

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE



INGENIERÍA MECÁNICA

INFORME PROYECTO FINAL:

**DISEÑO DE MAQUINARIA PARA LA SEPARACIÓN MECÁNICA DEL
PVB Y EL VIDRIO DE LOS PARABRISAS DE VEHÍCULOS**

Profesor: Ing. Esp. Monti, Rubén

JTP: Ing. Benzi, Sebastián.

Auxiliar: Ing. Brunas, Cristian.

Director de Proyecto Final: Ing. Esp. Monti, Rubén

Alumnos:

-Berzano, Juan Manuel.

-Muñoz, Joaquín.

AÑO: 2023

ÍNDICE:

CAPÍTULO 1

1. 1 Introducción.....	5
1.2 Estudio de Mercado	5
1.3 Antecedentes	5
1.3.1 Descripción general del proceso de reciclado de parabrisas	7

CAPÍTULO 2

2.1 Objetivos del proyecto	10
2.2 Elementos a diseñar	10
2.2.1 TRITURADORA PARABRISAS	11
2.2.1.a) Modelos de trituradoras	11
2.2.1.b) Modelo a trabajar: Trituradora de Martillos. Características constructivas	14
TRITURADORA DISEÑADA	15
2.2.1.c) Diseño y dimensionamiento de cada elemento. Proceso de cálculo	16
1) Eje rotor principal	17
a) Cálculo por estática	17
b) Cálculo por cargas dinámicas	20
c) Cálculo de la tensión media de corte por torsión	21
d) Cálculo de la tensión media normal por flexión	22
e) Cálculo por teoría de falla de Von Mises	23
f) Verificación por torsión	27
2) Martillos de impacto	27
3) Platos de sujeción	28
4) Separadores	28
5) Espárragos	29
6) Volante de inercia	30
a) Verificación de la potencia adoptada	30
b) Dimensionamiento del volante	30
7) Poleas y correas de transmisión de potencia	32
a) Poleas seleccionadas	35
b) Correas seleccionadas	36

8) Motor	36
9) Chavetas	37
a) Chaveta extremo polea	37
b) Chaveta extremo volante de inercia	40
10) Acople de bloqueo	41
11) Rodamientos	42
12) Cribas	43
13) Boca de ingreso	44
14) Carcasa	46
15) Tapa visor	47
16) Tolva de descarga	48
17) Descarga final	48
18) Estructura	49
19) Cobertores	53
20) Anclajes químicos	54
2.2.1.d) Montaje de la trituradora	55
2.2.2 BANDA TRANSPORTADORA	56
2.2.2.a) Diseño y dimensionamiento de cada elemento. Proceso de cálculo	57
1) Generalidades para el cálculo: Extracto del “Catálogo de cintas transportadoras de Pirelli”	57
1.1) Características del material a transportar	58
2) Cargas actuantes	59
2.1) Esfuerzo en la periferia del tambor o tambores de la cabeza motriz	59
2.2) Esfuerzo periférico en el tambor motriz y tensión de la cinta a cada lado	61
2.3) Tensión T_p , en cinta inclinada debida al peso propio	62
2.4) Potencia absorbida por el transportador	63
3) Selección de la banda	64
3.1) Determinación del tipo y número de telas	64
3.2) Determinación del tipo y espesor de la goma de cobertura	64
4) Bastidor	66
5) Tambor motriz y conducido	67
6) Rodillos	68
7) Rodillos para retorno	69
8) Tensores	69
9) Porta rodamiento y rodamientos	70

10) Motorreductor	70
11) Soporte y brazo de reacción	71
12) Estructura	72
a) Patas y refuerzos	72
b) Tolva de admisión y descarga	72
2.2.2.d) Montaje de la banda transportadora	73
2.2.3 Tablero eléctrico	74
2.2.4 Elementos de protección personal de uso obligatorio	75
CAPÍTULO 3	
Conclusión	76
Bibliografía	78
ANEXO	
Planimetría	79

CAPÍTULO 1.

1.1 INTRODUCCIÓN:

En la Ciudad de Esperanza, provincia de Santa Fe, surge la necesidad por parte de un taller de parabrisas, de tratar los cristales rotos y/o descartados, en su destino final para reducir el impacto ambiental. Ante esta problemática, y haciendo un análisis de mercado, se observa que no existe en nuestro país, una empresa que dé respuesta a esta demanda, y cumpla con las condiciones medioambientales que se requieren para el tratamiento de estos materiales industrializados.

En este proyecto, se propone diseñar y construir un sistema mecánico para separar el PVB (Butiral de Polivinilo) del vidrio de los parabrisas de los automóviles mediante procesos físicos y químicos. Los parabrisas de los vehículos están compuestos por dos capas de vidrio unidas por una lámina de PVB que aporta una mayor resistencia al cristal. El PVB es el polímero más comúnmente utilizado como lámina intermedia debido a sus exclusivas propiedades, como, adhesión al vidrio, elasticidad y resistencia al impacto. En el caso de que no existiera el Butiral de polivinilo como elemento de unión de las dos placas, el proceso de reciclaje no presentaría mayores complicaciones, pero el hecho de tratarse de una combinación de plástico vidrio, hace que no se puede fundir el material directamente para reutilizarlo, dado que sus temperaturas de fusión son distintas, y generaría gases contaminantes, que actualmente se emiten al medio ambiente.

1.2 ESTUDIO DE MERCADO:

Consultando con distintos talleres de la región se llegó a la conclusión de que cada uno de ellos descartan 100 parabrisas mensualmente, lo que se traduce en 2 toneladas de residuos que van a parar a los rellenos sanitarios, y un escaso porcentaje es reutilizado artesanalmente.

Según datos de la Comisión Europea, se calcula que actualmente entre 7 y 8 millones de vehículos son desechados cada año en Europa. El vidrio laminado constituye aproximadamente el 3% del material total en los vehículos al finalizar su vida útil. Este vidrio laminado supone un residuo de unas 480.000 toneladas anuales en Europa proveniente sólo de automóviles fuera de uso.



Figura 1: Imagen de autos en desarmadero – Fuente: Ca.R.V.A.

1.3 ANTECEDENTES:

A lo largo de la historia se han realizado diversas tentativas fallidas para lograr el reciclado de polivinilbutiral (PVB), por ejemplo, en Alemania, varias plantas de reciclaje de vidrio son capaces de separar el vidrio del PVB, pero el producto obtenido no es reciclable debido a su elevado contenido de fracciones de goma y de cristal.

Un instituto alemán en Thüringen realizó una investigación sobre la purificación de polivinilbutiral (PVB) del cristal de parabrisas de vehículos hace algunos años en el cual se utilizaron diversos métodos de purificación sobre piezas de polivinilbutiral (PVB) en bruto, contaminadas con toda clase de impurezas.

La separación por flotación y diversas técnicas de filtración por fundido condujeron a un material más puro, pero seguían existiendo una gran cantidad de partículas contaminantes como caucho o cristal, provocando que la calidad del material resultante no fuera lo suficientemente aceptable para su reutilización en diversos tipos de aplicaciones.

Hasta ese momento solamente aplicaciones de calidad inferior como azulejos, aislamiento acústico, mezclas con betún, etc. habían sido encontrados para aprovechamiento del polivinilbutiral (PVB) reciclado.

Para el año 2009, los procesos de reciclaje del polivinilbutiral (PVB) más avanzados eran:

- **Proceso de separación seca de Societa' per L'Eletronica Applicata (SEA), Villanova (Bologna) Italia.**

Este proceso introduce como alternativa a los métodos tradicionales una separación del polivinilbutiral (PVB) del vidrio consistente en una filtración seca en estado fundido basado en las diferentes propiedades físicas de ambos materiales combinada con una técnica de separación gravitacional por ultrasonido.

- **Separación por flotación usando liquido con densidad > 1.0 g/cm³ de Thueringsches Institut für Kunststoff- Forschung eV (TITK), Rudolstadt, Alemania.**

Las técnicas de reciclado planteadas por la empresa TITK (Rudolstadt, Alemania) y fundamentadas en una línea piloto de separación de polivinilbutiral (PVB) y vidrio tienen la siguiente estructura:

Se empieza con una primera fase de separación, en ella se emplean técnicas basadas en la diferencia de fragilidad entre los dos materiales. Pasando los parabrisas entre tres rodillos, la capa de cristal se hará fragmentos y el plástico flexible restante permanecerá en una hoja. Para posteriormente, ser introducidas en la línea de separación basada en la flotación y que se compone de las siguientes etapas:

- 1ª Etapa: Se utiliza un líquido de densidad 1,0 g/ml para eliminar las poliolefinas (Polipropileno y Polietileno), así como el polvo y suciedad incrustada superficialmente.
- 2ª Etapa: En esta segunda etapa, se introduce el efluente de polivinilbutiral (PVB) todavía contaminado con vidrio, caucho, etc. en agua que contiene Na₂SO₄ (d=1,1. g/ml). Con ello, se obtienen dos corrientes:
 - PVB + Na₂SO₄
 - PVB + (PA, PET, Vidrio, Goma, etc.)
- 3ª Etapa: Esta última etapa se centra en la separación del (PVB) y Na₂SO₄, utilizando para ello la flotación en agua, obteniendo una corriente (PVB) con una pureza mayor.

La pureza que se consigue con estas técnicas no es suficiente para su reutilización como láminas de polivinilbutiral (PVB) para fabricación de vidrio laminado y por lo tanto deben considerarse otras técnicas.

Los avances en técnicas de separación han transformado el campo de estudio, como, por ejemplo, los sistemas de separación por floculación selectiva, pudiendo desarrollar sistemas que hace 20 años habrían sido considerados imposibles para la separación a nivel industrial.

Estos métodos han sido aplicados ya con éxito en la separación de los contaminantes de la silicona, pero hasta la fecha nunca se habían utilizado para la eliminación de los contaminantes de dicho polímero.

Actualmente existen patentes relacionadas con el reciclado de polivinilbutiral pudiendo citar las siguientes:

- DE 19509244 de BUNA SOW LEUNA OLEFINVERB GmbH, en la que se describe un método para la recuperación de polivinilbutiral del vidrio laminado evitando su degradación física y química, para lo cual se funde el Butiral y se extraen las impurezas residuales mediante separación de ambos y se vuelve a introducir en el proceso.
- DE 19811199 de VIDEO COMPUTER RECYCLING, en la que se describe un método para la recuperación de polivinilbutiral del vidrio de seguridad y equipo de proceso, en el que se realiza la purificación del polivinilbutiral (PVB) pero utilizando autoclaves, altas temperaturas, gases inertes entre otros, de forma que se llega a fundir el (PVB) y se realizan tratamientos posteriores para obtener el (PVB) puro y sólido.
- DE 10301738 de VICOR GmbH VIDEO COMP RECYCLIN, en la que se describe un método de recuperación de polivinilbutiral de vidrio laminado de seguridad que implica introducir en agua que contiene un alcoholato de metal catalizador y con un aditivo libre en agua antes de su secado y granulado, basado en una purificación del (PVB) mediante un tratamiento bajo agitación y en caliente con un alcoholato de metal como catalizador.

A su vez, en el año 2009, el Centro Tecnológico Lurederra (España), obtuvo una patente emitida por la EUROPEAN COMISSION, al crear con éxito una planta piloto dedicada al reciclado del PVB del vidrio laminado, cuyo proyecto se denomina “Design and development of a demonstrative pilot plant for the recycling of polyvinyl butyral (PVB)”, con número de expediente WO/2009/118426, tras varios años de investigación, con aportes privados, y en conjunto a empresas dedicadas al desarrollo científico-tecnológico. Hoy en día son varias las empresas españolas que llevan a adelante esta actividad a nivel industrial, por lo que se considera a dicho país como el pionero en el reciclaje del PVB de alta pureza, lo que reduce así las emisiones al medio ambiente durante su etapa de reutilización.

1.3.1 Descripción general del proceso desarrollado por el Centro Tecnológico Lurederra (España):

Una vez validado el proceso a escala de laboratorio, se llevó a cabo el desarrollo de la planta piloto de reciclado, mediante el proyecto “LIFE09 ENV/ES/000501”, con una capacidad de tratamiento de 20 Kg/h. Obteniendo al final del proceso un material purificado con propiedades adecuadas para ser reutilizado en la fabricación de vidrio laminado. La planta piloto de reciclado de PVB, ubicada en Los Arcos (Navarra, España), consta de tres módulos independientes, desarrollados para una finalidad concreta del proceso de purificación del producto. Las tres fases fundamentales del proceso de reciclado de PVB son las que se explican a continuación:

- **Módulo I: EXTRACCIÓN-SEPARACIÓN:** Fase de trituración de parabrisas eliminando los elementos de este que contaminan el proceso (gomas periféricas y banda coloreada), separación en dos corrientes:

- Vidrio
- PVB impurificado con polvo de vidrio adherido.

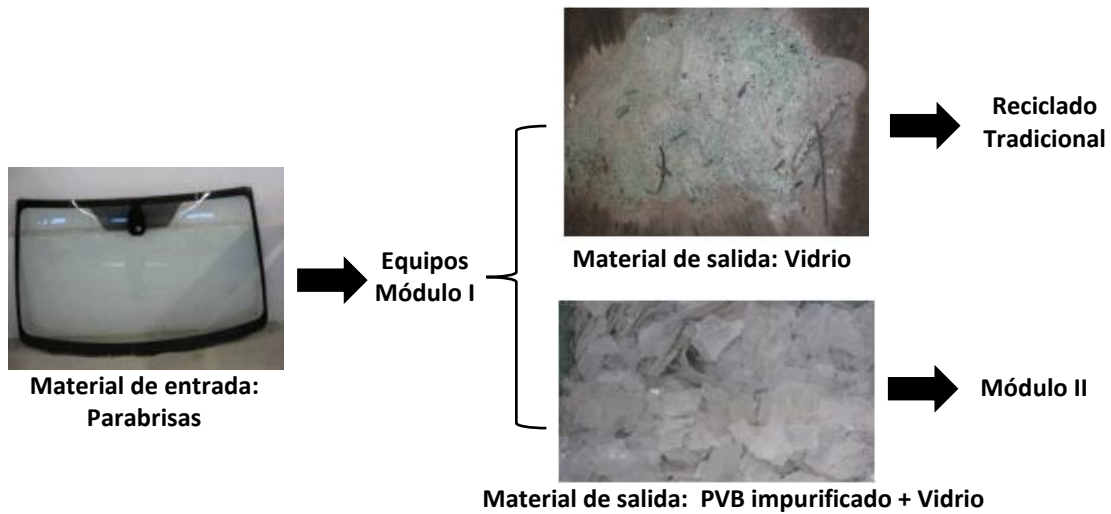


Figura 2: Diagrama de flujo del módulo 1



Figura 3: Esquema del módulo de separación mecánica

- **Módulo II: Purificación:** Fase basada en la tecnología desarrollada y patentada por el Centro Tecnológico Lurederra, en la que mediante una serie de reacciones químicas se consigue obtener un material libre de impurezas de vidrio partiendo de PVB posconsumo impurificado. Durante esta fase también se realiza un lavado y secado del material siendo acondicionado para la fase posterior.

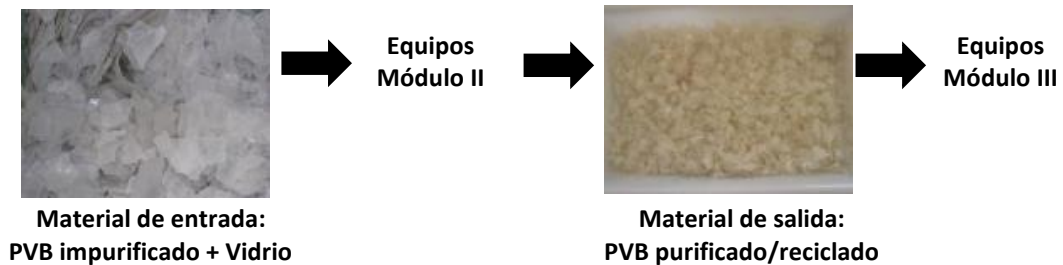


Figura 4: Diagrama de flujo del módulo 2

- **Módulo II: PURIFICACIÓN**

1. **Reactor 1:** Proceso principal de separación de las partículas de vidrio adheridas al PVB.
2. **Depósito auxiliar:** Recirculación de la disolución para limpiarla mediante un sistema de filtrado.
3. **Lavadora intermedia:** Limpieza del PVB tratado en el Reactor 1.
4. **Reactor 2:** Segundo tratamiento para la recuperación del PVB.
5. **Lavadora final:** Limpieza del PVB tratado en el reactor 2.
6. **Secadora centrífuga:** Eliminar la humedad del PVB purificado.

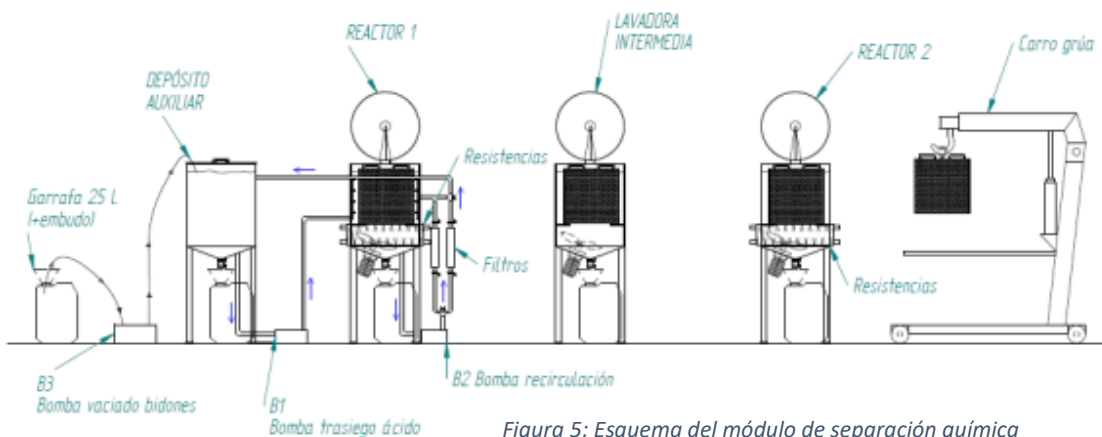


Figura 5: Esquema del módulo de separación química

- **Módulo III: Procesado:** Durante esta fase se realiza un acondicionamiento de las escamas de PVB purificado, procedentes del Módulo II, transformándolas en granza de PVB reciclado.



Figura 6: Diagrama de flujo del módulo 3

Debido a la independencia de los tres módulos de los que está compuesta la planta piloto de reciclado, es posible utilizar dos tipos de fuentes de residuos para llevar a cabo la purificación del material. Por un lado, se puede reciclar el parabrisas, extrayendo el PVB en el módulo I y posteriormente realizando el tratamiento químico en el módulo II y por otro lado se puede utilizar como material de entrada PVB posconsumo, procedente de empresas recicladoras de vidrio, realizando directamente el proceso de purificación en el módulo II.

En la tabla resumen que se muestra a continuación se presentan los resultados obtenidos por el Centro Tecnológico Lurederra, con relación a características mecánicas del PVB reciclado comparándolas con las de PVB comercial:

Propiedad	PVB comercial	PVB reciclado
Densidad (g/cm ³)	1.064	1.069
Dureza	85	87
Resistencia a la tracción (Kgf/cm ²)	288	272
Alargamiento a la rotura (%)	225	211

Tabla 1: Comparación entre el PVB comercial y el reciclado

Se puede ver que el producto reciclado tiene un comportamiento similar al material virgen, lo cual hace que el procedimiento adquiera mayor relevancia, ya que se reduce el impacto ambiental al reutilizar dicho polímero, disminuyendo los residuos, y obteniendo un PVB semejante al comercial.

CAPÍTULO 2.

2.1 OBJETIVOS DEL PROYECTO:

Tomando como referencia el proceso anteriormente descrito, lo que se pretende en este proyecto es diseñar el mecanismo de rotura del parabrisas, el sistema de transporte desde los molinos trituradores hasta la criba de separación. Es decir, tomar dos elementos del Módulo I del procedimiento mencionado previamente, con el objetivo de hacer un análisis técnico específico, mediante el cual se pueda lograr una separación mecánica del vidrio con el PVB.



Figura 7: Elementos a diseñar del módulo 1

Dada la magnitud del proceso completo, se propone el análisis de estos dos elementos (trituradora - banda transportadora), pero dejando abierta la posibilidad para que el proyecto se pueda continuar más adelante, y así poder desarrollar la primera planta de tratamiento de PVB en la región.

2.2 ELEMENTOS A DISEÑAR:

Lo que se pretende realizar es una reingeniería sobre estos elementos del proceso:

- **Molino triturador y banda transportadora de salida:**

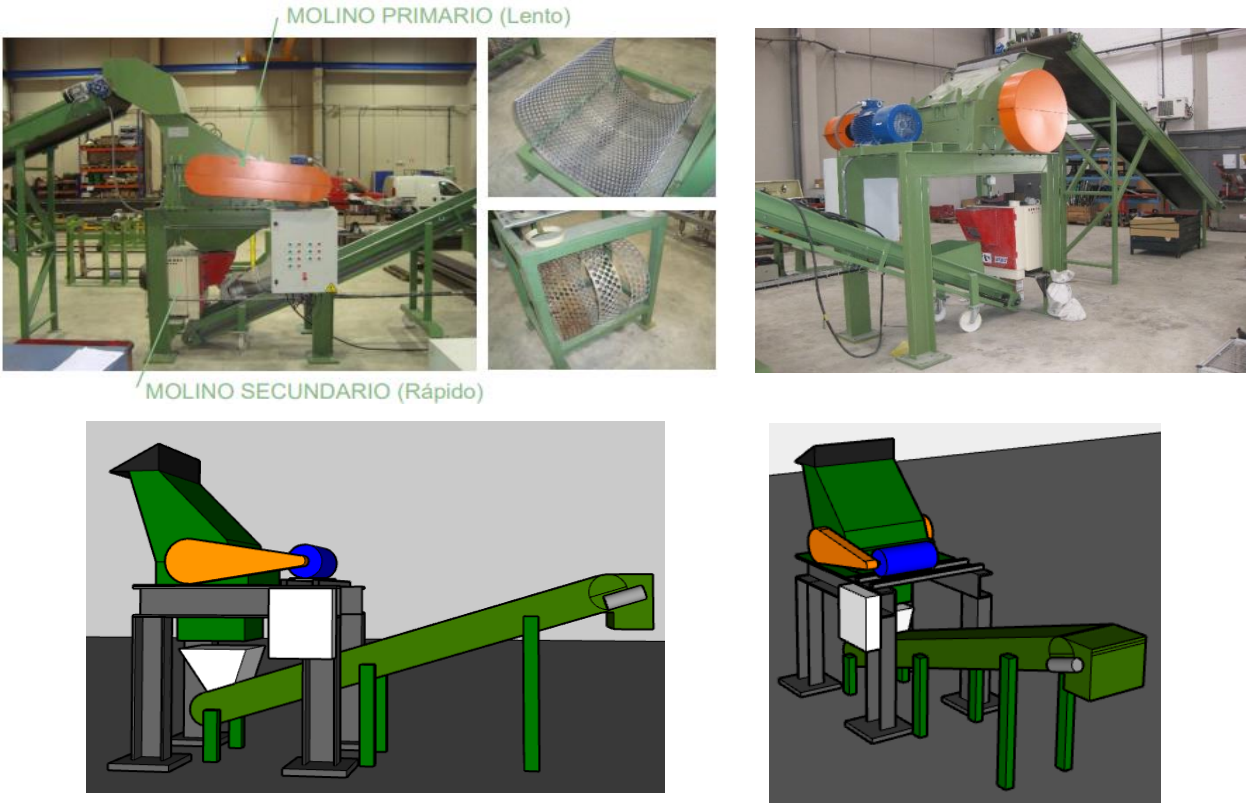


Figura 8: Trituradora y banda transportadora (reales y modeladas en Sketch Up)

2.2.1 TRITURADORA DE PARABRISAS:

a) Modelos de trituradoras:¹

El siguiente análisis fue elaborado por la empresa española “Andela”, quien se dedica al desarrollo y comercialización de trituradoras para la industria del vidrio. Los modelos que se exponen más adelante son algunos de los diseños que hay en el mercado, y se toman como referencia para este proyecto.

Las trituradoras de vidrio son un tipo de maquinaria diseñada exclusivamente para romper, destruir y triturar vidrio de diferente tamaño, como botellas, parabrisas u otro tipo de objetos. Estas máquinas están recomendadas para grandes industrias y todo tipo de empresas que trabajen con vidrio, ya que permiten reducir hasta el 80% del volumen de este residuo. Las trituradoras, en líneas generales, trabajan con grandes cantidades de vidrio, lo que acorta el tiempo de trabajo.

Gracias al mecanismo que emplean las trituradoras de vidrio, sus capacidades y tamaños pueden variar para adaptarse a entornos laborales e industriales de todo tipo. Por ejemplo, existen trituradoras de vidrio para oficinas o restaurantes, así como también pueden encontrarse este tipo de máquinas para trabajar en grandes plantas de reciclaje o instalaciones para transformación de vidrio.

Tipos de trituradoras de vidrio:

- **Trituradoras de rodillos:** Las trituradoras de rodillos emplean un par de rodillos articulados o giratorios para romper, quebrar y triturar el vidrio. Aunque trabajan con todo tipo de residuo, son especialmente recomendables para trabajar con vidrio fino y uniforme.

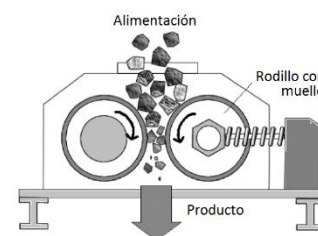


Figura 9: Trituradora de rodillos

- **Trituradoras de impacto:** Las trituradoras de impacto emplean martillos que giran rápidamente para golpear el vidrio. Con este mecanismo dispuesto en serie logran romper el residuo en pedazos más pequeños para facilitar el trabajo posterior. Gracias a su potencia, esta máquina es idónea para trabajar con cualquier tipo de vidrio, en especial el de tipo grueso y resistente.

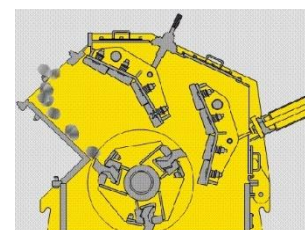


Figura 10: Trituradora de impacto

- **Trituradoras de martillos:** Las trituradoras de martillo se componen de un sistema interno de martillos oscilantes que golpean y rompen el vidrio en fragmentos mucho más pequeños. Estas máquinas están indicadas para todo tipo de trabajo, aunque por su mecanismo funcionan especialmente mejor para triturar vidrio mezclado con materiales plásticos o etiquetas.

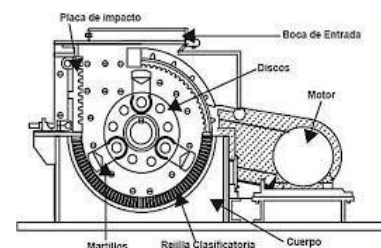


Figura 11: Trituradora de martillos

- **Trituradoras de cono:** Las trituradoras de cono emplean un mecanismo que consiste en un cono giratorio que rompe el vidrio en fragmentos pequeños, lo cual facilita las tareas posteriores. Debido a su sistema interno, este tipo de maquinaria está más indicado al trabajo con residuos de tamaño medio y grosor fino.

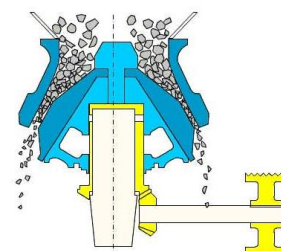


Figura 12: Trituradora de conos

¹ <https://internacomediambiente.es/noticias/trituradoras-de-vidrio-andela-la-solucion-a-la-gestion-de-residuo/>

• Trituradoras de mandíbulas: Las trituradoras de mandíbulas son potentes máquinas que pueden emplearse hasta en trabajos de minería o extracción de cantera, pero también pueden ajustar su potencia para tareas de reciclaje de vidrio. Emplean un sistema interno compuesto por dos piezas llamadas mandíbulas, una móvil y otra fija, que ejercen presión y se desplazan hacia adelante y hacia atrás para destruir el vidrio. Dadas sus capacidades, esta máquina puede trabajar cualquier tipo de vidrio y son especialmente útiles con aquellos residuos resistentes.

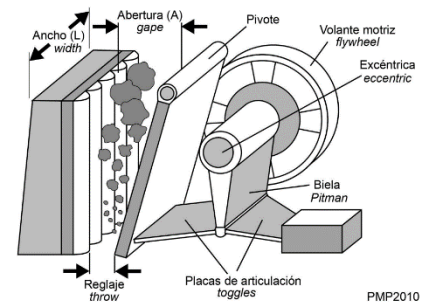


Figura 13: Trituradora de mandíbulas

Modelos en el mercado:

- Trituradora de vidrio AWS-2

La trituradora de vidrio AWS-2 de Andela está indicada para el reciclado específicamente de vidrio laminado, ya que es capaz de reducir el tamaño de este material y separarlo del butiral de polivinilo. Por su capacidad, la AWS-2 es capaz de gestionar hasta 4 toneladas de vidrio laminado por hora. Esta máquina está indicada para el tratamiento de parabrisas.



Figura 14: Trituradora AWS-2

- Trituradora de vidrio AGB-1HD

La trituradora de vidrio AGB-1HD de Andela está desarrollada para reducir aquellos restos de vidrio que se generan durante la actividad industrial natural de una empresa. Esta máquina tiene una capacidad de trabajo de hasta 10 toneladas de residuos por hora y, por su mecanismo, puede triturar materiales finos y frágiles, como cristal, vidrio o cerámicas. La tecnología de la AGB-1HD permite a esta trituradora ser capaz de separar los materiales y adaptarse según las necesidades. El resultado obtenido son pequeños fragmentos sin aristas, reutilizable por otros sectores.



