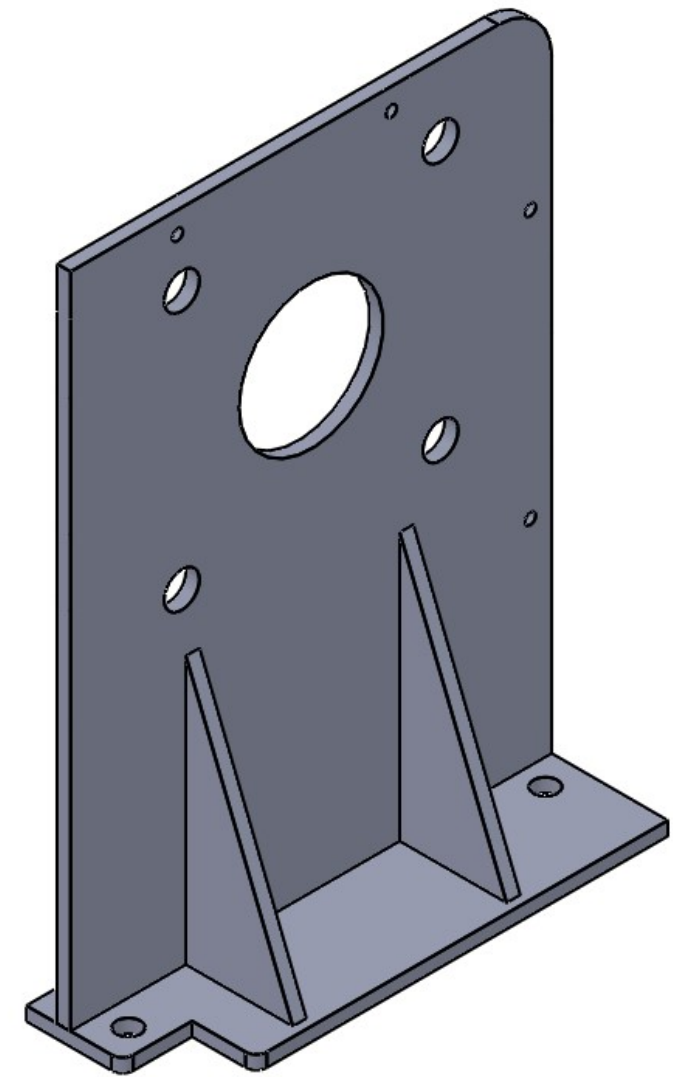
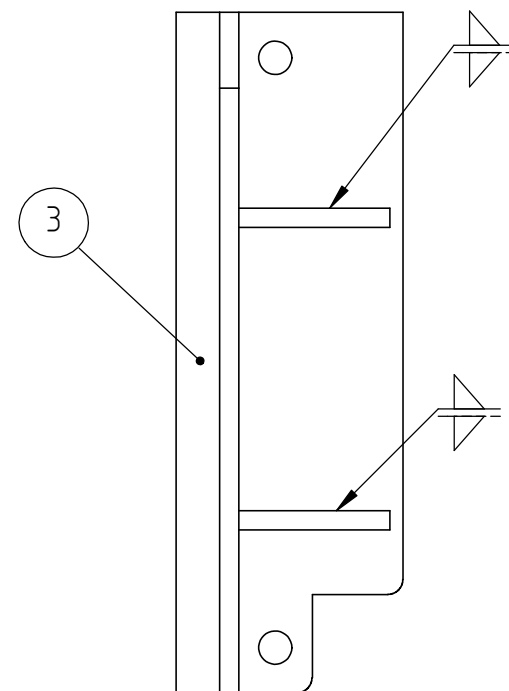
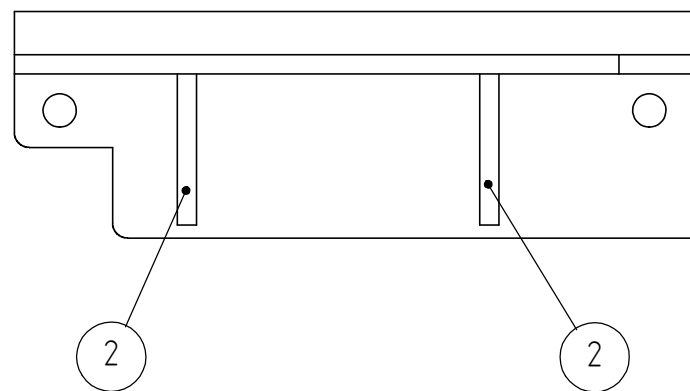
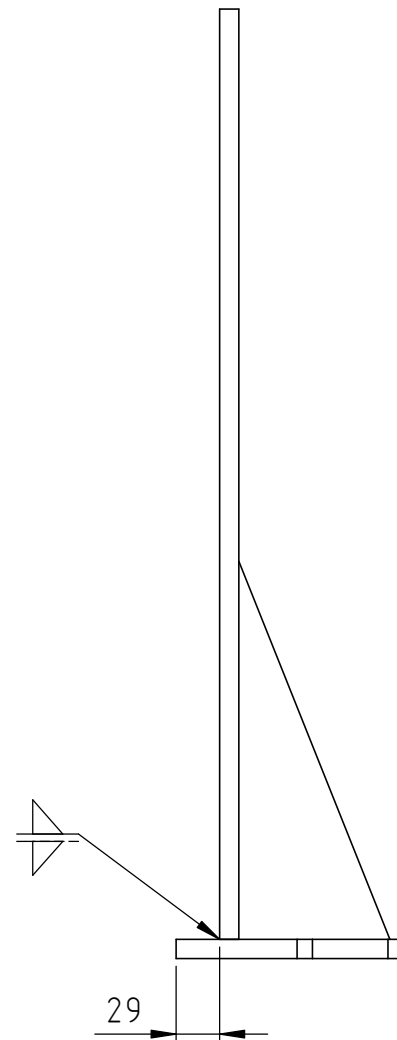
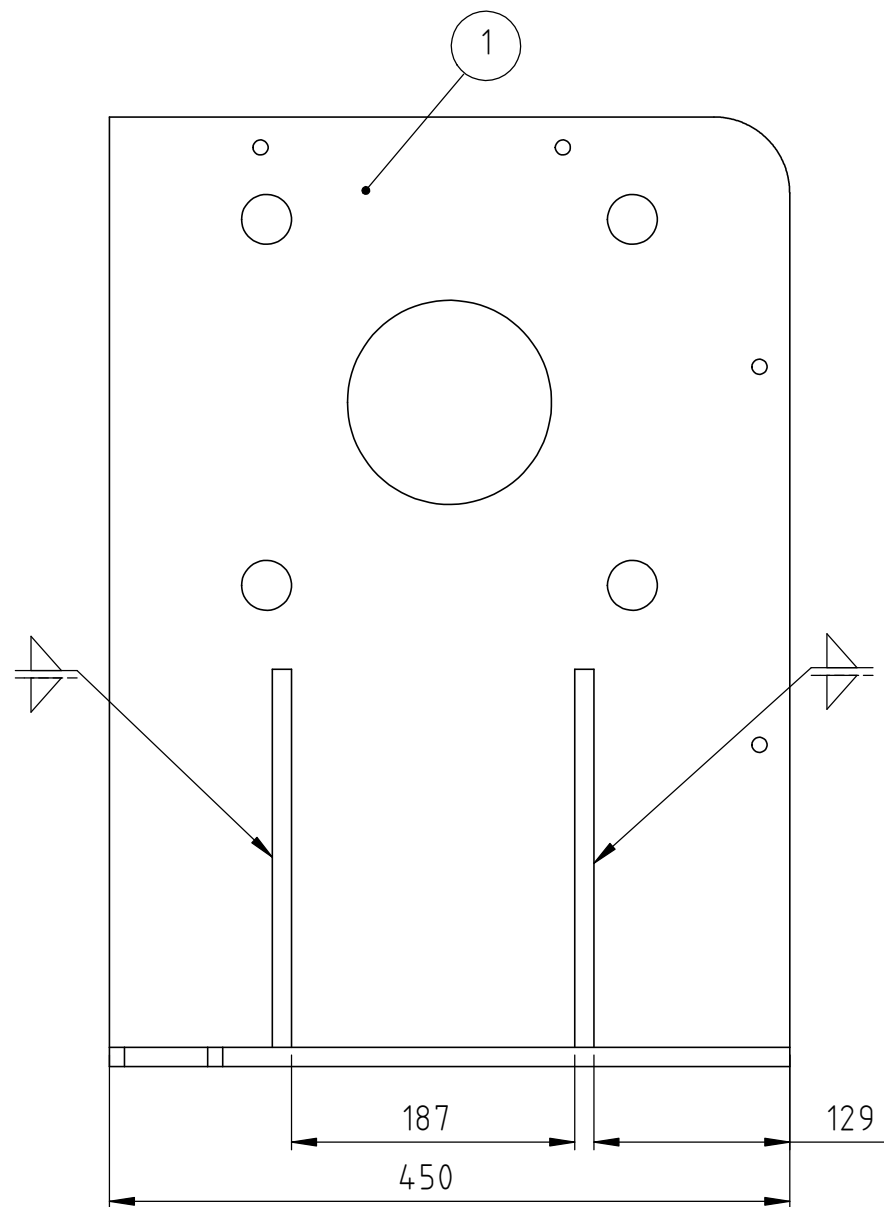
DIMENSIONES DE PLEGADO



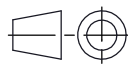
DESARROLLO CHAPA CUBRE CADENA

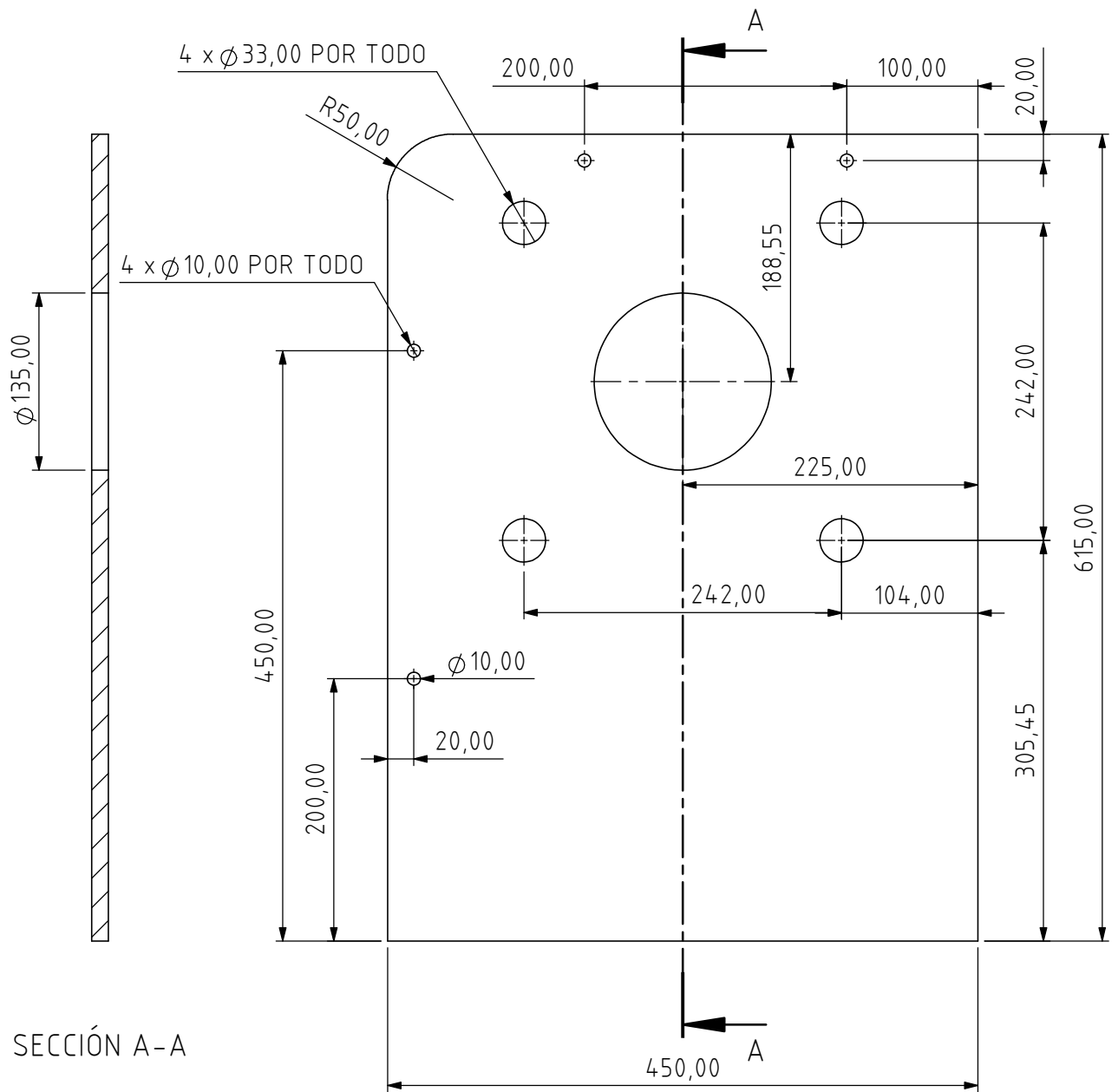


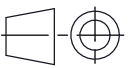
1	CUBRE CADENA			CHAPA GALVANIZADA C18	1	-
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CUBRE CADENA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5		N° 1.4.0.3	
DIBUJO	09/12/23	SZEW C J.				
DIBUJO	09/12/23	BERGAGNA G.				

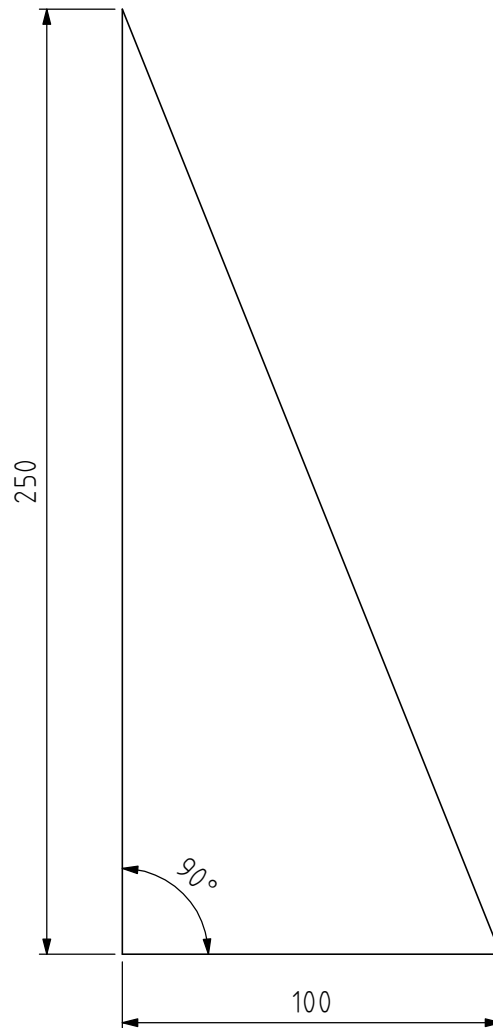


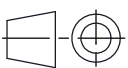
ESCALA 1:5

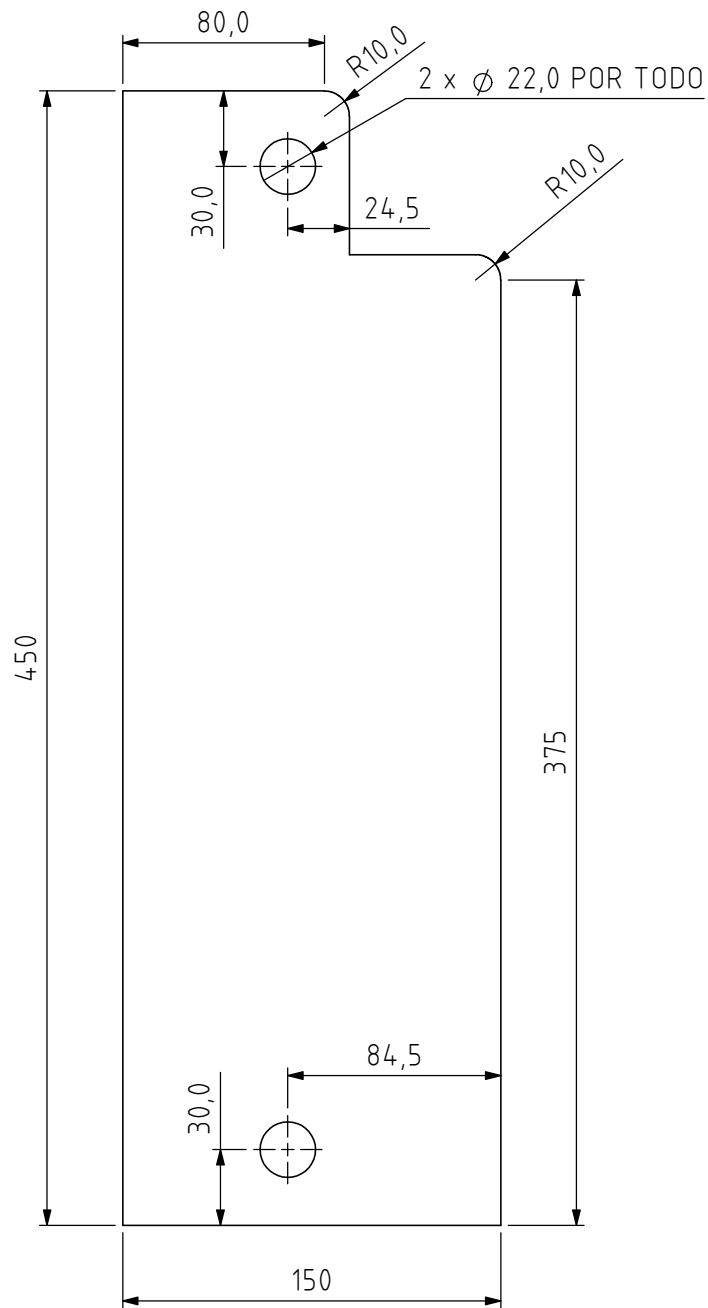
3	BASE	VER PLANO 1.4.1.3 / 1.4.2.3	1	-
2	CARTELA	VER PLANO 1.4.1.2 / 1.4.2.2	2	-
1	LATERAL DERECHO	VER PLANO 1.4.1.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SUBCONJUNTO MENSULA DERECHA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	 N° 1.4.1
DIBUJO	25/11/23	SZEW C J.		
DIBUJO	25/11/23	BERGAGNA G		