Figura 15: Trituradora AGB-1HD

- Trituradora de vidrio AGB-2HD

La trituradora de vidrio AGB-2HD de Andela se caracteriza por gozar de una tecnología que le permite seleccionar y reducir el tamaño de cada vidrio o material dispuesto para triturar. Gracias a sus dimensiones, esta máquina puede procesar hasta 20 toneladas de residuos en una hora. Pese a esto, la flexibilidad y la durabilidad del diseño de la AGB-2HD hacen de esta máquina un dispositivo altamente adaptativo. El producto resultante del triturado es reutilizable en construcción, jardinería o industrias de transformación.



Figura 16: Trituradora AGB-2HD

- Trituradora de vidrio AGC-1

La trituradora de vidrio AGC-1 de Andela se utiliza para reducir el volumen de desperdicios, ahorrar costos y mejorar el proceso de reciclado. Esta máquina es más ligera que las anteriores, lo cual le permite ser más versátil. Sin embargo, su diseño no se resiente y se mantiene robusto, fabricado en



Figura 17: Trituradora AGC-1

acero, con puertas de acceso para facilitar el mantenimiento y una cinta transportadora de alta resistencia. Debido a todo esto, la AGC-1 es una trituradora de vidrio capaz de trabajar hasta con 3 toneladas de residuos en una hora.

Trituradora de vidrio GP-2HD

La trituradora de vidrio GP-2HD de Andela está indicada tanto para el reciclaje como para la eliminación el vidrio. Esta máquina ofrece una solución completa y definitiva para el tratamiento de residuos tan diferentes como láminas, parabrisas, botellas o vidrios mezclados con papel, plástico o metal. La GP-2HD cuenta con una capacidad para procesar hasta 20 toneladas de residuos en una hora. Pese a esto, esta máquina se instala a medida según las necesidades de la empresa y garantiza un funcionamiento silencioso, así como un manejo sencillo y un mantenimiento fácil.



Figura 18: Trituradora GP-2HD

En Argentina, la empresa “AbyPer S.A.” tiene una línea de productos “ABECOM” entre los cuales se destacan las:

- Trituradoras TE: Trituradoras aptas para Residuos Industriales, Papel, Cartón, Plásticos, Chatarras livianas, Maderas, Residuos Orgánicos, Vidrio, Residuos Hospitalarios, Etc.



Figura 19: Trituradora TE

		Modelo		
Características		TE236-50/7,5	TE250-50/15	TE275-50/25
Cámara de Trituración	mm	360 x 500	500 x 500	750 x 500
Cantidad de ejes portacuchillas		2	2	2
Velocidad de rotación	rpm	10/20	18/23	18/23
Potencia del motor	HP.	7,5	15	25

Tabla 2: Modelo de trituradoras TE

- Trituradoras TV: Trituradores especialmente preparados para botellas de vidrio.



Figura 20: Trituradora TV

		Modelo	
Características		TV140-30/4	TV165-44/15
Cámara de Trituración	mm	400 x 300	650 x 440
Cantidad de ejes portacuchillas		1	1
Velocidad de rotación	Rpm	150	150
Capacidad de producción nominal	botellas/hora	2.000	15.000
Potencia del motor	HP	4	15

Tabla 3: Modelos de trituradoras TV

b) Modelo a trabajar: Trituradora de Martillos. Características constructivas

El sistema seleccionado para la trituradora a diseñar en este proyecto consiste en el del tipo “Molino de martillos”, debido a que es el más utilizado en aplicaciones similares, y resulta menos complejo que uno de rodillos.

Su mecanismo emplea una lluvia de golpes por medio de una serie de martillos rotativos que están unidos a un eje e impactan reiteradamente para destruir y desintegrar el material, al final pasa a través de una criba perforada con medidas específicas de acuerdo a la granulometría estimada. La alimentación central está completamente simétrica, con lo cual se distribuye el producto a través de todo el ancho del área de la cámara para un desgaste uniforme de los martillos, lo que permite utilizar ambos bordes antes de que se requiera el reemplazo.

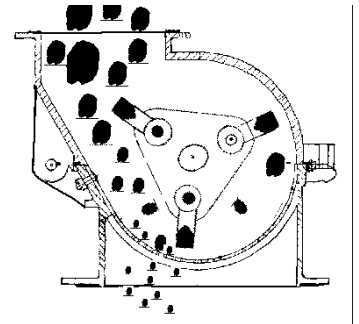


Figura 21: Trituradora de martillos

Como ya se mencionó, debajo del rotor se instala una criba para controlar la granulometría del producto triturado. El producto no saldrá de la cámara de trituración hasta que sus partículas no tengan un diámetro inferior al del orificio de la criba. Por lo tanto, el molino realizará gran cantidad de cortes sobre el mismo elemento hasta que los trozos obtengan el tamaño adecuado para pasar a través de los orificios.

Características técnicas del sistema de trituración por martillos

Ventajas:

- Alta productividad (kg/h).
- Precio reducido.
- Control de granulometría máxima mediante criba.
- Se pueden obtener granulometrías bajas.
- Mantenimiento mecánico bajo.
- Bajo mantenimiento de martillos.
- Se pueden introducir elementos de espesores medios.
- Cámara de molienda.

Desventajas:

- No apto para altos espesores.
- No se puede controlar la granulometría mínima. Alta dispersión de la granulometría.
- Puede generar mucho polvo.

Elementos generales que conforman una trituradora de martillos:

- Boca de ingreso del material
- Eje – Rotor
- Platos de sujeción
- Martillos de impacto
- Pasadores porta martillos
- Separadores
- Criba
- Carcasa
- Tolva de descarga
- Polea
- Volante de inercia

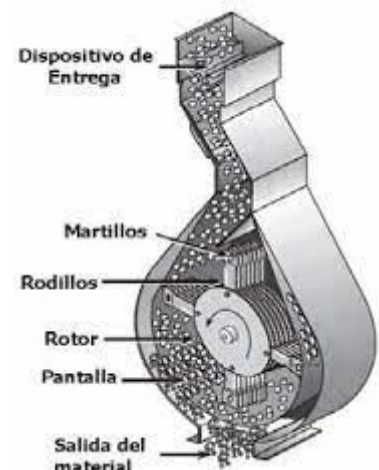


Figura 22: Partes de la trituradora de martillos

TRITURADORA DISEÑADA:

Teniendo en cuenta los antecedentes, la disponibilidad de materiales en el mercado local, la facilidad en el mantenimiento, la seguridad a la hora de operarla, y las solicitaciones a las que estará sometida la máquina, se llegó al siguiente diseño, cumpliendo con los requerimientos del proyecto.

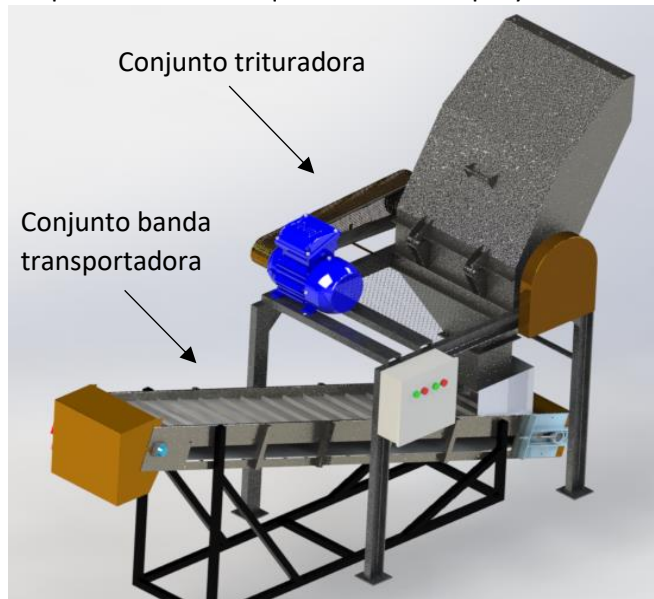


Figura 23: Trituradora a martillos y banda transportadora para molienda de parabrisas.

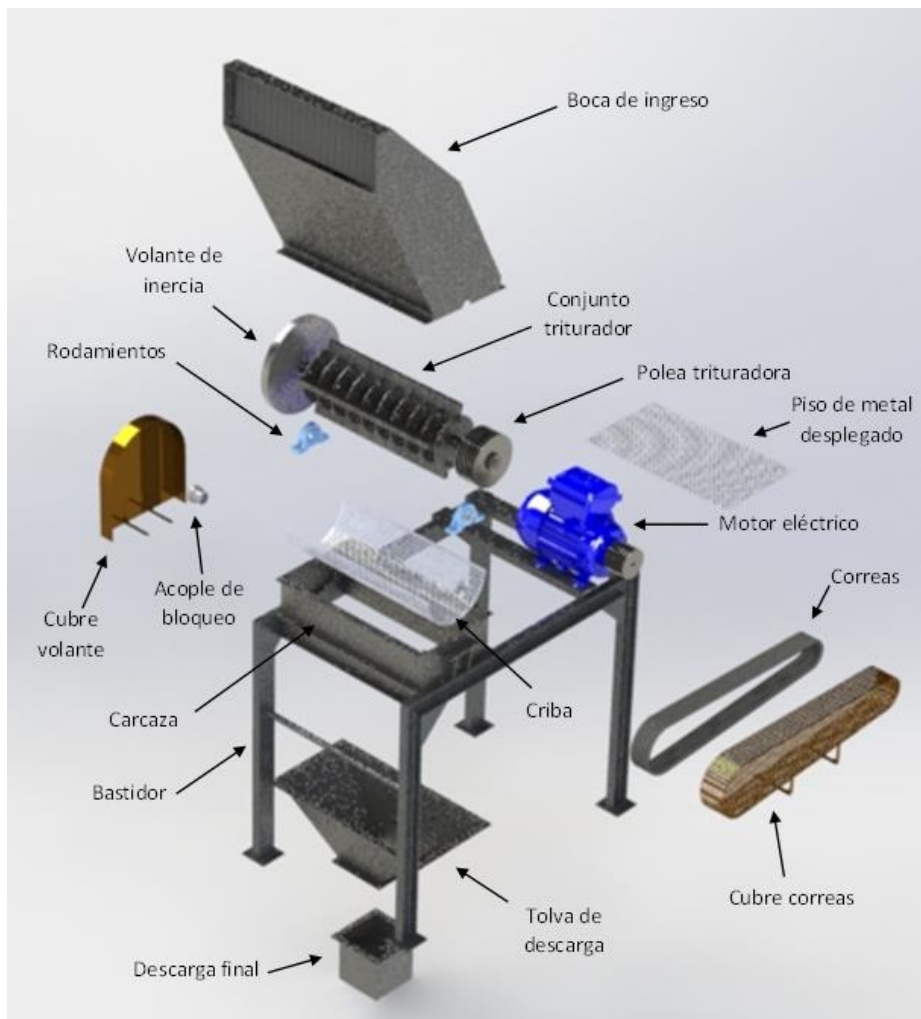


Figura 24: Despiece trituradora a martillos para molienda de parabrisas.

c) Diseño y dimensionamiento de cada elemento. Proceso de cálculo

Para el dimensionamiento del eje se tuvieron en cuenta múltiples variables que afectan a dicho elemento. Debido a que en el diseño del eje de la trituradora intervienen las dimensiones de los demás componentes, y viceversa, se debe fijar un punto de partida y adoptar ciertos parámetros iniciales, que luego podrían corroborarse mediante cálculos de verificación.

El proceso de cálculo que se adoptó en este proyecto consistió en comenzar con la suposición y estimación de algunos de los parámetros que actúan sobre el eje, y así formular una planilla de cálculo (adjunta en Anexos), y que luego se fue retroalimentando con los valores obtenidos, verificados y adoptados comercialmente. Ya que dicho análisis es iterativo, y depende de un modelo matemático que fue variando a medida que se iban calculando los componentes, lo que se va a desarrollar a continuación es el cálculo con los parámetros hacia los cuales el modelo fue convergiendo. Es por ello que a lo largo de este desarrollo aparecerán valores que se obtienen en cálculos posteriores, pero que inicialmente fueron suposiciones por semejanzas.

El siguiente esquema muestra la dependencia entre variables, lo cual vuelve complejo al sistema de ecuaciones que se obtiene, y es ahí donde toma relevancia la hoja de cálculo desarrollada para dicho modelo.



Figura 25: Diagrama que relaciona el diámetro del eje con los demás componentes

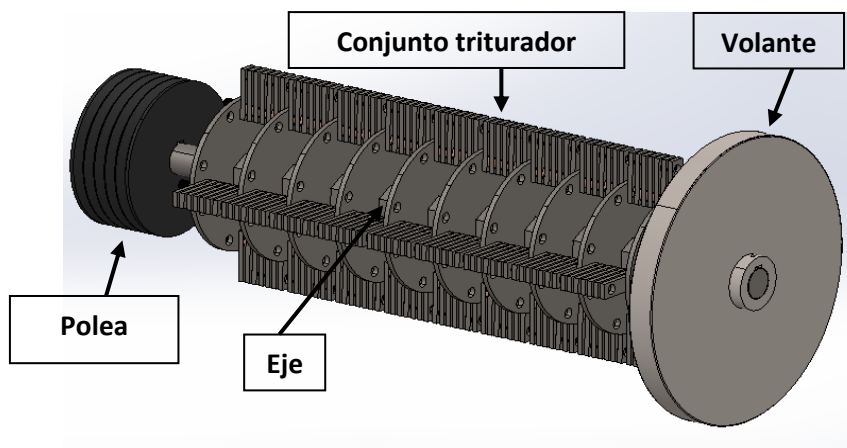


Figura 26: Eje + Conjunto triturador + Polea tractora + Volante

1. Eje rotor principal

Para el eje se decidió trabajar con un acero laminado hexagonal - SAE 1045 – Templado y Revenido, debido a su resistencia mecánica, la dureza, y la disponibilidad en el mercado. El objetivo de utilizar una sección hexagonal consiste en aprovechar las aristas para generar el arrastre, y transmitir la torsión al conjunto de platos, y así prescindir de chavetas u otros elementos de unión.

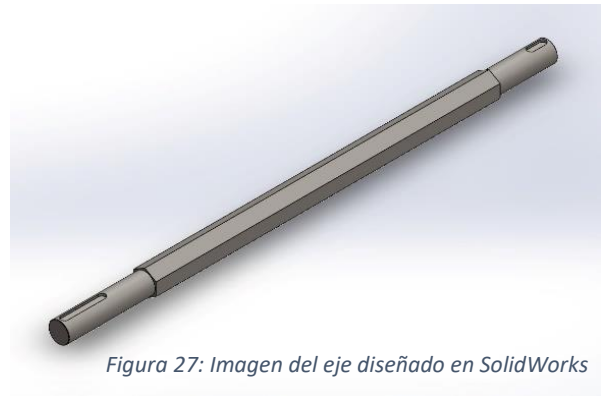


Figura 27: Imagen del eje diseñado en SolidWorks

Propiedades del acero SAE 1045 – Templado y revenido:²

- Tensión normal rotura: $\sigma_{rot} = 5600$ [kg/cm²]
- Tensión normal fluencia: $\sigma_{fl} = 3200$ [kg/cm²]
- Tensión normal fatiga: $\sigma_{fa}' = \sigma_{rot} / 2 = 2800$ [kg/cm²]
- Tensión cortante fluencia: $\tau_{fl} = 0,6 * \sigma_{fl} = 1920$ [kg/cm²]
- Tensión tangencial rotura: $\tau_{rot} = 3700$ [kg/cm²]
- Dureza Brinell: 220

COMPOSICIÓN QUÍMICA		C	Mn	P	S	Si			
		0.43/0.50	0.60/0.90	0.04 máx	0.04 máx	0.15/0.35			
PROPIEDADES MECÁNICAS									
Estado del material	Resistencia a la tracción Kg/mm2	Límite elástico Kg/mm2	Alargamiento %		Reducción de área	Dureza Brinell aprox.			
Laminado en caliente	60	38	16		40	220/240			
Calibrado	65	54	10		35	250/280			
Recocido subcrítico	56	32	25		55	220			
Normalizado	58	34	14		40	230			
Temple y Revenido	56	32	25		55	220			

Figura 28: Datos del proveedor del material para el eje

a) Cálculo por estática:

En primer lugar, se deben calcular las fuerzas que actúan sobre el árbol. Para ello se lo considera como una viga simplemente apoyada en dos apoyos, los rodamientos, bajo las cargas producidas por el volante, la patea, el conjunto de platos y martillos, y el peso propio del eje.

² Datos obtenidos según “PROMECOL LTDA.” - Berzano, Juan Manuel / Muñoz, Joaquín

En este análisis se tienen en cuenta dimensiones, para cada uno de los componentes, similares a las de otras trituradoras, como las mencionadas en el punto 2.2.1.a). En relación con esto último, se plantea un diseño preliminar en SolidWorks del conjunto de martillos y platos de sujeción, más los elementos de separación pertinentes, para tener noción de la carga repartida que se aplica en esa zona del eje. El diseño específico de cada uno de esos componentes se verá más adelante en la sección correspondiente a cada uno.

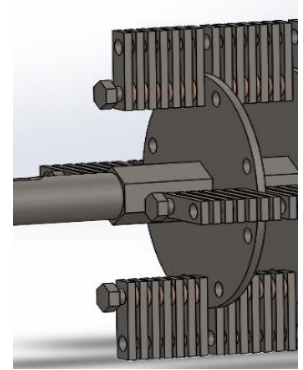


Figura 29: Conjunto trituradora

Peso del conjunto triturador preliminar:

Cantidad	Pieza	Peso/unit [kg]	Peso total [kg]
10	PLATOS SUJESORES	5,33	53,33
252	MARTILLOS	0,093	23,44
216	SEPARADORES	0,017	3,67
4	ESPÁRRAGOS	2,56	10,24
PESO TOTAL DEL CONJUNTO			90,68

Esta carga se distribuye en el eje, a lo largo de una longitud que se llamará “Lqrep”, y corresponde al ancho máximo que puede tener un parabrisas al ingresar a la trituradora. Dicha medida será de 1000 [mm], resultando así una carga repartida $q = 90,68 \text{ [kg]/1000 [mm]} = 0,091 \text{ [kg/mm]} \text{ (0,88 [N/mm])}$. En caso de que se requiera triturar un parabrisas de mayores dimensiones, se deberá cortar previamente en la cizalla.

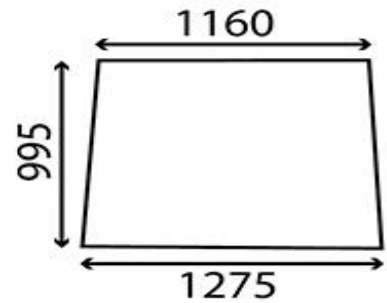


Figura 30: Dimensiones de un parabrisas

Diagrama de cuerpo libre:

Longitudes:

- Longitud total del eje $L_{v-p} = 1420 \text{ [mm]}$
- Longitud entre apoyos: $L_{a-b} = 1150 \text{ [mm]}$
- Longitud entre polea y B: $L_{b-p} = 60 \text{ [mm]}$
- Longitud entre volante y A: $L_{v-a} = 60 \text{ [mm]}$
- Longitud carga repartida: $L_{qrep} = 1000 \text{ [mm]}$
- Distancia “X”: $X = 75 \text{ [mm]}$

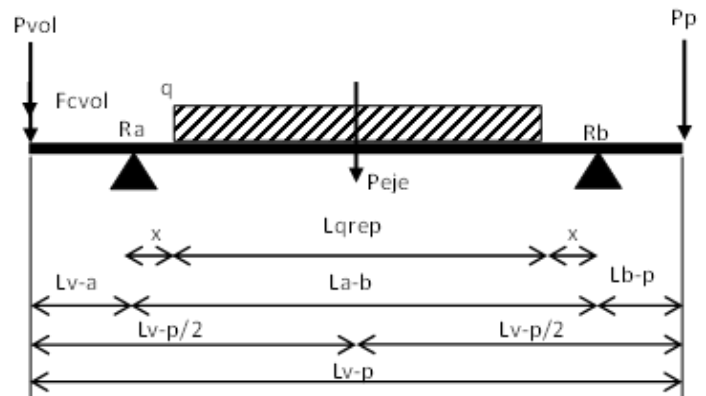
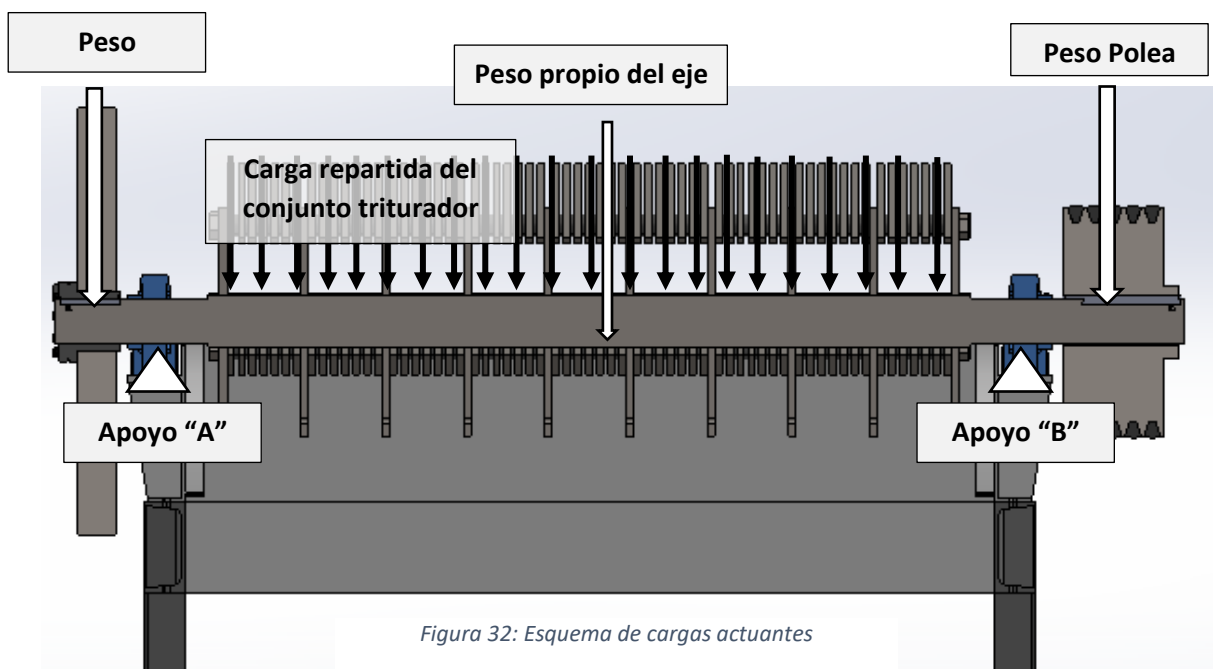


Figura 31: Diagrama de cuerpo libre

Estas longitudes se tomaron teniendo en cuenta las dimensiones de cada uno de los componentes que intervienen, y fuero sufriendo modificaciones a lo largo del desarrollo, hasta definir las medidas exactas de cada pieza, y llegar a los valores que se expresan.

Cargas actuantes:

- Peso propio: Peje = 35 [kg] = 343,35 [N] (En un primer momento no se consideró el peso propio del eje, ya que, al no conocerse el diámetro, no se podía tener noción de cuánto pesaría. Luego de resolver el sistema de ecuaciones se pudo determinar el diámetro, y con ello, el peso).
- Peso conjunto triturador: $q = 0,091$ [kg/mm] = 0,88 [N/mm]
- Peso volante: Pvol = 80 [kg] = 784 [N]. (Inicialmente se consideró un volante de 80 [kg], y luego de obtener un diámetro mínimo para el eje, se pudo calcular el peso final de este elemento. Ver cálculo en el punto 2.2.1.c.6.b.).
- Peso de polea: Ppol = 53,4 [kg] = 523,85 [N] (El peso de la polea depende de la cantidad de correas que son necesarias para transmitir la potencia al eje, por lo tanto, se pudo estimar al conocer el diámetro de este. 2.2.1.c.7.).
- Fuerza de la polea (plano vertical): Fpol = 0,00 [kg] = 0,00 [N] (2.2.1.c.7. se demuestra que la polea no ejerce fuerza en el plano analizado, pero en un primer momento era una variable que se tuvo en cuenta).



Haciendo sumatoria de fuerzas verticales, y planteando sumatoria de momentos en el rodamiento A, se llegó a las siguientes ecuaciones:

$$\sum Fy = 0 = Ra + Rb - Pp - Pv - Fp - q * Lqrep \quad \text{Ec. (1)}$$

$$\sum Ma = 0 = -Pv * La-v - Rb * La-b + Pp * (Lv-p/2 - Lv-a) + q * Lqrep * La-b/2 + Fp * (La-b+Lb-p) \quad \text{Ec. (2)}$$

Resolviendo la ecuación (2) se obtuvo Rb, y reemplazando dicho valor en (1) se encontró el valor de Ra:

$$\rightarrow Rb = 198,99 \text{ [kg]}$$

→ $R_a = 269,55 \text{ [kg]}$

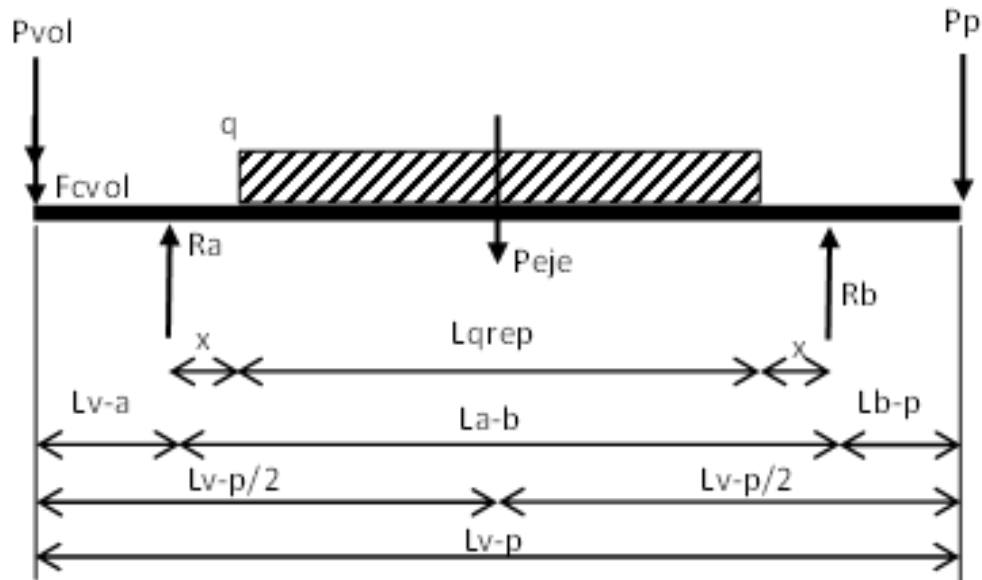


Figura 33: Diagrama de C.L. para cálculo de reacciones

b) Cálculo de cargas dinámica:³

En este punto se evalúa la incidencia de la carga que impacta sobre los martillos para ser triturada. Para ello se tuvo en cuenta la condición más desfavorable, en la que un parabrisas de 20 [kg] ingresa completamente a la zona de trituración, y en un movimiento de caída libre. Esto no resulta del todo cierto, ya que la boca de ingreso de material cuenta con chapas que acompañan la entrada de la carga hasta las proximidades de la zona de impacto. Sin embargo, realizar esta consideración hace que la confiabilidad de la máquina sea mayor.

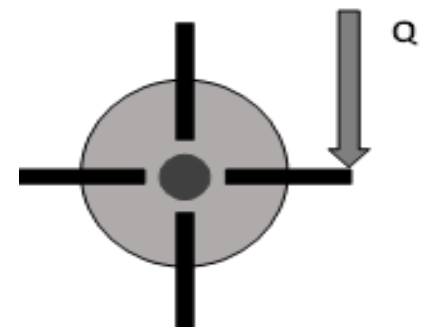


Figura 34: Carga dinámica

La carga se aplica sobre el borde del martillo, a una distancia $R = 220$ [mm] del centro del eje de la trituradora. Cabe destacar que, al tratarse de martillos libres, el par torsor que se genera en el eje por el impacto del material es menor ya que se transmite un porcentaje del mismo hacia el perno en el cual va montando el martillo. Sin embargo, el hecho de calcularlo así hace que se considere la condición de trabajo más desfavorable, y contempla una posible traba en el mecanismo que haga que se transmita todo el momento hacia el eje.

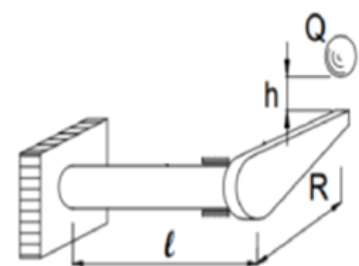


Figura 35: Carga dinámica

Datos para el cálculo:

- Carga que impacta sobre martillos: $Q = 20 \text{ [kg]}$
- Peso total del paquete de martillos + platos: $Q_0 = 90,68 \text{ [kg]}$
- Distancia del impacto al centro del eje: $R = 22 \text{ [cm]}$
- Longitud del paquete de martillos: $L = 100 \text{ [cm]}$
- Altura de la caída del vidrio (garganta de la máquina): $h = 60 \text{ [cm]}$
- Módulo de rigidez del material del eje: $G = 808500 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ (Tabla AT-7 / Faires pág. 745)
- Momento de inercia del eje:

³ Ecuaciones y factores fueron obtenidos de tablas de carga dinámica, anexo 2 página 53 – Apunte de Estabilidad 2. Berzano, Juan Manuel / Muñoz, Joaquín

$$\rightarrow I_o = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad \text{Ec. (3)}$$

Cómo el momento de inercia del eje depende del diámetro de este, resulta necesario plantear las ecuaciones en función de dicha variable.

- Factor de energía residual para cargas dinámicas:

$$\rightarrow K = \frac{1}{1 + Km \cdot \frac{Q_o}{Q}} \quad \text{Ec. (4)}$$

- Coefficiente de reducción de la masa (del cuerpo golpeado) al punto donde ocurre el impacto: $Km = 1/3$
- Deformación angular estática, desplazamiento lineal en el punto de impacto, producido por la carga Q actuando estáticamente:

$$\rightarrow \delta_{st} = \varphi \cdot R \quad \text{Ec. (5)}$$

- Deformación angular, máximo desplazamiento angular producido por la carga dinámica:

$$\rightarrow \varphi = \frac{Q \cdot R \cdot L}{G \cdot I_o} \quad \text{Ec. (6)}$$

- Coefficiente dinámico o coeficiente de impacto:

$$\rightarrow Kd = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{\delta_{st}} \cdot K} \quad \text{Ec. (7)}$$

Reemplazando en la ecuación (7) del coeficiente dinámico, por las demás expresiones, se obtiene la siguiente ecuación cuya incógnita es el diámetro:

$$\begin{aligned} \rightarrow Kd &= 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{\varphi \cdot R} \cdot K} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{\frac{Q \cdot R \cdot L}{G \cdot I_o} \cdot R} \cdot K} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{\frac{Q \cdot R \cdot L}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \cdot R} \cdot K} \\ \rightarrow Kd &= 1 + \sqrt{1 + \frac{h \cdot \pi \cdot d^4 \cdot G}{16 \cdot Q \cdot R^2 \cdot L} \cdot \frac{1}{1 + Km \cdot \frac{Q_o}{Q}}} \quad \text{Ec. (8)} \end{aligned}$$

Reemplazando por los valores correspondientes:

$$\begin{aligned} \rightarrow Kd &= 1 + \sqrt{1 + \frac{60 \text{ [cm]} \cdot \pi \cdot d^4 \cdot 808500 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]}{16 \cdot 20 \text{ [kg]} \cdot (22 \text{ [cm]})^2 \cdot 100 \text{ [cm]}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{293,27 \text{ [kg]}}{20 \text{ [kg]}}} } \\ \rightarrow Kd &= 1 + \sqrt{1 + 1,67 \cdot d^4} \quad \text{Ec. (9)} \end{aligned}$$

c) Cálculo de la tensión media de corte por torsión:

Para el cálculo de la tensión cortante por la torsión en el eje, se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

- El momento torsor máximo ocurre cuando el eje y el conjunto de martillos giran sin carga de material, ya que una vez que el parabrisas entra en contacto con los martillos, el momento se reduce porque se produce un momento en sentido opuesto por la propia resistencia del material.
- El momento torsor mínimo se produce durante la trituración.

Datos para el cálculo:

- Potencia en el eje: $N = 30 \text{ [CV]}$
- Velocidad de giro: $n = 900 \text{ [rpm]}$
- Carga que impacta en los martillos: $Q = 20 \text{ [kg]}$
- Distancia del impacto al centro del eje: $R = 22 \text{ [cm]}$

→ Momento torsor máximo: $M_{tm\acute{a}x} = 71620 * \frac{N}{n} = 71620 * \frac{30 [CV]}{900 [rpm]} = 2387,33 [kg. cm]$

→ Momento torsor mínimo: $M_{tm\grave{m}n} = M_{tm\acute{a}x} - Q * R = 2387,33 [kg] - 20 [kg] * 22 [cm]$
 $M_{tm\grave{m}n} = 1947,33 [kg. cm]$

→ Momento torsor medio/variable: $M_{tmed} = M_{tvar} = \frac{M_{tm\acute{a}x} + M_{tm\grave{m}n}}{2} = \frac{2387,33 + 1947,33}{2} [kg. cm]$
 $M_{tmed} = M_{tvar} = 2167,33 [kg. cm]$

→ Tensión tangencial media/variable = $\tau_{med} = \tau_{var} = \frac{M_{tmed}}{\pi * \frac{d^3}{16}} = \frac{11038,1}{d^3}$

$\rightarrow \tau_{med} = \tau_{var} = \frac{11038,1}{d^3}$

Ec. (10)

Al no conocer el diámetro, la ecuación no se puede resolver, por lo tanto, se procede a continuar con el cálculo de las tensiones normales, para luego relacionarlas mediante una ecuación de teoría de fallas (punto e).

d) Cálculo de la tensión media normal por flexión:

Para el cálculo de la tensión normal por la flexión en el eje, se calcularon los momentos flectores máximos y mínimos generados por las cargas actuantes verticalmente sobre el eje. Para ello se retomó el análisis estático del punto a) de esta sección, y se obtuvieron los siguientes momentos y el respectivo diagrama. Cabe destacar que no se considera en este análisis la incidencia del peso del material a triturar, ya que se lo tuvo en cuenta en el cálculo de la carga dinámica.

Peso propio	Peje =	35,00 [kg]
Peso conjunto triturador	q =	0,09 [kg/mm]
Peso volante	Pvol =	81,48 [kg]
Fuerza centrífuga del volante	Fcv =	0,52 [kg]
Peso de polea	Ppol =	53,40 [kg]
Fuerza de la polea (plano vertical)	Fpol =	0,00 [kg]
Reacción en rodam. A	Ra =	157,63 [kg]
Reacción en rodam. B	Rb =	117,01 [kg]
Longitud total del eje	Lv-p =	1420,00 [mm]
Longitud entre apoyos	La-b =	1150,00 [mm]
Longitud entre polea y B	Lb-p =	60,00 [mm]
Longitud entre volante y A	Lv-a =	60,00 [mm]
Longitud carga repartida	Lqrep =	1000,00 [mm]
Distancia X	x =	75,00 [mm]

Tabla 4: Datos para el cálculo

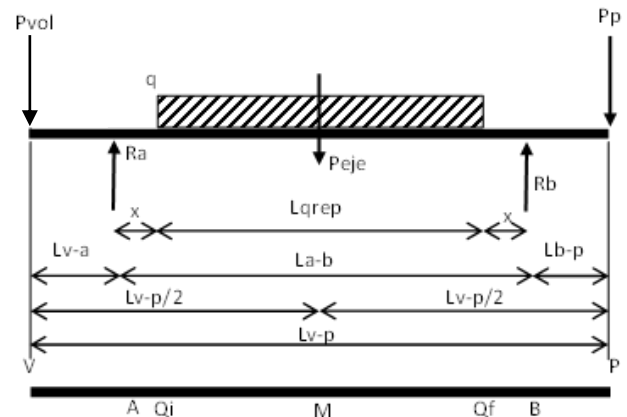


Figura 36: Diagrama de cuerpo libre

En la tabla 5 se muestran los valores de los momentos flectores en cada punto de análisis, para su posterior diagrama. Este último, junto con los cálculos fueron realizados en el programa Excel.

Cálculo de momentos flectores				Posición L	
$\sum Mfv =$	0,00	[kg*mm]	0,00	[kg*cm]	0 [cm]
$\sum Mfa =$	-5206,50	[kg*mm]	-520,65	[kg*cm]	6 [cm]
$\sum Mfqi =$	8501,92	[kg*mm]	850,19	[kg*cm]	13,5 [cm]
$\sum Mfm =$	61494,75	[kg*mm]	6149,47	[kg*cm]	71 [cm]
$\sum Mfqf =$	46226,81	[kg*mm]	4622,68	[kg*cm]	113,5 [cm]
$\sum Mfb =$	-3204,00	[kg*mm]	-320,40	[kg*cm]	136 [cm]
$\sum Mfp =$	0,00	[kg*mm]	0,00	[kg*cm]	142 [cm]

Tabla 5: Cálculo de momentos flectores

Los valores resaltados corresponden a los momentos flectores máximos y mínimos, y serán utilizados en el próximo cálculo.

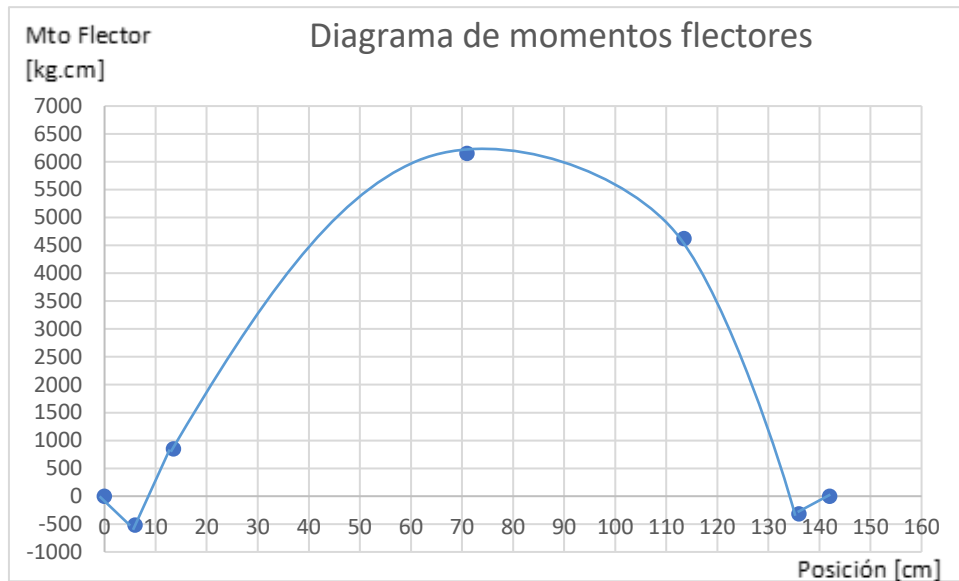


Figura 37: Diagrama de cuerpo libre

Analizando el diagrama resultante, puede verse que cómo es de esperar, el mayor momento flector ocurre en el centro del eje, donde se encuentra aplicado el peso de este, junto con el de los elementos que componen el paquete de trituración.

Datos para el cálculo de la tensión normal media:

- Momento flector máximo: $M_{tm\acute{a}x} = 6149,75 \text{ [kg.cm]}$
- Momento flector mínimo: $M_{tm\grave{a}n} = -320,40 \text{ [kg.cm]}$

$$\rightarrow \text{Momento flector medio/variable: } M_{fmed} = M_{fvar} = \frac{M_{fm\acute{a}x} + M_{fm\grave{a}n}}{2} = \frac{6149,75 + (-320,40)}{2} \text{ [kg.cm]}$$

$$M_{fmed} = M_{fvar} = 2914,67 \text{ [kg.cm]}$$

$$\rightarrow \text{Tensión normal media/variable} = \sigma_{med} = \sigma_{var} = \frac{M_{fmed}}{\pi * \frac{d^3}{32}} = \frac{3238,8}{d^3}$$

$$\rightarrow \sigma_{med} = \sigma_{var} = \frac{32990,15}{d^3}$$

Ec. (11)

Al igual que lo sucedido en la ecuación (10), el cálculo de la tensión no puede efectuarse debido a que no se conoce el diámetro del eje.

e) **Cálculo por teoría de falla: Esfuerzo cortante octaédrico – Von Mises**

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fl}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fl}} * Kd\right)^2}$$

Para resolver esta ecuación es necesario conocer las tensiones equivalentes resultantes de la combinación de esfuerzos de flexión, torsión, fatiga, y por concentradores de tensiones, además de la incidencia de la carga dinámica.

Datos para el cálculo:

- Coeficiente de seguridad: $N = 2$
 - Coeficiente de concentrador de tensiones para un chavetero de perfil - recocido
 - $K_t = 1,6$ para flexión
 - $K_t = 1,3$ para torsión
- (Valores obtenidos de la Tabla AT-13 – Faired pág. 751)

Tabla AT 13 VALORES DE K_t PARA CHAVETEROS (1). Véase § 10.4

CLASE DE CHAVETERO	RECOCIDO		ENDURECIDO	
	Fle-xión	Tor-sión	Fle-xión	Tor-sión
Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
De patín	1,3	1,3	1,6	1,6

Figura 38: Tabla AT 13 - Faired

- Coeficiente de sensibilidad a la entalla: $q = 1$. Se adoptó este valor ya que se desconoce el radio de la entalla, por lo tanto, se considera la condición más desfavorable, donde el coeficiente vale 1 para “Aceros templados y revenidos”.

Valor obtenido de la figura AF7 – Faired pág. 752

- Coeficiente de entalla: $K_f = 1 + q*(K_t - 1)$ (Faired pág. 147)
 - $K_f = 1 + 1*(1,6 - 1) = 1,6$ para flexión
 - $K_f = 1 + 1*(1,3 - 1) = 1,3$ para torsión

- Factor de tamaño: K_a

Para la determinación del factor de carga “ K_a ” se utilizó la figura AF5 de Faired pág. 751, ingresado en el eje de abscisas con el valor de la tensión de rotura del acero SAE 1045 ($\sigma_{rot} = 5600 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$), e interceptando a la curva de “mecanizado”, se encuentra el valor de **$K_a = 0,89$** .

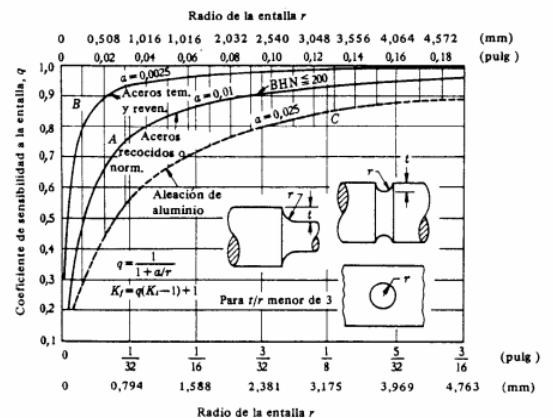


Figura 39: Fig. AF 7 - Faired

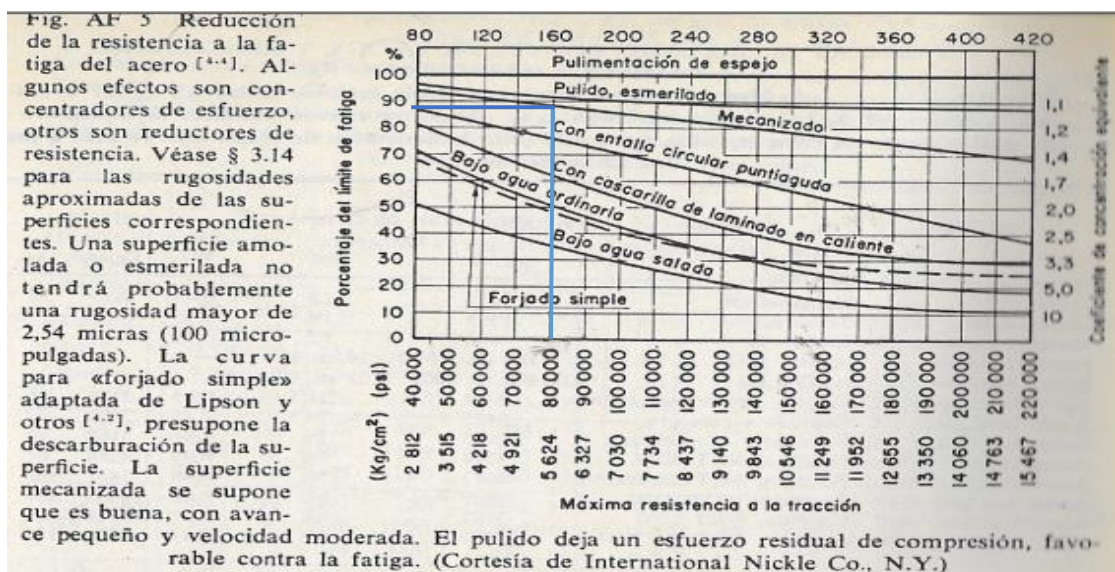


Figura 40: Fig. AF 5 - Faired

- Factor de superficie: K_b

Si bien se desconoce el valor del diámetro del eje, podría estimarse que el valor del mismo supera los 50 mm, si se compara con las maquinarias similares que existen en el mercado. Teniendo en cuenta esta apreciación, el valor de K_b debería obtenerse mediante ensayos, muy costosos, tal como lo sugiere Faires en su página 150. Es por ello que se decide adoptar el valor de $K_b = 0,85$, y absorber las posibles discrepancias producto de la incertidumbre.

Para tamaños entre 12,7 y 50 mm (1/2 y 2 pulgadas),
se toma $s_n = 0,85 s'_n$,
[FLEXIÓN Y TORSIÓN]

Figura 41: Fig. AF 7 - Faires

- Factor de carga: K_c

Como la pieza está sometida a flexión y torsión, se adopta un $K_c = 1$, correspondiente a la flexión, ya que es el mayor de los dos valores sugeridos por el libro Shigley 5^a edición, en la pág. 320.

Factor de carga k_c

El factor de carga está dado por la ecuación

$k_c =$	{	0.923	carga axial	$S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)}$
		1	carga axial	$S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)}$
		1	flexión	
		0.577	torsión y cortante	

Figura 42: Extracto de la pág. 320 de Shigley 5ta edición.

- Límites de fatiga admisibles:

Debido a que el eje se encuentra sometido a cargas prolongadas en el tiempo, es importante considerar la fatiga a la cual es sometido, sobre todo por la injerencia que tienen los concentradores de tensiones.

- Límite de fatiga admisible para tensiones normales: $\sigma_{fa} = \sigma_{fa}' * K_a * K_b * K_c$;

Dónde:

- $\sigma_{fa}' = \sigma_{rot} / 2 = 2800 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ (Tensión de fatiga propia del material)
 - $K_a = 0,89$
 - $K_b = 0,85$
 - $K_c = 1$
- $\sigma_{fa} = \sigma_{fa}' * K_a * K_b * K_c = 2800 \text{ [kg/cm}^2\text{]} * 0,89 * 0,85 * 1 = 2118,2 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$

- Límite de fatiga admisible para tensiones tangenciales: $\tau_{fa} = 0,6 * \sigma_{fa} = 1270,92 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$

- Tensión normal equivalente: σ_e

$$\sigma_e = \sigma_{med} * \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} + \sigma_v * K_f \quad \text{Ec. (12)}$$

Aplicando la ecuación (11) en la (12), y reemplazando los valores:

$$\sigma_e = \frac{32990,15}{d^3} * \frac{2118,2}{3200} + \frac{32990,15}{d^3} * 1,6 = \frac{74621,66}{d^3} \quad \text{Ec. (13)}$$

- Tensión tangencial equivalente: τ_e

$$\tau_e = \tau_{med} * \frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} + \tau_v * K_f \quad \text{Ec. (14)}$$

Aplicando la ecuación (10) en la (14), y reemplazando los valores:

$$\tau_e = \frac{11038,1}{d^3} * \frac{1270,92}{1920} + \frac{11038,1}{d^3} * 1,3 = \frac{21656,06}{d^3} \quad \text{Ec. (15)}$$

- Factor de carga dinámica: $K_d = 1 + \sqrt{1 + 1,67 * d^4}$ Ec. (9)

Una vez planteadas las ecuaciones de las tensiones equivalentes (13) y (15) y del factor de corrección por carga dinámica (9), se reemplazan en la ecuación de la teoría de fallas de Von Mises, junto con el coeficiente de seguridad adoptado.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fl}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fl}} * Kd\right)^2} \rightarrow \frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{74621,66}{d^3}\right)^2 + \left(\frac{21656,06}{d^3} * \left(1 + \sqrt{1 + 1,67 * d^4}\right)\right)^2}$$

$$\rightarrow \frac{1}{4} = \frac{5,7 \cdot 10^{16}}{d^6} + \frac{1,73 \cdot 10^{15}}{d^6} * \left(1 + \sqrt{1 + 1,67 * d^4}\right)^2$$

Debido a la complejidad del cálculo, se trabajó con un software de elemento finito, el cual arroja como resultado:

$$d = \sqrt{\frac{2,41 \cdot 10^{15}}{6,25 \cdot 10^{13}}} = 6,21 [cm]$$

El valor obtenido corresponde a una barra redonda de diámetro 62,1 [mm], sin embargo, como ya se mencionó anteriormente, se utilizará una sección hexagonal con un entre caras de esa longitud, debido a la ventaja que otorga esta forma para la transferencia de potencia y movimiento hacia el paquete de martillos, sin tener que utilizar chavetas u otros elementos de unión que puedan significar mayores concentradores de tensión y cálculos de dimensionamiento.

Finalmente, se adopta un laminado hexagonal de 65 [mm] de entre cara, y 1500 [mm] de largo, comercializado por "Aceros Wolodarsky" en Mar del Plata, Argentina.⁴

f) **Verificación del diámetro adoptado, por torsión:**

Para la verificación de la medida adoptada, se continuó trabajando como una sección circular, debido a que, si cumple con el criterio de resistencia, también lo hará una sección hexagonal cuya resistencia a la torsión es mayor.

Datos para el cálculo:

Momento torsor máximo: $M_{tm\acute{a}x} = 71620 * \frac{N}{n} = 71620 * \frac{30 [CV]}{900 [rpm]} = 2387,33 [kg \cdot cm]$

Tensión tangencial rotura: $\tau_{rot} = 3700 [kg/cm^2]$

Coefficiente de seguridad: $N_s = 2$

Tensión tangencial rotura admisible: $\tau_{adm} = \tau_{rot}/N_s = 1850 [kg/cm^2]$

Momento resistente a la torsión de una sección circular: $W_o = \frac{\pi * d^3}{16} [cm^3]$

Por lo tanto, $\frac{M_{tm\acute{a}x}}{\tau_{rot}} < W_o \rightarrow \frac{2387,33 [kg \cdot cm]}{1850 \frac{kg}{cm^2}} < \frac{\pi * d^3}{16} [cm^3] \rightarrow 1,87 [cm] < d$

Con lo cual se demuestra que la sección adoptada cumple con los requisitos de diseño.

⁴ https://aceroswolodarsky.com.ar/tienda/hexagonal_macizo/hexagonal-laminado-sae-1045-65mm/
Berzano, Juan Manuel / Muñoz, Joaquín

2. Martillos de impacto

Los martillos de impacto son los encargados de realizar la rotura del parabrisas. Estos elementos giran libres alrededor de los espárragos, lo cual permite que el mecanismo no quede trabado en caso de una obstrucción, y así, alargar la vida útil de los componentes.

Están fabricados por chapas de acero SAE 1045 templado y revenido de 3/8" (9,5 mm) de espesor, cortados en pantógrafo por chorro de agua. En total se necesitan 252 martillos, los cuales se disponen a 90°, en paquetes de a siete junto con los separadores.

Debido a que se encuentran sometidos a impactos permanentes, y en constante rotación, es que se debe tratar el material para aumentarle su dureza y resistencia al desgaste, y para ello se propone un cementado.

La forma en la que impactan estos martillos hace que el desgaste se produzca en las aristas, como se muestra en la figura 43. Es por ello que, se plantea un diseño que permite cambiarlos de posición y utilizar las 4 aristas, alargando así su capacidad operativa (figura 44).

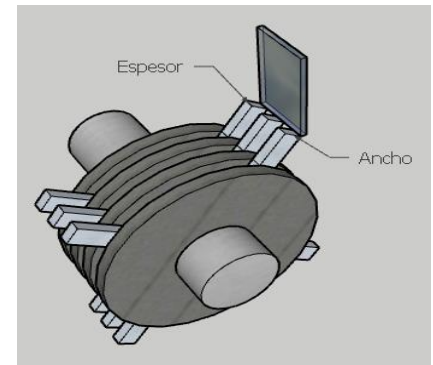


Figura 43: Esquema de trituración.



Figura 44: Martillo de impacto



Figura 45: Eje + Conjunto de trituración

3. Platos de sujeción

Los platos de sujeción son los encargados de transmitir el movimiento desde el eje hacia los martillos de impacto. A su vez, evitan que se flexionen los espárragos debido al peso de los martillos y mantienen centrado el conjunto triturador.

Se vinculan al eje gracias al hexágono en su parte central, y se sueldan para mantener la perpendicularidad entre ambos elementos. El conjunto cuenta con 10 platos de 300 mm de diámetro, y se fabrican en chapa de acero SAE 1045 de 3/8" (9,52 mm) de espesor, cortados en pantógrafo por corte con chorro de agua, al igual que los martillos.

Los orificios que tiene son para brindar 3 posiciones diferentes para los martillos una vez que agarra juego el hueco y así alargar la vida útil del plato.

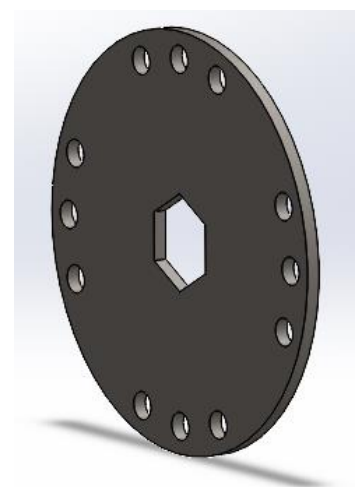


Figura 46: Plato de sujeción

4. Separadores

Para restringir el movimiento axial de los martillos de impacto, y distanciarlos entre sí, es que se utilizan separadores como se muestra en la imagen 47. Fabricados con Caños Schedule 40 Astm A53 De Ø 3/4 X 6,4 metros con costura. En total el conjunto lleva 216 separadores, por lo tanto, será necesario un caño de 1100 mm de largo, ya que cada separador mide 5 mm (5 mm * 216 = 1080 mm).



Diámetro		Espesor	Peso por Metro			Presión de Prueba
Nominal	Exterior		Negro Biselado	Negro Rosca y cupla	Galvanizado Rosca y cupla	Mínimo Grado A
Pulgada	mm	mm	kg/mt	kg/mt	kg/mt	kg/cm ²
1/2	21.30	2.77	1.266	1.278	1.360	50
3/4	26.70	2.87	1.687	1.706	1.811	50
1	33.40	3.38	2.502	2.533	2.665	50
1 1/4	42.20	3.56	3.392	3.432	3.604	84
1 1/2	48.30	3.68	4.049	4.104	4.301	84
2	60.30	3.91	5.438	5.522	5.771	162
2 1/2	73.00	5.16	8.633	8.817	9.054	175
3	88.90	5.49	11.293	11.529	11.897	156
4	114.30	6.02	16.076	16.517	16.999	134
5	141.30	6.55	21.080	21.658	23.188	105
6	168.30	7.11	26.128	26.844	28.741	105

Figura 47: Catálogo de “Gramabi S.R.L.” – Enlace: <https://www.gramabi.com.ar/productos/cano-schedule-40-astm-a53-de-3-4-x-64-mt-con-costura/>

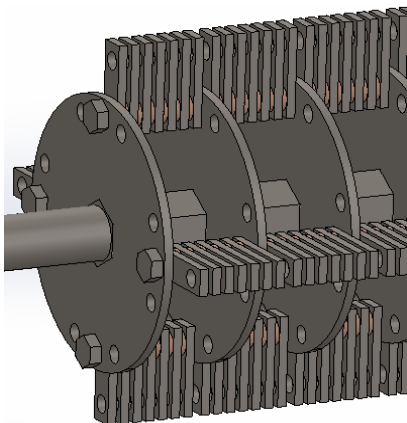


Figura 48: Conjunto con separadores

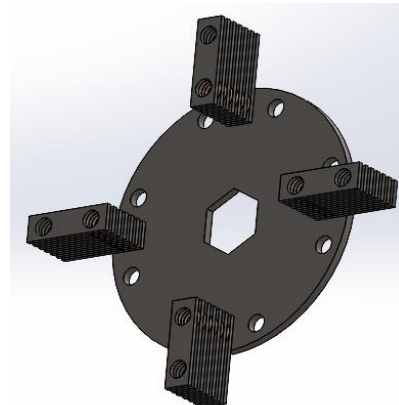


Figura 49: Martillos con separadores

5. Espárragos

Sobre estos elementos van montados los martillos y sus separadores, y son los encargados de transmitir el movimiento giratorio desde los platos hacia los martillos. Están contruidos por barras redondas de acero SAE 1020 de 3/4" x 1013 mm, con un macizo hexagonal soldado en uno de los extremos, y una rosca M20 x 2,5 en el otro, donde se aloja la tuerca de apriete.

Para fabricarlos se utilizará una barra, comercializada por ArcelorMittal-Acindar, de 6 metros, y el sobrante se aprovechará en otra parte de la máquina.

Es importante realizar un forjado a estas piezas, ya que absorberán los impactos de los martillos y estarán en contacto directo con el material triturado, lo cual supone un desgaste y fatiga.



Figura 50: Espárrago - Pasador

A continuación, se muestran las propiedades y dimensiones en las que se comercializan.

Barras laminadas apto forja

Estas barras son fabricadas para aplicaciones que requieran condiciones estrictas de procesamiento.

Estos productos son aptos para su empleo en la fabricación de piezas que posteriormente pueden ser bonificadas o cementadas, tales como pernos, engranajes, herramientas, y otros que se pueden utilizar en la industria automotriz, metalmeccánica y del petróleo.