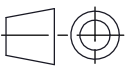


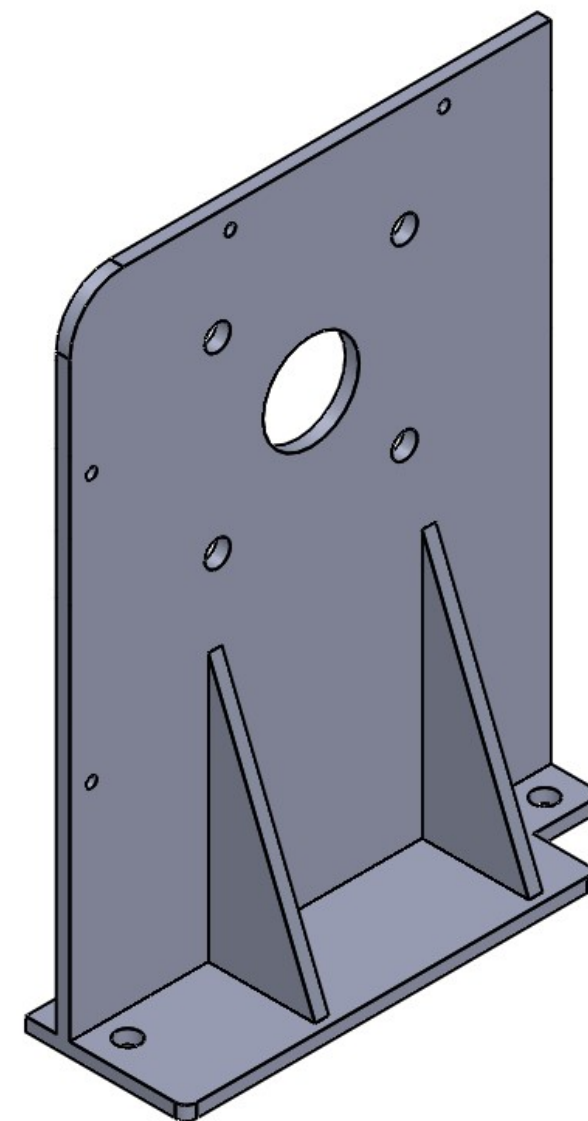
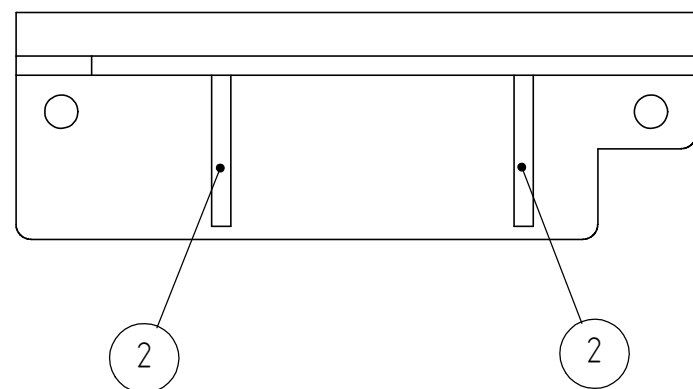
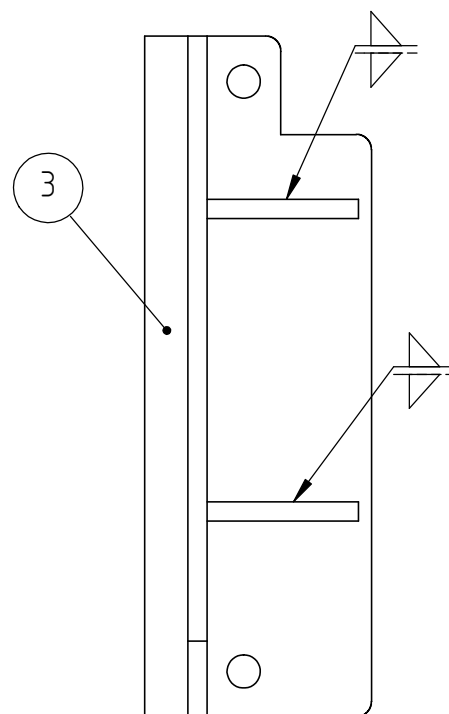
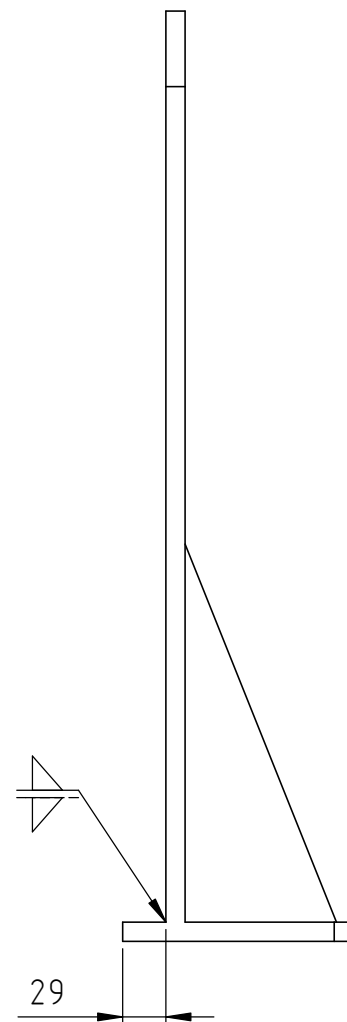
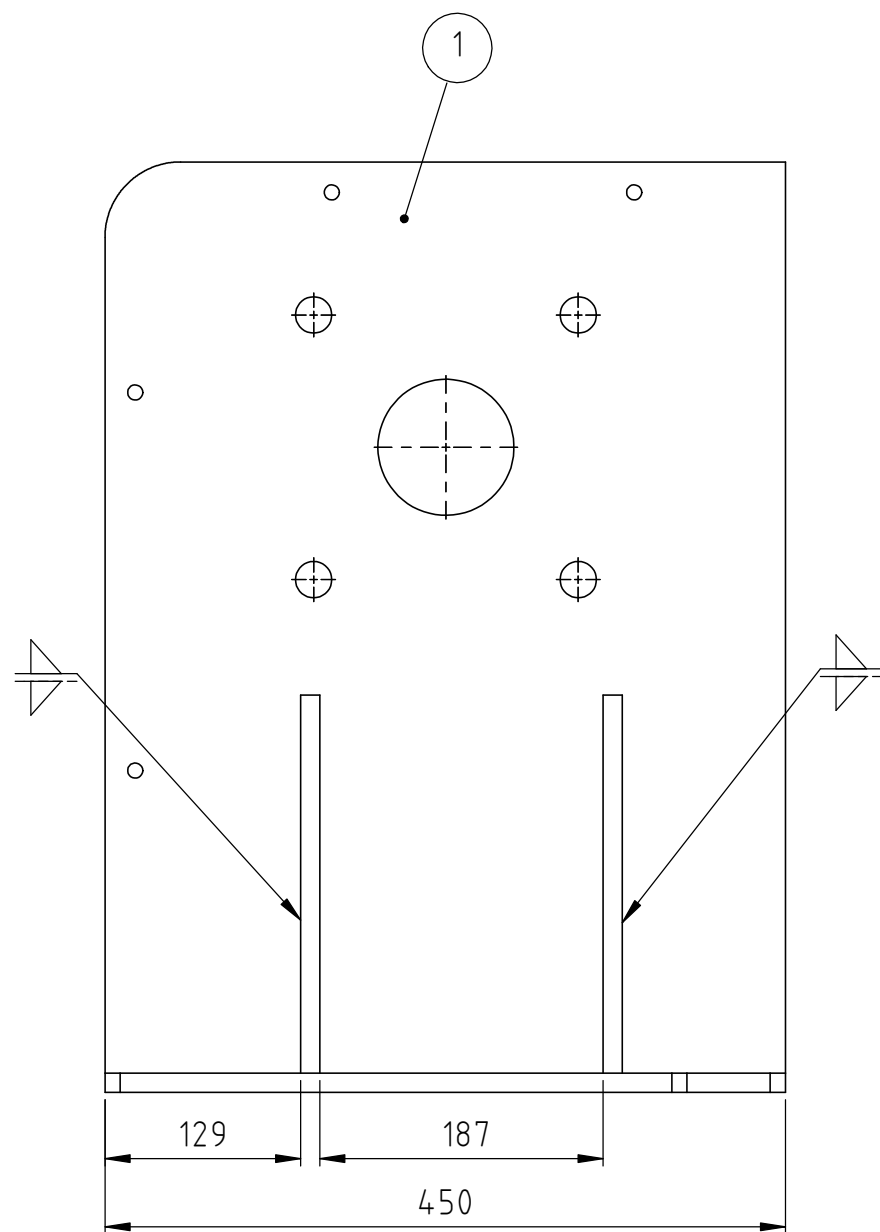
1	LATERAL	CHAPA SAE .. 1/2"	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		LATERAL		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.4.1.1	
DIBUJO	25/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	25/11/23	BERGAGNA G.		
ESCALAS 1:5				



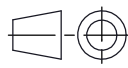
1	CARTELA			CHAPA SAE 1010 1/2"	4	-
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CARTELA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		N° 1.4.1.2/1.4.2.2	
DIBUJO	25/11/2023	SZEW C. J.				
DIBUJO	25/11/2023	BERGAGNA G.				

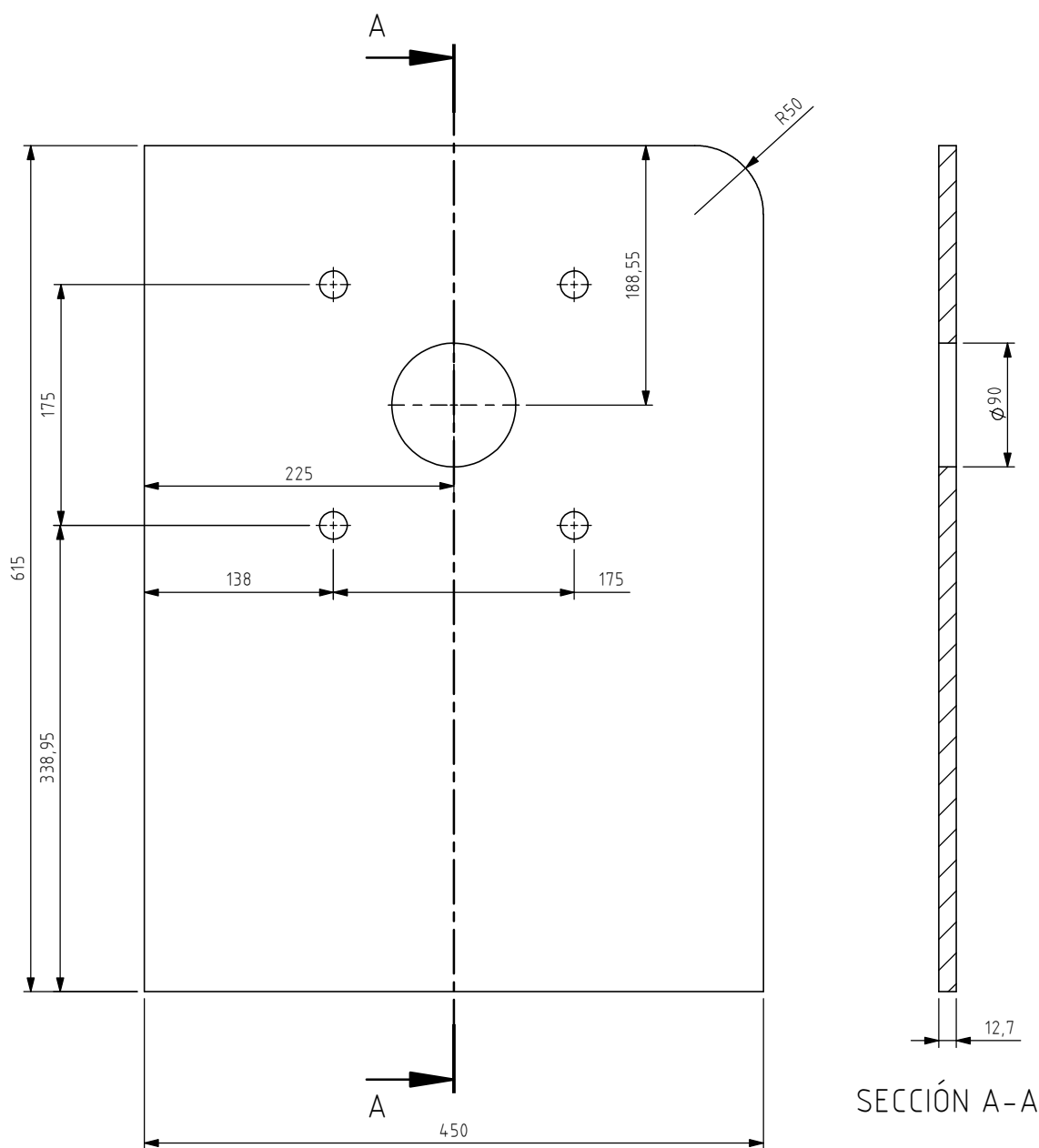


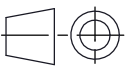
1	BASE	CHAPA SAE 1010 1/2"	2	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BASE		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.4.1.3/1.4.2.3	
DIBUJO	28/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	28/11/23	BERGAGNA G.		

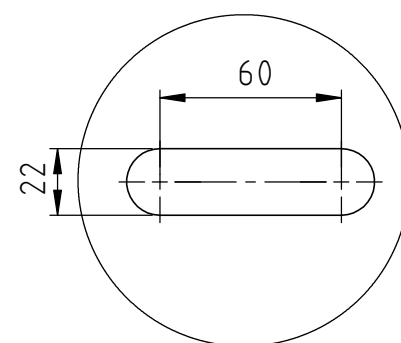
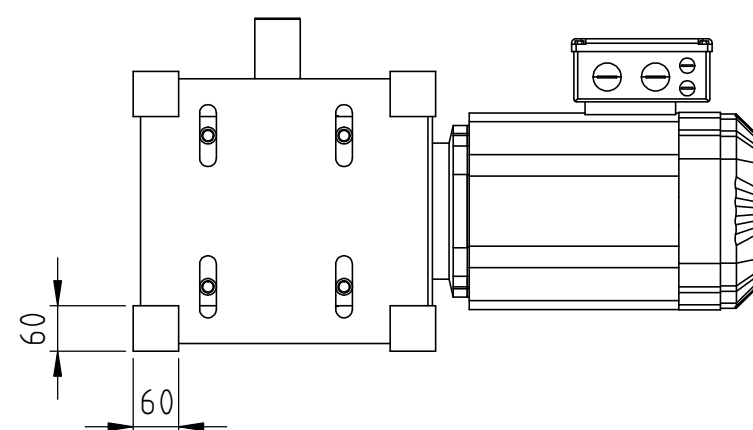
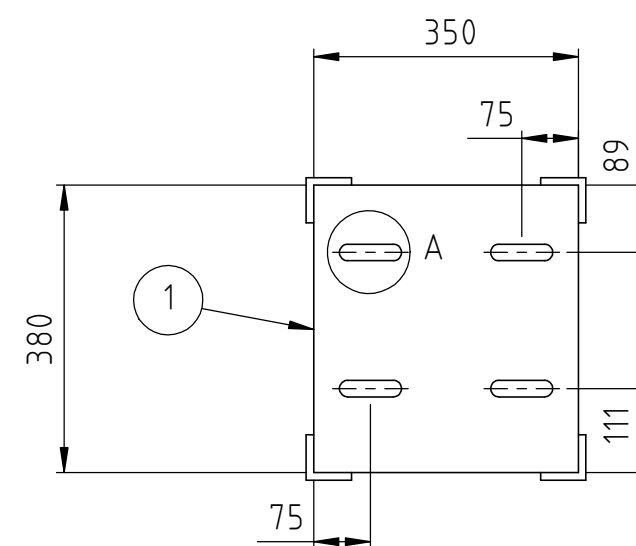
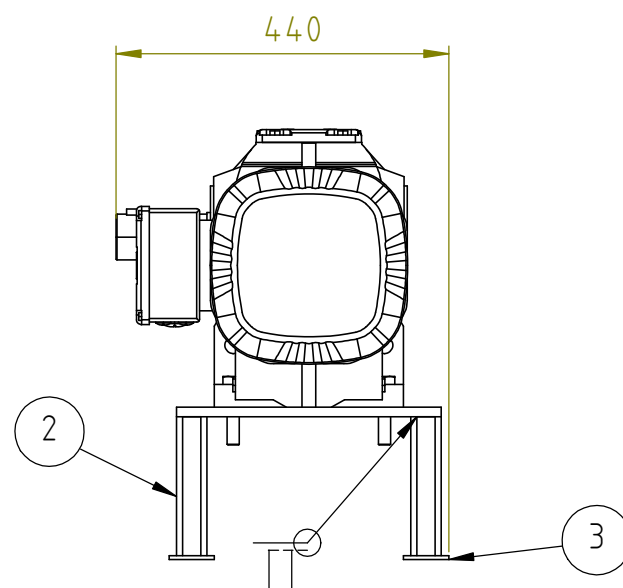
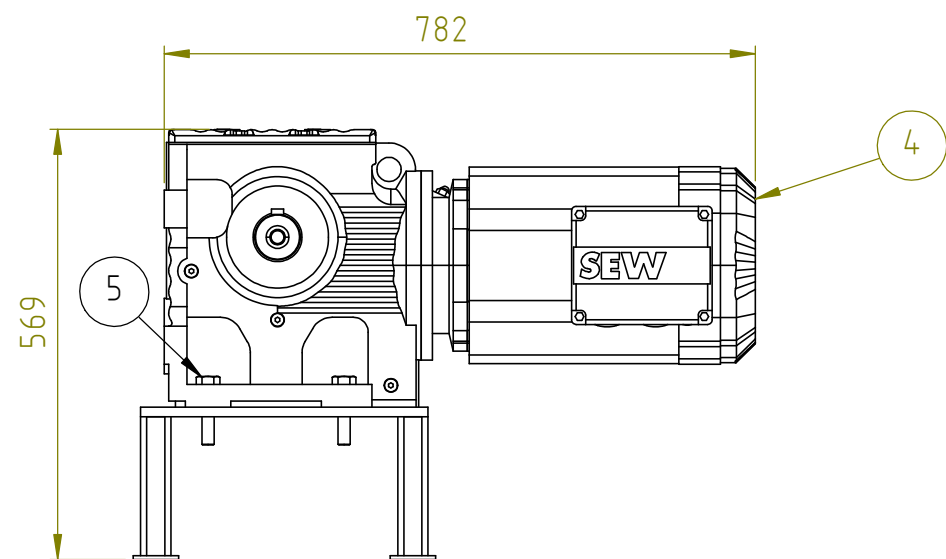


ESCALA 1:5

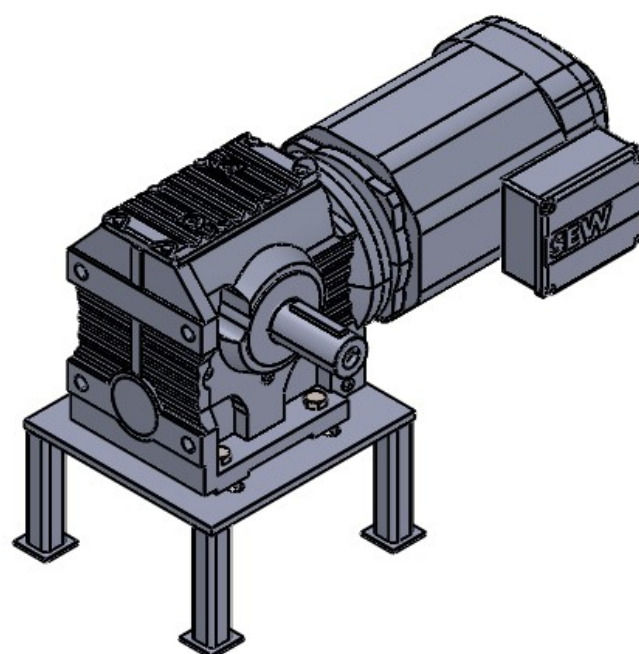
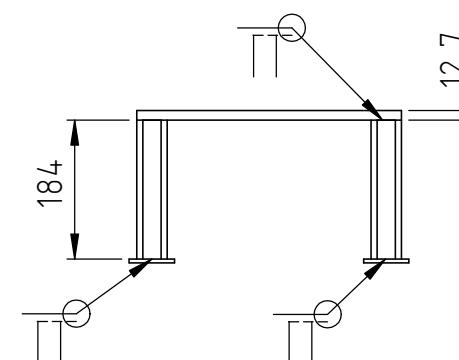
3	BASE	1.4.1.3 / 1.4.2.3	1	-
2	CARTELA	1.4.1.2 / 1.4.2.2	2	-
1	LATERAL	1.4.2.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SUBCONJUNTO MENSULA IZQUIERDA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	 N° 1.4.2
DIBUJO	25/11/23	SZEW C J.		
DIBUJO	25/11/23	BERGAGNA G.		