Características metalúrgicas

Tamaño de grano austenítico	S/ ASTM E 112 5 a 8 Método: Mc Quaid Ehn Método: Oxidación							
Microinclusiones	S/ ASTM E 45 Método A Valores máximos							
	Serie Fina				Serie Gruesa			
	A	B	C	D	A	B	C	D
	2.5	2.0	2.0	2.0	2.5	2.0	2.0	2.0

Barras laminadas redondas

Diámetro (mm)	Tolerancia estándar (mm)	Ovalización máxima (mm).
15.9<Dn≤18.0	+/- 0.21	0.31
18.0<Dn≤30.0	+/- 0.26	0.39
30.0<Dn≤50.0	+/- 0.31	0.46
50.0<Dn≤63.5	+/- 0.38	0.60
63.5<Dn≤80.0	+/-0.60	0.90
80.0<Dn≤88.9	+/-1.10	1.65
90.0<Dn≤20.0	-0/+2.20	1.65
Dn>120.0	-0/+4.00	3.00

Medidas nominales

Barras redondas

Dn (Diámetro nominal)					
(mm)	(pulgadas)	(mm)	(pulgadas)	(mm)	(pulgadas)
15.9	5/8	46.0	1 - 13/16	81.0	3 - 3/16
17.5	11/16	47.6	1 - 7/8	82.5	3 - 1/4
19.1	3/4	49.2	1 - 15/16	84.1	3 - 5/16
20.6	13/16	50.8	2	87.3	3 - 7/16
22.2	7/8	52.4	2 - 1/16	88.9	3 - 1/2
23.8	15/16	54.0	2 - 1/8	95.0	
25.4	1	55.6	2 - 3/16	101.6	4
27.0	1 - 1/16	57.1	2 - 1/4	110.0	
28.6	1 - 1/8	58.7	2 - 5/16	114.3	4 - 1/2
30.2	1 - 3/16	60.3	2 - 3/8	120.0	
31.8	1 - 1/4	61.9	2 - 7/16	130.0	
33.3	1 - 5/16	63.5	2 1/2	140.0	
34.9	1 - 3/8	66.5	2 - 5/8	152.4	6
36.5	1 - 7/16	69.8	2 - 3/4	165.1	6 - 1/2
38.1	1 - 1/2	71.4	2 - 13/16	177.8	7
39.7	1 - 9/16	73.0	2 - 7/8		
41.3	1 - 5/8	74.6	2 - 15/16		
42.8	1 - 11/16	76.2	3		
44.4	1 - 3/4	77.8	3 - 1/16		

Largos y tolerancias

Sección	Dn (mm)	Largo estándar (mm)	Tolerancia (mm)
	Dn ≤ 63.50	6000 (a)	0/+200
Redondos	63.5<Dn ≤ 88.9	5000 a 7000	-
Palanquillas laminadas	De 50.8 a 76.2	5000 a 7000	-

(a) Paquetes con barras cortas hasta 10% en largos mayores a 4.0 m

Figura 51: Tablas y catálogos provistos por el fabricante "Acindar"

6. Volante de inercia

Al tratarse de una máquina de impacto, resulta útil contar con un volante de inercia que almacene energía durante los períodos donde no está triturando, para luego aprovecharla al momento de ser requerida.

En primer lugar, se verificará la potencia que se adoptó tras el análisis de antecedentes, el cual nos arrojó que el motor debería entregar 30 [CV].

a) Verificación de la potencia adoptada para el motor:

Datos para el cálculo:

- Cantidad de martillos que golpean simultáneamente: 63
- Espesor de cada martillo: $em = 0,95 [cm]$
- Longitud de impacto de cada martillo: $a = 0,03 [cm]$
- Área de impacto de los martillos: $A = em * a * 63 \text{ martillos} = 0,95 [cm] * 0,03 [cm] * 63 = 1,79 [cm^2]$
- Tensión de rotura del vidrio: $\tau_t = 200 \left[\frac{daN}{cm^2} \right] = 204 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$

Tensiones de trabajo admisibles, según la posición del parabrisas:

	Posición vertical	Posición inclinada	Posición horizontal	Posición horizontal
	Vidrio no sometido a tensiones permanentes	Vidrio sometido parcialmente a tensiones permanentes	Vidrio sometido a tensiones permanentes (Ambiente no húmedo)	Vidrio sometido a tensiones permanentes (Ambiente húmedo-Piscinas)
Recocido	200	150	100	60
Templado	500	375	250	250
Semi-templado	350	260	175	175
Templado-Serigrafado	350	260	175	-
Laminado	200	150	100	100
Colado recocido	180	135	90	90
Colado templado	400	300	200	200
Armado	160	120	80	-

(nota : Las tensiones de trabajo admisibles se expresan en daN/cm²)

Tabla 6: Tensiones de trabajo admisibles para parabrisas

- Fuerza para producir el corte: $F = \tau_t * A = 204 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] * 1,79 [cm^2] = 366,28 [kg]$
- Distancia entre el área de impacto y el eje: $L = 0,08 [m]$
- Energía necesaria para triturar (por golpe): $\Delta E = F * L = 366,28 [kg] * 0,08 [m] = 29,30 [kg.m]$
- Revoluciones: $n = 900 [rpm]$
- Golpes por minutos: $C = 3600 \frac{\text{golpes}}{\text{minutos}}$; (como se considera área de impacto a toda una línea de martillos, la cantidad de golpes por minutos son 4 martillos * 900 rpm).
- Potencia media de trabajo: $Nm = \Delta E * C = 29,30 [kg.m] * 60 \frac{\text{golpes}}{\text{segundo}} = 1758,15 [kg * \frac{m}{s}]$
- Rendimiento del motor: $\eta = 85 \%$ (valor típico para máquinas de este estilo)
- Potencia absorbida en vacío: $Nabs = 0,25 [HP]$ (valor típico para máquinas de este estilo)
- Potencia necesaria del motor: $N = \frac{Nm}{75*\eta} + Nabs = \frac{1758,15}{0,85*75} [HP] + 0,25 [HP] = 27,83 [HP] = 28,21 [CV]$

b) Dimensionamiento del volante:

- El material seleccionado para la fabricación del volante es una fundición gris ASTM 25.
 - Densidad: $\rho = 7010 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ (Tabla AT 6 – Faires pág. 736)
 - Espesor: $e = 0,05 [m]$
 - Diámetro interior: $d = 0,06 [m]$
 - Diámetro exterior: $D = \text{incógnita}$
- Potencia de trabajo: $N = 30 [CV]$

- Tensión de rotura del vidrio: $\tau_t = 204 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$
- Gravedad: $g = 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$
- Velocidad media tangencial: $V_m = 900 \left[\frac{rev}{min} \right] * \frac{D}{2} * \frac{1 min}{60 seg} = 7,5 * D;$
- Grado de irregularidad o coeficiente de fluctuación: $\delta = Cf = 0,2$; Valor obtenido de la tabla 20.3 de Faires pág. 695.

TABLA 20.3 COEFICIENTES DE FLUCTUACIÓN, VOLANTES
Valores típicos tomados de varias fuentes.

MÁQUINA IMPULSADA	C_f
Dínamos o generadores de c.c., transmisión directa	0,002
Alternadores o generadores de c.c., transmisión directa	0,0035
Máquinas de punzonar, cizallar y prensar	0,05-0,1
Bocartes, estampadoras, trituradoras	0,2
Bombas alternativas, compresores	0,03-0,05
Máquinas herramientas, telares, máquinas para fábricas de papel.	0,025
Máquinas de hilar, hilos finos a bastos.	0,01-0,02
Transmisiones con engranajes (reductores de velocidad)	0,02

Figura 52: Tablas 20.3 - Faires

- Peso del volante: $G = \frac{\Delta E * g}{\delta * V m^2} = \frac{31 [kg.m] * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{0,2 * (7,5 D)^2} = \frac{27}{D^2} [kg.m^2]$ Ec. (16); (De Faires pág. 698)
- Peso del volante: $G = \frac{\pi * (D^2 - d^2) * e * \rho}{4} = 275,28 * (D^2 - 0,06^2) \left[\frac{kg}{m^2} \right]$ Ec. (17); (análisis geométrico. Ver figura 50).

Igualando las ecuaciones (16) y (17);

$$\frac{27}{D^2} [kg.m^2] = 275,28 * (D^2 - 0,0036) \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

Despejando el diámetro exterior "D", se obtiene $\rightarrow D = 0,56 [m]$

Calculando el peso: $\rightarrow G = \frac{27}{0,56^2} [kg] = 86 [kg]$

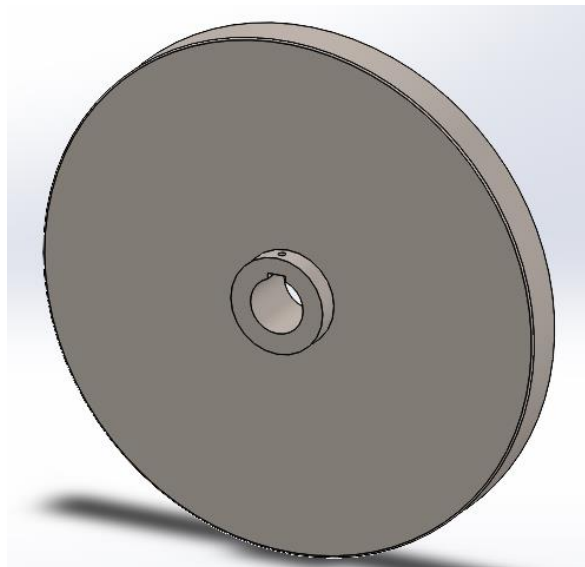


Figura 53: Volante de inercia

7. Poleas y correas de transmisión de potencia

Datos para el cálculo:

- Selección de factor de servicio: $K_f = 1,2$ (“Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR” - pág. 22)

Servicio Normal Factor de servicio 1.2

1° Donde el poder de arranque ocasional o sobrecarga no exceda del 150 % de la carga total.

2° Servicio continuado (6 a 16 horas por día).

- Potencia del motor: $N = 30$ [HP]
- Potencia de servicio corregida $P_{dc} = N * K_f$: $P_{dc} = 36$ [HP]
- Selección de la sección de la correa:
 - Revoluciones del motor (polea menor): $n_m = 1500$ [rpm]
 - Revoluciones del árbol (polea mayor): $n_a = 900$ [rpm]

Para esa velocidad y esa potencia P_{dc} , se selecciona de la tabla 4 pág. 11 del “Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR”, una sección del tipo: “C”.

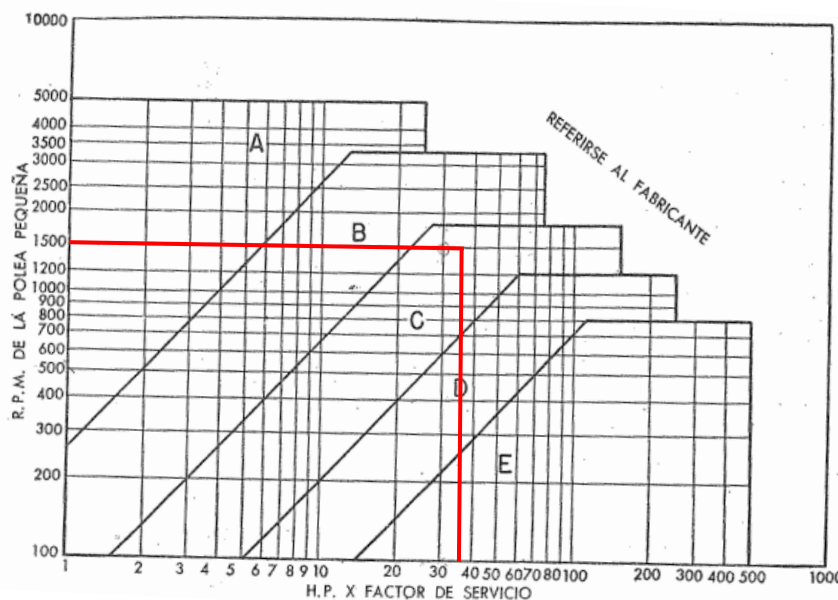


Figura 54: Diagrama – Página 11 del “Manual de correas múltiples en V de Goodyear”

- Relación de transmisión: $r = \frac{\text{RPM de la polea menor}}{\text{RPM de la polea mayor}} = 1,67$
- Diámetro polea motor: $d = 177,8$ [mm] = 7,00 [pulg]
- Diámetro primitivo de la polea mayor: $D = r * d = 296,33$ [mm] = 11,67 [pulg]

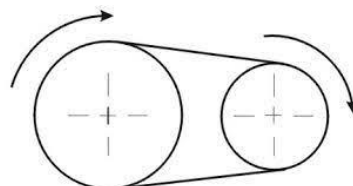


Figura 55: Poleas vinculadas mediante correa

- Cálculo de la longitud primitiva de la correa:
 - Distancia entre centros: $C = 1200$ [mm] = 47,24 [pulg]
 - Largo primitivo de la correa: $L = 3147,316448$ [mm] = 123,91 [pulg]

De tabla 2 pág. 9 del “Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR”; se adopta la correa N.º 128;

→ Largo nominal = 3325 mm (130,9 pulg);

TABLA 2 (Continuación)
LONGITUD PRIMITIVA NOMINAL DE LAS CORREAS MULTI-V GOODYEAR

Correa Nº	A		B		C		D		E	
	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.
67	—	—	68.8	1748	—	—	—	—	—	—
68	69.3	1760	69.8	1773	70.9	1801	—	—	—	—
69	—	—	70.8	1798	—	—	—	—	—	—
70	71.3	1811	—	—	—	—	—	—	—	—
71	—	—	72.8	1849	—	—	—	—	—	—
72	73.3	1862	—	—	—	—	—	—	—	—
74	—	—	75.8	1925	—	—	—	—	—	—
75	76.3	1938	76.8	1951	77.9	1979	—	—	—	—
77	—	—	78.8	2002	—	—	—	—	—	—
78	79.3	2014	—	—	—	—	—	—	—	—
80	81.3	2065	81.8	2078	—	—	—	—	—	—
81	—	—	82.8	2103	83.9	2131	—	—	—	—
85	86.3	2192	86.8	2205	87.9	2233	—	—	—	—
89	90.3	2294	—	—	—	—	—	—	—	—
90	91.3	2319	91.8	2332	92.9	2360	—	—	—	—
96	97.3	2471	—	—	98.9	2512	—	—	—	—
97	—	—	98.8	2510	—	—	—	—	—	—
105	106.3	2700	106.8	2713	107.9	2741	—	—	—	—
112	113.3	2878	113.8	2891	114.9	2918	—	—	—	—
120	121.3	3081	121.8	3094	122.9	3122	—	—	—	—
128	129.3	3284	129.8	3297	130.9	3325	—	—	—	—
144	—	—	145.8	3703	146.9	3731	147.3	3741	—	—
158	—	—	159.8	4059	160.9	4087	161.3	4097	—	—
162	—	—	—	—	164.9	4188	165.3	4199	—	—
173	—	—	174.8	4440	175.9	4468	176.3	4478	—	—
180	—	—	181.8	4618	182.9	4646	183.3	4656	184.5	4686
195	—	—	196.8	4999	197.9	5027	198.3	5037	199.5	5067
210	—	—	211.8	5380	212.9	5408	213.3	5418	214.5	5448
218	—	—	219.8	5583	—	—	—	—	—	—
240	—	—	240.3	6104	240.9	6119	240.8	6116	241.0	6121
	—	—	240.8	6088	240.9	6081	240.8	6078	241.0	6083

Figura 56: Tabla 2 del “Manual de correas múltiples en V de Goodyear”

- Cálculo del arco de contacto (polea menor) – pág. 5 del “Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR”- fórmula 21

- Arco de contacto = $180 - 60 * \frac{D-d}{C}$
- Arco de contacto = $180 - 60 * \frac{11,67" - 7"}{47,24"} = 174,07^{\circ}$

Donde:

- D = diámetro de la polea mayor en pulgadas.
- d = diámetro de la polea menor en pulgadas.
- C = distancia entre centros en pulgadas.

- Determinación del factor de corrección del arco de contacto:

De tabla 12, pág. 20 - “Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR”, e interpolando entre 170 ° y 180 °:

→ Fca = 0,99

TABLA 12 FACTORES DE CORRECCION

Arco de contacto en la polea pequeña	Factores de corrección	
	V-V	V-Plana *
180	1.00	.75
170	.98	.77
160	.95	.80
150	.92	.82
140	.89	.84
130	.86	.86
120	.82	.82
110	.78	.78
100	.74	.74
90	.69	.69

Figura 57: Tabla 12 del “Manual de correas múltiples en V de Goodyear”

- Determinación del factor de corrección del largo L:

De tabla 13, pág. 21 - "Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR", interpolando para un largo nominal L=130,9 [pulg]:

→ Fcl = 0,985

TABLA 13 FACTORES CORRECCION DE LARGO

Largo Nominal (pulg.)	A	B	C	D	E	Largo Nominal (pulg.)	A	B	C	D	E
26	0.81					97		1.02			
31	0.84					105	1.10	1.04	0.94		
33	0.86					112	1.11	1.05	0.95		
35	0.87	0.81				120	1.13	1.07	0.97	0.86	
38	0.88	0.83				128	1.14	1.08	0.98	0.87	
42	0.90	0.85				136		1.09	0.99		
46	0.92	0.87				144		1.11	1.00	0.90	
48	0.93	0.88				158		1.13	1.02	0.92	
51	0.94	0.89	0.80			162			1.03	0.92	
53	0.95	0.90				173		1.15	1.04	0.93	
55	0.96	0.90				180		1.16	1.05	0.94	0.91
60	0.98	0.92	0.82			195		1.18	1.07	0.96	0.92
62	0.99	0.93				210		1.19	1.08	0.96	0.94
64	0.99	0.93				240		1.22	1.11	1.00	0.96
66	1.00	0.94				270		1.25	1.14	1.03	0.99
68	1.00	0.95	0.85			300		1.27	1.16	1.05	1.01
71	1.01	0.95				330			1.19	1.07	1.03
75	1.02	0.97	0.87			360			1.21	1.09	1.05
78	1.03	0.98				390			1.23	1.11	1.07
80	1.04					420			1.24	1.12	1.09
81		0.98	0.89			480				1.16	1.12
83		0.99				540				1.18	1.14
85	1.05	0.99	0.90			600				1.20	1.17
90	1.06	1.00	0.91								
96	1.08		0.92								

NOTA: Para largos nominales no indicados en tabla tomar el factor correspondiente al inmediato inferior.

Figura 58: Tabla 13 del "Manual de correas múltiples en V de Goodyear"

- Determinación de la capacidad básica en HP por correa:

De tabla 8 pág. 17 del "Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR"; para 1500 rpm, y d=7":

→ Pb = 5,96 [HP/correa]

R.P.M. polea pequeña	Polea pequeña con diámetro primitivo (pulgadas)											
	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	
870	4.43	5.26	6.09	6.90	7.70	8.49	9.26	10.0	10.8	11.5	12.3	
1160	5.28	6.32	7.34	8.34	9.31	10.3	11.2	12.1	13.0	13.9	14.7	
1750	6.23	7.56	8.84	10.1	11.2	12.3	13.3	14.3	15.2	16.0	16.8	
100	.86	.98	1.10	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93	2.05	
200	1.49	1.72	1.95	2.17	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.72	
300	2.05	2.37	2.70	3.03	3.35	3.67	3.99	4.31	4.62	4.94	5.25	
400	2.55	2.97	3.39	3.81	4.23	4.65	5.06	5.47	5.87	6.28	6.68	
500	3.01	3.53	4.04	4.55	5.06	5.56	6.06	6.55	7.05	7.53	8.02	
600	3.43	4.04	4.64	5.24	5.83	6.42	7.00	7.58	8.15	8.72	9.28	
700	3.83	4.52	5.21	5.89	6.56	7.23	7.89	8.54	9.19	9.82	10.5	
800	4.19	4.97	5.74	6.50	7.25	7.99	8.72	9.44	10.2	10.9	11.5	
900	4.53	5.39	6.23	7.06	7.88	8.69	9.49	10.3	11.0	11.8	12.6	
1000	4.84	5.77	6.69	7.59	8.47	9.34	10.2	11.0	11.9	12.7	13.5	
1100	5.12	6.12	7.10	8.07	9.01	9.94	10.9	11.7	12.6	13.5	14.3	
1200	5.37	6.44	7.48	8.51	9.51	10.5	11.4	12.4	13.3	14.1	15.0	
1300	5.60	6.73	7.83	8.90	9.94	11.0	12.0	12.9	13.8	14.7	15.6	
1400	5.79	6.98	8.13	9.24	10.3	11.4	12.4	13.4	14.3	15.2	16.1	
1500	5.96	7.19	8.39	9.54	10.7	11.7	12.8	13.8	14.7	15.6	16.4	
1600	6.09	7.37	8.60	9.79	10.9	12.0	13.1	14.0	15.0	15.9	16.7	
1700	6.20	7.51	8.77	9.98	11.1	12.2	13.3	14.2	15.2	16.0	16.8	
1800	6.26	7.61	8.89	10.1	11.3	12.4	13.4	14.3	15.2	16.0	16.7	
1900	6.30	7.67	8.97	10.2	11.4	12.4	13.4	14.3	15.2	15.9	16.5	
2000	6.30	7.69	8.99	10.2	11.4	12.4	13.4	14.2	15.0	* 15.6	* 16.2	
2100	6.26	7.66	8.97	10.2	11.3	12.3	13.2	14.0	* 14.7	* 15.2		
2200	6.19	7.59	8.88	10.1	11.2	12.1	13.0	* 13.7	* 14.2			
2300	6.07	7.47	8.74	9.90	10.9	11.8	* 12.6	* 13.2				
2400	5.92	7.30	8.55	9.66	10.6	11.5	* 12.1					
2500	5.72	7.08	8.29	9.35	10.2	* 11.0						

Figura 59: Tabla 8 del "Manual de correas múltiples en V de Goodyear"

- Adicional de potencia para la relación de transmisión en HP por correa:

De tabla 8 pág. 17 del “Manual de correas múltiples en V de GOODYEAR”; para 1500 rpm, y r=1,67:

→ $A_p = 1,64$ [HP/correa]

R.P.M. eje más rápido	H.P. adicional para relación de velocidad									
	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.0 y sobre
870	.00	.12	.24	.36	.47	.59	.71	.83	.95	1.07
1160	.00	.16	.32	.47	.63	.79	.95	1.11	1.26	1.42
1750	.00	.24	.48	.72	.95	1.19	1.43	1.67	1.91	2.15
100	.00	.01	.03	.04	.05	.07	.08	.10	.11	.12
200	.00	.03	.05	.08	.11	.14	.16	.19	.22	.25
300	.00	.04	.08	.12	.16	.20	.25	.29	.33	.37
400	.00	.05	.11	.16	.22	.27	.33	.38	.44	.49
500	.00	.07	.14	.20	.27	.34	.41	.48	.55	.61
600	.00	.08	.16	.25	.33	.41	.49	.57	.65	.74
700	.00	.10	.19	.29	.38	.48	.57	.67	.76	.86
800	.00	.11	.22	.33	.44	.55	.65	.76	.87	.98
900	.00	.12	.25	.37	.49	.61	.74	.86	.98	1.10
1000	.00	.14	.27	.41	.55	.68	.82	.95	1.09	1.23
1100	.00	.15	.30	.45	.60	.75	.90	1.05	1.20	1.35
1200	.00	.16	.33	.49	.65	.82	.98	1.14	1.31	1.47
1300	.00	.18	.35	.53	.71	.89	1.06	1.24	1.42	1.59
1400	.00	.19	.38	.57	.76	.95	1.14	1.34	1.53	1.72
1500	.00	.20	.41	.61	.82	1.02	1.23	1.43	1.64	1.84
1600	.00	.22	.44	.65	.87	1.09	1.31	1.53	1.74	1.96
1700	.00	.25	.46	.69	.93	1.16	1.39	1.62	1.85	2.09
1800	.00	.25	.49	.74	.98	1.23	1.47	1.72	1.96	2.21
1900	.00	.26	.52	.78	1.04	1.30	1.55	1.81	2.07	2.33
2000	.00	.27	.55	.82	1.09	1.36	1.64	1.91	2.18	2.45

Figura 60: Tabla 8 del “Manual de correas múltiples en V de Goodyear”

- Cálculo de la capacidad total: HP/correa:
 - Capacidad total $P_t = P_b + A_p = P_t = 7,6$ [HP/correa]
 - Potencia efectiva por correa: $P_e = P_t * F_{ca} * F_{cl} = P_e = 7,41$ [HP/correa]

- Cálculo de la cantidad de correas:

→ Cantidad = $N/P_e = 4,40 = 5$ correas.

a) Poleas seleccionadas:

Conducida:

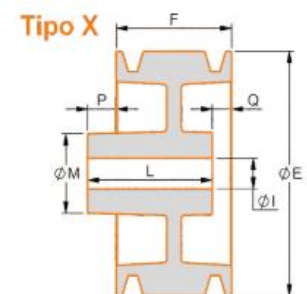
- Modelo: 5C300
- Material: Hierro Gris ASTM 48 – Clase 40
- Peso de la polea: $P_{pol} = 53,4$ [kg]
- Proveedor: <https://www.industrystore.com.ar/polea-rp-en-hierro-fundido-seccion-c-medida-300mm-5-canales>

Conductora:

- Modelo: 5C180
- Material: Hierro Gris ASTM 48 – Clase 40
- Proveedor: <https://www.industrystore.com.ar/polea-rp-en-hierro-fundido-seccion-c-medida-180mm-5-canales>



Figura 62: Polea de 5 canales de perfil C.



5 canales perfil "C"

ØE	Tipo	F	ØM	ØI	L	P	Q	Rayos
90	X	129	71	25	125	16	20	Disco
100	X	129	78	-	127	16	18	Disco
110	X	129	79	25	126	16	19	Disco
120	X	132	82	25	129	17	20	Disco
130	X	133	85	25	110	20	43	Disco
140	X	128	81	25	119	15	24	Disco
150	X	132	85	25	128	17	21	Disco
160	X	129	87	25	111	11	29	Disco
170	X	131	91	25	107	17	41	Disco
180	X	131	89	25	128	17	20	Disco
190	X	131	90	25	106	16	41	Disco
200	X	131	92	25	128	17	20	Disco
210	X	132	95	25	104	17	45	Disco
220	X	130	97	25	124	9	15	Disco
230	X	131	98	25	120	8	19	4
240	X	130	99	25	123	9	16	4
250	X	132	100	25	124	9	17	4
260	X	126	101	25	119	9	16	4
280	X	131	99	25	122	8	17	4
300	X	132	100	25	126	9	15	4
310	X	131	98	25	131	7	7	4
320	X	131	104	25	122	7	16	4
330	X	132	108	25	126	3	9	4

Figura 61: Selección de poleas. Catálogo de “Industry Store” - Argentina

Una de las fuerzas que se consideró inicialmente en el cálculo del eje, fue la fuerza flectora que genera la polea por el hecho de transmitir la potencia a través de las correas. Para ello se realizó el siguiente cálculo, teniendo en cuenta lo que enuncia Faires:

La fuerza de flexión debida a correas trapezoidales o en V se puede tomar igual a $1,5 (F_1 - F_2)$; o también $2(F_1 - F_2)$ en ciertos casos. La fuerza de flexión ejercida por cadenas y engranajes se suele tomar igual a la fuerza impulsora neta F ; es decir, la tracción en el ramal flojo o conducido F_2 en la transmisión por cadena se toma igual a cero.

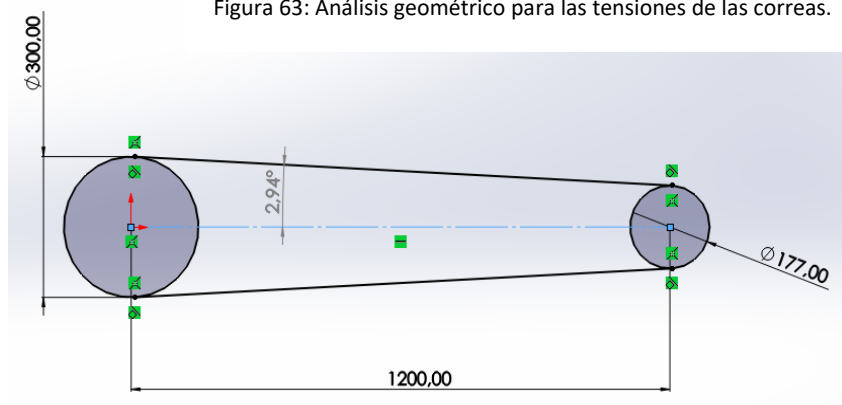
Figura 60: Consideración de Faires respecto de la flexión debida a las correas.

Cálculo de la fuerza flectora en la polea:

- $C = 1,5$ (Para correas en V)
- Radio polea: $r_{pol} = 30$ [cm]
- Potencia del motor: $N = 30$ CV
- Revoluciones polea: $n = 900$ rpm
- Momento torsor en la polea: $M_{torpol} = 71620 * N/n = 2387,33$ [kg*cm] = $234,1974$ [N*m]
- Se puede considerar que $F_1 - F_2 = F$; donde F es la fuerza impulsora
- Fuerza Impulsora: $F = M_{tor Pol} / r_{pol} = 79,58$ [kg]
- $F_{pol} = C * (F_1 - F_2) = 119,37$ [kg]

En el punto 2.2.1.c) 1) d) – página 20 se tienen en cuenta las cargas en el plano vertical que actúan sobre el eje. Y es ahí donde se contempló en primer lugar la acción de esta fuerza en la polea, pero haciendo un análisis trigonométrico se pudo determinar que dicha fuerza resulta insignificante en ese plano ya que el ángulo de incidencia es menor a 3° , por lo tanto, resulta prácticamente horizontal. A continuación, se muestra dicho análisis.

Figura 63: Análisis geométrico para las tensiones de las correas.



→ Fuerza de la polea en el plano vertical = $119,37$ [kg] * $\text{sen } 3^\circ = 6,24$ [kg]

b) Correas seleccionadas:



MULTI - V

MULTI - V: C130

Ejemplo: B75

1	C	22 mm	130,9"
---	---	-------	--------

Construcción lisa en todos los tamaños

Figura 64: Correa seleccionada del fabricante Goodyear.

8. Motor

El motor seleccionado para la trituradora se trata del modelo “W21Premium Efficiency EFF1 30 HP 4P 180L 3F 380/660 V 50 Hz” de la marca WEG, cuya potencia es de 30 [HP] a 1500 rpm.

Output		Frame	Full Load Torque (Nm)	Locked Rotor Current II/In	Locked Rotor Torque TI/Tn	Break-down Torque Tb/Tn	Inercia J (kgm²)	Allowable locked rotor time (s)		Weight (kg)	Sound dB (A)	380 V						Full load current In (A)	
								Hot	Cold			Rated speed (rpm)			% of full load				
												50	75	100	Efficiency η				Power Factor Cos φ
IV pole - 1500 rpm - 50 Hz																			
0.12	0.16	63	0.810	4.5	2.6	2.7	0.00045	20	44	7.3	44	1415	56.5	62.5	64.5	0.43	0.55	0.65	0.435
0.18	0.25	63	1.23	4.6	2.6	2.7	0.00056	27	59	7.8	44	1400	58.0	64.0	67.5	0.44	0.55	0.66	0.614
0.25	0.33	71	1.71	5.0	3.0	3.1	0.00079	48	106	11.1	43	1400	69.0	73.0	75.0	0.50	0.61	0.69	0.734
0.37	0.5	71	2.53	5.0	2.7	2.8	0.00079	37	81	11.1	43	1395	69.0	74.0	75.5	0.47	0.59	0.69	1.08
0.55	0.75	80	3.67	6.0	2.6	2.8	0.0024	17	37	14.0	44	1430	72.0	77.0	78.0	0.56	0.69	0.78	1.37
0.75	1	80	5.05	6.0	2.6	2.6	0.0033	16	35	15.9	44	1420	76.0	78.6	80.1	0.62	0.75	0.82	1.74
1.1	1.5	90S	7.27	7.0	2.6	3.0	0.0056	14	31	21.4	49	1445	80.0	83.8	83.8	0.59	0.72	0.80	2.49
1.5	2	90L	9.88	7.5	2.8	3.3	0.0067	12	26	23.7	49	1450	80.5	84.6	85.2	0.54	0.68	0.77	3.47
2.2	3	100L	14.8	7.4	3.0	3.0	0.0107	17	37	32.2	53	1425	85.3	86.4	86.4	0.65	0.77	0.83	4.66
3	4	100L	20.0	7.8	2.9	3.3	0.0123	12	26	39.4	53	1430	84.5	86.5	87.5	0.64	0.76	0.83	6.27
4	5.5	112M	26.4	6.6	2.1	2.6	0.0188	12	26	46.4	56	1445	87.1	88.3	88.6	0.66	0.77	0.83	8.26
5.5	7.5	132S	35.9	8.5	2.4	3.1	0.0543	12	26	66.9	56	1465	88.0	89.6	90.1	0.69	0.79	0.85	10.9
5.5	7.5	132S	35.9	8.5	2.4	3.1	0.0543	12	26	65.0	56	1465	88.0	89.6	90.1	0.67	0.78	0.85	10.9
7.5	10	132M	48.9	8.2	2.5	3.0	0.0659	9	20	72.4	56	1465	89.0	90.0	90.4	0.71	0.81	0.86	14.6
9.2	12.5	160M	60.2	5.6	2.3	2.3	0.0803	27	59	104	67	1460	89.6	91.0	91.0	0.70	0.80	0.84	18.3
11	15	160M	71.7	6.0	2.5	2.6	0.1004	19	42	111	67	1465	90.3	91.4	91.2	0.68	0.78	0.83	22.1
11	15	160M	71.7	6.0	2.5	2.6	0.1004	19	42	125	67	1465	90.3	91.4	91.2	0.68	0.78	0.83	22.1
15	20	160L	97.8	6.1	2.5	2.6	0.1154	17	37	130	67	1465	90.5	91.9	91.8	0.66	0.77	0.83	29.9
18.5	25	180M	120	8.0	2.9	2.9	0.1973	12	26	189	64	1470	91.6	93.0	93.4	0.65	0.76	0.82	36.7
22	30	180L	143	7.9	2.8	2.9	0.2332	16	35	195	64	1475	92.5	93.5	93.7	0.71	0.81	0.86	41.5
22	30	180L	143	7.1	2.8	2.9	0.2332	16	35	195	64	1470	92.0	92.7	93.0	0.73	0.82	0.87	41.3

Tabla 7: Selección del motor – Fabricante WEG.

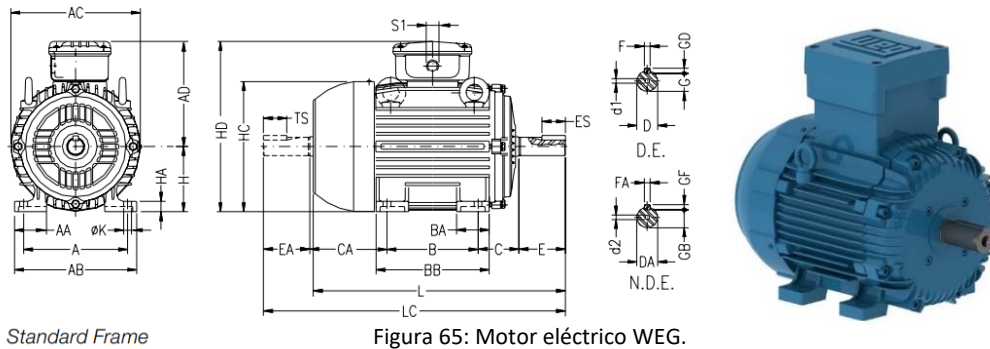


Figura 65: Motor eléctrico WEG.

IEC frame	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	Shaft Dimensions												H	HA	HC	HD	K	L	LC	S1	d1	d2	Bearings	
											D	E	ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF											D.E.	N.D.E.
											63	100	21	116	125	119	80	22	95	40	78	11j6											23	14
71	112	30	132	141	127	90	38	113.5	45	88	14j6	30	18	5	11	5	11j6	23	14	4	8.5	4	71	12	139	198	7	248	276	2xM20x1.5	DM5	EM4	6203-ZZ	6202-ZZ
80	125	35	149	159	136	100	40	125.5	50	93	19j6	40	28	6	15.5	6	14j6	30	18	5	11	5	80	13	157	216	10	276	313	2xM25x1.5	DM6	DM4	6204-ZZ	6203-ZZ
90S	140	38	164	179	155	110	42	131	56	104	24j6	50	36	8	20	7	16j6	40	28	5	13	5	90	15	177	245	10	304	350	2xM25x1.5	DM8	DM6	6205-ZZ	6204-ZZ
90L	140	38	164	179	155	110	42	131	56	104	24j6	50	36	8	20	7	16j6	40	28	5	13	5	90	15	177	245	10	329	375	2xM25x1.5	DM8	DM6	6205-ZZ	6204-ZZ
100L	160	49	188	199	165	120	50	173	63	118	28j6	60	45	10	24	8	22j6	50	36	6	18.5	6	100	16	198	265	12	420	475	2xM32x1.5	DM10	DM8	6206-ZZ	6205-ZZ
112M	190	48	220	222	184	140	55	177	70	128	24j6	60	45	10	24	8	24j6	60	45	8	20	7	112	18.5	235	296	12	393	448	2xM32x1.5	DM12	DM10	6307-ZZ	6206-ZZ
132S	216	51	248	270	21	150	55	187	89	150	38k6	80	63	10	33	8	28j6	60	45	8	24	7	132	20	274	344	12	452	519	2xM32x1.5	DM12	DM10	6308-ZZ	6207-ZZ
132M	216	51	248	270	21	150	55	187	89	150	38k6	80	63	10	33	8	28j6	60	45	8	24	7	132	20	274	344	12	490	557	2xM32x1.5	DM12	DM10	6308-ZZ	6207-ZZ
160M	254	64	308	312	255	170	65	210	108	174	42k6	110	80	14	42.5	9	42k6	110	80	12	37	8	160	22	317	415	14.5	598	712	2xM40x1.5	DM16		6309-C3	6209-Z-C3
160L	254	64	308	312	255	170	65	210	108	174	42k6	110	80	14	42.5	9	42k6	110	80	12	37	8	160	22	317	415	14.5	642	756	2xM40x1.5	DM16		6309-C3	6209-Z-C3
180M	279	80	350	358	275	190	75	241	121	200	48k6	130	90	16	49	10	48k6	130	90	14	42.5	9	180	28	360	455	18.5	664	782	2xM40x1.5	DM16		6311-C3	6211-Z-C3
180L	279	80	350	358	275	190	75	241	121	200	48k6	130	90	16	49	10	48k6	130	90	14	42.5	9	180	28	360	455	18.5	702	820	2xM40x1.5	DM16		6311-C3	6211-Z-C3
200M	318	82	38	396	300	210	85	267	133	222	55m6	150	100	18	55	12	55m6	150	100	16	49	10	200	30	402	500	18.5	729	842	2xM50x1.5			6312-C3	6212-Z-C3
200L	318	82	38	396	300	210	85	267	133	222	55m6	150	100	18	55	12	55m6	150	100	16	49	10	200	30	402	500	18.5	767	880	2xM50x1.5			6312-C3	6212-Z-C3

Tabla 8: Dimensiones del motor seleccionado – Fabricante WEG.

9. Chavetas

Para vincular la polea y el volante al eje se decidió utilizar chavetas, quienes serán las encargadas de transmitir el movimiento giratorio entre dichos elementos.

a) CHAVETA EXTREMO POLEA:

- Datos del eje:
 - Material: SAE 1045 - Templado y Revenido
 - Tensión de rotura: $\sigma_{rot} = 5600$ [kg/cm²]
 - Dureza Brinell: 220
- Datos de la polea:
 - Material: HIERRO GRIS ASTM A 48 CLASE 40
 - Tensión de rotura: $\sigma_{rot} = 2804$ [kg/cm²]
 - Dureza Brinell: 217
 - Diámetro $d = 60$ [mm]
 - Velocidad de giro: $n = 900$ rpm
 - Potencia a transmitir: $N = 30$ [CV]
 - Momento torsor: $M_{to} = 2387,33$ [kg*cm]
 - Fuerza torsora: $F_t = 795,78$ [kg]
 - Factor de seguridad: $N_s = 2$
- Dimensiones y propiedades de la chaveta:

Para $d = 60$ mm. de tabla AT 19 del libro Faires pág. 767, chaveta plana:

TABLA AT 19 DIMENSIONES DE CHAVETAS

Véanse figuras 10.1 y 10.2 para b y t . De norma ASA B17.1-1943. Existen otros tamaños. Las tolerancias de t pueden ser numéricamente las mismas indicadas, negativas en chavetas planas y positivas en chavetas de cuña.

DIÁMETRO DEL EJE (inclusives)		b		t		TOLERANCIA EN b	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
$1/2 - 3/16$	12,7-14,3	$1/8$	3,2	$3/32$	2,4	-0,0020	-0,0508
$5/16 - 7/16$	15,9-22,2	$3/16$	4,8	$1/8$	3,2	-0,0020	-0,0508
$15/16 - 1 1/4$	23,8-31,7	$1/4$	6,4	$3/16$	4,8	-0,0020	-0,0508
$1 5/16 - 1 3/8$	33,3-34,9	$5/16$	7,9	$1/4$	6,4	-0,0020	-0,0508
$1 7/16 - 1 3/4$	36,5-44,4	$3/8$	9,5	$1/4$	6,4	-0,0020	-0,0508
$1 11/16 - 2 1/4$	46,0-57,1	$1/2$	12,7	$3/8$	9,5	-0,0025	-0,0635
$2 5/16 - 2 3/4$	58,7-69,8	$5/8$	15,9	$7/16$	11,1	-0,0025	-0,0635
$2 7/16 - 3 1/4$	73,0-82,5	$3/4$	19,1	$1/2$	12,7	-0,0025	-0,0635
$3 3/16 - 3 3/4$	85,7-95,2	$7/8$	22,2	$5/8$	15,9	-0,0030	-0,0762
$3 7/16 - 4 1/2$	98,4-114,3	1	25,4	$3/4$	19,1	-0,0030	-0,0762
$4 3/16 - 5 1/2$	120,7-139,7	$1 1/4$	31,7	$7/8$	22,2	-0,0030	-0,0762
$5 3/16 - 6$	146,1-152,4	$1 1/2$	38,1	1	25,4	-0,0030	-0,0762

Figura 66: Tabla AT 19 de Faires.

- Dimensiones de la chaveta: $t = 11,1$ [mm]
- Dimensiones de la chaveta: $b = 15,9$ [mm]
- Dimensiones de la chaveta: $L = 126$ [mm]

- Verificación por dureza:
 - Material seleccionado para la chaveta: SAE 1020 – Laminado en caliente
 - Dureza Brinell: 140 → Cumple con la dureza

Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	40	31	25	45	140/180
Calibrado	55	38	15	30	180/220

Tabla 9: Propiedades del material para chaveta.

- Verificación por corte:
 - Tensión de fluencia: $\sigma_{fl} = 3100$ [kg/cm²]
 - Tensión admisible de fluencia: $\sigma_{fl}/N_s = \sigma_{adm} = 1550$ [kg/cm²]
 - Tensión admisible por corte: $\sigma_{adm} * 0,75 = \zeta_{adm} = 1162,5$ [kg/cm²]
 - Área de corte = $b * L = A_c = 20,034$ [cm²]
 - Fuerza de corte admisible: $\zeta_{adm} * A_c = F_c = 23289,525$ [kg]

Finalmente; $F_t < F_c \rightarrow F_t = 795,78$ [kg] < $F_c = 23289,525$ [kg] → **CUMPLE**

- Verificación por aplastamiento:
 - Área de aplastamiento = $t/2 * L = A_a = 6,993$ [cm²]
 - Fuerza de aplastamiento admisible: $\sigma_{adm} * A_a = F_a = 10839,15$ [kg/cm²]

Finalmente; $F_t < F_a \rightarrow F_t = 795,78$ [kg] < $F_a = 10839,15$ → **CUMPLE**

- Chaveta seleccionada: 51A-20-12-130

Para fijar la polea al eje y evitar el movimiento axial del mismo, se coloca un tornillo prisionero M8 que agarra el cubo del volante hasta el eje, pasando por la chaveta. Es por ello que, a la chaveta se le debe realizar un orificio pasante.

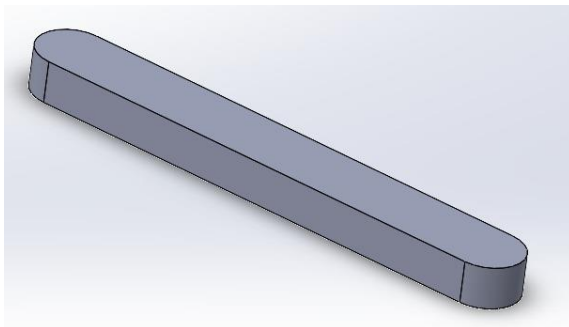


Figura 67: Chaveta para polea y eje.

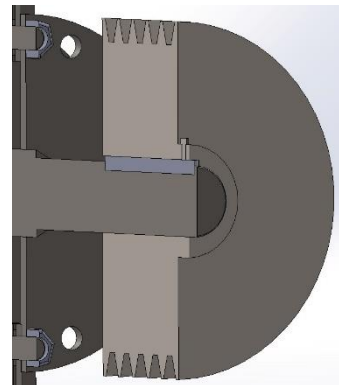


Figura 68: Eje con polea y chaveta.

b) CHAVETA EXTREMO VOLANTE DE INERCIA

- Datos del eje:
 - Material: SAE 1045 - Templado y Revenido
 - Tensión de rotura: $\sigma_{rot} = 5600$ [kg/cm²]
 - Dureza Brinell: 220
- Datos del volante:
 - Material: FUNDICIÓN GRIS ASTM 25
 - Tensión de rotura: $\sigma_{rot} = 1757$ [kg/cm²]
 - Dureza Brinell: 174
 - Diámetro $d = 60$ [mm]
 - Velocidad de giro: $n = 900$ rpm
 - Potencia a transmitir: $N = 30$ [CV]
 - Momento torsor: $M_{to} = 2387,33$ [kg*cm]
 - Fuerza torsora: $F_t = 795,78$ [kg]
 - Factor de seguridad: $N_s = 2$
- Dimensiones y propiedades de la chaveta:

Para $d = 60$ mm, de tabla AT 19 del libro Faires pág. 767, chaveta plana:

TABLA AT 19 DIMENSIONES DE CHAVETAS

Véanse figuras 10.1 y 10.2 para b y t . De norma ASA B17.1-1943. Existen otros tamaños. Las tolerancias de t pueden ser numéricamente las mismas indicadas, negativas en chavetas planas y positivas en chavetas de cuña.

DIÁMETRO DEL EJE (inclusives)		b		t		TOLERANCIA EN b	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
$1/2 - 3/16$	12,7-14,3	$1/8$	3,2	$3/32$	2,4	-0,0020	-0,0508
$3/8 - 7/16$	15,9-22,2	$3/16$	4,8	$1/8$	3,2	-0,0020	-0,0508
$13/16 - 1 1/4$	23,8-31,7	$1/4$	6,4	$3/16$	4,8	-0,0020	-0,0508
$1 5/16 - 1 3/8$	33,3-34,9	$5/16$	7,9	$1/4$	6,4	-0,0020	-0,0508
$1 7/16 - 1 3/4$	36,5-44,4	$3/8$	9,5	$1/4$	6,4	-0,0020	-0,0508
$1 11/16 - 2 1/4$	46,0-57,1	$1/2$	12,7	$3/8$	9,5	-0,0025	-0,0635
$2 3/16 - 2 3/4$	58,7-69,8	$5/8$	15,9	$7/16$	11,1	-0,0025	-0,0635
$2 7/8 - 3 1/4$	73,0-82,5	$7/8$	19,1	$1/2$	12,7	-0,0025	-0,0635
$3 3/8 - 3 3/4$	85,7-95,2	$7/8$	22,2	$3/4$	15,9	-0,0030	-0,0762
$3 7/8 - 4 1/2$	98,4-114,3	1	25,4	$3/4$	19,1	-0,0030	-0,0762
$4 3/4 - 5 1/2$	120,7-139,7	$1 1/4$	31,7	$7/8$	22,2	-0,0030	-0,0762
$5 3/4 - 6$	146,1-152,4	$1 1/2$	38,1	1	25,4	-0,0030	-0,0762

Figura 69: Tabla AT 19 de Faires.

- Dimensiones de la chaveta: $t = 11,1$ [mm]
- Dimensiones de la chaveta: $b = 15,9$ [mm]
- Dimensiones de la chaveta: $L = 50$ [mm]

- Verificación por dureza:
- Material seleccionado para la chaveta: SAE 1020 – Laminado en caliente

Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	40	31	25	45	140/180
Calibrado	55	38	15	30	180/220

Tabla 10: Propiedades del material para chaveta.

- Verificación por corte:
- Tensión de fluencia: $\sigma_{fl} = 3100$ [kg/cm²]
- Tensión admisible de fluencia: $\sigma_{fl}/N_s = \sigma_{adm} = 1550$ [kg/cm²]
- Tensión admisible por corte: $\sigma_{adm} * 0,75 = \zeta_{adm} = 1162,5$ [kg/cm²]
- Área de corte = $b * L = A_c = 7,95$ [cm²]
- Fuerza de corte admisible: $\zeta_{adm} * A_c = F_c = 9241,87$ [kg]

Finalmente; $F_t < F_c \rightarrow F_t = 795,78$ [kg] < $F_c = 9241,87$ [kg] → **CUMPLE**

- Verificación por aplastamiento:
- Área de aplastamiento = $t/2 * L = A_a = 2,77$ [cm²]
- Fuerza de aplastamiento admisible: $\sigma_{adm} * A_a = F_a = 4301,25$ [kg/cm²]

Finalmente; $F_t < F_a \rightarrow F_t = 795,78$ [kg] < $F_a = 4301,25$ → **CUMPLE**

- Chaveta seleccionada: 51A-20-12-55

10. Acople de bloqueo

Finalmente, para fijar el volante al eje, se opta por utilizar un acople auto-centrante de la marca “BLOKEAR”. El elemento “macho” se coloca en la punta del eje, y la pieza “hembra” en el orificio del volante. Una vez montados, el acople cónico se aprieta e imposibilita el movimiento entre los componentes.

Se opta por esta opción en vez de la chaveta, para evitar problemas por concentración de tensiones en el chavetero del eje, y fundamentalmente, por la facilidad en el montaje y desmontaje del volante que con el acople cónico, pensando en el mantenimiento.

TIPO 110 autocentrante

dxD	L1	L2	L3	B	D1	Momento torsor Mt	Fuerza Axial F ass.	Presión Superficial Eje pw	Maza pn	Tornillos de ajuste DIN 912 12.9	Cupla de Ajuste Ms
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Nm	KN	N/mm ²	N/mm ²	N° x tipo	Nm
50 X 65	45	62	70	78	92	2100	84	100	75	8 X M8	41
55 X 71	55	72	80	88	98	2600	94	85	65	9 X M8	41
60 X 77	55	72	80	88	104	2840	94	75	60	9 X M8	41
65 X 84	55	72	80	88	111	3070	94	70	55	9 X M8	41
70 X 90	65	86	96	106	119	5250	150	90	70	9 X M10	83
75 X 95	65	86	96	106	126	5600	150	80	65	9 X M10	83

Figura 70: Acople de bloqueo autocentrante – Tipo 110.

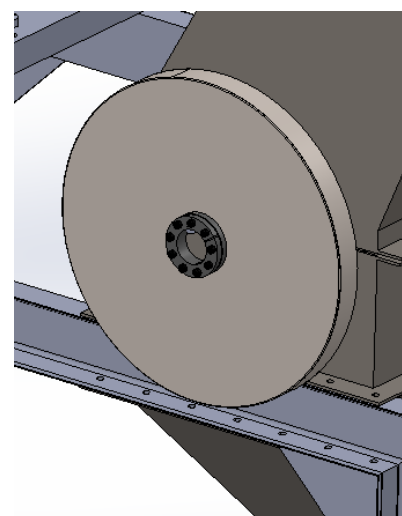


Figura 71: Volante con acople de bloqueo autocentrante.

11. Rodamientos

Para la selección de los rodamientos, se deben tener en cuenta las cargas que actúan sobre ellos. Ya habiendo hecho este análisis para el cálculo de las reacciones (punto 2.2.1.1.a.), se pudo determinar que el rodamiento más solicitado es el que se encuentra del lado del volante, llamado "Rodamiento A" en el análisis estático, y es por esto que se determinará el rodamiento que verifique para dichas condiciones, y será adoptado para ambos apoyos.

El criterio que se utilizará para la determinación del rodamiento es el que sugiere el fabricante SKF en sus manuales y softwares de selección.

Datos para el cálculo:

- Velocidad del árbol: $n = 900 \text{ rpm}$
- Carga aplicada: $R_a = 2,644 \text{ [kN]}$
- Potencia del motor: $N = 30 \text{ [CV]}$
- Momento torsor: $M_{to} = 2387,33 \text{ [kg*cm]}$
- Diámetro del árbol: $d = 6,0 \text{ [cm]}$
- De SKF 6000 pág. 52 - "vida nominal"
- Vida nominal en horas: $L_{10h} = 10000 \text{ (horas de funcionamiento)}$
- Exponente de la fórmula de vida: $p = 3 \text{ (rodamiento de bolas } p=3, \text{ para rodamientos a rodillos } 10/3)$
- Carga dinámica equivalente en el rodamiento: $P = 2,64 \text{ [kN]}$ (Se calcula para el rodamiento A por ser el que soporta más cargas).
- Capacidad de carga dinámica: $C = \left[\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} \right]^{\frac{1}{p}} * P \text{ [kN]} = \left[\frac{60 \cdot 900 \text{ rpm} \cdot 10000}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} * 2,64 \text{ [kN]} = 21,53 \text{ [kN]}$

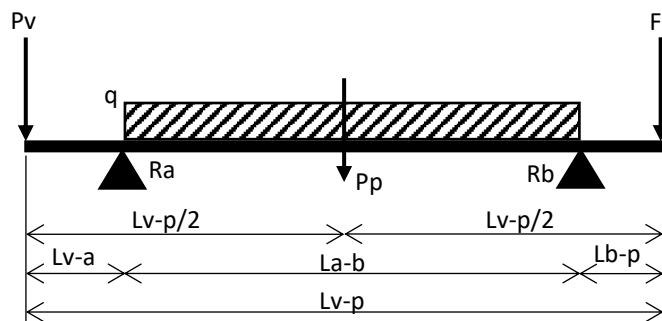


Figura 72: Diagrama de cuerpo libre para cálculo de rodamiento.

Selección del rodamiento:

RODAMIENTO: P2BC 40M-CPSS-DFH⁵

- Verificación por horas de funcionamiento:
 - Vida nominal en horas (90% de confiabilidad): $L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) * \left(\frac{C}{P} \right)^p$
 - Capacidad de carga del rodamiento: $C = 52,7 \text{ [kN]}$
 - Vida nominal en horas (90% de confiabilidad): $L_{10h} = 146586,7 \text{ [horas]}$



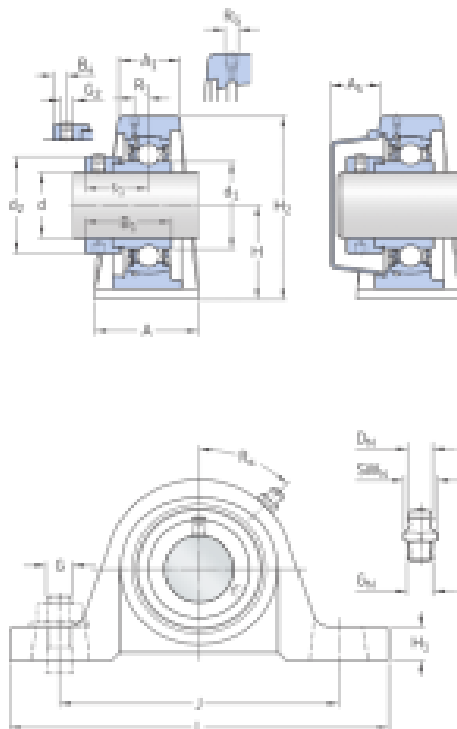
Figura 73: Rodamiento seleccionado.

⁵ Ver especificaciones técnicas en el Anexo Berzano, Juan Manuel / Muñoz, Joaquín

Comparando la vida nominal L_{10h} mínima esperada (10000 hs), y la vida calculada (146586,7 hs):

El rodamiento verifica.

Dimensiones



d	60 mm	Diámetro interno
d ₁	75.64 mm	Diámetro del resalte del aro interior
d ₂	82 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	61.6 mm	Ancho de la base
A ₁	34.3 mm	Ancho superior
A ₃	35.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	36.7 mm	Ancho del aro interior
B ₁	52.6 mm	Ancho total del rodamiento
B ₄	7.95 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	69.85 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	22.23 mm	Altura del pie
H ₂	141.29 mm	Altura total
J	184.15 mm	Distancia entre los tornillos de fijación

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	52.7 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	36 kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.53 kN
Velocidad límite		3 400 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Figura 74: Características del rodamiento seleccionado.

12. Criba

Para la Criba se decidió utilizar chapa de acero al carbono SAE 1045 de 3/8" de espesor con dimensiones de 1060 mm de largo por 710 mm de ancho. Los agujeros de 15 mm tienen un arreglo triangular con distancia entre centros de 20 mm utilizando chorro de agua para el corte y por último un rolado para finalizar con un diámetro de 450 mm; quedando como resultado la siguiente imagen:

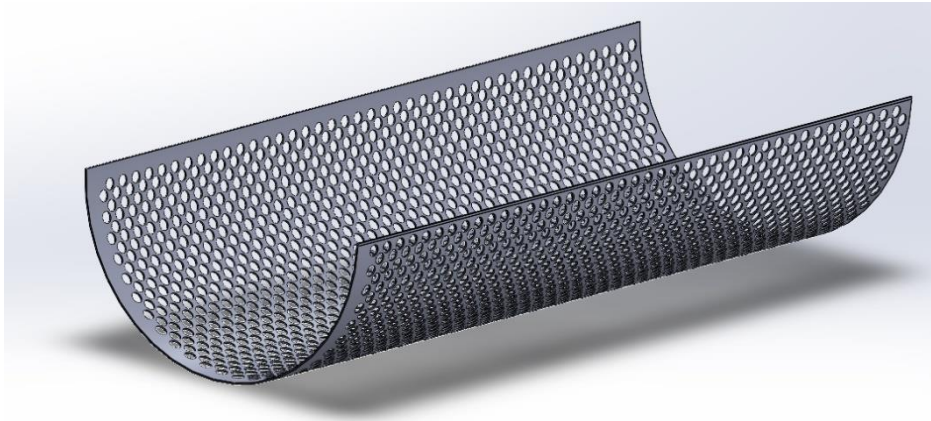


Figura 75: Criba para separar la molienda.

Para facilitar el montaje - desmontaje, y teniendo en cuenta el mantenimiento de la misma, se optó por un sistema de canalización sobre la carcasa (ver imagen 80).

En la página 48 se muestra el montaje de la misma, para una mayor comprensión.

13. Boca de ingreso

Para este componente se tuvo en cuenta un diseño que permita el ingreso por completo de los parabrisas previamente cortados a sus dimensiones correspondientes, así como también orejas que permitan el pivoteo al abrirla, y una base firme y sólida con una planitud importante para su perfecto cerramiento. Cuenta con refuerzos en planchuelas laterales para eliminar cualquier posibilidad de plegado de las mismas y caladura de medio círculo que es por donde pasa el eje de la máquina.