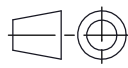


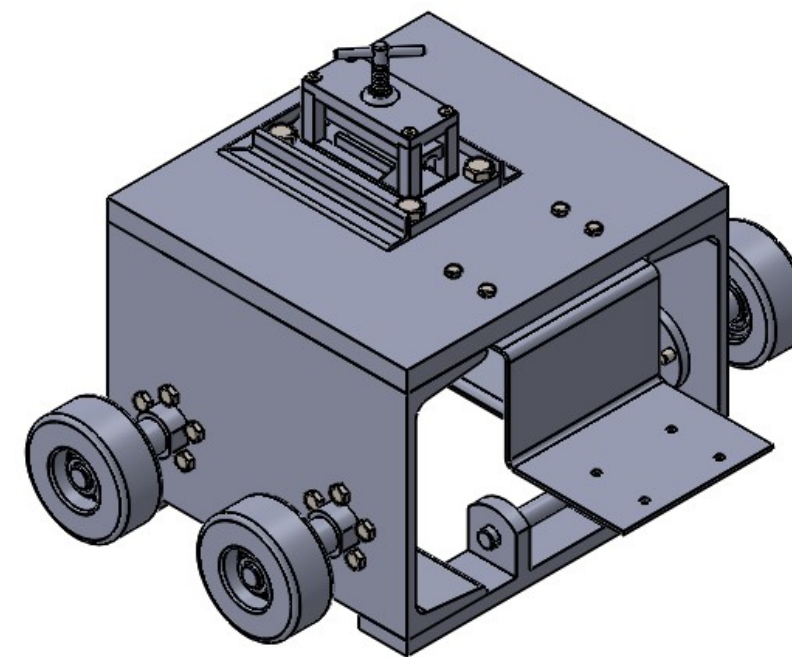
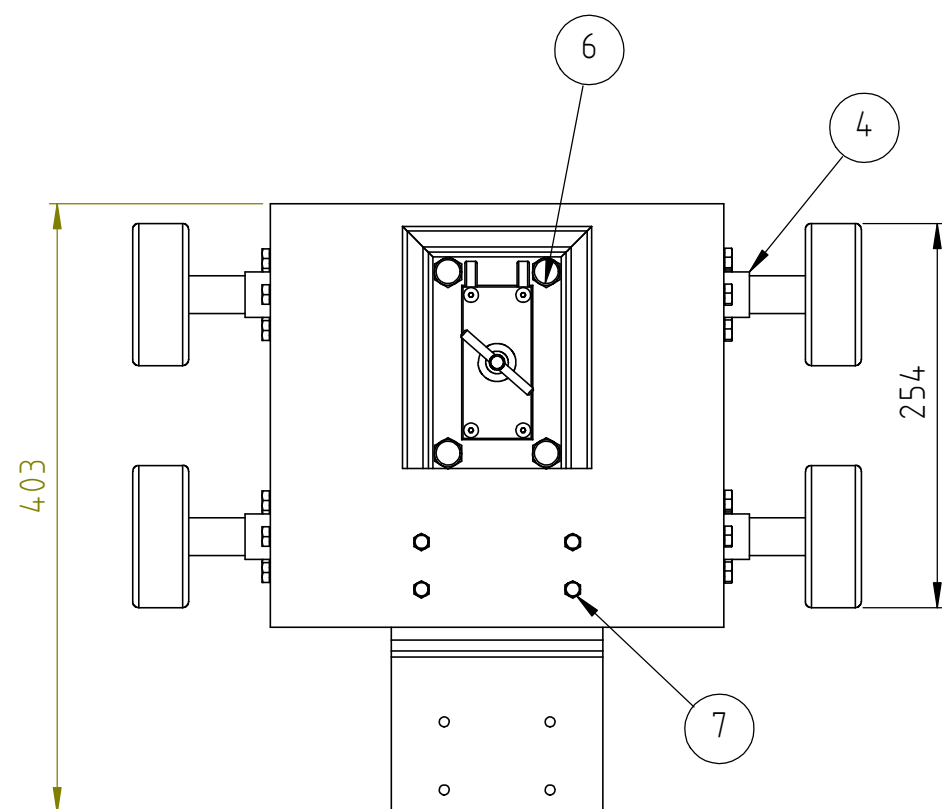
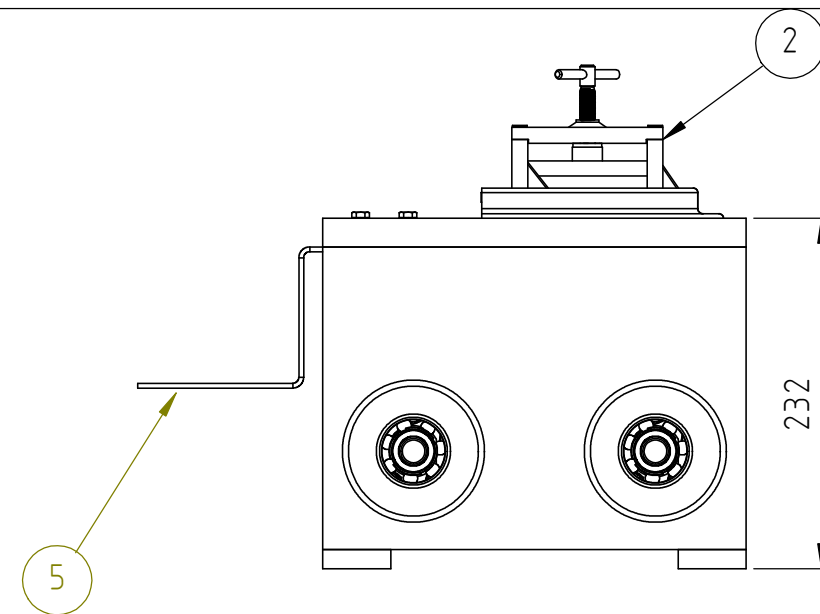
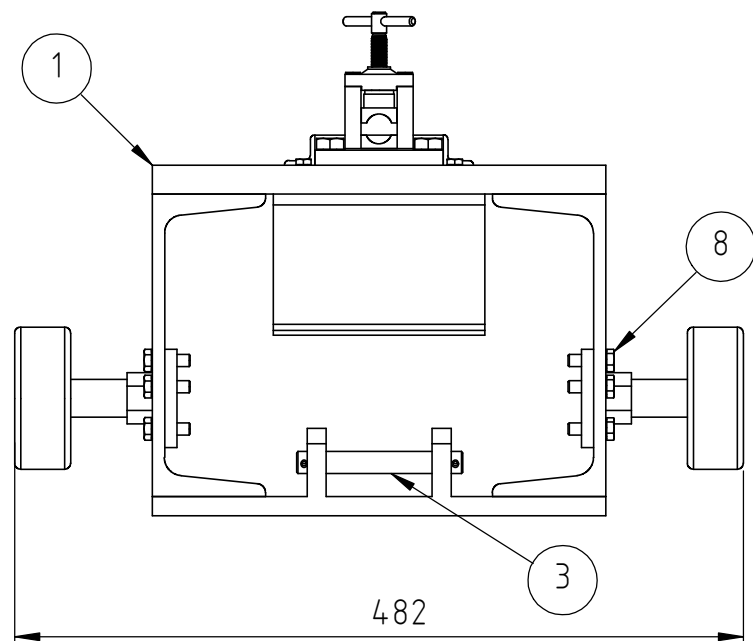
1	PLACA IZQUIERDA	CHAPA SAE 1/2"	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PLACA IZQUIERDA		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.4.2.1	
DIBUJO	25/11/23	SZEW J.		
DIBUJO	25/11/23	BERGAGNA G.		



DETALLE A
ESCALA 1: 2.5



5	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL M16x2 80	COMERCIAL	4	-
4	MOTOREDUCTOR 10HP 42RPM	COMERCIAL	1	-
3	PIE	CHAPA SAE 1010 1/4"	4	-
2	COLUMNA	ESTRUCTURAL 40X40X4184mm	4	-
1	CHAPA BASE	CHAPA SAE 1010 1/2"	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO MOTORREDUCTOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	
DIBUJO	4/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	4/12/23	BERGAGNA G.	 N° 1.5.3	

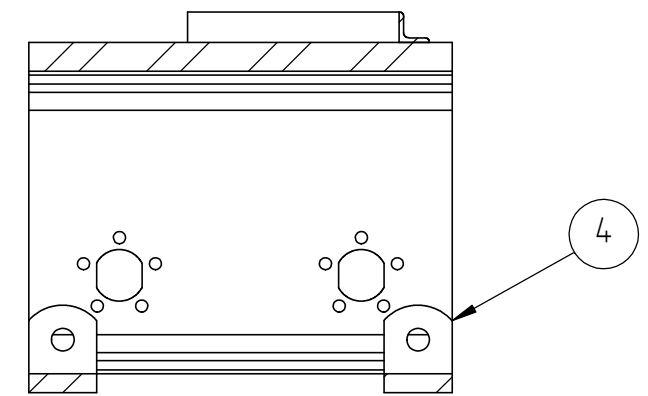
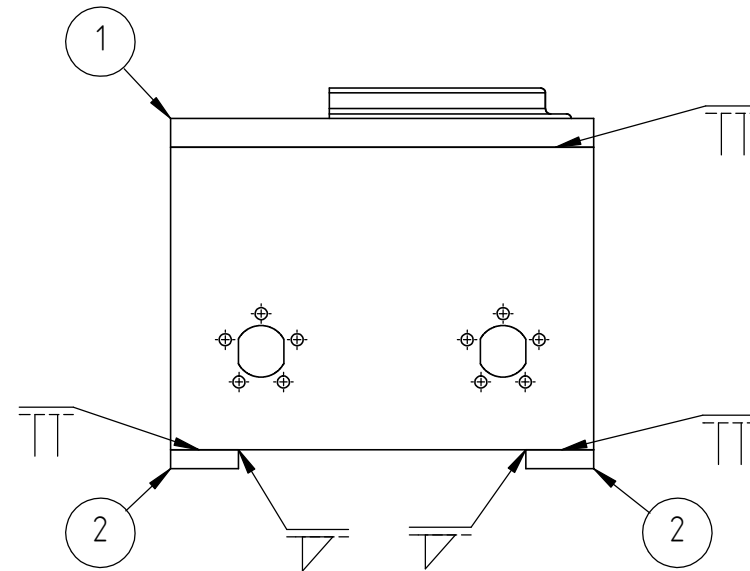
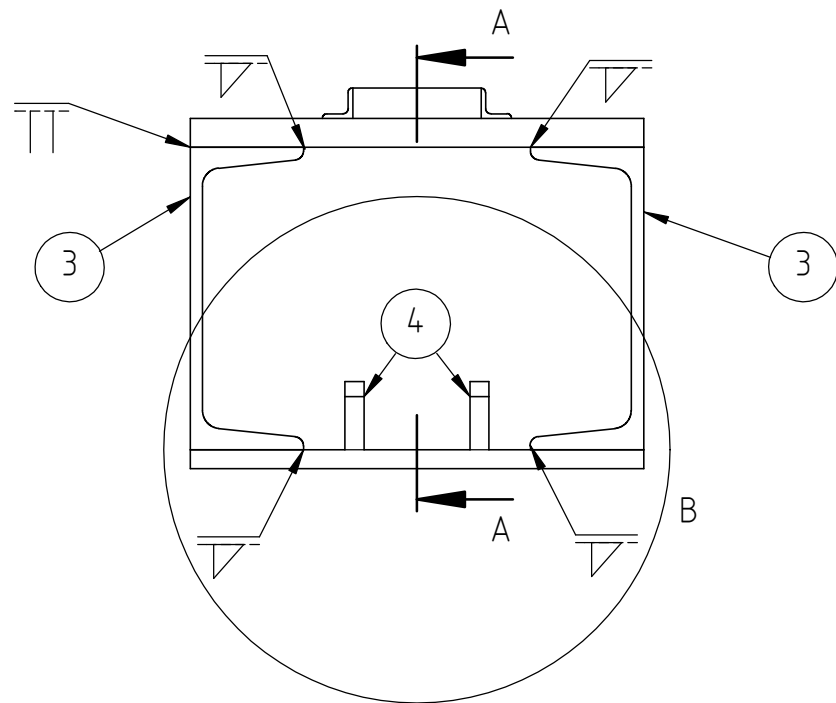


8	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M8x1,25x35	20	-
7	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M6x1,0x35	4	-
6	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL	M12x1,25x35	4	-
5	CHAPA PORTA BANDEJA	1.5.5.0	1	-
4	CONJUNTO SEMI EJE	1.5.4.0	4	-
3	PERNO CADENA	1.5.3.0	2	-
2	CONJUNTO MORDAZA	1.5.2.0	1	-
1	ESTRUCTURA CARRO	1.5.1.0	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

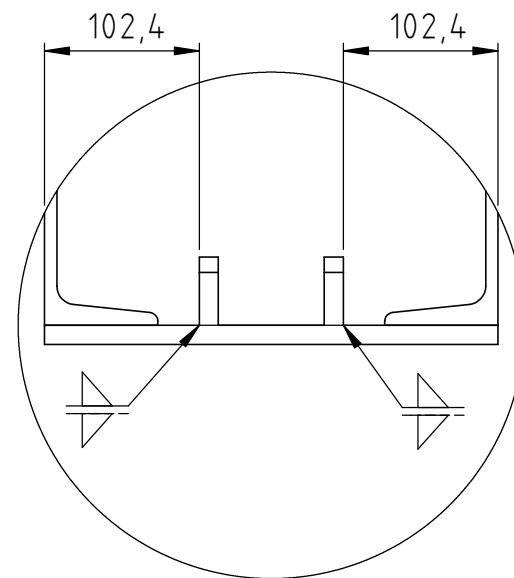
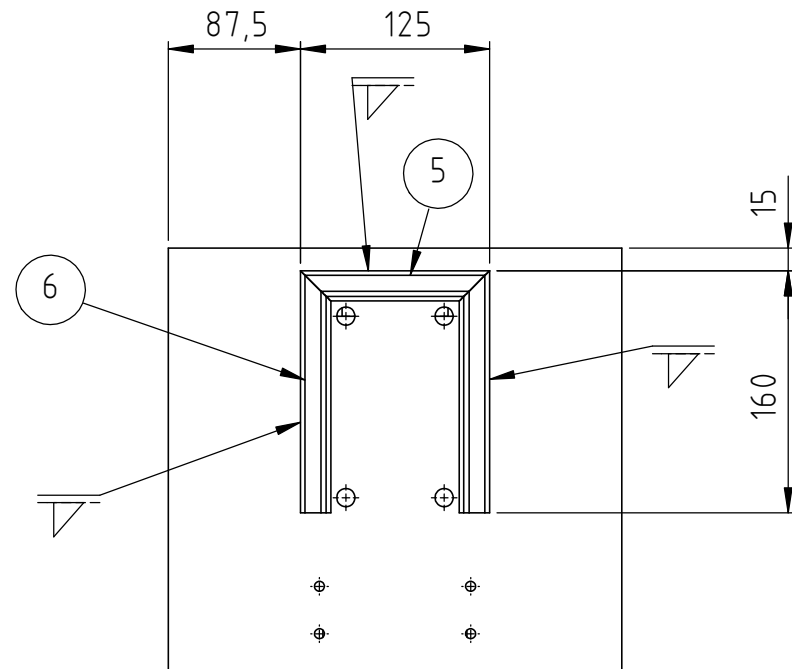
PROYECTO FINAL INGENIERIA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CONJUNTO CARRO

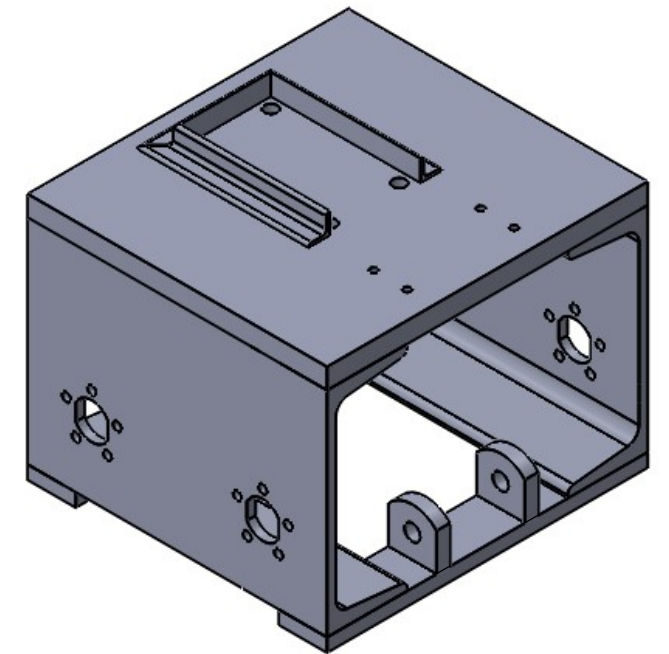
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N° 1.5
DIBUJO	28/11/23	SZEW C J.	1:5		
DIBUJO	28/11/23	BERGAGNA G.			



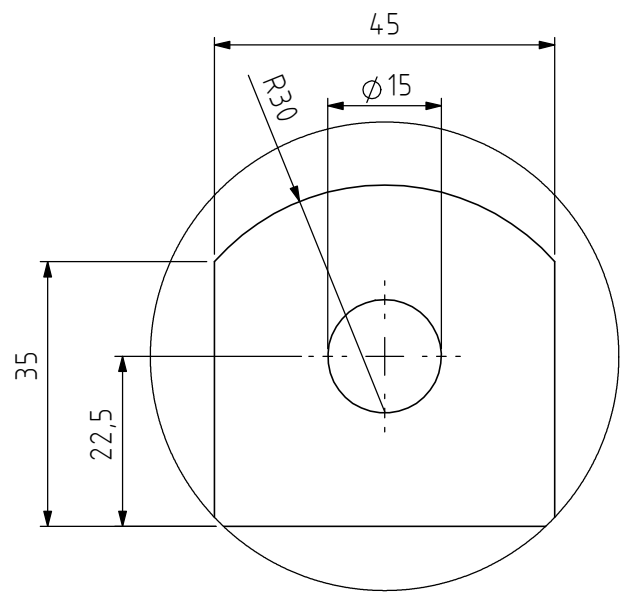
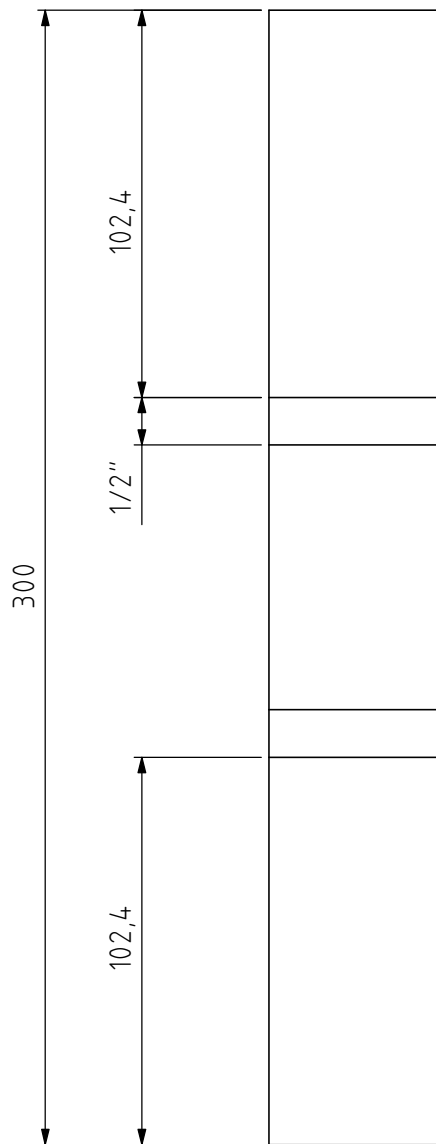
SECCIÓN A-A



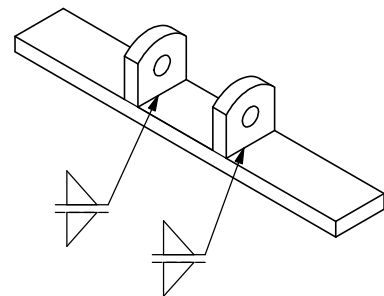
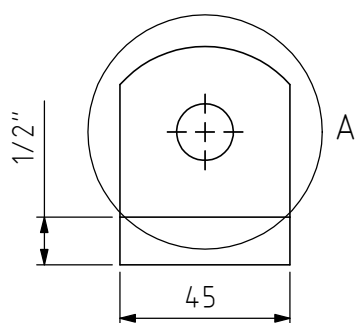
DETALLE B
SOLDADURAS SUJETADORES



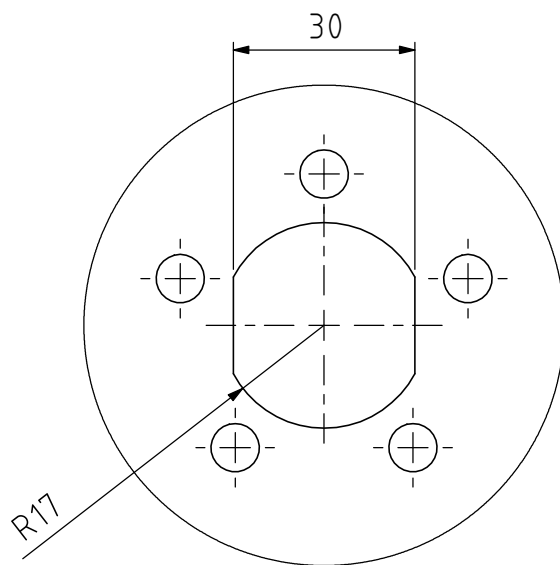
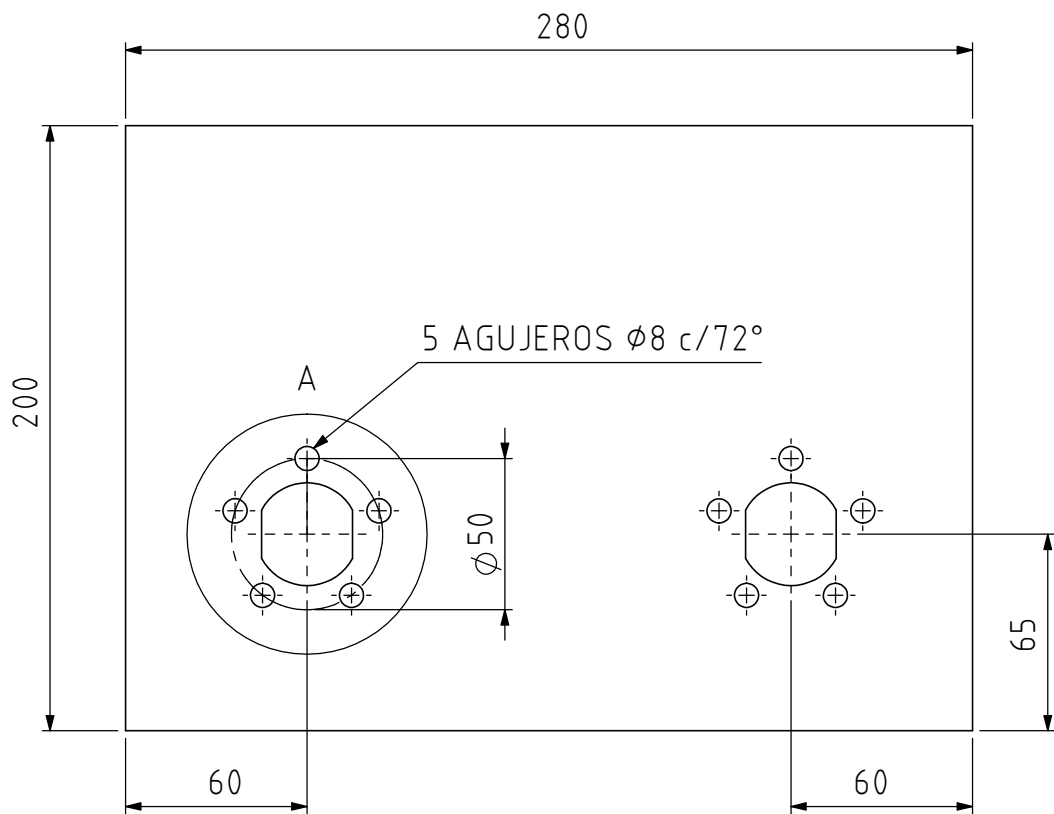
6	ANGULO GUIA LATERAL	1.5.1.6	2	-
5	ANGULO GUIA POSTERIOR	1.5.1.5	1	-
4	SUJETADOR PERNO	1.5.1.4	2	-
3	LATERAL	1.5.1.3	2	-
2	TRAVESAÑO INFERIOR	1.5.1.2	2	-
1	CHAPA BASE	1.5.1.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO ESTRUCTURA CARRO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	30/11/23	SZEW C. J.	1:5	
DIBUJO	30/11/23	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.1.0	



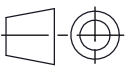
DETALLE A
ESCALA 1:1

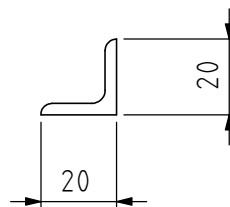
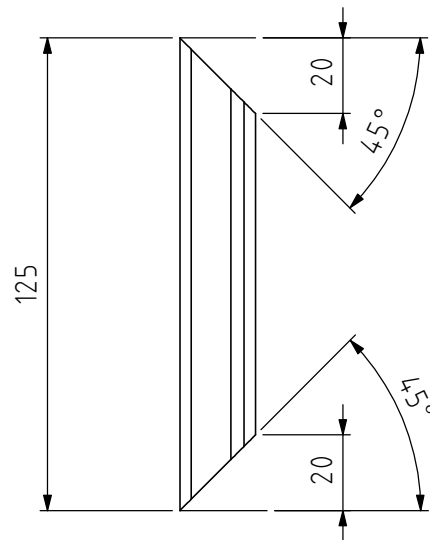


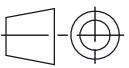
2	SUJETADOR PERNO	CHAPA SAE 1010 1/2"	2	
1	TRAVESAÑO	CHAPA SAE 1010 1/2"	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAVESAÑO Y SUJETADOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	
DIBUJO	01/09/21	SZEW J.		
DIBUJO	01/09/21	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.1.2	

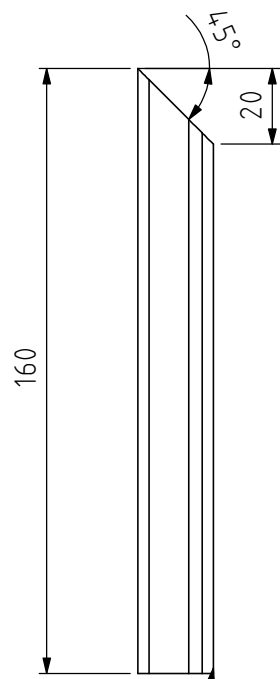


DETALLE A
ESCALA 2 : 2.5

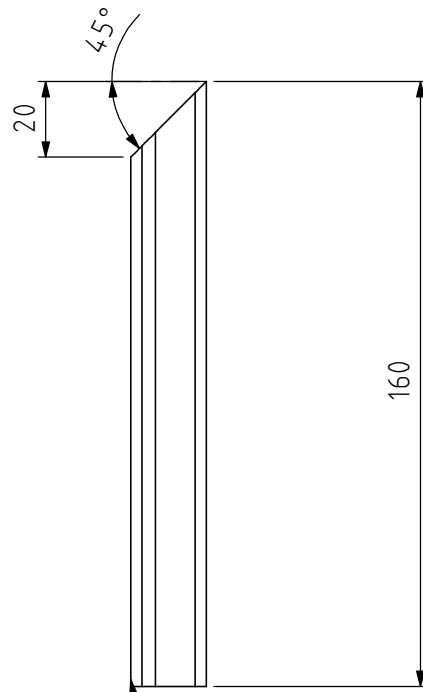
1	LATERALES	PERFIL UPN 200x25	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		LATERALES CARRITO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.1.3	
DIBUJO	30/11/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	30/11/23	BERGAGNA G.		
ESCALAS				
1:2				



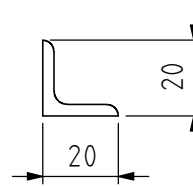
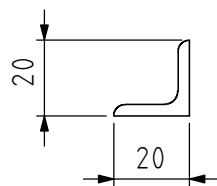
1	ANGULO GUIA POSTERIOR	PERFIL ANGULO 20x20x3	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		ANGULO GUIA POSTERIOR		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.1.5	
DIBUJO	01/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.		
			ESCALAS 1:2	

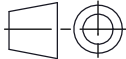


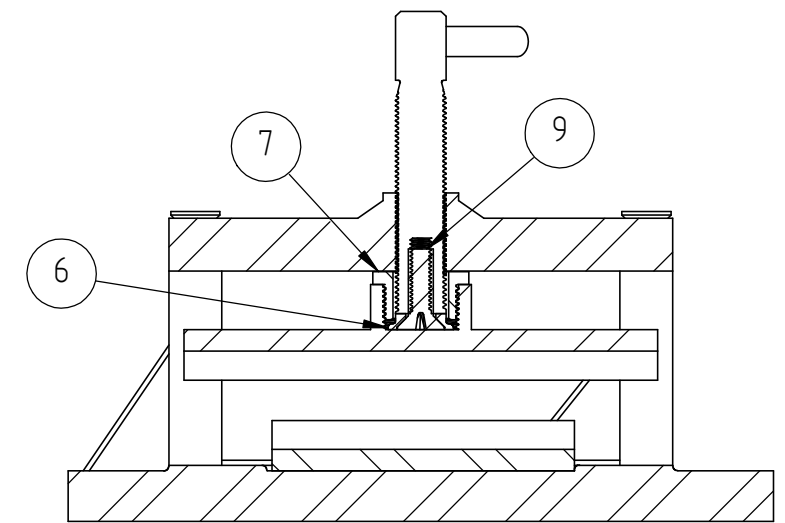
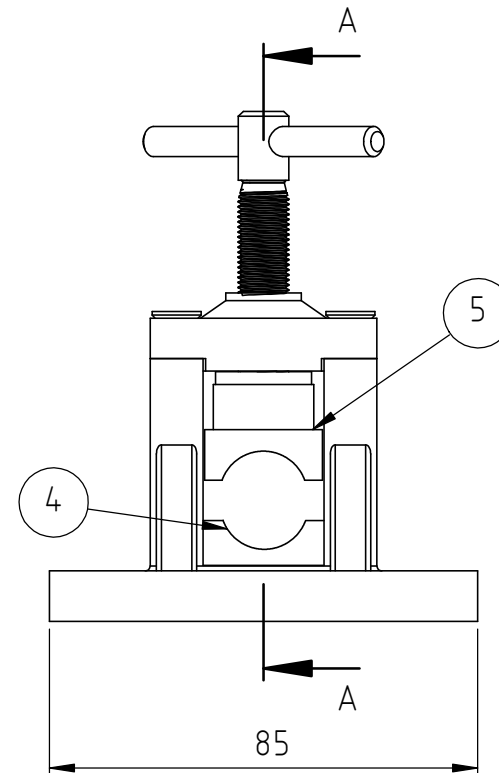
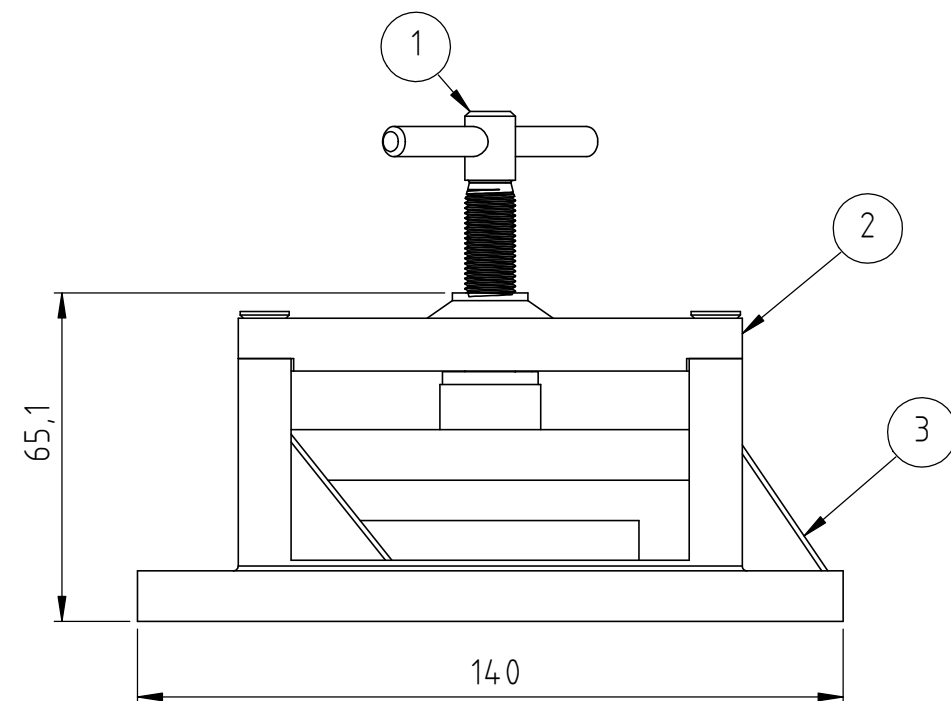
GUIA LATERAL IZQUIERDA



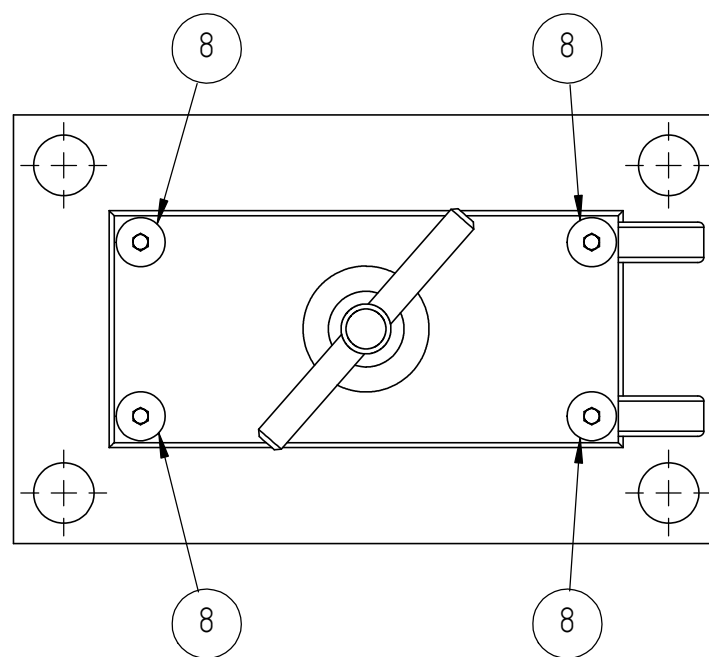
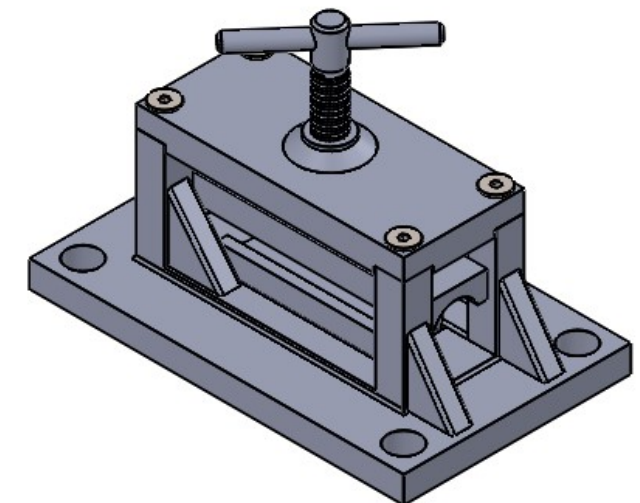
GUIA LATERAL DERECHA



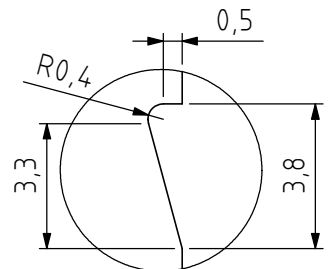
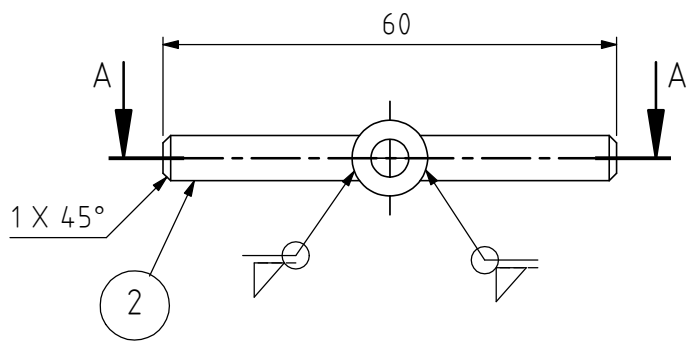
1	ANGULO GUIA LATERAL	PERFIL ANGULO 20x20x3	2	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		ANGULO GUIA LATERAL		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.1.6	
DIBUJO	01/12/23	SZEWIC J.		
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.		
		ESCALAS		
		1:2		



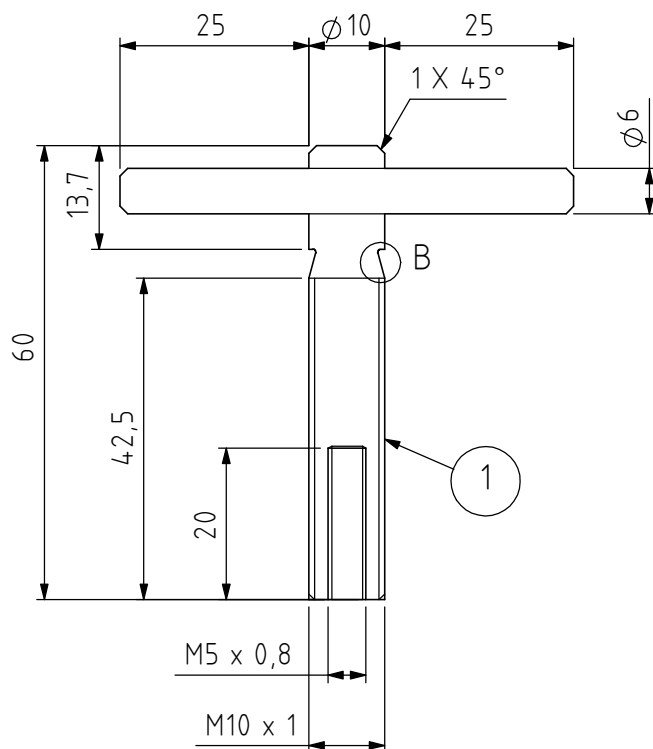
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1.5



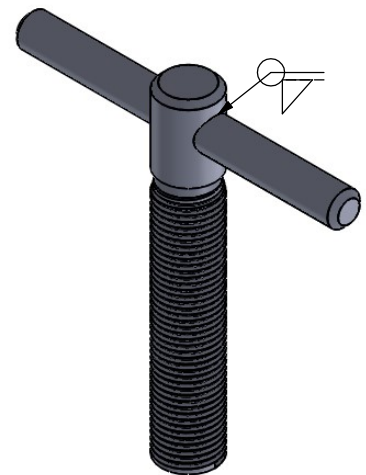
9	TORNILLO CABEZA PLANA M5x0,8	COMERCIAL	1	-
8	ALLEN CABEZA PLANA M5x0,8	COMERCIAL	4	-
7	TUERCA SUJECION	1.5.2.7	1	-
6	PIE DE TORNILLO	1.5.2.6	1	-
5	MORDAZA SUPERIOR	1.5.2.5	1	-
4	MORDAZA INFERIOR	1.5.2.4	1	-
3	BASE	1.5.2.3	1	-
2	TAPA	1.5.2.2	1	-
1	TORNILLO	1.5.2.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO MORDAZA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	02/12/23	SZEW C J.	1:1.5	
DIBUJO	02/12/23	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.2.0	

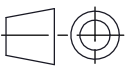


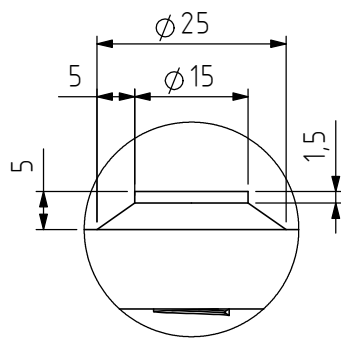
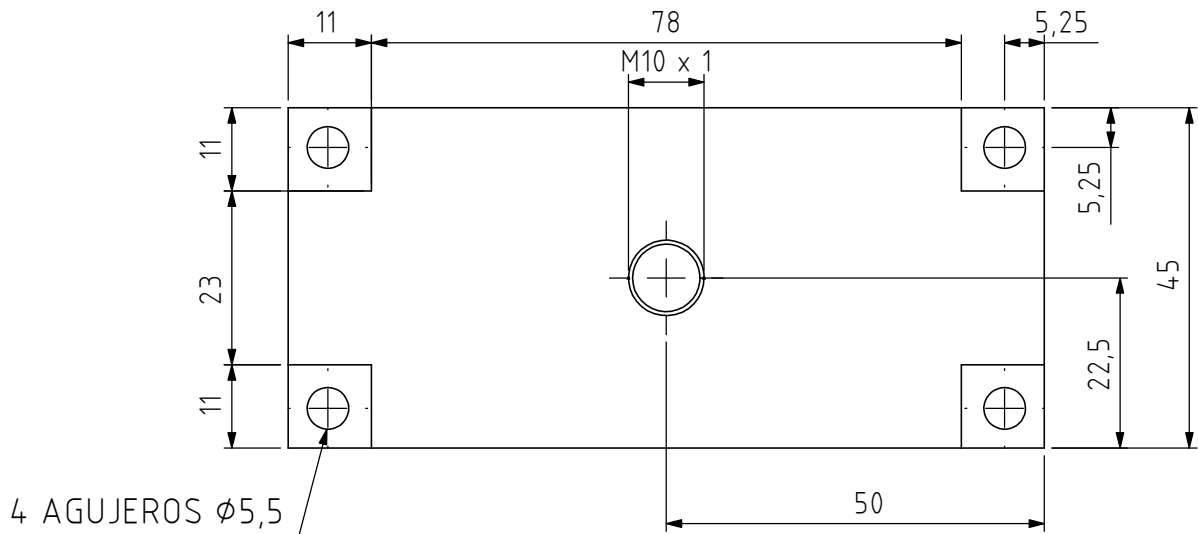
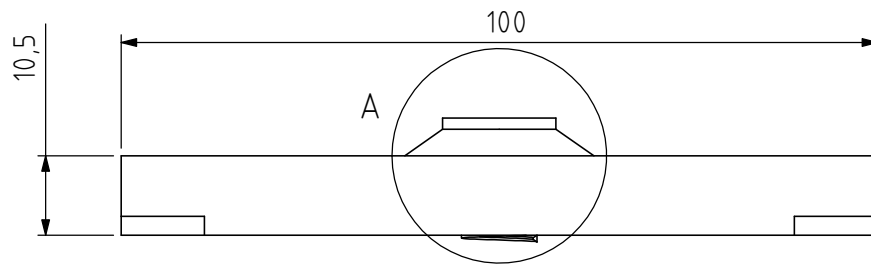
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



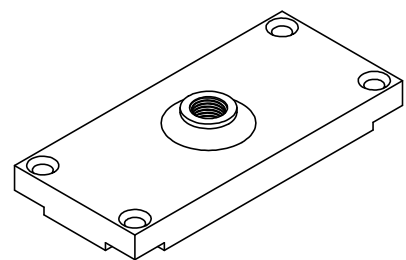
SECCIÓN A-A

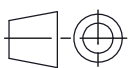


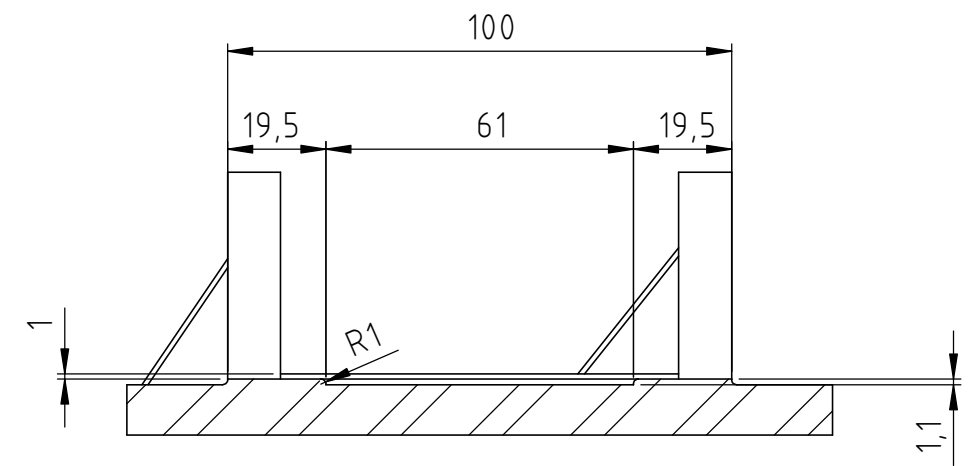
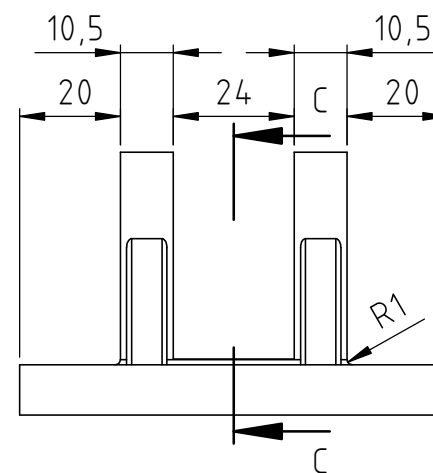
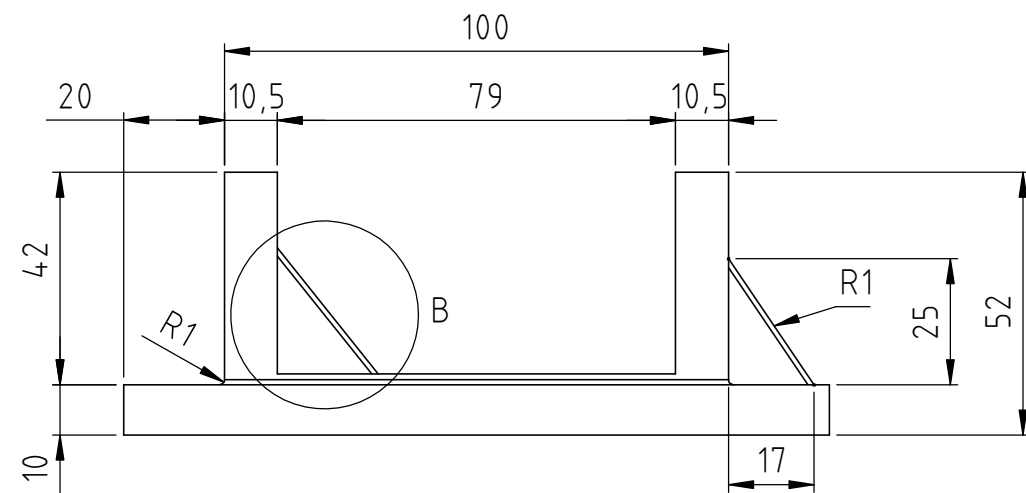
2	CRUZ	REDONDO SAE 1020 1/2"	1	
1	TORNILLO	REDONDO SAE 1020 1/2"	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TORNILLO DE APRIETE		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.2.1	
DIBUJO	02/12/23	SZEW J.		
DIBUJO	02/12/23	BERGAGNA G.		