La boca por completo se construye en acero al carbono SAE 1045 de 3/8" y para la bisagra se utiliza caño ASTM a53 de 3/4" SCH 40 (Ver figura 74).

Para abrir y cerrar la tapa, se plantea realizar unas manijas con planchuelas de 10 mm de espesor y un caño de 1 pulgada. Las agarraderas se colocan en ambos lados de la carcasa.

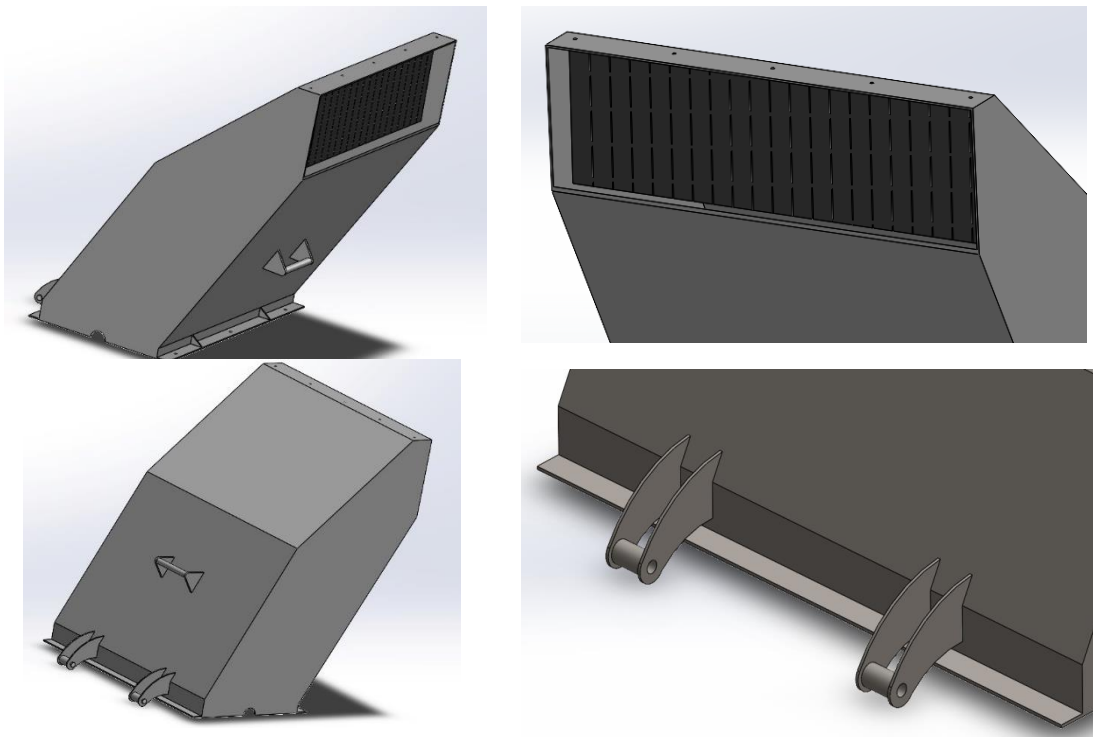


Figura 76: Boca de ingreso a la trituradora.

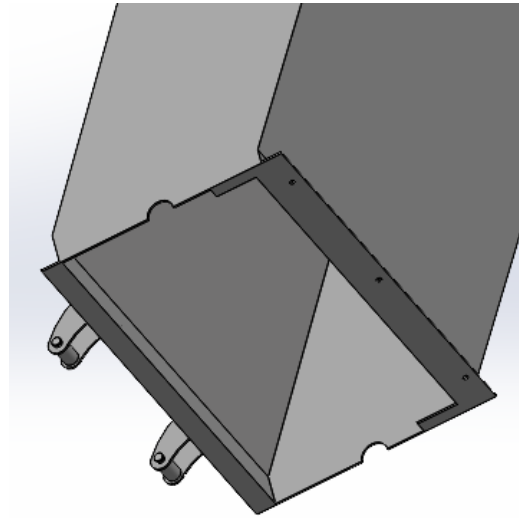
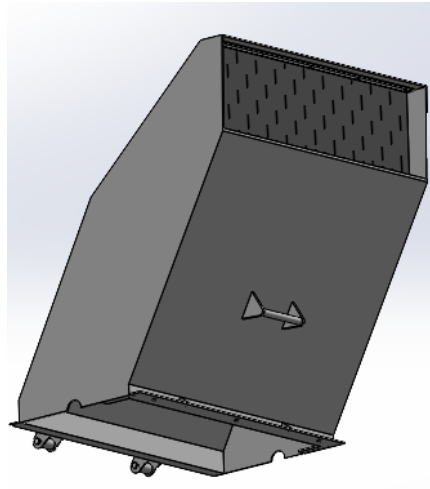


Figura 77: Boca de ingreso a la trituradora.

Para evitar que las partículas trituradas puedan salir despedidas por la boca de ingreso, debido al movimiento rotario de los martillos, se opta por colocar cortinas de goma de 4 mm de espesor. Las mismas se vinculan a la carcasa mediante una planchuela de aluminio y bulones.

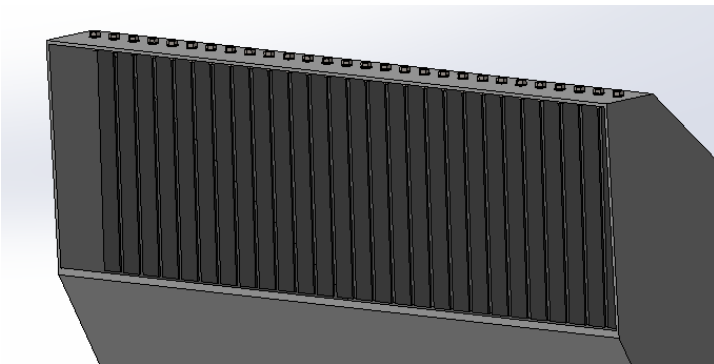


Figura 78: Cortina antirretorno, en boca de ingreso a la trituradora.

14. Carcasa

La carcasa es el cuerpo principal por donde van a estar montados la mayoría de los demás componentes como la criba, boca de ingreso, porta rodamientos y demás. Se fabrica en chapa de acero SAE 1045 de 3/8". Cuenta con orejas para poder vincularse con la boca de ingreso y a su vez hace de refuerzo para las planchuelas inferiores. A su vez, cuentan con topes para boca de ingreso cuando esta se encuentra abierta, para realizar un trabajo cómodo por parte de los operarios (ver imagen 77). Para soportar al eje y a los porta rodamientos se le suelda una planchuela de 10mm de espesor, a las planchuelas inferiores, soportes de mismas dimensiones (ver imagen 78). Para solucionar el montaje y desmontaje de la criba, se sueldan dos planchuelas de 3/8" por 25mm de ancho, espaciadas de tal manera que logre un canal de ingreso de la criba que cuenta con 3/8" de espesor, consiguiendo un semi círculo por ambas paredes internas como puede verse en las imágenes. Esta criba va a ser colocada por la parte frontal de la máquina, en posición tal que, girándola, permita el ingreso al canal antes mencionado hasta llegar al tope que se logra soldado una planchuela (ver imagen 79) y para garantizar que la criba se mantenga en su lugar con la maquina en funcionamiento, se le sueldan topes hechos con chapa a la boca de carga para que cuando la boca se mantenga cerrada, estas planchuelas hagan tope con el extremo libre de la criba.

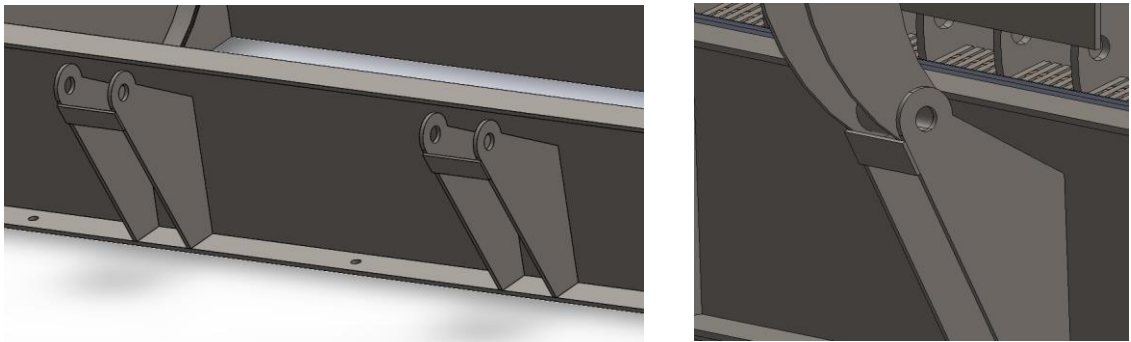


Figura 79: Detalle bisagras y topes de la carcasa.

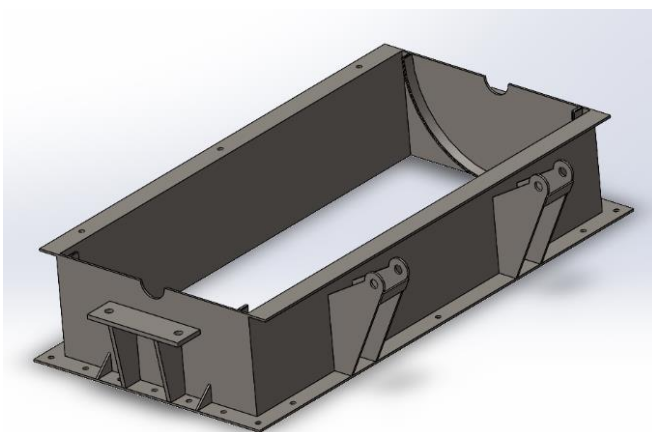


Figura 80: Detalle carcasa de la trituradora

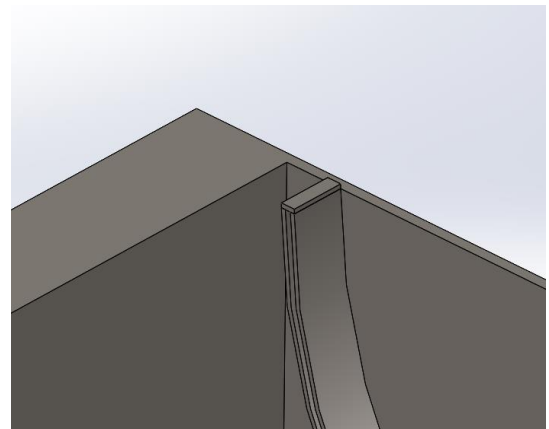


Figura 81: Detalle tope para la criba de la carcasa.

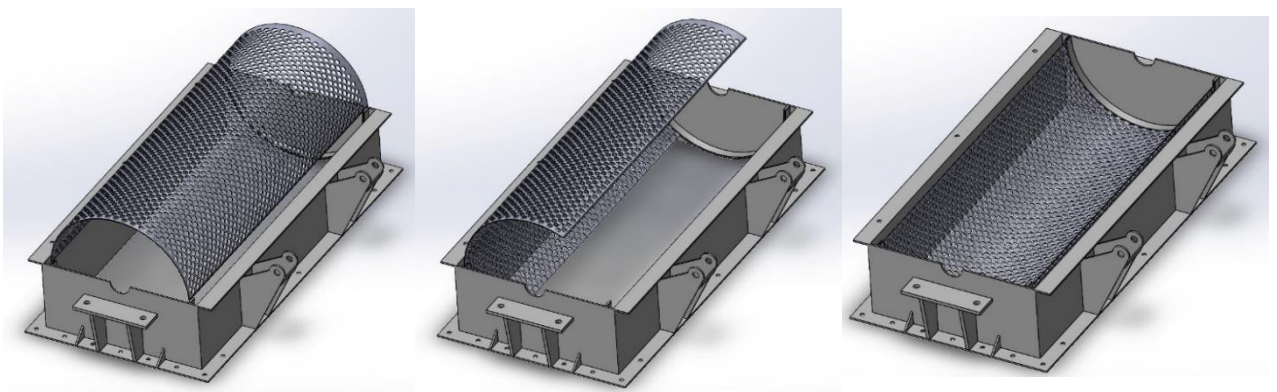


Figura 82: Montaje de la criba en la carcasa.

15. Tapa visor:

Por cuestiones de diseño y forma de adaptar la estructura de la máquina, se decidió colocar una tapa visor entre la carcasa principal o lo que es tolva de descarga para poder controlar cualquier inconveniente que se dé por debajo de la criba. La misma va a estar fabricada con pliegues de chapa de acero SAE 1045 de 3/8”.

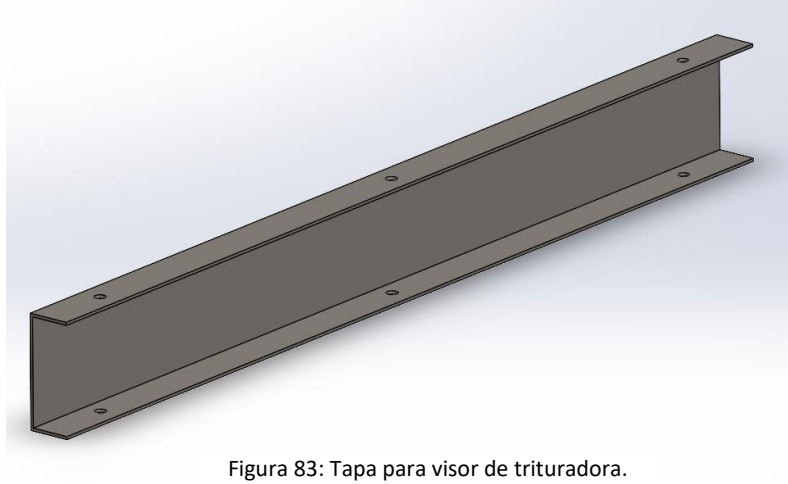


Figura 83: Tapa para visor de trituradora.

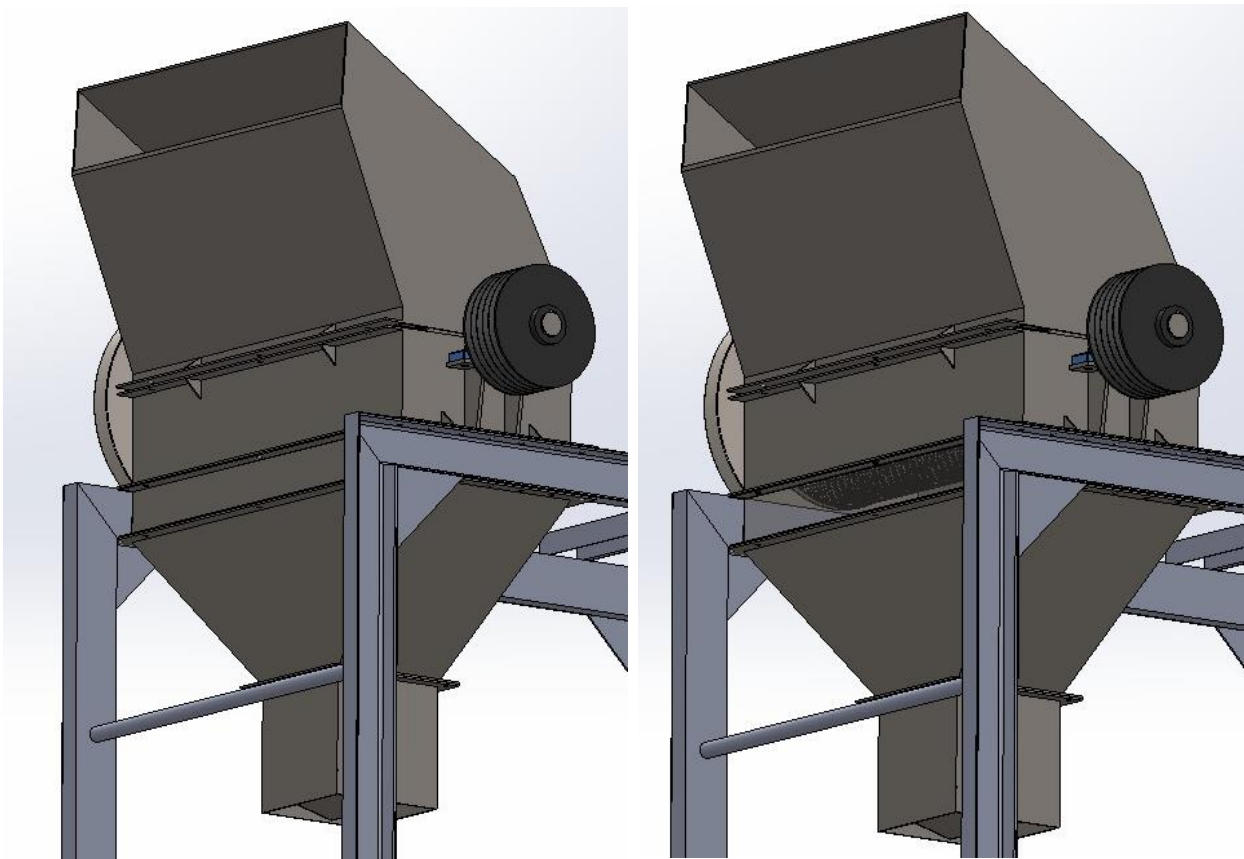


Figura 84: Trituradora con y sin tapa para visor de trituradora.

16. Tolva de descarga

Este componente está fabricado en chapa de acero SAE 1045 de 3/8" diseñado para garantizar un acople con la tapa visor, la estructura y por debajo con la descarga final.

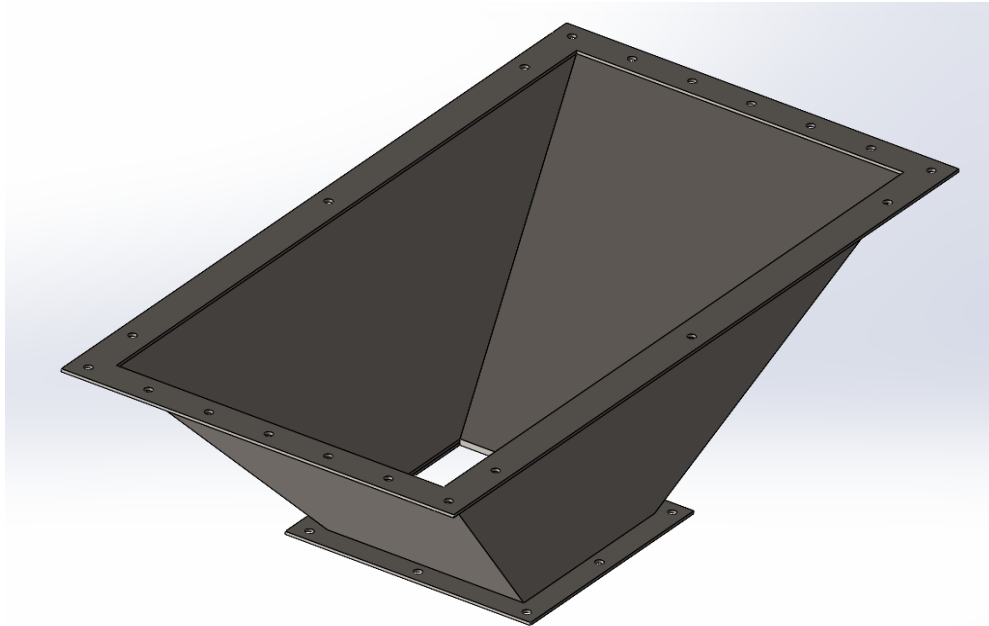


Figura 85: Tolva de descarga.

17. Descarga final.

Consiste en un diseño simple para garantizar la descarga del triturado en la cinta. Está fabricada de chapa de acero SAE 1045 de 3/8" que va a estar vinculada mediante bulones pasantes y tuercas a la tolva de descarga. En su interior cuenta con tres chapas soldadas en ángulos mayores a 20° para garantizar que el material triturado se deslice y a su vez disminuir la velocidad con la que estos caen en la cinta y evitar así el impacto sobre la misma para aumentar así la vida útil de la misma. A su vez se evita que el material revote y salga hacia el exterior, ya que se trata de vidrio pulverizado o granulometría muy pequeña en algunos casos, lo que lo hace altamente abrasivo para cualquier mecanismo y superficie.

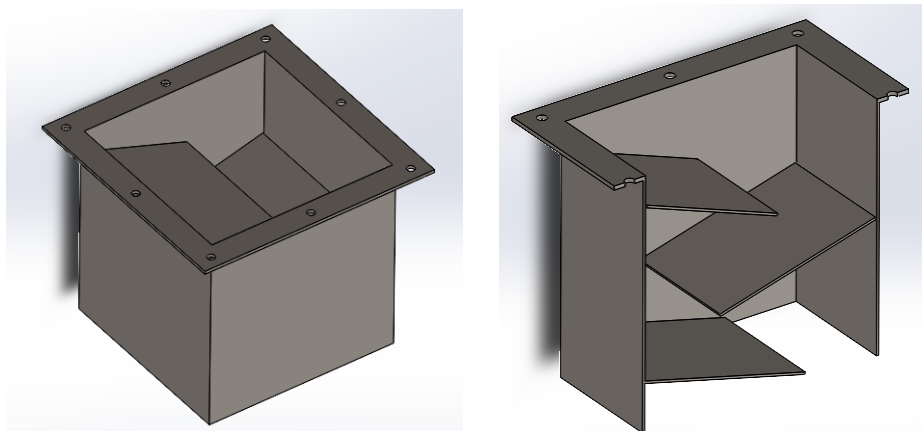


Figura 86: Descarga final. Placas para guiar la salida del material.

18. Estructura

• **Cálculo de estructura y selección del perfil.**

Se comenzó por tomar el valor aproximado de la masa de cada componente que va a estar soportado por la estructura en estudio, teniendo en cuenta también el peso de un operario que puede estar haciendo trabajo de mantenimiento.

Mediante el diseño de la trituradora con su carcasa y la distancia donde se necesita el motor eléctrico, se propuso una luz entre apoyos de 1700 [mm], quedando el diagrama de cuerpo libre como puede verse en la siguiente imagen.

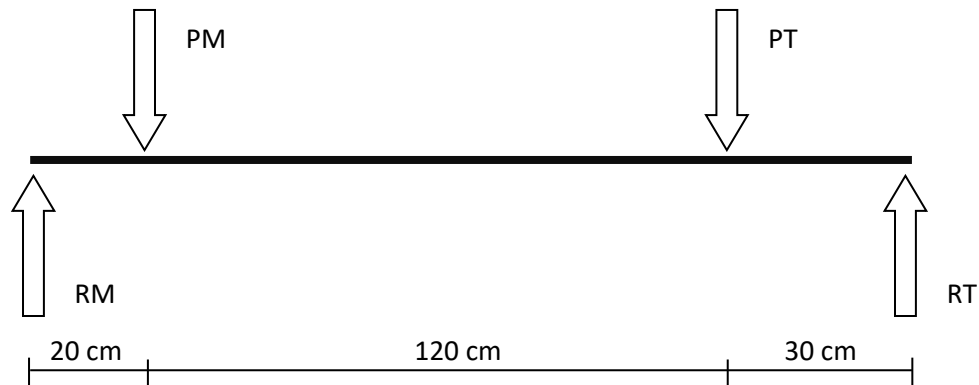


Figura 87: Diagrama de cuerpo libre para cálculo de estructura.

Cabe aclarar que, del peso total de todos los componentes en estudio, (motor eléctrico y la trituradora completa), se divide a la mitad ya que la carga se reparte en los dos perfiles como puede verse en la siguiente imagen.

Donde entonces, del diagrama de cuerpo libre podemos ver que RM es la reacción del lado del motor, PM es el peso del motor (220Kg / 2 = 110Kg), PT es el peso total teniendo en cuenta también al operario (700 Kg / 2 = 350Kg) y por último RT es la reacción del lado de la trituradora.

$$\sum F_x = 0 ; \sum F_y = 0 \Rightarrow RM - PM - PT + RT = 0$$

$$RM = PM + PT - RT \text{ (ec.1)}$$

$$\sum MA = 0 \Rightarrow PM * 20 + PT * 140 - RT * 170 = 0$$

$$RT = \frac{110 * 20 + 350 * 140}{170}$$

$$RT = 301 \text{ Kg}$$

$$RT \text{ en (ec. 1)} \Rightarrow RM = 110 + 350 - 301$$

$$RM = 159 \text{ Kg}$$

Diagrama de cortes:

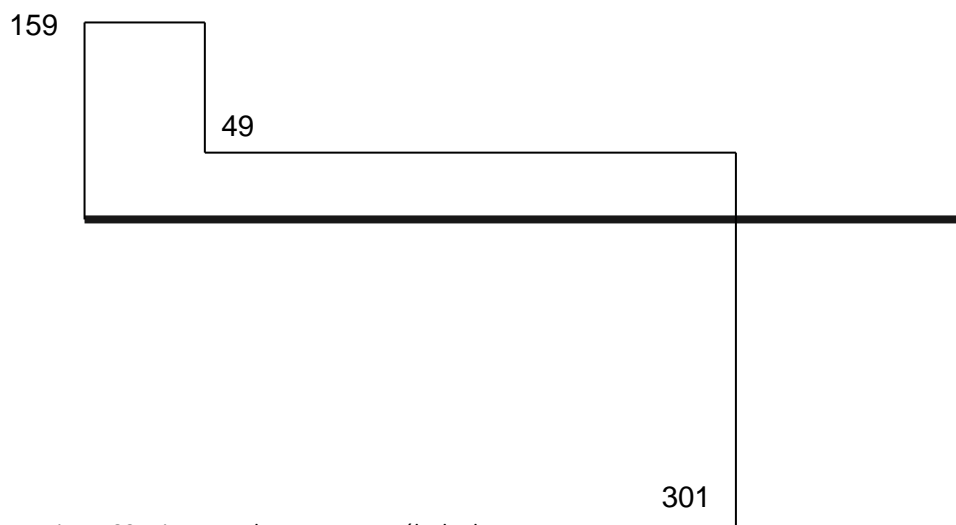


Figura 88: Diagrama de cortes para cálculo de estructura.

Del cual puede notarse que el corte máximo se da en el punto "C" como era de esperarse por tener la mayor carga actuando en ese lugar y por el sistema de cuerpo libre planteado.

Procedemos a calcular los momentos para encontrar el máximo y de allí empezar a seleccionar y dimensionar la viga:

$$MA = 0$$

$$MB = 159 * 20 = 3180 \text{ Kg} * \text{cm}$$

$$MC = MB + 49 * 120 = 9060 \text{ Kg} * \text{cm}$$

$$MD = 0$$

Donde puede verse que el momento flector máximo se encuentra en el punto "C" y va a ser el utilizado para el siguiente dimensionado.

Sabemos entonces que la tensión admisible va a ser la tensión de fluencia del material sobre un coeficiente de seguridad que en este caso lo tomamos como 1.65

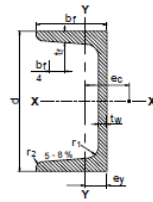
$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{\text{coef. seguridad}} = \frac{2400 \text{ Kg/cm}^2}{1.65} \Rightarrow \sigma_{adm} = 1454,5 \text{ Kg/cm}^2$$

Para la forma de tensión máxima nos dirigimos a la tabla de perfiles y ya pre dimensionando se seleccionó uno para la prueba y de allí obtener el módulo de sección "S".

Se va a trabajar con perfiles UPN ya que resulta la mejor opción bajo el criterio del diseño de estructura que soporte la trituradora con su carcasa, permitiendo un buen ensamblaje.

UPN según
IRAM-IAS
U 500-509-2

Para U≤300 pend.=8%
Para U>300 pend.=5%



Ag = Área bruta de la sección transversal.
I = Momento de Inercia de la sección.
respecto de los ejes principales.
 $r = \sqrt{I/A}$ Radio de giro.
S = Módulo resistente elástico de la sección.
Q = Momento estático de media sección.
Z = Módulo plástico de la sección.
 $e_y = \bar{x}$ = Distancia al centro gravedad.
 e_c = Distancia al centro de corte.

J = Módulo de torsión.
Cw = Módulo de alabeo.
 X_1, X_2 = Factores de pandeo.
 L_p = Longitud lateralmente no arriostrada límite para desarrollar la capacidad de plastificación total por flexión.
 L_r = Longitud lateralmente no arriostrada límite para pandeo lateral torsional inelástico.