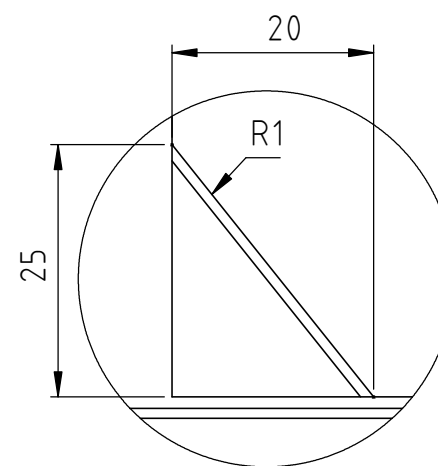
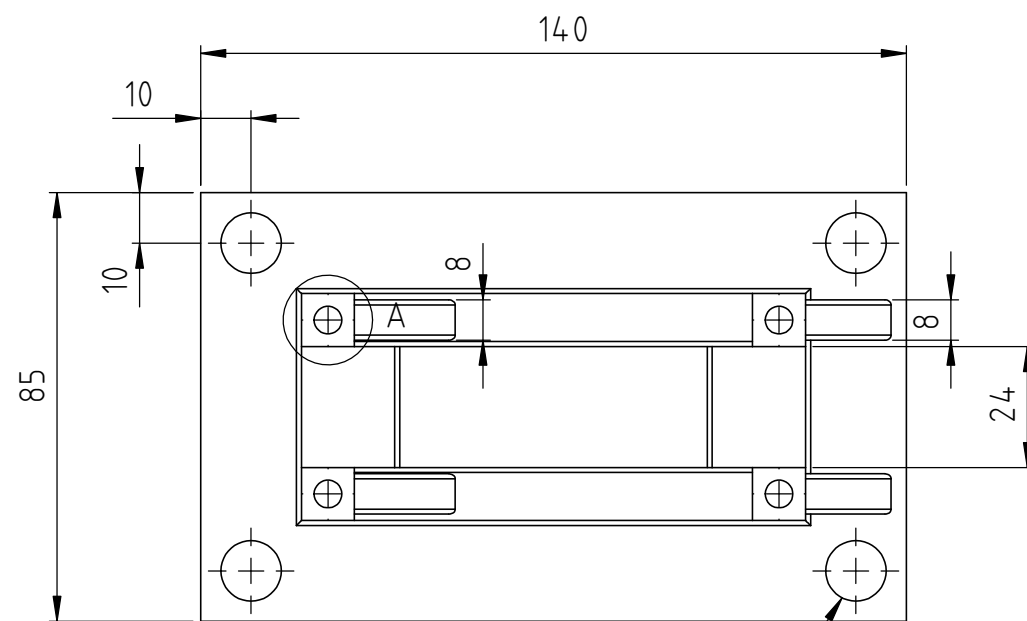
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



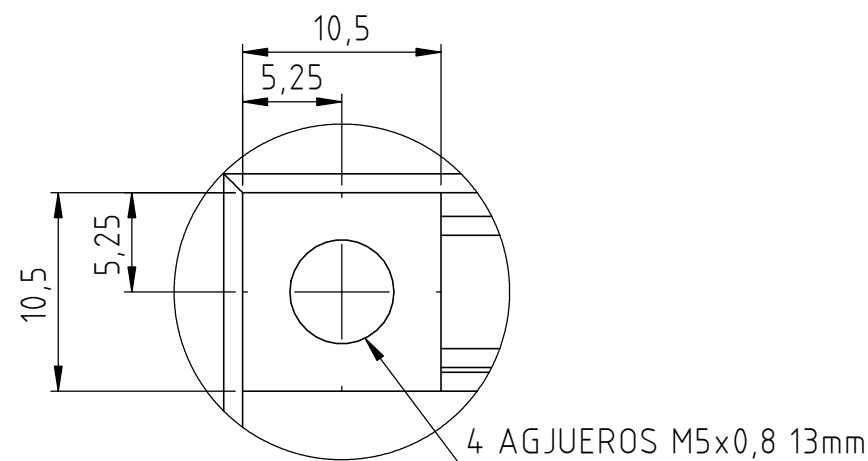
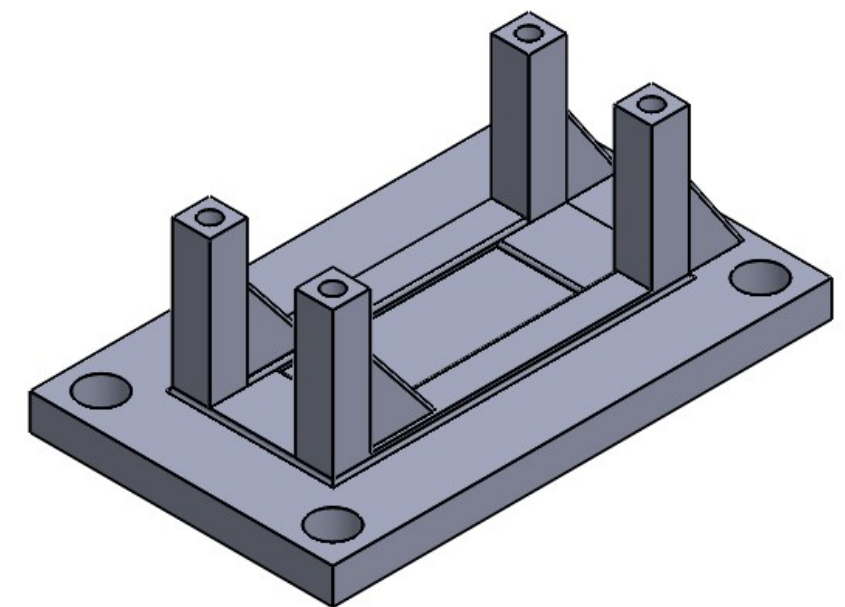
1	TAPA MORDAZA			CHAPA SAE1010 1/2"		1	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TAPA MORDAZA			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		N° 1.5.2.2		
DIBUJO	01/12/23	SZEW J.					
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.					



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1.5



DETALLE B
ESCALA 2 : 1.5

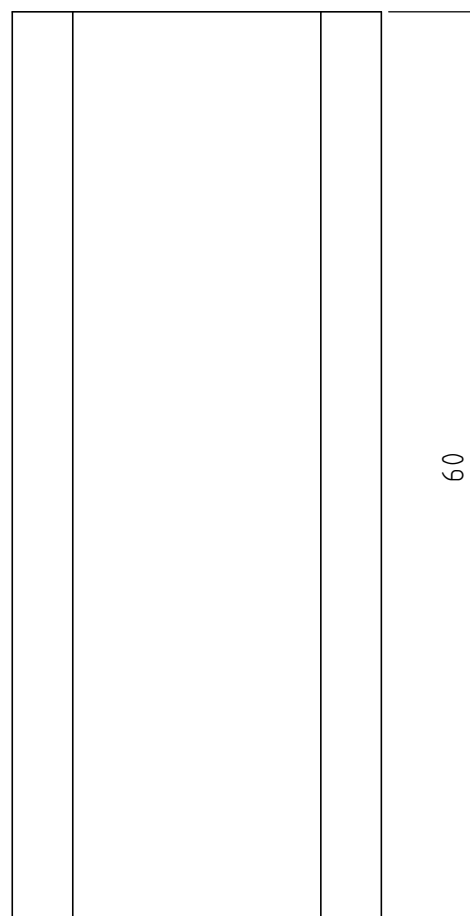
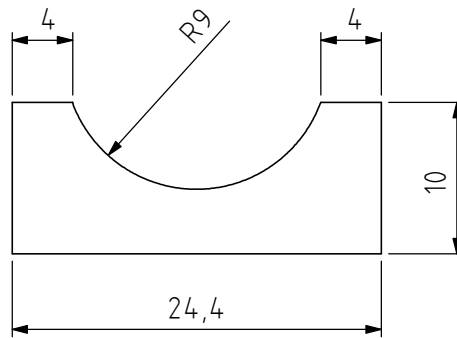


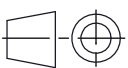
DETALLE A
ESCALA 2.5 : 1

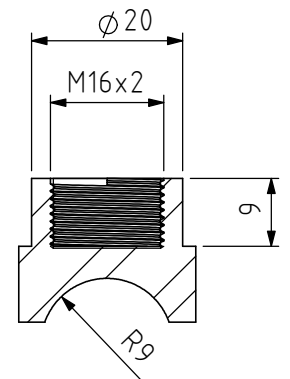
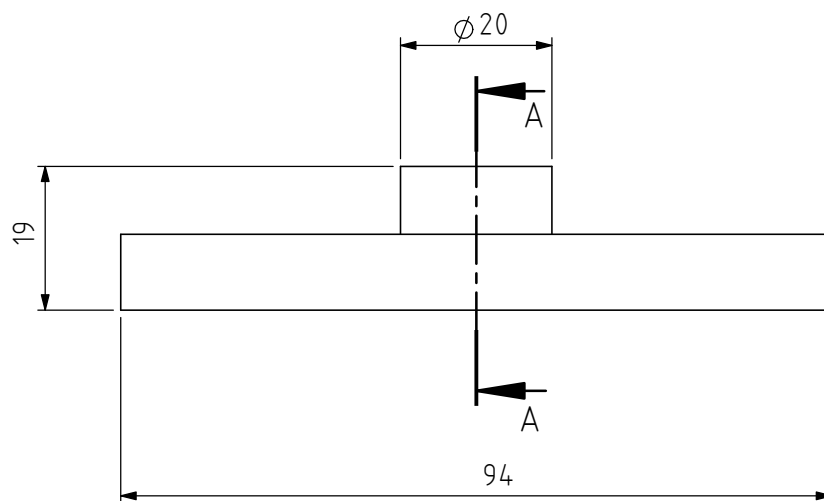
4 AGUJEROS $\phi 12$

4 AGUJEROS M5x0,8 13mm

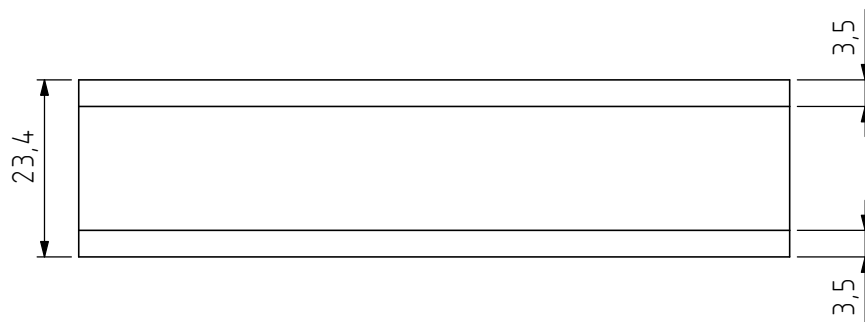
1	BASE MORDAZA	CHAPA SAE 1010 2 1/4" 90x150	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BASE MORDAZA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	03/12/23	SZEW C. J.	1:1,5	
DIBUJO	03/12/23	BERGAGNA G		

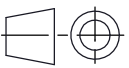


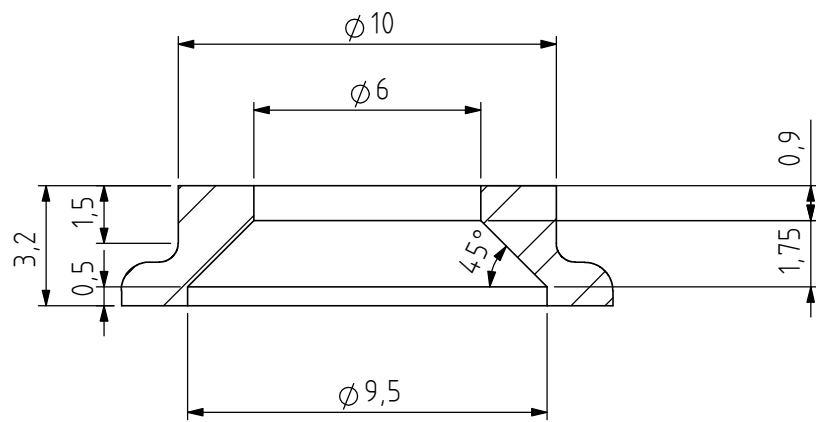
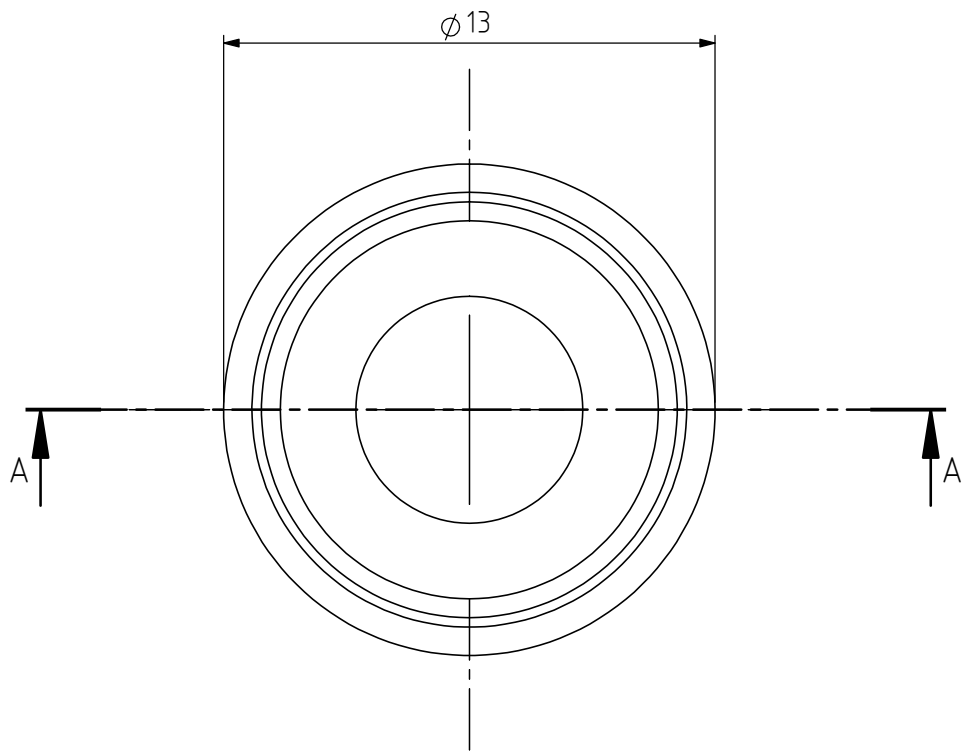
1	MORDAZA INFERIOR			CHAPA SAE 1010 1/2"		1	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MORDAZA INFERIOR			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 2:1		N° 1.5.2.4		
DIBUJO	03/12/23	SZEW C. J.					
DIBUJO	03/12/23	BERGAGNA G.					



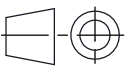
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

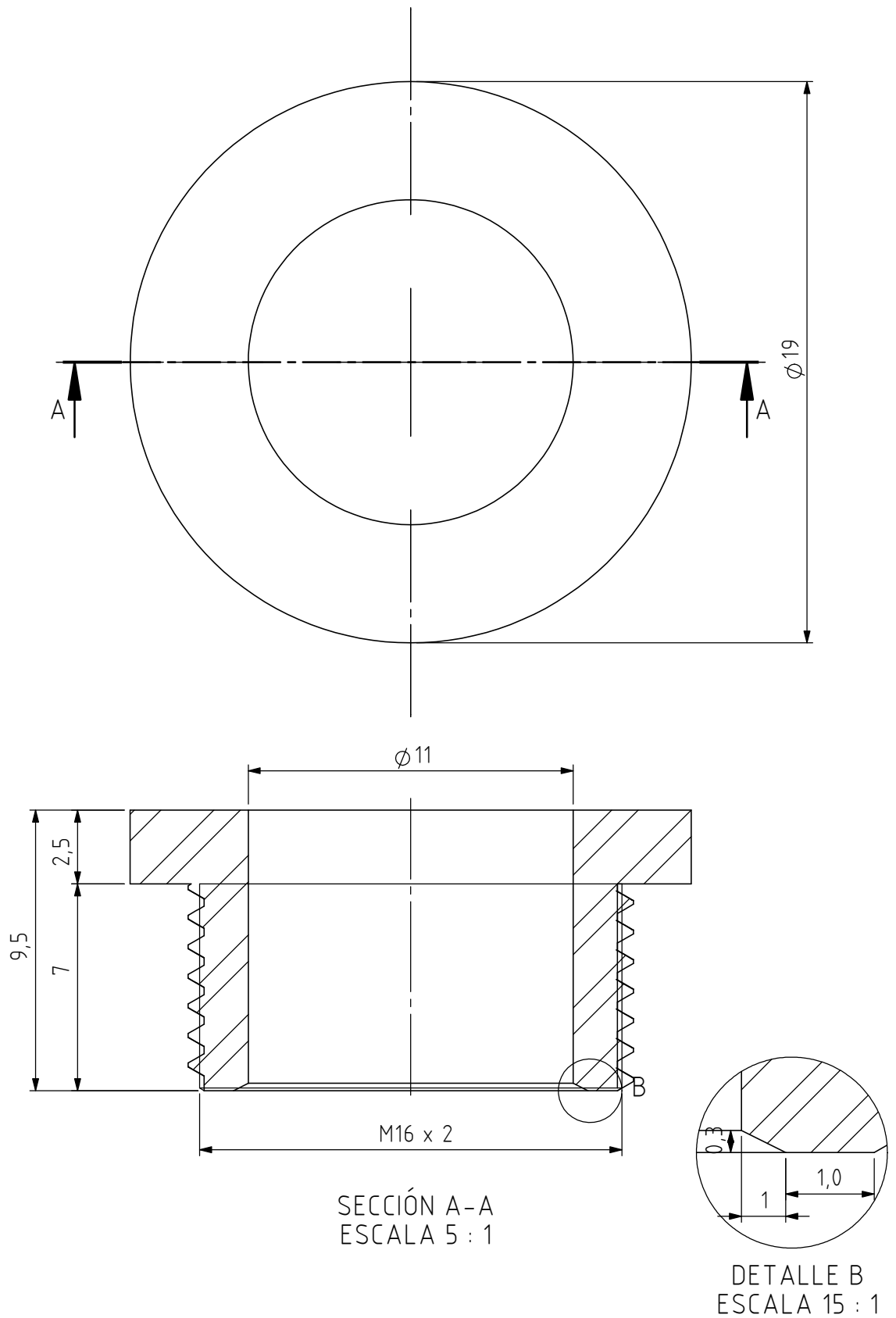


1	MORDAZA SUPERIOR	CHAPA SAE 1010 1" 26x100	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MORDAZA SUPERIOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	
DIBUJO	03/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	03/12/23	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.2.5	