Designación	Dimensiones						Relaciones		Ag	Peso	X - X					Y - Y					Distancias		Agujeros en el ala		Distancia agujero al borde		Espesor		J	Cw	X_1	X_2	Acero F-24			
	h	bf	tf=r1	hw	tw	r2	bf/tf	hw/tw			lx	Sx	rx	Qx	Zx	ly	Sy	ry	Qy	1.5.Sy	Zy	e1	e2	w1	d	w2	t1	t2					Carga Alma	Carga Ala Sup.		
	mm	mm	mm	mm	mm	mm		cm²			Kg/m	cm²	cm³	cm	cm²	cm²	cm²	cm²	cm	cm²	cm²	cm	cm	mm	mm	mm	mm	mm					mm	cm	cm	
30x15	30	15	4,5	12	4	2	3,33	3,00	2,21	1,74	2,53	1,09	1,07	-	-	0,38	0,39	0,42	-	-	-	0,52	0,74	10	6,4	5	3,90	5,10	0,14	-	-	-	-	-	-	-
30	30	33	7	1	5	3,5	4,71	0,20	5,44	4,27	6,39	4,26	1,08	-	-	5,33	2,68	0,99	-	-	-	1,31	2,22	18	8,4	15	5,68	8,32	0,82	-	-	-	-	-	-	-
40x20	40	20	5,5	18	5	2,5	3,84	3,60	3,66	2,87	7,58	3,79	1,44	-	-	1,14	0,86	0,56	-	-	-	0,67	1,01	11	6,4	9	4,70	6,30	0,34	-	-	-	-	-	-	-
40	40	35	7	11	5	3,5	5,00	2,20	6,21	4,87	14,1	7,05	1,50	-	-	6,88	3,08	1,04	-	-	-	1,33	2,32	18	11	17	5,60	8,40	0,91	-	-	-	-	-	-	-
50x25	50	25	6	25	5	3	4,17	5,00	4,92	3,86	16,8	6,73	1,85	-	-	2,49	1,48	0,71	-	-	-	0,81	1,34	16	8,4	9	5,00	7,00	0,52	-	-	-	-	-	-	-
50	50	38	7	20	5	3,5	5,43	4,00	7,12	5,59	26,4	10,6	1,92	-	-	3,12	3,75	1,13	-	-	-	1,37	2,47	20	11	18	5,48	8,52	1,02	-	-	-	-	-	-	-
60	60	30	6	35	6	3	5,00	5,83	6,46	5,07	31,6	10,5	2,21	-	-	4,51	2,16	0,84	-	-	-	0,91	1,50	18	8,4	12	4,80	7,20	0,78	-	-	-	-	-	-	-
65	65	42	7,5	33	5,5	4	5,60	6,00	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	-	-	14,1	5,07	1,25	-	-	-	1,42	2,80	25	11	17	5,82	9,18	1,46	-	-	-	-	-	-	-
80	80	45	8	46	6	4	5,63	7,67	11,00	8,64	106	26,5	3,10	15,9	31,8	19,4	6,36	1,33	6,35	9,54	12,08	1,45	2,67	25	13	20	6,20	9,80	2,00	196,54	48818	0,12	68	555	62	501
100	100	50	8,5	64	6	4,5	5,88	10,7	13,50	10,60	206	41,2	3,91	24,5	49,0	29,3	8,49	1,47	8,59	12,7	16,21	1,55	2,93	30	13	20	6,50	10,50	2,64	481,65	40033	0,27	76	506	68	454
120	120	55	9	82	7	4,5	6,11	11,7	17,00	13,40	364	60,7	4,62	36,3	72,6	43,2	11,1	1,59	11,61	16,7	21,27	1,60	3,03	30	17	25	6,80	11,20	3,84	1039,2	38738	0,40	82	504	74	450
140	140	60	10	98	7	5	6,00	14,0	20,40	16,00	605	86,4	5,45	51,4	103	62,7	14,8	1,75	15,36	22,2	28,32	1,75	3,37	35	17	25	7,60	12,40	5,37	2073,5	33445	0,57	90	508	81	451
160	160	65	10,5	115	7,5	5,5	6,19	15,3	24,00	18,80	925	116	6,21	68,8	138	65,3	18,3	1,89	19,37	27,5	35,20	1,84	3,56	35	21	30	7,90	13,10	6,97	3750,3	30779	0,82	97	509	87	449
180	180	70	11	133	8	5,5	6,36	16,6	28,00	22,00	1350	150	6,95	89,6	179	114	22,4	2,02	24,04	33,6	43,14	1,92	3,75	40	21	30	8,20	13,80	8,91	6383,5	29083	1,07	104	517	93	453
200	200	75	11,5	151	8,5	6	6,52	17,8	32,20	25,30	1910	191	7,70	114	228	148	27	2,14	29,41	40,5	51,89	2,01	3,94	40	23	35	8,50	14,30	11,23	10429	27479	1,37	110	522	99	453
220	220	80	12,5	167	9	6,5	6,40	18,6	37,40	29,40	2690	245	8,48	146	292	197	33,6	2,3	36,38	50,4	64,40	2,14	4,20	45	23	35	9,30	15,70	15,16	16737	26823	1,49	118	550	106	476
240	240	85	13	184	9,5	6,5	6,54	19,4	42,30	33,20	3600	300	9,22	179	358	248	39,6	2,42	43,30	59,4	76,02	2,23	4,39	45	25	40	9,60	16,40	18,57	25390	25785	1,79	124	560	112	481
260	260	90	14	200	10	7	6,43	20,0	48,30	37,90	4820	371	9,99	221	442	317	47,7	2,56	52,38	71,6	92,22	2,36	4,66	50	25	40	10,40	17,00	24,20	38133	25436	1,90	132	586	118	502
280	280	95	15	216	10	7,5	6,33	21,6	53,30	41,80	6280	448	10,90	266	532	399	57,2	2,74	62,03	85,8	109,9	2,53	5,02	50	25	45	11,20	18,80	29,71	55532	24518	2,12	141	608	127	518
300	300	100	16	232	10	8	6,25	23,2	58,80	46,20	8030	535	11,70	316	632	465	67,8	2,9	72,71	102	130,0	2,70	5,41	55	25	45	12,00	20,00	36,24	78829	23817	2,33	149	628	134	533
320	320	100	17,5	246	14	8,75	5,71	17,6	75,80	59,50	10870	679	12,10	413	826	597	80,8	2,81	91,83	121	158,9	2,80	4,82	55	25	45	15,35	20,35	61,80	104418	27823	1,42	144	695	130	603
350	350	100	16	282	14	8	6,25	20,1	77,30	60,80	12840	734	12,90	459	918	570	75	2,72	88,72	113	149,6	2,40	4,45	55	25	45	13,85	18,85	56,39	123305	24829	2,46	140	616	126	521
380	380	102	16	313	13,5	8	6,38	23,2	80,40	63,10	15790	829	14,00	507	1014	615	78,7	2,77	93,75	118	156,8	2,38	4,58	60	25	42	13,79	18,89	56,39	158683	22420	3,74	142	583	128	479
400	400	110	18	324	14	9	6,11	23,1	91,50	71,80	20350	1020	14,90	618	1236	846	102	3,04	119,2	153	202,3	2,65	5,11	60	25	50	15,60	21,10	76,06	239940	22576	3,42	156	640	141	529

Figura 89: Tabla de perfiles UPN.

$$\sigma_{Max} = \frac{\text{Momento maximo}}{\text{Modulo de seccion}} = \frac{9060 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{26,5 \text{ cm}^3} \Rightarrow \sigma_{Max} = 341,8 \text{ Kg/cm}^2$$

Comparando entonces, puede verse que, por el lado de la flexión, el perfil seleccionado cumple con el requisito de:

$$\sigma_{adm} > \sigma_{Max}$$

Por último, se procede a verificar por tensiones cortantes, donde la tensión de corte admisible es el 80% de la admisible por flexión, dando el siguiente resultado:

$$\tau_{adm} = 0,8 * \sigma_{adm} = 0,8 * 1454,5 \text{ Kg/cm}^2 \Rightarrow \tau_{adm} = 1163,6 \text{ Kg/cm}^2$$

Finalizando con la verificación, se halla el valor de la tensión de corte máxima que el corte máximo en "C" está produciendo. Para ello se saca nuevamente de tabla, el valor del ancho "b" y el momento de inercia "Ix" correspondiente, dando el siguiente resultado:

19. Cobertores:

Por cuestiones de seguridad, los componentes móviles deben recubrirse, evitando así posibles accidentes por atascamiento o el desprendimiento de algún elemento que pueda impactar sobre una persona u equipo. Para ello se plantean cobertores construidos en metal desplegado código 200-12-20, con refuerzos en chapa de acero al carbono de 3,2 mm, tanto como para las poleas y correas, como para el volante de inercia.

Los cobertores se fijan al bastidor de la máquina mediante bulonería, facilitando el montaje y desmontaje para mantenimiento y limpieza.

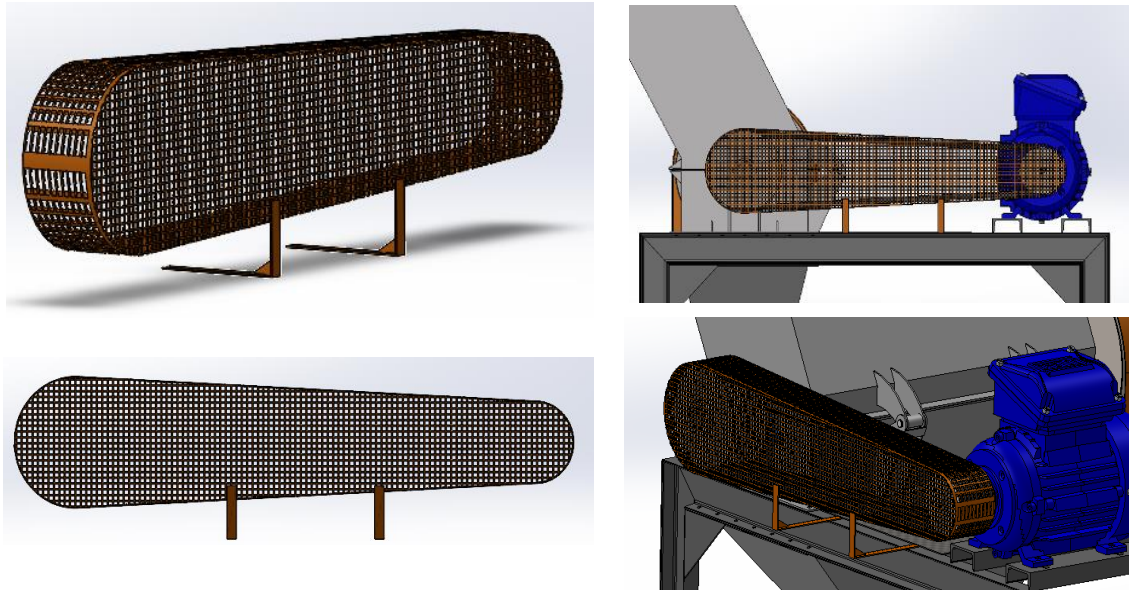


Figura 92: Cubre correas y poleas

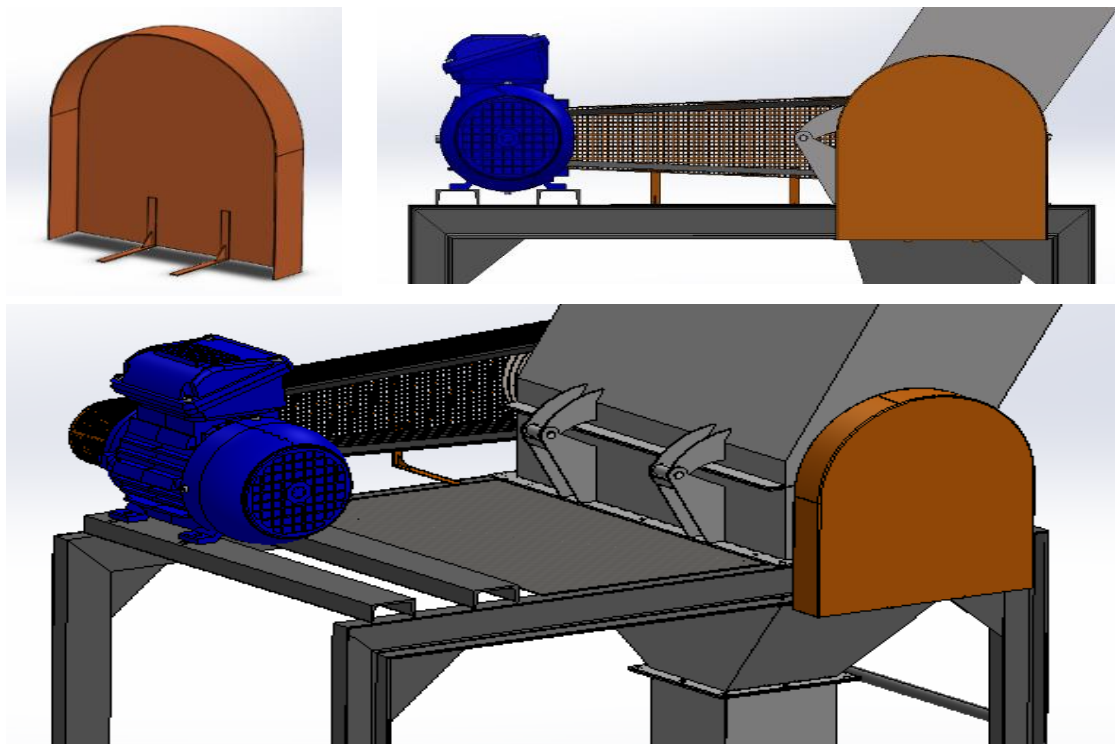


Figura 93: Cubre volante

20. Anclajes químicos:

Para fijar la máquina al suelo y transmitir las vibraciones y movimientos hacia este, se utilizará el sistema de anclaje químico, mediante un perno FISCHER FWA cincado 12-100, en combinación con un mortero de inyección FIS V de Fischer.

El FIS V es un mortero de inyección de dos componentes basado en una resina vinylester híbrida. Tanto la resina como el catalizador se encuentran alojados en dos compartimentos separados dentro del mismo cartucho, los cuales se mezclan y se activan al ser inyectados a través de la boquilla.

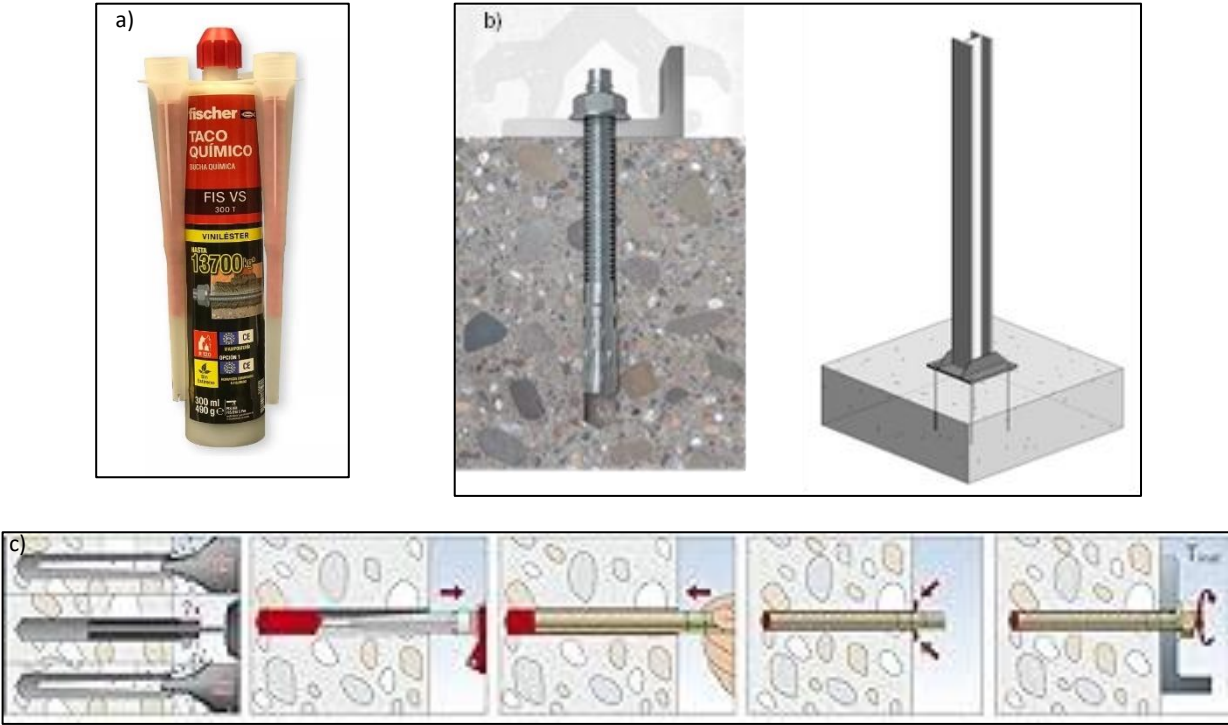


Figura 94: a) Cartucho FIS V – b) Anclaje a cubo de hormigón – c) Proceso de aplicación

Para absorber las vibraciones producidas por el movimiento de la máquina, se opta por la utilización de tacos antivibratorios “Vibrastop”, compuestos por una superposición de planchas de corcho y goma antideslizante. Se coloca un panel por cada pata de la trituradora, y se los vincula gracias a los anclajes mencionados anteriormente, hacia el suelo.

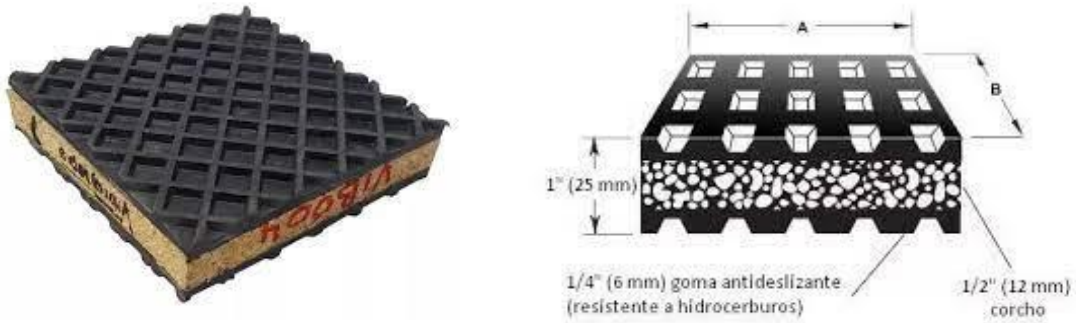


Figura 94*: Paneles “Vibrastop”

2.2.1.d) Montaje de la trituradora Montaje de la trituradora



Figura 95: Trituradora a martillos para molienda de parabrisas.

2.2.2 BANDA TRANSPORTADORA DE SALIDA:

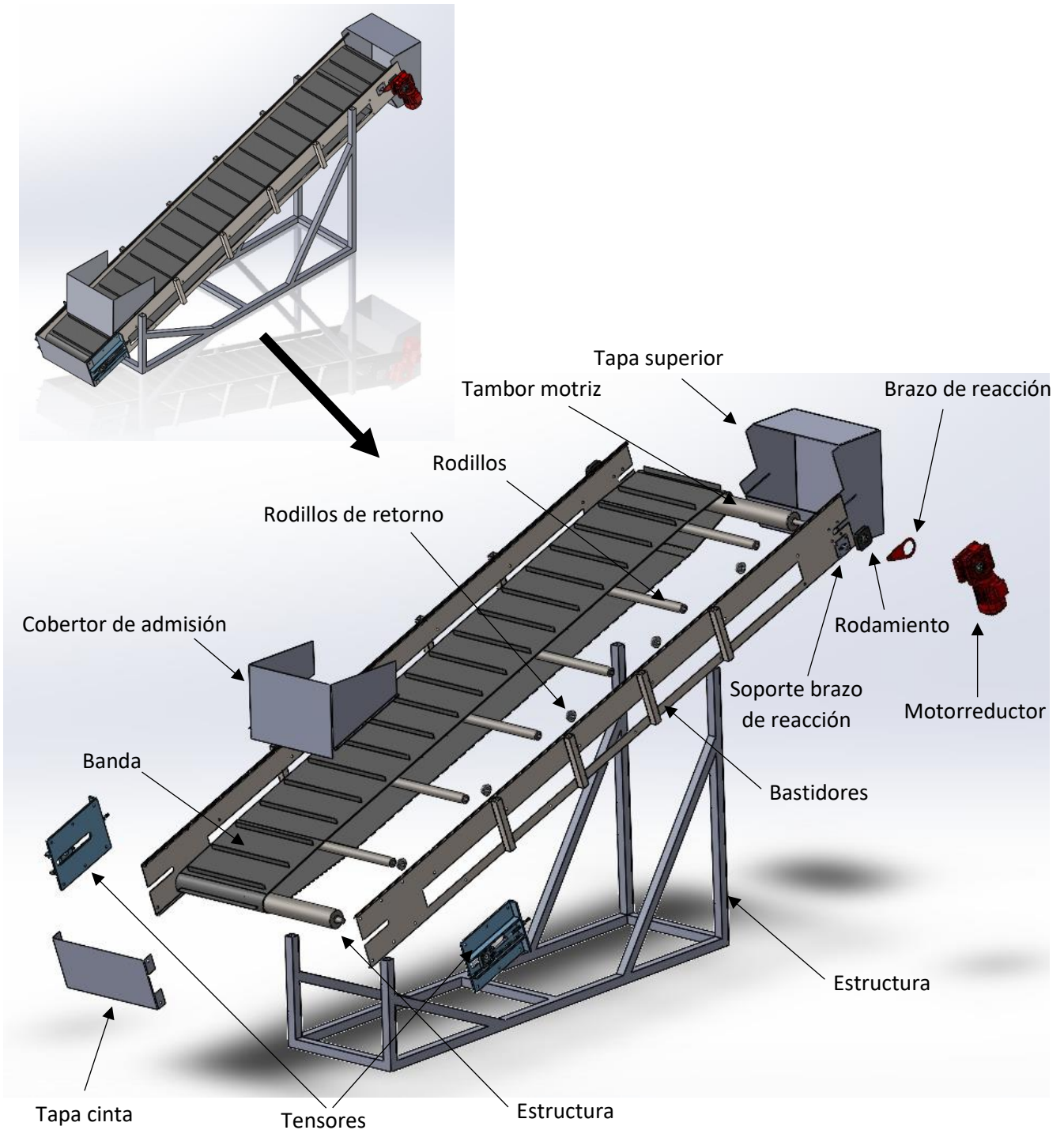


Figura 96: Despiece banda transportadora de parabrisas triturados.

a) **Diseño y dimensionamiento de cada elemento. Proceso de cálculo**

1. **Generalidades para el cálculo: Extracto del “Catálogo de cintas transportadoras de Pirelli”.**

“Se entiende por cálculo de una cinta transportadora la determinación de sus características técnicas (ancho, número y tipo de telas, calidad y espesor de la goma de cobertura) en relación a los elementos conocidos del transportador:

- a. Naturaleza y tamaño de los trozos del material a transportar.
- b. Capacidad horaria.
- c. Disposición y longitud de la cinta.

Si se trata de una nueva instalación, la definición de la cinta está subordinada a la determinación de la combinación más conveniente del ancho y velocidad de la misma para una capacidad horaria dada y un cierto tipo de material, además del cumplimiento de una serie de relaciones constructivas. En efecto, si una cinta va a más velocidad a igualdad de capacidad, resulta más estrecha, y por ello menos costosa; pero, por otra parte, el tamaño de los trozos del material, la acción abrasiva de los mismos sobre la cinta y la necesidad de prevenir la rotura de dichos trozos, son factores que limitan la velocidad a adoptar”.

→ El cálculo y dimensionamiento de la banda transportadora se hará siguiendo los lineamientos de la marca Pirelli, tal como lo especifica en su libro, y el manual del “Departamento de Ingeniería Mecánica – Universidad Carlos III de Madrid”.

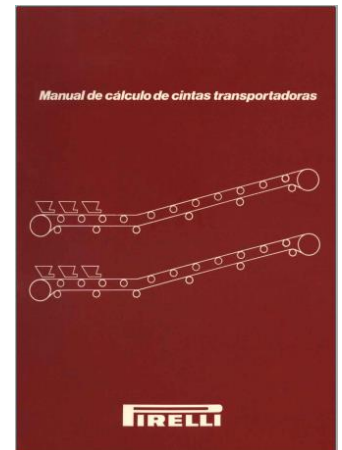


Figura 97: Libro de Pirelli.

Criterios para el diseño:

- La cinta transportará vidrio molido y escamas de PVB de forma continua, desde la salida de la trituradora hasta la entrada a la criba vibratoria.
- El tamaño medio del material transportado es aproximadamente de 15 mm.
- La cinta será utilizada durante unas 8 horas al día.
- El transporte se debe realizar desde una altura de 0,5 m hasta 1,80 m. → $H = 1,3$ m
- La longitud entre los puntos de carga y descarga de la cinta es $L = 3,7$ m medido a nivel del suelo.
- El ángulo de artesa será de 20° .
- Habrá acceso a cualquier punto de la cinta, con motivo de facilitar reparaciones o ajustes.
- Condiciones de trabajo estándar.
- Evitar derrames de material a lo largo del transporte.

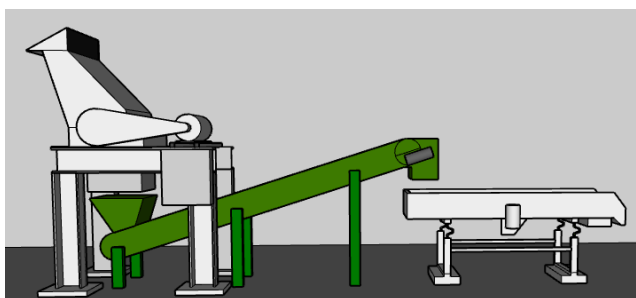


Figura 98: Esquema de banda transportadora en SketchUp.

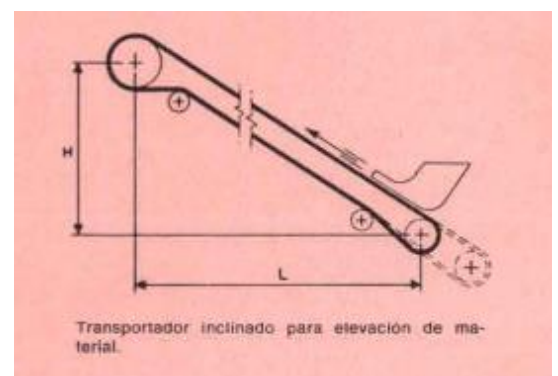


Figura 99: Imagen extraída del manual Pirelli

1.1 Características del material a transportar:

El material que se obtiene a la salida de la trituradora consiste en una combinación de vidrio granulado de 15 a 20 mm con escamas de Butiral de Polivinilo y polvillo, que luego se separarán en la criba vibrante según su granulometría.



Figura 100: Parabrisas triturado

Características:

- Material: Vidrio molido
- Tamaño: 15 mm
- Peso específico: $\rho = 1600 \frac{kg}{m^3}$ (De Tabla 2 del Manual de Pirelli).
- Ángulo de reposo: $\alpha = 30^\circ$ (De Tabla 2 del Manual de Pirelli).
- Ángulo de sobrecarga o máxima inclinación recomendada: $\theta = 20^\circ$. Se trata del ángulo que forma con la horizontal, la tangente a la sección del material en su intersección con la cinta, estando ésta en movimiento. El ángulo de sobrecarga también es denominado como ángulo de talud dinámico. (De Tabla 2 del Manual de Pirelli).
- Ángulo de inclinación de la cinta: $\delta = 19^\circ$
- Abrasividad: Muy Abrasivo (De Tabla 2 del Manual de Pirelli).
- Velocidad propuesta para la banda: 1 m/s. (De Tabla 1 del Manual de Pirelli).

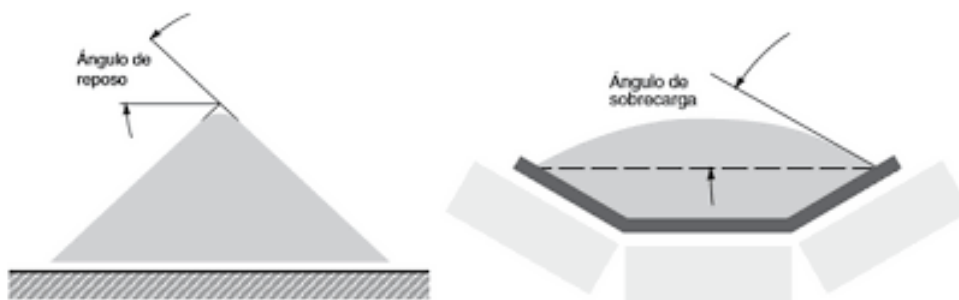


Figura 101: Ángulos del material

TABLA 2 (continuación)

Peso específico aparente, abrasividad, ángulo de reposo y ángulo de sobrecarga dinámica de los materiales. Máxima inclinación recomendable del transportador, en función del tipo de material. Datos orientativos

MATERIAL		Peso específico kg/m ³	Máxima inclinación recomendable	Abrasi-vidad	Angulo de reposo del material	Angulo de sobrecarga dinámica
Tipo	Condición		Grados		Grados	Grados
Talco	Polvo	800-1 000	18	N. A.	20-30	10
Tierra arcillosa	Húmeda	1 700-2 200	20-22	N. A.	45	30
Tierra	Seca	1 200	20	N. A.	35	20
Tierra de fundición	Terrón	1 400-1 600	22	A.	45	30
Tiza	Fina	1 100	28	N. A.	35	25
Vidrio	Partido	1 600	20	M. A.	30	20
Viruta de madera	Chispeado	300-700	27	N. A.	40	30
Viruta de hierro	< 12 mm	2 100-3 200	20-22	A.	45	30
Yeso	Polvo derizado	1 000-1 100	23	P. A.	42	30
	Trozos < 12 mm	1 100-1 300	21	P. A.	40	25
	Pedazos < 70 mm	1 100-1 300	15	A.	30	15
Zinc	Concentrado < 3 mm	1 200-1 300	18-20	A.	20-30	10

Nota: N. A.: no abrasivo; P. A.: poco abrasivo; A.: abrasivo; M. A.: muy abrasivo.