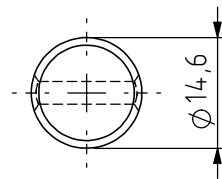
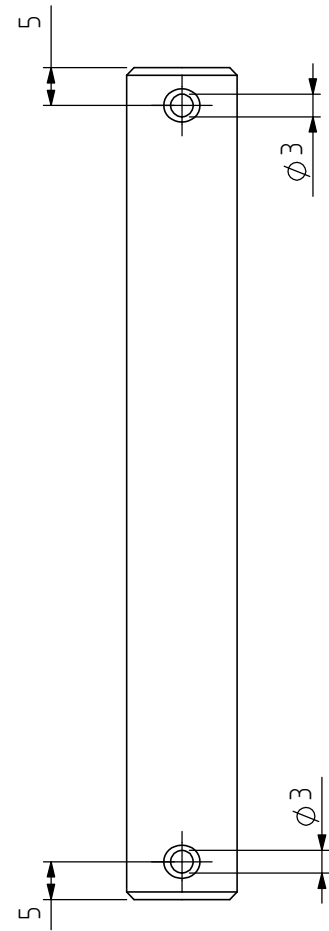
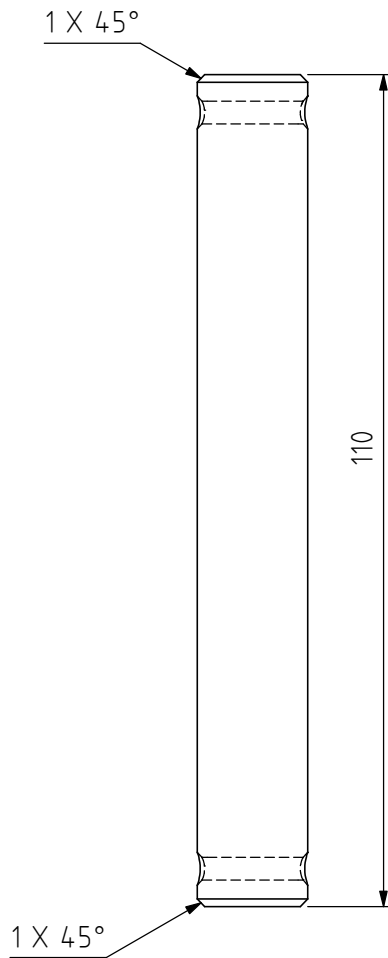


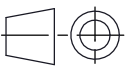
SECCIÓN A-A
ESCALA 5 : 1

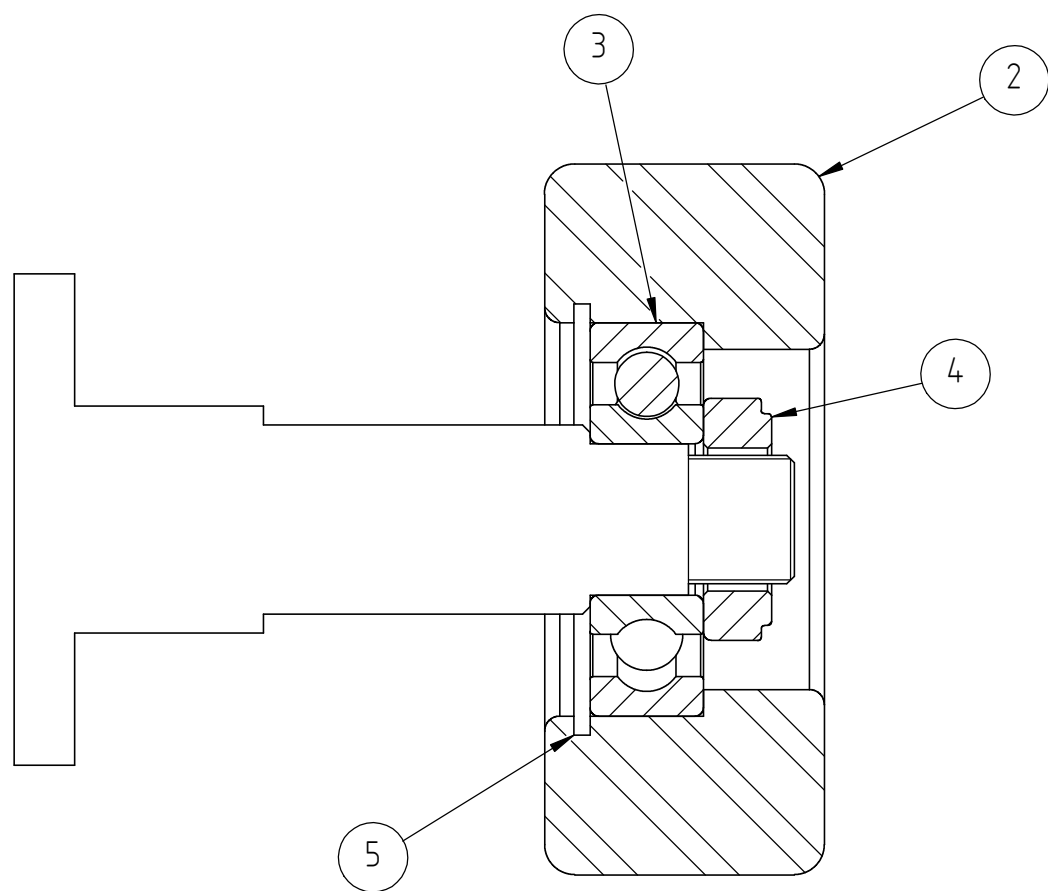
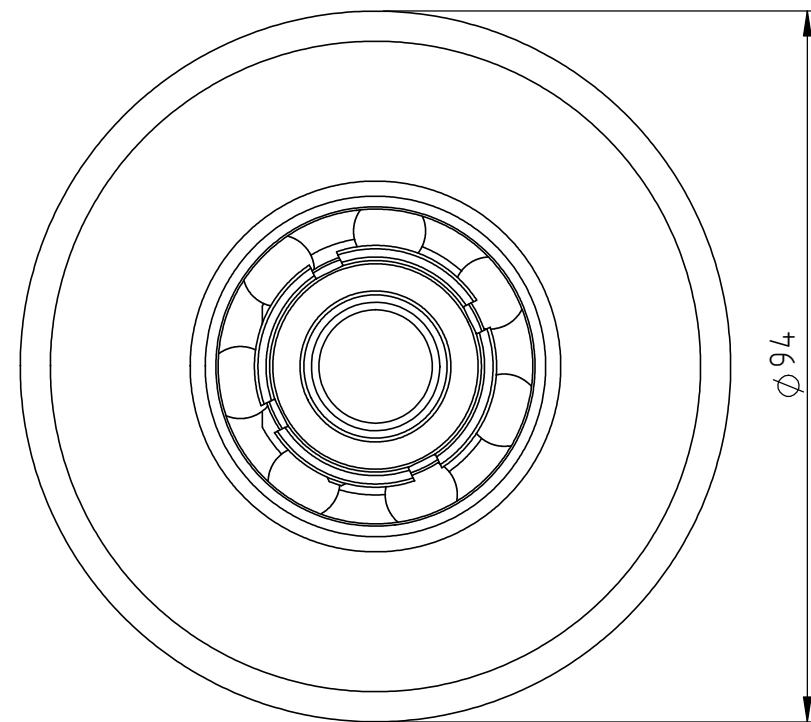
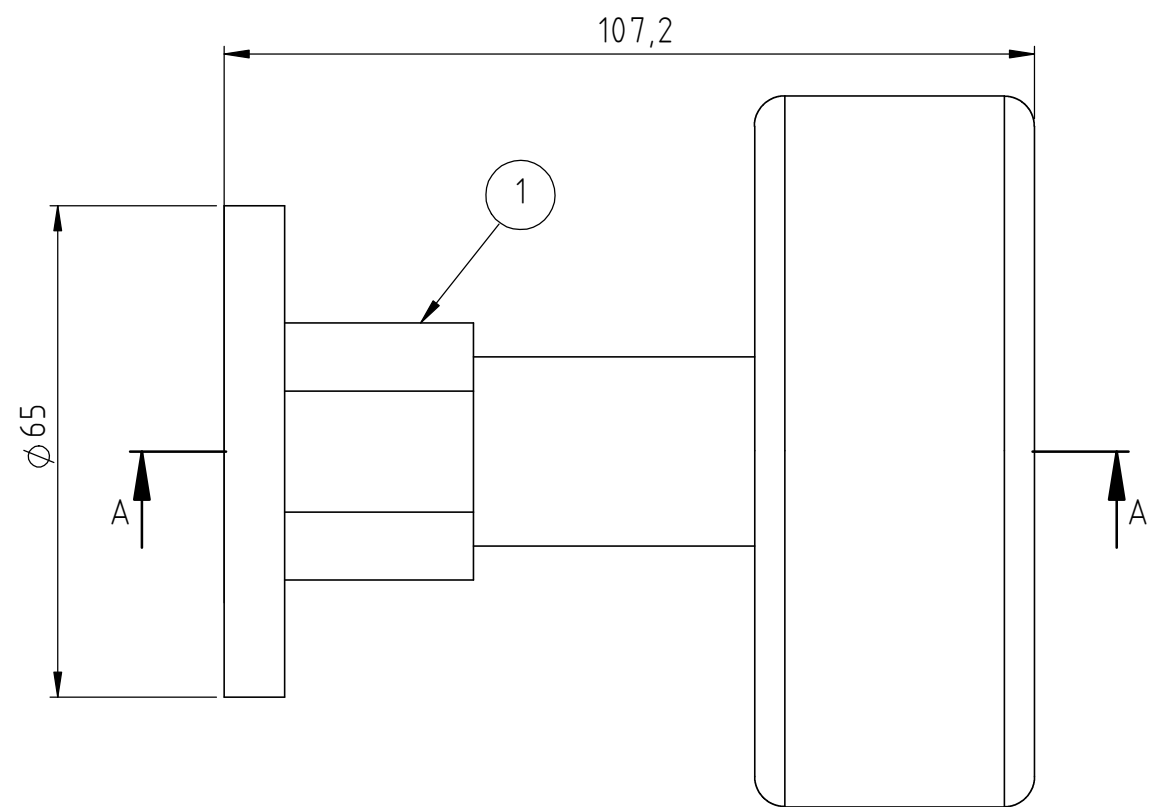
1	PIE DE TORNILLO	REDONDO SAE 1010 1/2" 5mm	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PIE DE TORNILLO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.2.6	
DIBUJO	03/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	03/12/23	BERGAGNA G.		



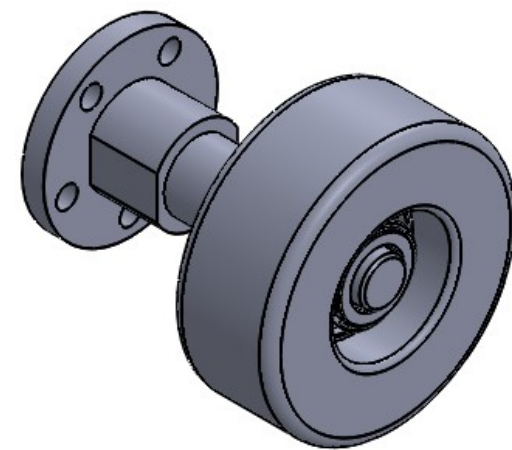
1	TUERCA SUJECION			REDONDO SAE 1010 1" x 12mm	1	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TUERCA SUJECION		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 5:1		N° 1.5.2.7	
DIBUJO	03/12/23	SZEW C. J.				
DIBUJO	03/12/23	BERGAGNA G.				



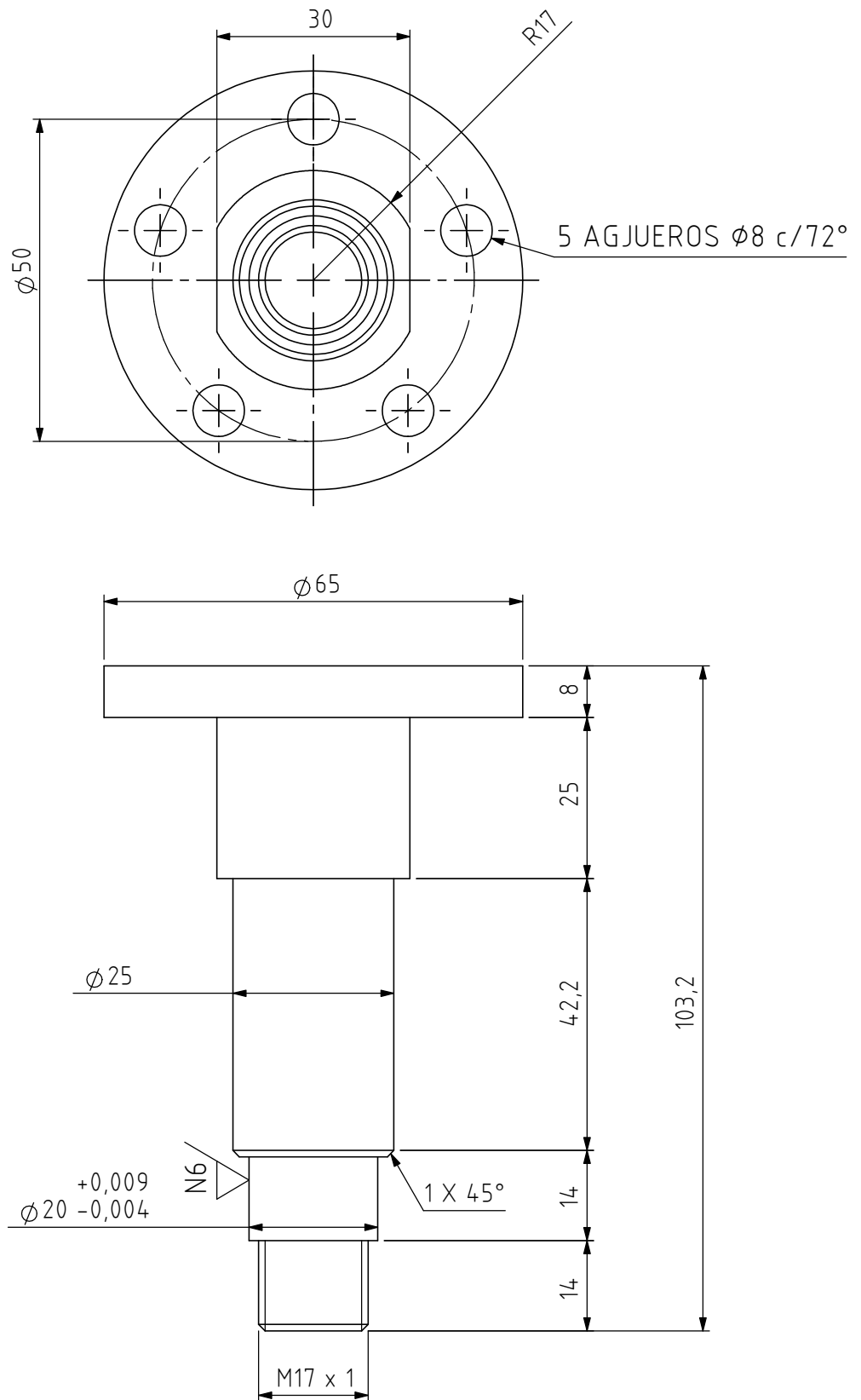
1	PERNO SUJETADOR CADENA	REDONDO SAE 1020 1"	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PERNO SUJETADOR CADENA		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.3.0	
DIBUJO	01/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.		
ESCALAS				
1:2				

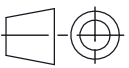


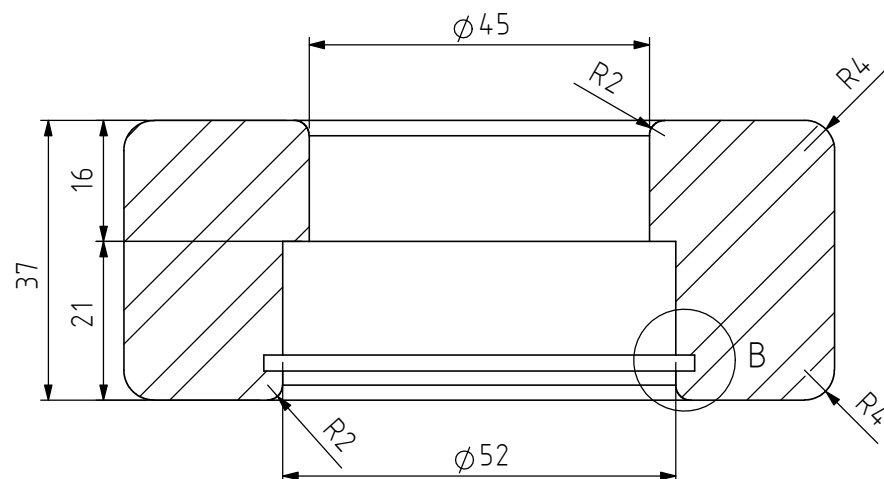
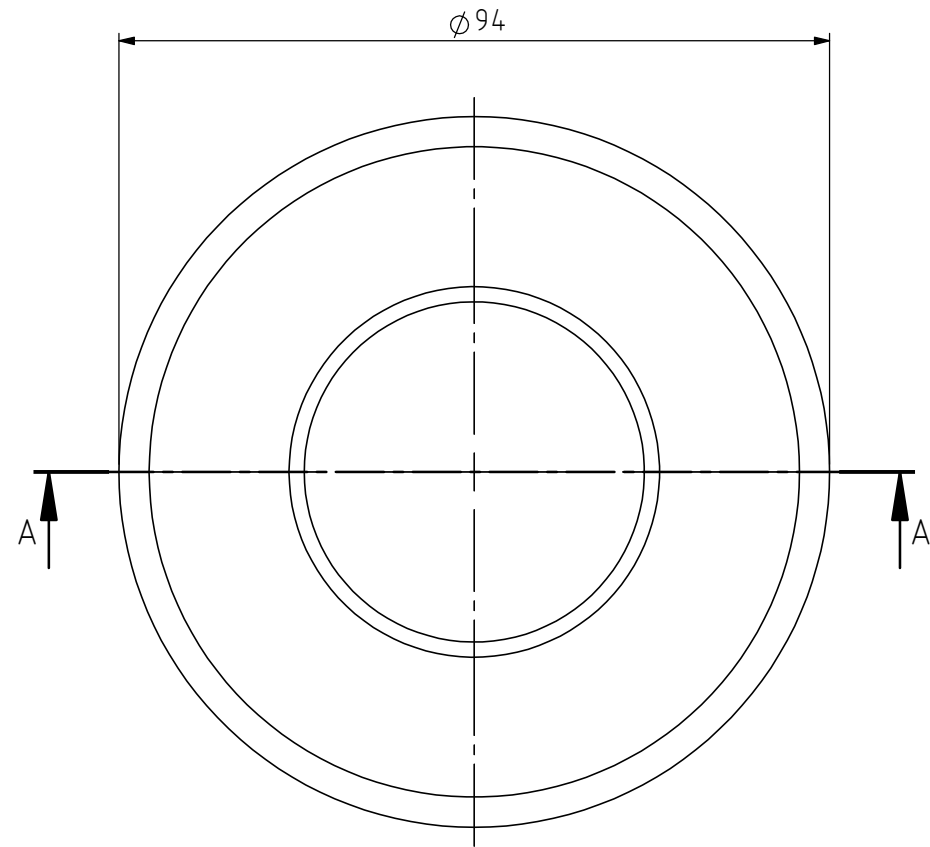
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1



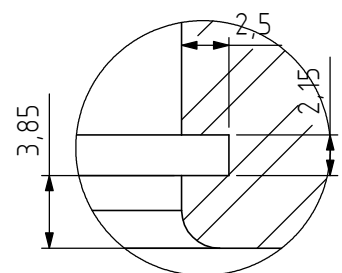
5	ANILLO SEEGER DIN 472 ϕ 54	COMERCIAL	1	-
4	TUERCA SKF KMK 3	COMERCIAL	1	-
3	ROD. RIGIDO DE BOLAS 6304	COMERCIAL	1	-
2	RUEDA	1.5.4.2	1	-
1	SEMIEJE	1.5.4.1	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO SEMIEJE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	01/12/23	SZEW C. J.	1:1	
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.4.0	



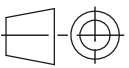
1	SEMIEJE	REDONDO SAE 1020 3"x 110		1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL		CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SEMIEJE			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		N° 1.5.4.1
DIBUJO	01/12/23	SZEWJ. J.			
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.			



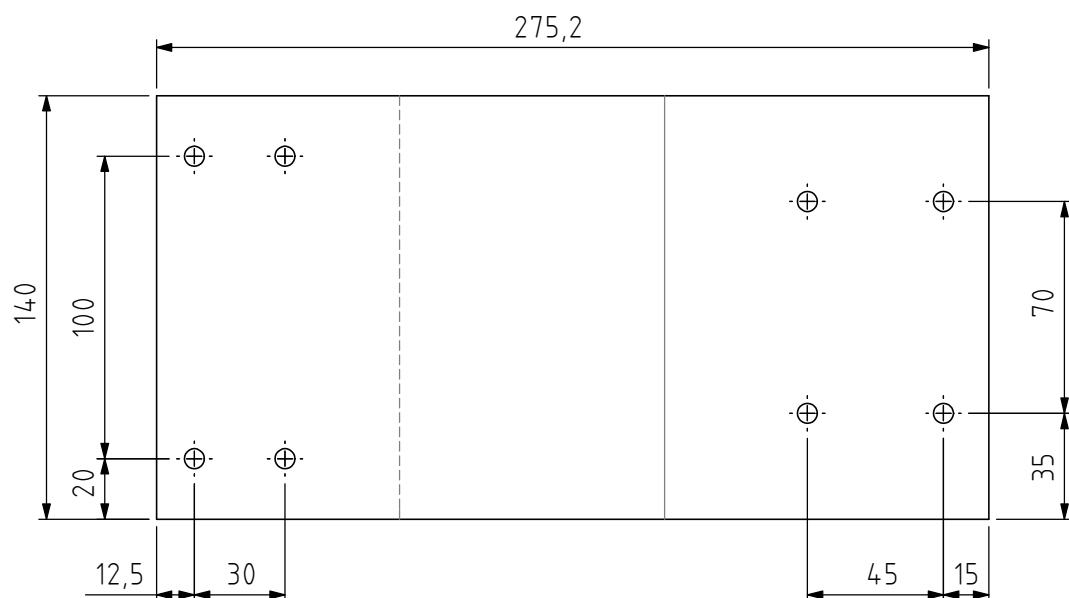
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



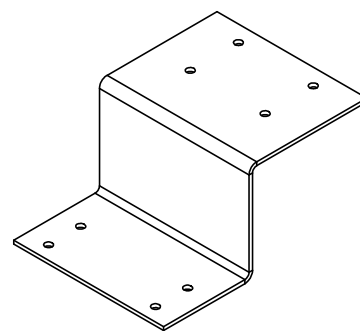
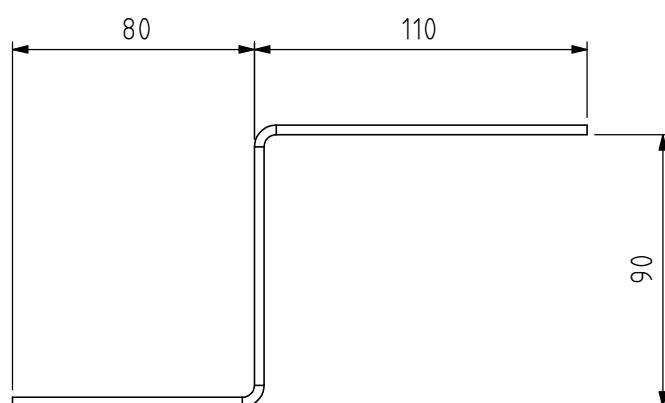
DETALLE B
ESCALA 2.5 : 1

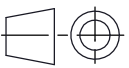
1	RUEDA	REDONDO SAE 1010 4"x 40	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RUEDA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	
DIBUJO	02/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	02/12/23	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.4.2	

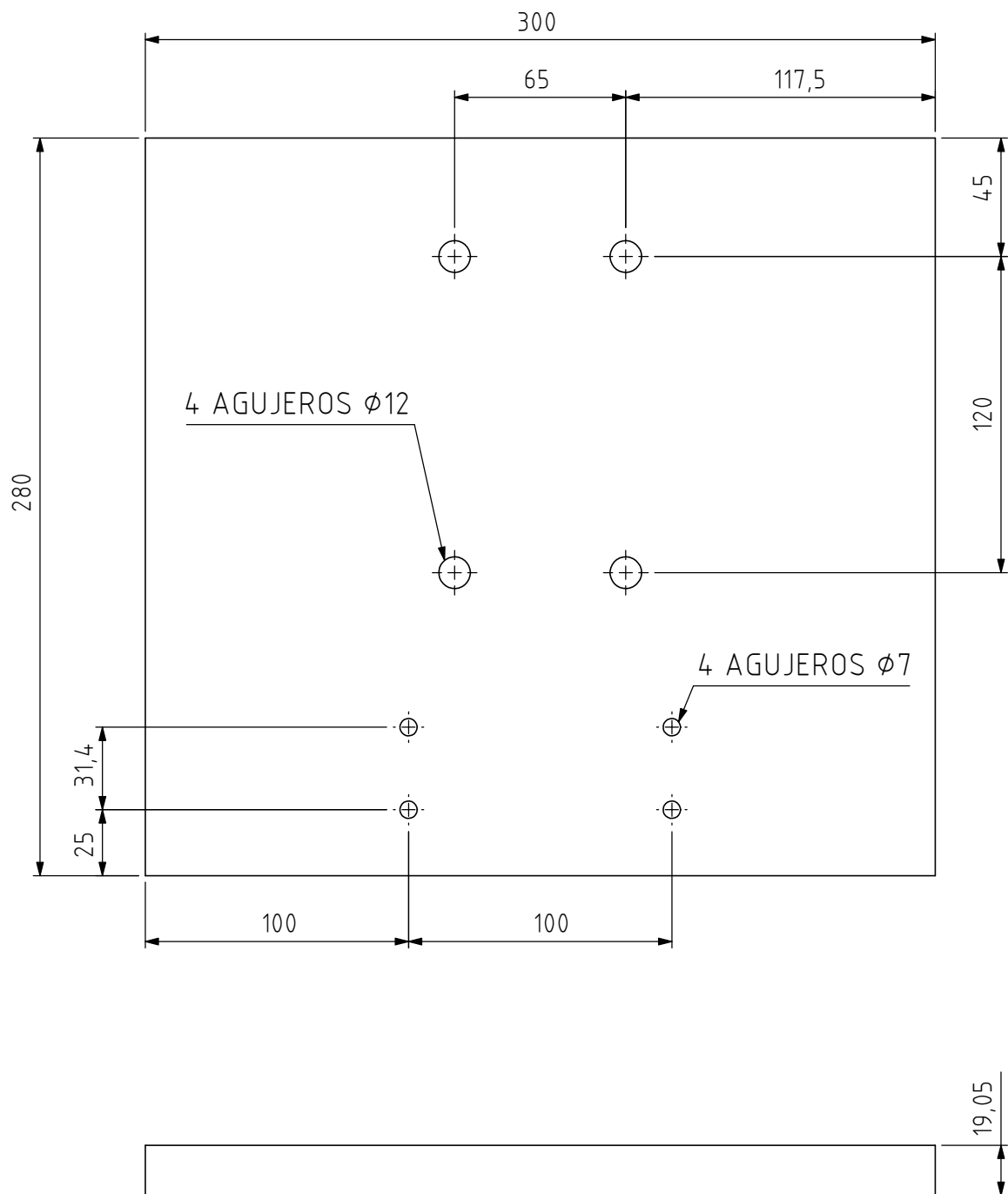
CORTE CHAPA SOPORTE BANDEJA

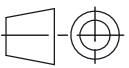


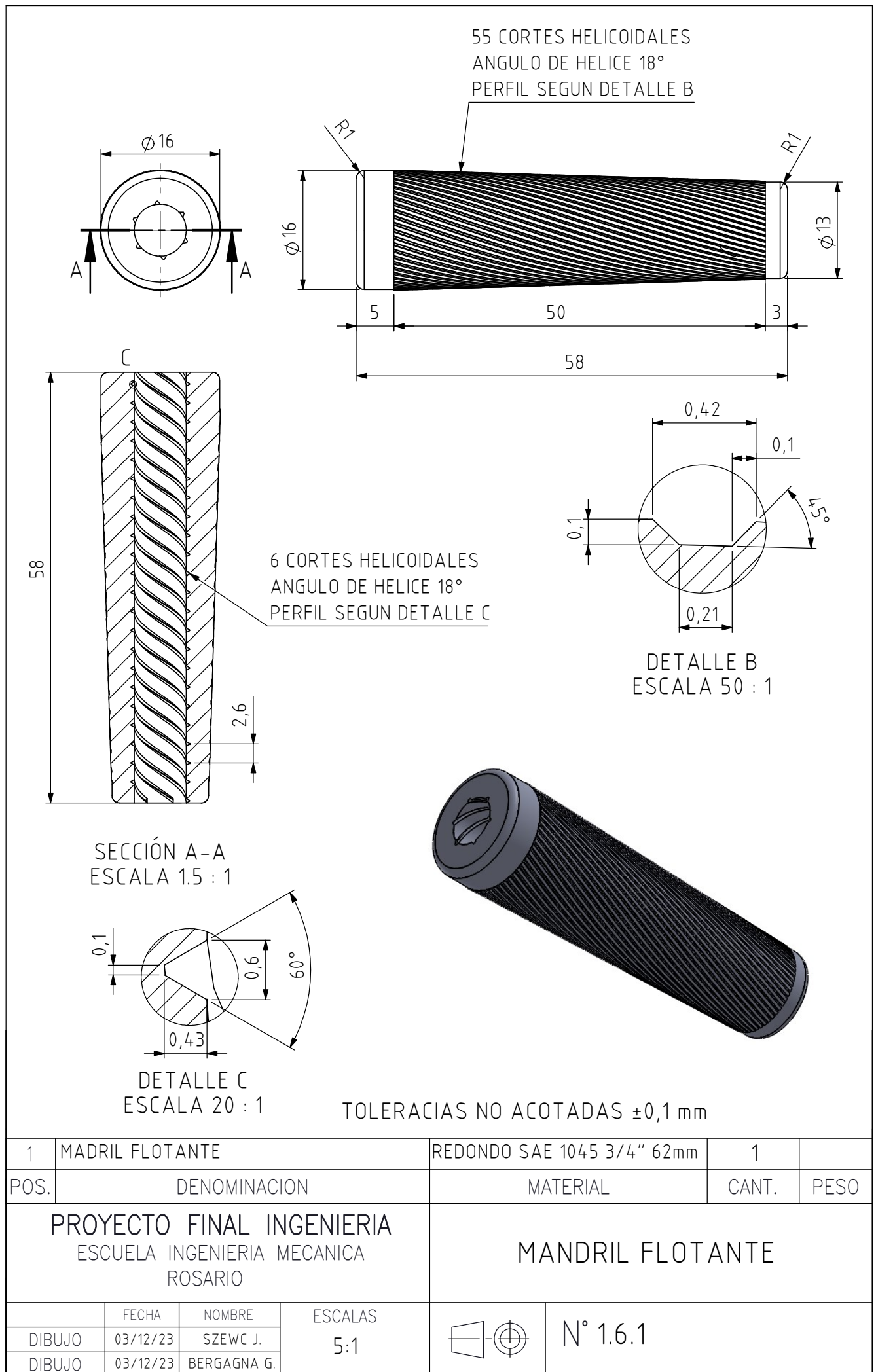
PLEGADO CHAPA SOPORTE BANDEJA



1	CHAPA PORTA BANDEJA	CHAPA GALVANIZADA 1/8"	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CHAPA PORTA BANDEJA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2,5	
DIBUJO	01/12/23	SZEW C. J.		
DIBUJO	01/12/23	BERGAGNA G.		
			N° 1.5.5.0	



1	CHAPA BASE	SAE 1010 3/4"	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CHAPA BASE CARRO		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.5.1.1	
DIBUJO	30/11/23	SZWC J.		
DIBUJO	30/11/23	BERGAGNA G.		





1	MADNRIL MOVIL	REDONDO SAE 1020 3/4" x 105	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL INGENIERIA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MANDRIL MOVIL		
	FECHA	NOMBRE	 N° 1.6.2	
DIBUJO	04/12/23	SZEW J.		
DIBUJO	04/12/23	BERGAGNA G.		
			ESCALAS	
			2:1	

Anexo B: Memoria de cálculo y selección de componentes

Material	E (GPa)	UTS (MPa)	Y (MPa)
Acero AISI 1020	190-200	393-448	295-346
Acero AISI 1045	190-200	565	310
Acero AISI 3140	190-200	689-891	422-599
Acero AISI 4340	190-210	745	470
Acero AISI 8620	190-210	530-632	357-385
Acero inoxidable AISI 302	193-200	515-585	255
Acero inoxidable AISI 304	193-200	505	215
Acero inoxidable AISI 316	193-200	579	290

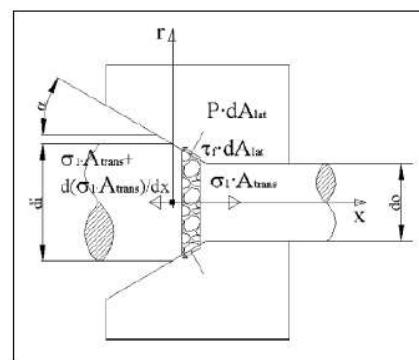


Figura 2.3. Distribución según método SLAB (Palacios, 2006)

$$\sigma_t = C_y \left(\frac{m(\cot \alpha + \tan \alpha)}{\sqrt{3}} + 1 \right) \epsilon$$

Método de la deformación homogénea

Cy (límite elástico) [MPa]	180
A	34,78
Af	22,32
Tensión necesaria para trefilado [Mpa]	79,84068685
Tensión necesaria para trefilado [Kgf/mm²]	8,147008863
Fuerza de trefilado [Kgf]	181,8412378

Método VarSLAB

Cy (límite elástico) [MPa]	180		
ε	0,443559371		
m	1		
α [°]	α [rad]	Carga de trefilado [MPa]	Fuerza de trefilado [Kgf]
0	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
1	0,02	2721,49	6198,32
2	0,03	1401,47	3191,92
3	0,05	961,82	2190,60
4	0,07	742,27	1690,55
5	0,09	610,75	1391,02
6	0,10	523,26	1191,75
7	0,12	460,92	1049,77
8	0,14	414,31	943,61
9	0,16	378,18	861,33
10	0,17	349,39	795,76
11	0,19	325,94	742,36
12	0,21	306,50	698,08
13	0,23	290,15	660,82
14	0,24	276,21	629,09
15	0,26	264,22	601,79
16	0,28	253,81	578,08
17	0,30	244,71	557,33
18	0,31	236,69	539,07
19	0,33	229,59	522,89
20	0,35	223,27	508,50
21	0,37	217,62	495,64
22	0,38	212,56	484,11
23	0,40	208,00	473,74
24	0,42	203,90	464,39
25	0,44	200,19	455,94
26	0,45	196,83	448,30
27	0,47	193,80	441,38
28	0,49	191,04	435,11
29	0,51	188,55	429,44

30	0,52	186,29	424,30
31	0,54	184,25	419,65
32	0,56	182,41	415,46
33	0,58	180,76	411,68
34	0,59	179,27	408,30
35	0,61	177,95	405,29
36	0,63	176,78	402,62
37	0,65	175,75	400,28
38	0,66	174,86	398,24
39	0,68	174,09	396,50
40	0,70	173,45	395,05
41	0,72	172,94	393,88
42	0,73	172,54	392,97
43	0,75	172,26	392,33
44	0,77	172,09	391,94
45	0,79	172,03	391,81
46	0,80	172,09	391,94
47	0,82	172,26	392,33
48	0,84	172,54	392,97
49	0,86	172,94	393,88
50	0,87	173,45	395,05
51	0,89	174,09	396,50
52	0,91	174,86	398,24
53	0,93	175,75	400,28
54	0,94	176,78	402,62
55	0,96	177,95	405,29
56	0,98	179,27	408,30
57	0,99	180,76	411,68
58	1,01	182,41	415,46
59	1,03	184,25	419,65
60	1,05	186,29	424,30
61	1,06	188,55	429,44
62	1,08	191,04	435,11
63	1,10	193,80	441,38
64	1,12	196,83	448,30
65	1,13	200,19	455,94
66	1,15	203,90	464,39
67	1,17	208,00	473,74
68	1,19	212,56	484,11
69	1,20	217,62	495,64
70	1,22	223,27	508,50
71	1,24	229,59	522,89
72	1,26	236,69	539,07
73	1,27	244,71	557,33
74	1,29	253,81	578,08
75	1,31	264,22	601,79
76	1,33	276,21	629,09
77	1,34	290,15	660,82
78	1,36	306,50	698,08
79	1,38	325,94	742,36
80	1,40	349,39	795,76
81	1,41	378,18	861,33
82	1,43	414,31	943,61
83	1,45	460,92	1049,77
84	1,47	523,26	1191,75

85	1,48	610,75	1391,02
86	1,50	742,27	1690,55
87	1,52	961,82	2190,60
88	1,54	1401,47	3191,92
89	1,55	2721,49	6198,32
90	1,57	752497248198036000,00	1713850875487770000,00

Calculo de velocidad del proceso		
Cantidad de caños a procesar por día	100	caños
Horas de trabajo por jornada	8	horas
Tiempo de proceso por tubo	4,8	min.
Porcion de tiempo requerido para trefilado (4,8/10)	0,48	min.
	28,8	seg
Velocidad lineal de trefilado	20,83	m/min.
	0,35	m/seg.

Calculo de potencia del proceso		
Velocidad lineal de trefilado	0,347	m/seg.
Fuerza de trefilado	13641,6	N
Potencia de trefilado	4736,67	W
	4,74	kW
	0,987	HP

CALCULO DE EJES		Eje motriz
DATOS		
Material	SAE 1040	
FOS	2	
Tension de fluencia (Sy)	490000000 [N/m2]	
Tension de fatiga (Sn')	170100000 [N/m2]	
Factor de concentracion K	3 (ranura de anillo)	
Fuerza de trefilado	13641,6 [N]	
Fcx	14177,00667 [N]	
Fcy	78,4 [N]	
DATOS CORONA		
Diametro corona	0,23148 [m]	
Geometria		
Distancia entre apoyos	0,25 [m]	
CARGAS		
Momento tordente	1578,878784 [Nm]	
M flector x	1772,125833 [Nm]	
M flector y	9,8 [Nm]	

Diametro	
d	0,086143817 [m] 86,14381661 [mm]
$d = \left(\frac{32 \cdot \eta_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2} \right)^{1/3}$	
Cálculo chaveta eje	
Material	AISI 1020 Estirado en frío
FOS	3
Tension de fluencia (Sy)	352000000 [N/m2]
Momento tordente	1579 [Nm]
Diámetro eje	0,09 [m]
Ancho chaveta	0,025 [m]
Alto de la chaveta	0,014 [m]
Longitud por esfuerzo de corte	0,023924242 [m] 23,92424242 [mm]
Longitud por esfuerzo de compresió	0,042721861 [m] 42,72186147 [mm]

CALCULO DE EJES		Eje loco
DATOS		
Material	SAE 1040	
FOS	2	
Tension de fluencia (Sy)	490000000 [N/m2]	
Tension de fatiga (Sn´)	170100000 [N/m2]	
Factor de concentracion K	3 (ranura de anillo)	
Fuerza de retroceso	490 [N]	
Fcx	490 [N]	
Fcy	-	
DATOS CORONA		
Diametro corona	0,23148 [m]	
Geometria		
Distancia entre apoyos	0,47 [m]	
CARGAS		
Momento tordente	0 [Nm]	
M flector x	115,15 [Nm]	
M flector y	5,88 [Nm]	

Diametro	
d	0,034601279 [m] 34,60127914 [mm]
$d = \left(\frac{32 \cdot \eta_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2} \right)^{1/3}$	
Cálculo chaveta eje	
Material	
FOS	3
Tension de fluencia (Sy)	352000000 [N/m2]
Momento tordente	0 [Nm]
Diámetro eje	0,04 [m]
Ancho chaveta	0,012 [m]
Alto de la chaveta	0,007 [m]
Longitud por esfuerzo de corte	0 [m] 0 [mm]
Longitud por esfuerzo de compresió	0 [m] 0 [mm]

CALCULO DE EJES		CARRO
DATOS		
Material	SAE 1040	
FOS	3	
Tension de fluencia	490000000 [N/m2]	
Fuerza de tiro	13641,6 [N]	
Geometria		
Distancia eje-cadena	0,0432 [m]	
Largo del eje	0,0952 [m]	
Carga de flexion	252,67928 [N]	
Diametro		
d	0,005503384 [m]	
	5,503383575 [mm]	
$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 F l}{\pi \sigma_f FOS}}$		

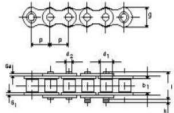
Seleccion de transmision de potencia

Datos		
Fuerza de tiro	13720	N
Velocidad lineal	0.35	m/s

Chain: 24 B (ISO 606) Simplex Renold Synergy
Serial Number: GY24B1

Chain Data

Pitch:	p = 38.100 mm	Height:	g = 33.40 mm
ISO Breaking Load:	Fb = 160000 N	Inner Plate Thickness:	sl = 6.10 mm
Inner Width:	b1 = 25.40 mm	Outer Plate Thickness:	sa = 5.08 mm
Roller Diameter:	d1 = 25.40 mm	Pin Length:	l = 52.60 mm
Pin Diameter:	d2 = 14.63 mm	Connecting Pin Ext.:	k = 6.80 mm
Mass:	q = 7.45 kg/m	Bearing Area:	f = 5.54 cm²



Chain Ref.		Technical Details (mm)												Connecting Links	
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO606 Tensile Strength (NEWTONS)	Weight	
					MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM	MIN	kg/m	

European (B5) Standard - Simplex

		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	J	K				
GV0681*	068-1	0.375	9.525	5.72	6.35	8.20	1.29	1.04	3.28	12.5	1.3	-	8900	0.39	4	107 24 30
GV0881	088-1	0.500	12.700	7.75	8.51	11.70	1.55	1.55	4.45	16.5	2.0	-	17800	0.70	4	107 24 30
111044	-	0.500	12.700	3.10	7.75	9.60	1.13	0.98	4.09	9.8	2.0	-	8900	0.30	4	107 24 30
111046	-	0.500	12.700	4.88	7.75	9.60	1.13	0.98	4.09	11.4	2.0	-	8900	0.35	4	107 24 30
GV0881NA	-	0.500	12.700	5.21	8.51	11.70	1.55	1.55	4.45	14.5	2.0	-	17800	0.70	4	107 24 30
GV1081	108-1	0.625	15.875	9.65	10.16	14.60	1.55	1.55	5.08	18.8	2.5	-	22200	0.96	4	107 24 30
GV1081NA	-	0.625	15.875	6.48	10.16	14.60	1.55	1.55	5.08	16.0	2.5	-	22200	0.81	4	107 24 30
GV1281	128-1	0.750	19.050	11.68	12.07	16.00	1.81	1.81	5.72	21.9	2.6	-	28900	1.22	4	107 24 30
GV1681	168-1	1.000	25.400	17.02	15.88	21.08	4.12	3.10	8.28	34.9	2.2	-	60000	2.80	4	107 24 32
GV2081	208-1	1.250	31.750	19.56	19.05	26.42	4.62	3.61	10.19	39.8	2.7	-	95000	3.85	4	107 24 32
GV2481	248-1	1.500	38.100	25.40	25.40	33.40	6.10	5.08	14.63	52.6	6.8	-	160000	7.45	4	107 24 32

Corona seleccionada

Chain Drive

Number of Links:	X = 544	
Chain Length:	l = 20726.40 mm	
Centre Distance:	a = 10001.25 mm	
Ratio:	i = 1.00	
Number of Teeth:	Driving Sprocket (Z1): 19	Driven Sprocket (Z2): 19
Pitch Circle Diameter:	Driving Sprocket (Z1): 231.48 mm	Driven Sprocket (Z2): 231.48 mm
Recommended Lubrication:	Drip Lubrication	

Condiciones de trabajo

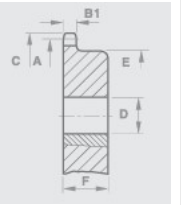
Loading Condition

Input Power:	P = 4.80 kW	Input Speed:	n1 = 29.01 rpm
Torque:	T = 1580.83 Nm	Static Force:	F = 13720 N
Chain Linear Velocity:	v = 0.35 m/s	Centrifugal Force:	Ff = 0.91 N
Bearing Pressure:	Pr = 36.96 N/mm²	Dynamic Force:	Fd = 20477 N
Chain Safety Factors:	Static: 11.66 Dynamic: 7.81	Total Force:	Fg = 20478.52 N

Technical Details (mm)				Simplex				Duplex				Triplex			
No. of Teeth	PCD	Top Diam.		Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thru.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thru.	Part No.	Bore
					MIN	MAX				MIN	MAX				MIN

1.5" Plain Bore - steel

	A	C	D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
17	207.34	225.55	2481/17T	25.0	95.0	136.0	55.0	2482/17T	30.0	95.0	136.0	100.0	2483/17T	30.0	95.0	136.0
19	231.47	248.67	2482/19T	25.0	95.0	136.0	55.0	2482/19T	30.0	95.0	160.0	100.0	2483/19T	30.0	114.0	160.0
21	255.63	276.61	2481/21T	30.0	105.0	150.0	60.0	2482/21T	30.0	114.0	160.0	100.0	2483/21T	40.0	114.0	160.0
23	279.81	300.23	2481/23T	30.0	105.0	150.0	60.0	2482/23T	30.0	114.0	160.0	100.0	2483/23T	40.0	114.0	160.0
25	303.99	324.10	2481/25T	30.0	105.0	150.0	60.0	2482/25T	30.0	114.0	160.0	100.0	2483/25T	40.0	114.0	160.0



Selección de acoplamiento Motorreductor- Eje motriz		
Potencia [kW]	7,31	kW
rpm	42	
Tn	1662,154762	Nm
St	1	
Sz	1	
Tkn	1662,154762	Nm

1.1 Load produced by rated torque
Taking into consideration the ambient temperature, the permissible rated torque T_{KN} of the coupling has to correspond at least to the rated torque T_N of the machine.

$$T_{KN} \geq T_N \cdot S_1$$

$$T_N \text{ [Nm]} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{ABN,N}} \text{ [kW]}}{n \text{ [1/min]}}$$

Service factor S_1 for temperature

	-30 °C +30 °C	+40 °C	+60 °C	+80 °C
S_1	1,0	1,2	1,4	1,8

Service factor S_2 for starting frequency

starting frequency/h	100	200	400	800
S_2	1,0	1,2	1,4	1,6

Service factor S_A/S_L for shocks

	S_A/S_L
gentle shocks	1,5
average shocks	1,8
heavy shocks	2,5

ROTEX® Torsionally flexible couplings



Technical data

ROTEX® sizes for all designs and materials	Max. speed [1/min]		Twisting angle with		Torque [Nm]		Rated Torque	Max. Torque	Vibratory Torque	Damping power [W] (with +30 °C P_{D10})	Torsion spring stiffness C_{30}			
	30 m/s	40 m/s	T_{Tw} [°]	T_{Kmax} [°]	1,00	0,75					0,50	0,25		
													$\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$	
Spider from polyurethane 92 Shore A; colour yellow														
14	19000	–	6,4°	10°	7,5	15	2,0	–	0,38x10 ³	0,31x10 ³	0,24x10 ³	0,14x10 ³		
19	14000	19000			10	20	2,6	4,8	1,28x10 ³	1,05x10 ³	0,80x10 ³	0,47x10 ³		
24	10600	14000			35	70	9,1	6,6	4,86x10 ³	3,98x10 ³	3,01x10 ³	1,79x10 ³		
28	8500	11800			95	190	25	6,4	10,09x10 ³	8,94x10 ³	6,76x10 ³	4,01x10 ³		
38	7100	9500			190	380	49	10,2	21,05x10 ³	17,26x10 ³	13,05x10 ³	7,74x10 ³		
42	6000	8000			265	530	69	12,0	23,74x10 ³	19,47x10 ³	14,72x10 ³	8,73x10 ³		
48	5600	7100			310	620	81	13,8	36,70x10 ³	30,09x10 ³	22,75x10 ³	13,49x10 ³		
55	4750	6300			410	820	107	15,6	50,72x10 ³	41,59x10 ³	31,45x10 ³	18,64x10 ³		
65	4250	5600	3,2°	5°	625	1250	163	18,0	97,13x10 ³	79,65x10 ³	60,22x10 ³	35,70x10 ³		
75	3550	4750			1280	2560	333	21,6	113,32x10 ³	92,92x10 ³	70,26x10 ³	41,65x10 ³		
90	2800	3750			2400	4800	624	30,0	190,09x10 ³	155,87x10 ³	117,86x10 ³	69,86x10 ³		
100	2500	3350			3300	6600	858	36,0	253,08x10 ³	207,53x10 ³	156,91x10 ³	93,01x10 ³		
110	2240	3000			4800	9600	1246	42,0	311,61x10 ³	255,52x10 ³	193,20x10 ³	114,52x10 ³		
125	2000	2650			6650	13300	1729	48,0	474,86x10 ³	389,39x10 ³	294,41x10 ³	174,51x10 ³		
140	1800	2360			8550	17100	2223	54,6	660,49x10 ³	541,60x10 ³	409,50x10 ³	242,73x10 ³		
160	1500	2000			12800	25600	3328	75,0	890,36x10 ³	730,10x10 ³	552,03x10 ³	327,21x10 ³		
180	1400	1800			18650	37300	4849	78,0	2568,56x10 ³	2106,22x10 ³	1592,51x10 ³	943,95x10 ³		

Size	Component	Spider (part 2) 1)			Finish bore d (min-max)	Dimensions [mm]										Thread for set screws 2)
		92 Sh A	98 Sh A	64 Sh D		L	L ₁ /L ₂	E	b	a	D ₁	D ₂	D ₃	N	G	T ₁ (Nm)
14	1a	7,5	12,5	—	6-16	35	11	13	10	1,5	30	10	30	—	M4	1,5
	1	—	—	—	6-19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	10	17	—	19-24	66	25	16	12	2	41	18	32	20	M5	10
24	1	35	60	—	9-24	78	30	18	14	2	56	27	40	24	M5	10
	1a	—	—	—	22-28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1	95	160	—	10-28	90	35	20	15	2,5	66	30	48	28	M8	15
28	1a	—	—	—	28-38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

ROTEX® Cast Iron EN-GJL-250 (GG 25)																
38	1	12-38	114	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	190	325	405	38-45	164	70	24	18	3	80	38	78	62	M8	15
	1b	—	—	—	12-45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
42	1	14-42	140	56	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	265	450	540	42-55	126	50	26	20	3	95	46	94	40	M8	20
	1b	—	—	—	14-55	176	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—
48	1	15-48	150	63	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	310	525	655	48-60	140	56	28	21	3,5	105	51	104	45	M8	20
	1b	—	—	—	15-60	188	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—
55	1	20-55	190	65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	410	685	825	55-70	210	90	30	22	4	120	60	118	52	M10	20
	1b	—	—	—	20-70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
65	1	22-65	220	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	625	940	1175	65-80	185	75	35	26	4,5	135	68	135	61	M10	20
	1b	—	—	—	22-80	236	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
75	1	30-75	270	105	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	1280	1920	2400	75-95	210	85	40	30	5	160	80	160	—	M10	25
	1b	—	—	—	30-95	260	110	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	1	40-90	360	135	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1a	2400	3600	4500	90-110	245	100	45	34	5,5	200	100	200	—	M12	30
	1b	—	—	—	40-110	295	125	—	—	—	—	—	—	—	—	—

100	1	3300	4950	6180	100-110	410	110	50	38	8	220	110	220	99	M16	40
110	1	4800	7200	9000	110-125	295	120	55	42	6,5	255	127	200	96	M16	35
125	1	6650	10000	12500	125-145	340	140	60	46	7	290	147	230	112	M16	40
140	1	8550	12800	16000	140-160	375	155	65	50	7,5	320	165	255	124	M20	45
160	1	12800	19200	24000	160-185	425	175	75	57	9	370	190	290	140	M20	50
180	1	18650	28000	35000	180-200	475	195	85	64	10,5	420	220	325	156	M20	50

1) Material marking that the calculation/order is based on if no material is mentioned in the order.
2) From size 125 thread for set screws on request. 3) Material AL-H.

ROTEX® Torsionally flexible couplings

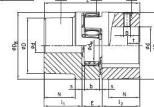


Shaft coupling design No. 001 - casted materials

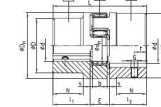


- Torsionally flexible, maintenance-free
- Damping vibrations
- Axial plug-in, fail-safe
- Allow machining – good dynamic properties
- Compact design/small flywheel effect
- Finish bore according to ISO H7, feather keyway according to DIN 6885 sheet 1 - JS9 and JS
- Basic programme/stock programme see pages 24 and 25
- Approved according to EC Standard 94/9/EC (without aluminium AL-D)
- Mounting instructions under www.ktr.com

Components



AL-D (thread opposite the keyway)



EN-GJL-250 / EN-GJS-400-15 (thread on the keyway)

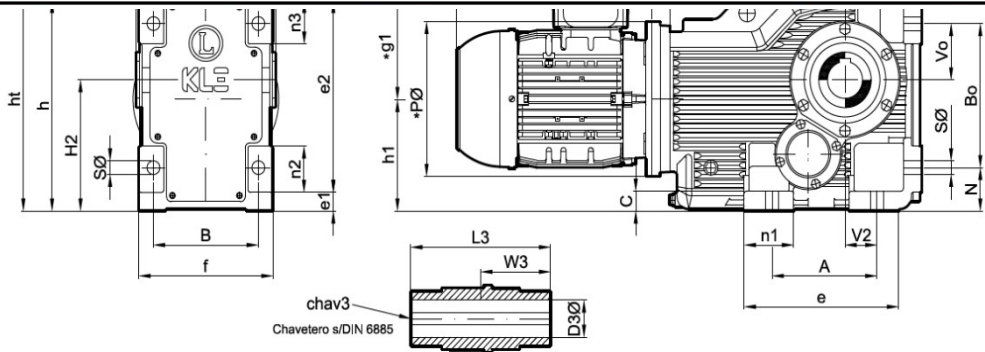
SELECCION DE MOTORREDUCTOR

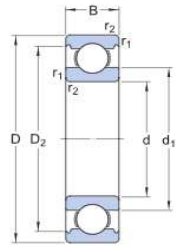
Potencia teórica	4802 [W]
	4,802 [kW]
Rendimiento reductor	98,5 [%]
Potencia de entrada	4,875126904 [kW]
V. salida del reductor	3,024149998 [1/s]
	28,87850525 [rpm]
Preselección del motor	
V. entrada del reductor	1460 [rpm]
Relación de reducción	50,5566333
Factor de servicio	1,5
Potencia de mando	7,312690355 [kW]
Motoreductor seleccionado	KL2-10-42-H1a

Potencia Entrada	Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO		Factor de Seguridad	Momento Útil	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos	
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página	
7,50 kW	0,00 HP	42,0	35,16	KL2	10,00	0,95	1647	1460	1680	672	150	37-38	51
		43,0	33,90	KL2	10,00	1,00	1588	1460	1680	672	150	37-38	51
		48,0	30,16	KL2	10,00	1,15	1413	1460	1680	672	150	37-38	51
		59,0	24,83	KL2	10,00	1,40	1163	1460	1680	672	150	37-38	51
		70,0	20,77	KL2	10,00	1,60	973	1460	1460	584	150	37-38	51
		77,0	18,93	KL2	10,00	1,70	887	1460	1460	584	150	37-38	51
		83,0	17,59	KL2	10,00	1,85	824	1460	1150	460	150	37-38	51
		94,0	15,58	KL2	10,00	2,05	730	1460	1150	460	150	37-38	51
		97,0	15,02	KL2	10,00	2,10	704	1460	1150	460	150	37-38	51

Modelo	D3ø	L3	chav 3	W3	H2	A	B	Bo	C	Sø	Q	Qo				B1ø	R1ø	S1ø	a1ø	c1	f1	J		
Model	keway 3			Tamaño Motor IEC / Motor Size																				
				80-90	100-112	132	160...	200	225<															
KL2	mm	50	210	14x9	105	180	150	165	200	25	18	278	32	32	52	82	----	230	265	14	300	16	5	4
KL3	mm	60	240	18x11	120	212	180	180	233	32	22	300	32	32	52	82	----	250	300	18	350	18	5	4
KL4	mm	70	300	20x12	150	265	225	225	295	36	26	340	32	32	52	82	----	350	400	18	450	18	5	8
KL45	mm	90	350	25x14	175	315	270	280	360	40	33	378	----	45	45	75	105	350	400	18	450	18	5	8
KL5	mm	100	412	28x16	206	375	350	330	420	50	39	450	----	45	45	75	105	450	500	18	550	28	5	8

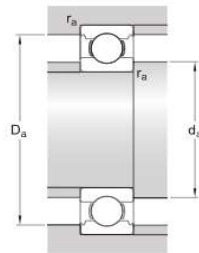
Modelo		N	No	Vo	V2	W1	Y	e	e1	e2	f	h	h1	ht	ht1	n1	n2	n3	n4	Peso kg	aceite lts
Model		Weight																			oil
KL2	mm	55	112	75	40	130	25	218	25	263	200	288	158,5	310	330	68	60	65	150	85	3,0
KL3	mm	70	132	91	55	150	30	265	30	310	230	340	181	365	387	85	75	70	175	145	5,0
KL4	mm	75	160	105	75	192	42	330	36	381	290	417	218	440	490	95	86	95	225	216	8,5
KL45	mm	95	200	140	95	216	41	380	45	465	340	503	264	525	524	115	100	115	225	330	15
KL5	mm	110	225	155	115	256	50	465	50	542	400	592	318	600	650	130	120	122	275	550	25





Dimensiones

d	20 mm	Diámetro interno
D	52 mm	Diámetro exterior
B	15 mm	Ancho
d ₁	≈ 30.35 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 44.71 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

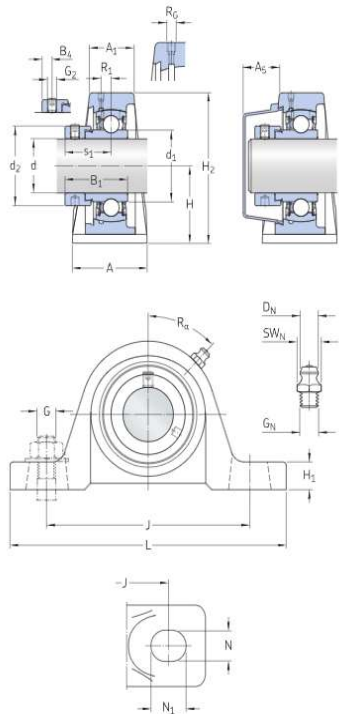
d _a	min. 27 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 45 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 1 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	16.8 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.8 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.335 kN
Velocidad de referencia		30 000 r/min
Velocidad límite		19 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	12

Verificación velocidad máxima de trabajo rodamientos

Diámetro rodadura	52 mm
Velocidad de traslación	0,35 m/s
Velocidad angular	13,7254902 [1/s] 131,0687767 [rpm]



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 46.1 mm	Diámetro del resalte del aro interior
d ₂	51.1 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	45.8 mm	Ancho de la base
A ₁	26.7 mm	Ancho superior
A ₅	22 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	25.4 mm	Ancho del aro interior
B ₁	38.9 mm	Ancho total del rodamiento
B ₄	6.75 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	47.63 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	18.26 mm	Altura del pie
H ₂	93.66 mm	Altura total
J	127 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 134.94 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	min. 119.06 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	166.69 mm	Longitud total
N	16.67 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
N ₁	20.64 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación
s ₁	29.4 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

ORIFICIO ROSCADO

R ₀	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para la boquilla engrasadora
R ₁	1.8 mm	Posición axial de la rosca del soporte

Datos del cálculo

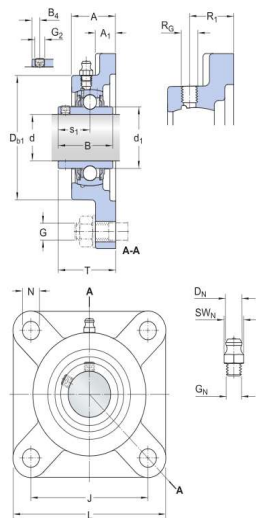
Capacidad de carga dinámica básica	C	25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	15.3 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.655 kN
Velocidad límite		5 300 r/min

Velocidad límite con tolerancia de eje hó

Selección Rodamientos eje motriz

Diam. 85 mm

<https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-UCF%20217>



Dimensiones

d	85 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 105 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	62.5 mm	Ancho total
A ₁	24 mm	Ancho de la pestaña
B	85.7 mm	Ancho del aro interior
B ₁	12 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D ₀₁	190 mm	Diámetro superior externo
J	175 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	220 mm	Longitud total
N	23 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	51.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	87.6 mm	Ancho total de la unidad

ORIFICIO ROSCADO

R ₀	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R ₁	41 mm	Posición axial de la rosca del soporte

BOQUILLA ENGRASADORA

D _N	6.589 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SW _N	11.11 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G _N	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	83.2 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	64 kN
Carga límite de fatiga	P ₀	2.5 kN
Velocidad límite		1 800 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

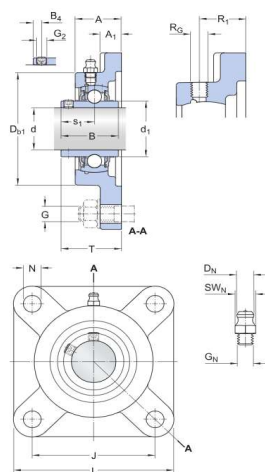
Masa de unidad de rodamientos	9.35 kg
-------------------------------	---------

Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M12x1.5
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		6.06 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		28.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	20 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.75 in

Diam. 100 mm

<https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-UCF%20320>



Dimensiones

d	100 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 135.5 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	94.5 mm	Ancho total
A ₁	33 mm	Ancho de la pestaña
B	108 mm	Ancho del aro interior
B ₁	18 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D ₀₁	275 mm	Diámetro superior externo
J	242 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	312 mm	Longitud total
N	38 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	66 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	125 mm	Ancho total de la unidad

ORIFICIO ROSCADO

R ₀	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R ₁	73 mm	Posición axial de la rosca del soporte

BOQUILLA ENGRASADORA

D _N	6.589 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SW _N	11.11 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G _N	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	174 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	140 kN
Carga límite de fatiga	P ₀	4.75 kN
Velocidad límite		1 700 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

Masa de unidad de rodamientos	29.8 kg
-------------------------------	---------

Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M16x1.5
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		8 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		50 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	33 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	1.3125 in