Figura 102: Tabla 2 – Manual Pirelli

- Capacidad de transporte de la banda: 80 toneladas/hora

TABLA 1 (continuación)

Capacidad horaria de transporte de una cinta cóncava en correspondencia con su ancho, velocidad, naturaleza y tamaño de los trozos de material transportado. Para tríos de rodillos portantes iguales, inclinados a 20° y material con 20° de sobrecarga dinámica

Material transportado Peso específico kg/m ³	Ancho de la cinta mm	Capacidad de transporte en toneladas/hora														Tamaño máx. del material mm			
		Velocidad de la cinta en m/seg														En trozos	Mezclada		
		0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75			4	
Asfalto en trozos	300	15	23	31	39	46	54	62										50	75
	400	28	42	57	71	85	100	114	128	142								70	100
Cenizas	500	45	68	91	114	136	159	182	205	227	250	273						90	150
Cloruro de calcio	600	67	94	134	167	201	235	268	302	335	368	402						110	200
Yeso en trozos	700	92	138	184	230	276	322	368	413	460	505	552	597	643				130	250
Tierra	800	123	184	246	307	369	430	492	553	615	677	737	800	860				150	300
	900	158	238	317	396	475	555	634	713	792	870	950	1030	1110	1185	1267		170	350
Otros materiales de peso específico	1 000	199	291	398	497	597	697	796	895	995	1090	1195	1292	1392	1492	1592		200	400
	1 100	246	368	492	615	737	862	984	1105	1228	1350	1475	1595	1720	1845	1965		230	450
	1 200	297	446	595	733	890	1040	1190	1340	1490	1635	1785	1935	2080	2230	2380		260	500
1 250 kg/m ³	1 300	355	523	710	888	1065	1242	1420	1596	1775	1950	2130	2310	2485	2685	2840		300	550
Caliza en trozos pequeños	300	18	26	36	44	54	64	74										50	75
Greda	400	34	50	68	84	102	119	136	153	170								70	100
Rocas volcánicas en trozos	500	54	82	109	136	163	191	218	245	272	300	327						90	150
Arena seca	600	80	120	160	200	240	280	320	360	400	440	480						110	200
Vidrio	700	111	166	222	277	333	388	443	500	554	610	665	720	775				130	250
	800	147	221	295	369	443	517	590	615	737	812	885	960	1035				150	300
	900	190	285	380	475	570	665	760	855	950	1045	1140	1235	1330	1425	1520		170	350
Otros materiales de peso específico	1 000	240	360	480	600	720	840	960	1080	1200	1320	1440	1560	1680	1800	1920		200	400
	1 100	294	442	588	735	882	1030	1175	1324	1470	1617	1764	1910	2060	2205	2350		230	450
	1 200	356	535	713	892	1170	1248	1427	1605	1782	1962	2140	2320	2500	2678	2875		260	500
1 500 kg/m ³	1 300	425	637	850	1063	1275	1485	1700	1910	2125	2335	2550	2865	2975	3185	3400		300	550

Velocidades comprendidas en la zona con valores 1 para materiales fuertemente abrasivos.
 Velocidades comprendidas en la zona con valores 1 para materiales medianamente abrasivos.
 Velocidades comprendidas en la zona con valores 1 para materiales en polvo y poco abrasivos.
 Ancho de carga de cinta para todos los casos = 0,9 de ancho cinta menos 0,05 m.

Figura 103: Tabla 1 – Manual Pirelli

2. Cargas actuantes:

2.1 Esfuerzo en la periferia del tambor o tambores de la cabeza motriz

El esfuerzo en la periferia del tambor o de los tambores de la cabeza motriz debe vencer todas las resistencias que se opongan al movimiento y está constituido por la suma de los siguientes esfuerzos:

- 2.1 Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío, que corresponde al esfuerzo necesario para vencer los rozamientos producidos por la cinta transportadora, los rodillos y los tambores.
- 2.2 Esfuerzo necesario para vencer los rozamientos producidos por el transporte horizontal del material.
- 2.3 Esfuerzo necesario para elevar el material.

Analizándolos particularmente:

a. Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío:

$f' = 0,05$ coeficiente de rozamiento (ver la Tabla 10).

Tipo de Cojinete	Estado	f
Rodamiento	Favorable	0,018
	Normal	0,020
	Desfavorable	0,023 – 0,030
Fricción		0,050

Tabla 10: Coeficiente de fricción – Manual de Ingeniería Mecánica de Madrid

L_0 = suplemento ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes: como promedio puede adoptarse:

$$L_0 = 60 - 0,2 L \text{ (metros)} = 60 - 0,2 * 2,7 \text{ m} = 59,46 \text{ [m]}$$

$q_p = 29 \text{ [kg/m]}$ peso de la cinta y de las partes rodantes referido a 1 m de distancia real entre ejes.

Ancho de la banda (mm)	Peso de las partes móviles por unidad de longitud (kg/m)			
	Banda ligera Rodillos 102 mm	Banda moderada Rodillos 127 mm	Banda Pesada Rodillos 152 mm	Banda de cables de acero Rodillos 152 mm
450	23	25	33	
600	29	36	45	49
750	37	46	57	63
900	45	55	70	79
1050	52	64	82	94
1200	63	71	95	110
1350	70	82	107	127
1500		91	121	143
1650		100	132	160
1800			144	178
2100			168	205
2200			177	219

Figura 104: Peso de las partes móviles de la banda transportadora – Manual de Ingeniería Mecánica de Madrid

El esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío será:

$$P_1 = f' * q_p * (L + L_0) = 0,05 * 29 \left[\frac{kg}{m} \right] * (2,7 + 59,46) [m] = 90,13 [kg]$$

b. Esfuerzo necesario para mover el material:

Adoptando los mismos símbolos del párrafo anterior, pero indicando con q_m , el peso del material transportado por metro lineal del transportador (kg/m) se tiene:

$$P_2 = f' * q_m * (L + L_0) =$$

Siendo

$$q_m = \frac{Q}{3,6 v}; \text{ donde } Q = 1,67 \text{ [kg/s]} \text{ (5 parabrisas por minuto)}$$

Por lo tanto,

$$P_2 = f' * \frac{Q}{3,6 v} * (L + L_0) = 0,05 * \frac{1,67 \left[\frac{kg}{s} \right]}{3,6 * 0,5 \left[\frac{m}{s} \right]} * (2,7 + 59,46) [m] = 2,88 [kg]$$

c. Esfuerzo necesario para mover verticalmente el material:

Viene dado por la relación: $P_3 = \frac{Q * H}{3,6 v} = \frac{1,67 \left[\frac{kg}{s} \right] * 1,3 [m]}{3,6 * 0,5 \left[\frac{m}{s} \right]} = 1,20 [kg]$

Finalmente, el esfuerzo total en la periferia del tambor motriz será:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = 90,13 [kg] + 2,88 [kg] + 1,20 [kg] = 94,21 [kg]$$

2.2 Esfuerzo periférico en el tambor motriz y tensión de la cinta a cada lado de este:

Por la teoría de transmisión de potencia con correas planas se sabe que el esfuerzo periférico en la llanta de la polea motriz corresponde al par motriz transmitido y depende de la diferencia de tensiones entre el ramal tensado y el flojo. Por lo tanto, se tiene que: $P = T_1 - T_2$

Como se puede observar en la fig. 106, pasando del punto A al B, la tensión de la correa cambia siguiendo una ley de variación exponencial, del valor T_1 al T_2 . Entre ambas tensiones existe la siguiente relación:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{fa}$$

De no cumplirse esa condición límite impuesta por la igualdad, el tambor motriz deslizaría sobre la cinta sin transmitir movimiento.

$$T_1 \geq P \left(1 + \frac{1}{e^{fa} - 1} \right) = P K_1$$

$$T_2 \geq P \frac{1}{e^{fa} - 1} = P K_2$$

Los valores de K_1 y K_2 , son función del arco abrazado α , e inversamente proporcionales del coeficiente de rozamiento f . Debido a que K_1 y K_2 disminuyen al crecer el coeficiente de rozamiento y por consiguiente, también disminuyen T_1 y T_2 , se adopta para el cálculo un "coeficiente convencional de rozamiento f_1 ," algo reducido respecto al real, obteniéndose de esta forma un cierto grado de seguridad respecto al deslizamiento. Por otra parte, cabe mencionar que en una cinta transportadora el rozamiento, además de depender de la naturaleza de la superficie del tambor motriz, está en función del tipo de tensor empleado con relación a su mayor o menor capacidad de mantener una adecuada tensión de la cinta en todas las condiciones de trabajo (puesta en marcha, variación de temperatura, alargamiento inelástico de la cinta, etc).

Coefficiente convencional de adherencia f_1 :

TIPO DE TENSOR			
A tornillo		A contrapeso	
Tambor normal	Tambor revestido	Tambor normal	Tambor revestido
0,20	0,25	0,30	0,35

Figura 107: Tabla de coeficientes de adherencia – Manual Pirelli

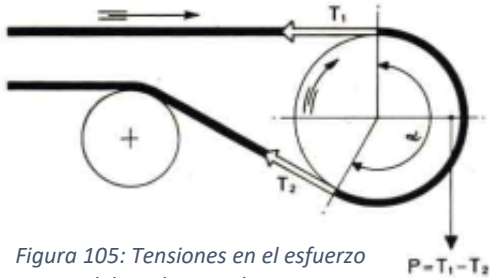


Figura 105: Tensiones en el esfuerzo del tambor conductor

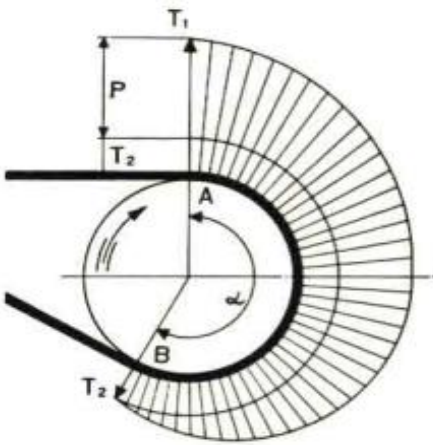


Figura 106: Tensiones en el esfuerzo del tambor conductor

Para un tambor simple sin recubrir, y tensor a tornillo, el arco de abrazamiento resulta de 210°.

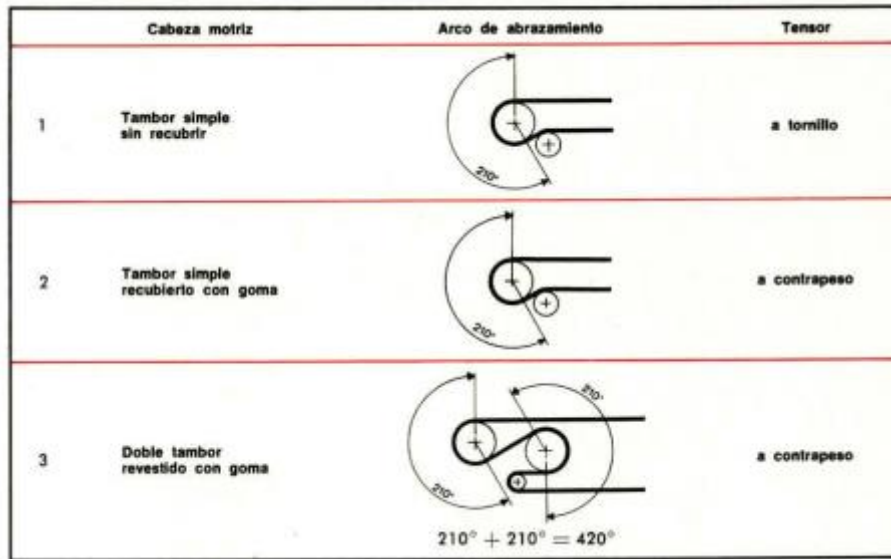


Figura 108: Arcos de abrazamiento – Manual Pirelli

Tabla para la adopción de K₁:

Valores de K₁:

Arco abrazado α°	Coeficiente convencional de rozamiento			
	0,20	0,25	0,30	0,35
180°	2,15	1,84	1,64	1,50
200°	2,00	1,71	1,54	1,42
210°	1,94	1,67	1,51	1,38
220°	1,88	1,62	1,46	1,36
240°	1,77	1,54	1,40	1,30
300°	1,54	1,38	1,26	1,19
360°	1,40	1,26	1,18	1,12
420°	1,30	1,19	1,12	1,08
480°	1,23	1,14	1,08	1,05

Tabla 11: Valores de K₁ – Manual Pirelli

→ K₁ = 1,94

→ K₂ = K₁ - 1 = 0,94

Por lo tanto:

$$T_1 \geq 94,21 [kg] * 1,94 = 182,76 [kg]$$

$$T_2 \geq 94,21 [kg] * 0,94 = 88,56 [kg]$$

2.3 Tensión T_p, en cinta inclinada debida al peso propio:

La tensión producida por el peso de la cinta es otro factor que conviene frecuentemente tener en cuenta en la determinación de la tensión total en los varios puntos de una cinta transportadora inclinada.

El valor de dicha tensión puede ser calculado directamente, y con suficiente aproximación, mediante la fórmula:

→ T_p = P_p * H = 29 [kg/m] * 1,3 [m] = 37,7 [kg] (P_p representa el peso de la cinta en kilogramos por metro lineal).

Gráfico de tensiones:

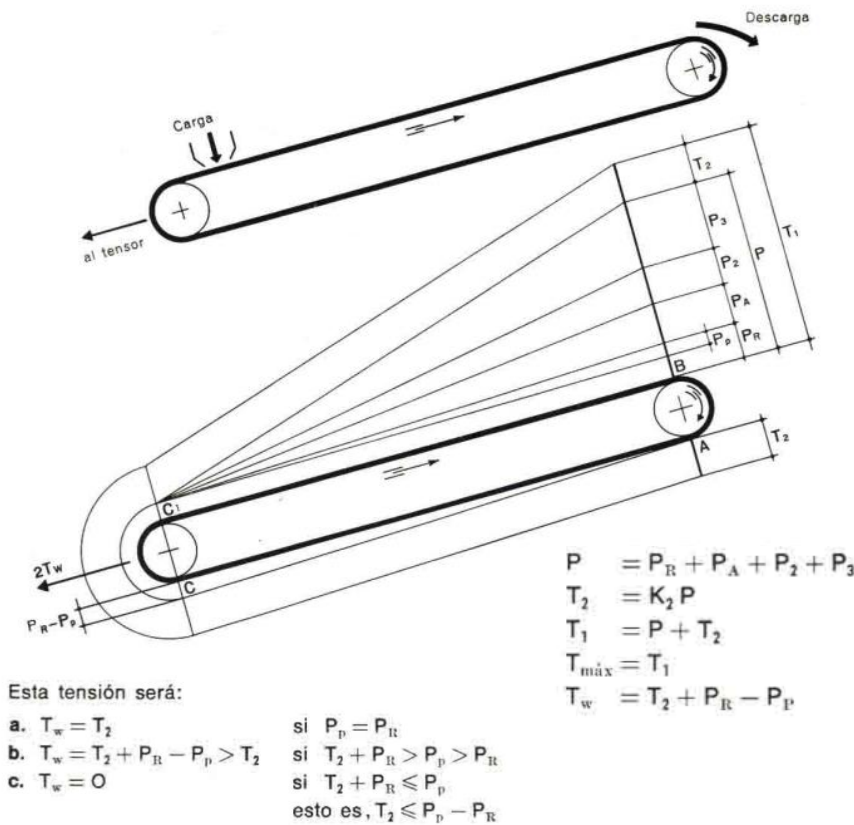


Figura 109: Diagrama de distribución de tensiones – Manual Pirelli

→ $T_{m\acute{a}x} = T_1 = 182,76 \text{ [kg]}$

2.4 Potencia absorbida por el transportador:

Conocidos los esfuerzos en la periferia del tambor motriz y la velocidad "v" de la cinta, se procede a calcular la potencia absorbida por el transportador:

$$N = \frac{182,76 \text{ [kg]}}{75} * v = \frac{182,76 \text{ [kg]}}{75} * 0,5 \left[\frac{m}{s} \right] = 1,21 \text{ [CV]}$$

Teniendo en cuenta un rendimiento del motor del 80%:

$$N = \frac{1,21 \text{ [CV]}}{0.8} = 1,5 \text{ [CV]}$$

→ Se adopta un motor de 1,5 [CV] de 1500 rpm

3. Selección del tipo de banda

3.1 Determinación del tipo y número de telas

Determinada la máxima tensión de la cinta T_{max} y establecido el ancho de la misma en base al tipo y tamaño del material, el número de telas necesario vendrá dado por la fórmula:

$$\text{Número de telas} = \frac{S * T_{max}}{L * T_e} = \frac{11 * 182,76 [kg]}{60 * [cm] * 7 \left[\frac{kg}{cm} \right]} = 4,78 \text{ telas} \Rightarrow 5 \text{ telas};$$

coincide con lo que muestra la tabla de la figura 107.

Donde: L: ancho de la cinta en centímetros; T_e : la carga de trabajo de la cinta en kilogramos por centímetro de ancho y por tela.

La tabla que sigue da las máximas cargas de trabajo a emplear, según el tipo de tejido, en relación a las condiciones de la instalación.

TIPO DE TEJIDO	Carga de trabajo máxima recomendada de la cinta en kilogramos por centímetros de ancho y por tela	
	Unión metálica	Unión vulcanizada
L = Algodón de 28 onzas	4,5	5
M = Algodón de 32 onzas	5,5	6
CN6 = Algodón-Nylon	5,5	6
P = Algodón de 35 onzas	6,5	7
CN7 = Algodón-Nylon	6,5	7
Ny 12,5 = Nylon-Nylon	12,5	12,5
Ny 20 = Nylon-Nylon	20	20
Ny 31,5 = Nylon-Nylon	25 (*)	31,5
Ry-Ny 10 = Rayón-Nylon	7,5 (**)	10
Ry-Ny 16 = Rayón-Nylon	12 (**)	16
Ry-Ny 20 = Rayón-Nylon	14 (**)	20

Figura 110: Tabla para la selección del tipo de tejido – Manual Pirelli

Coeficientes de Seguridad para Bandas de Carcasa textil (norma DIN 22101)			
Número de Capas (z)	de 3 a 5	de 6 a 9	más de 9
Coeficiente Seguridad (S)	11	12	13

Figura 111: Coeficiente de seguridad – Manual de Ingeniería Mecánica de Madrid

3.2 Determinación del tipo y espesor de la goma de cobertura

Determinado el ancho, la velocidad, el tipo y el número de telas de la cinta, no queda más que determinar la calidad y el espesor de la cubierta de goma. El tipo y el espesor de la goma dependen de la intensidad y frecuencia de la acción abrasiva del material sobre la cubierta de la cinta.

La intensidad de la acción abrasiva del material está en relación:

- Con la naturaleza del material mismo
- Con el tamaño de los trozos a transportar
- Con las condiciones de carga (velocidad y carga del material sobre la cinta).

La frecuencia de la acción abrasiva viene dada por el número de veces que una determinada sección de la cinta pasa bajo la tolva de carga y por esto es:

- Directamente proporcional a la velocidad de la cinta;
- Inversamente proporcional a su longitud.

Tipo y espesor de la goma de cobertura de la cara portante de la cinta en función del tipo y tamaño del material transportado y también de la frecuencia de carga de la cinta. En mm

Tiempo empleado en una vuelta completa de la cinta seg	Calidad de la cobertura	Material transportado															
		No abrasivo				Medianamente abrasivo				Muy abrasivo				Muy abrasivo y pesado			
		Tamaño del material (mm)															
		5	35	125	150	5	35	125	150	5	35	125	150	5	35	125	150
12	Lemafer C	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	2.5	5	8	9.5	5	9.5	—	—	8	—	—	—	9.5	—	—	—
	Dumafer A	1.5	3	6.5	8	3	6.5	9.5	—	5.5	9.5	9.5	9.5	8	9.5	9.5	9.5
24	Lemafer C	3	5	—	—	5.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	1.5	2.5	5	6.5	2.5	5	9.5	—	5	8	—	—	5.5	9.5	—	—
	Dumafer A	1.5	2.5	3	5	2.5	3	6.5	9.5	3	6.5	9.5	9.5	4	8	9.5	9.5
36	Lemafer C	2.5	4	7	—	4	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	1.5	2.5	3	5	2.5	3	6.5	9.5	3	5.5	9.5	—	5	8	—	—
	Dumafer A	1.5	2.5	3	5	2.5	3	5	6.5	3	4	6.5	9.5	3	5.5	9.5	9.5
48	Lemafer C	1.5	3	5	8	3	5.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	1.5	2.5	3	5	2.5	3	5	7	3	4	8	—	3	5.5	9.5	—
	Dumafer A	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5	3	3	5.5	9.5	3	4	8	9.5
60	Lemafer C	1.5	2.5	4	6.5	2.5	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5.5	3	3	6.5	9.5	3	5	9.5	—
	Dumafer A	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5	3	3	5	6.5	3	3	6.5	9.5
90	Lemafer C	1.5	2.5	3	6	2.5	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5	3	3	5	6.5	3	3	6.5	9.5
	Dumafer A	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5	3	3	5	5.5	3	3	5	6.5
120	Lemafer C	1.5	2.5	3	5	2.5	3	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Nomafer B	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5	3	3	5	5.5	3	3	5	9.5
	Dumafer A	1.5	2.5	3	5	2.5	3	4	5	3	3	4	5	3	3	5	6.5

Nota: En la cara de retorno es frecuente poner 1,5 mm de cobertura oscilando esta normalmente de 1 a 2,5 mm.

Tabla 12: Tabla para la adopción del espesor del material de cobertura – Manual Pirelli

Interpolando para un tamaño de material de 15 mm, se obtiene que el espesor de la banda de cobertura debe ser de 7 mm, del tipo “Dumafer” (Con cobertura altamente resistente a la abrasión y condiciones de trabajo severas, para transporte de materiales muy abrasivos tales como: cuarzo, pirita, hierro, granito, vidrio, rocas de canteras, etc).

Código de identificación de la banda:

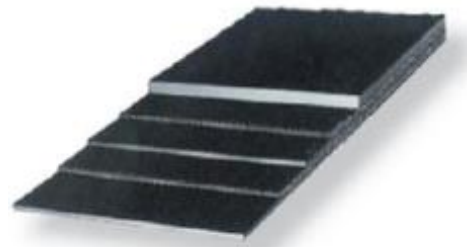
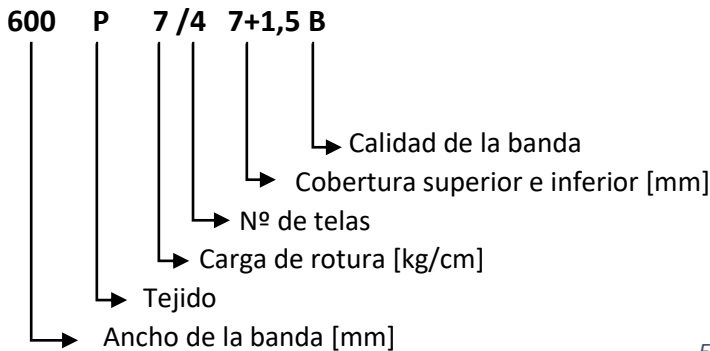


Figura 112: Banda de tela tipo “P” con cobertura Dumafer

Para garantizar una recolección completa y que el material triturado llegue con mayor facilidad hacia la zona de descarga, se colocan perfiles y empujadores de 550mm de largo como puede verse en la imagen 109, a lo largo de la cinta, distanciados cada 300 mm uno de otro.

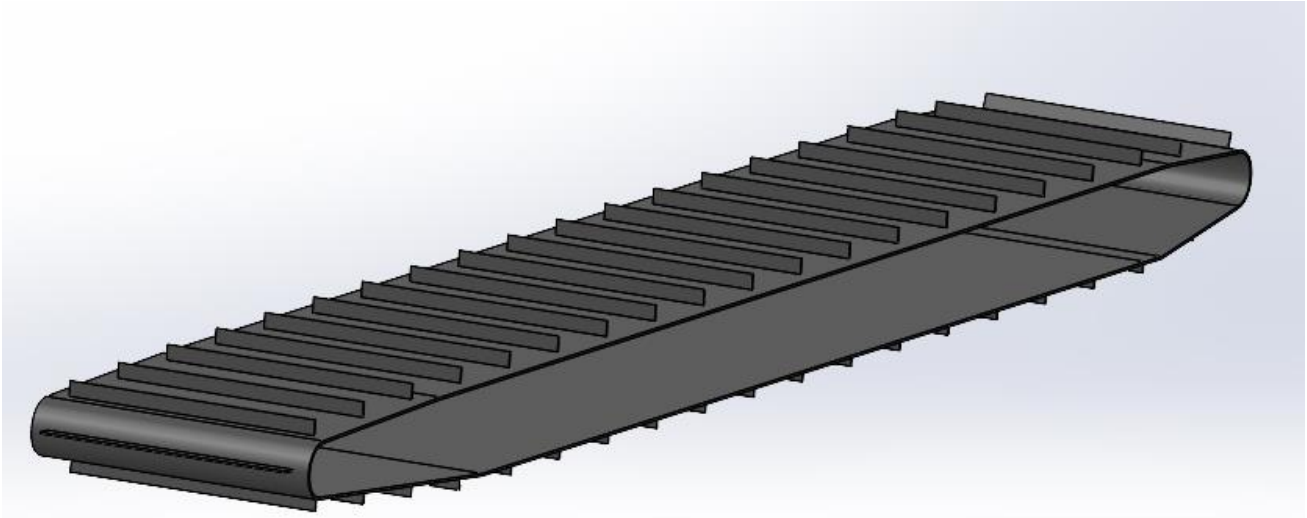


Figura 113: Banda de tela con empujadores.

Estos Perfiles empujadores son de material PVC con las dimensiones que va a poder verse en la siguiente imagen. Son adheridos a la cinta mediante un adhesivo que suministra el fabricante de los mismos.

Artículo	Código	a (mm)	h (mm)	Material	Dureza Sh A
	T16-B	16	16	PVC	75
	T20-B	20	20	PVC	75
	T30-B	20	30	PVC	75
	T40-B	20	40	PVC	75
	T50-B	20	50	PVC	75
	T60-B	25	60	PVC	75
	T70-B	25	70	PVC	75
	T80-B	28	80	PVC	75



Perfiles de PVC



Figura 114: Perfil empujador seleccionado – Marca Mouras Band.

4. Bastidor

Para los bastidores de la cinta transportadora se decidió un diseño básico, sin olvidarse de la rigidez estructural que este componente necesita.

Se partió de una chapa de acero al carbono SAE 1045 plegada en los extremos (ver imagen 115) y mediante chorro de agua se hicieron los diferentes cortes (para el ingreso de rodillo conducido y tambor conductor, y los orificios para el montaje de los demás componentes), y la “ventana”. Esta ventana permite el control de los rodillos con puntas retractiles intermedios que giran libres, y para poder cambiarlos, si es necesario, sin tener que desmontar la banda.

En su parte central cuenta con refuerzos para dar una mayor rigidez a la zona donde se encuentra la ventana y garantizar un buen funcionamiento de todo el conjunto. Estos refuerzos están soldados al bastidor, siendo de caño

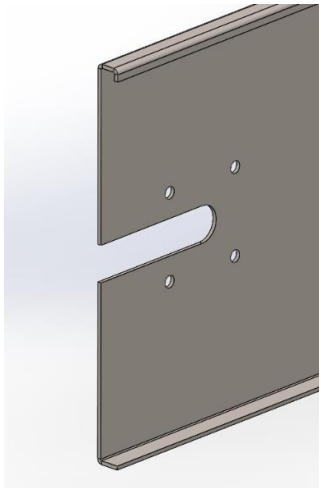


Figura 115: Bastidor – Orificios para montar el portarrodamiento.

estructural cuadrado de 30 x 30 x 2 mm de acero al carbono, distanciados entre si 620 mm, de tal manera que no afecte la salida de las puntas de los rodillos.

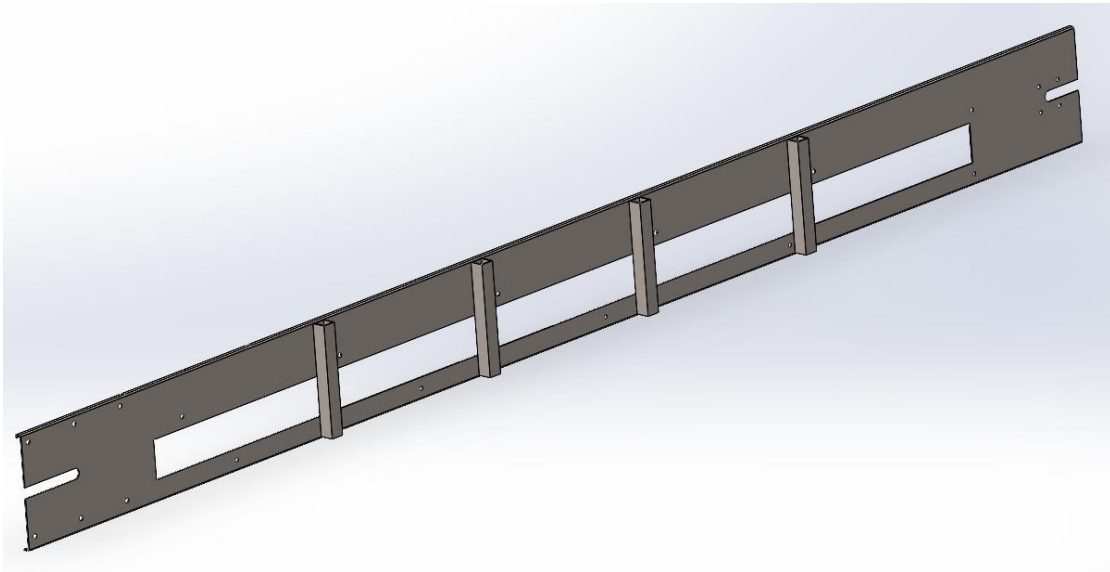


Figura 116: Bastidor de la banda transportadora.

5. Tambor motriz y conducido

Los diámetros de estos componentes son calculados a partir de las fórmulas de dimensionamiento que ofrece el manual del “Departamento de Ingeniería Mecánica – Universidad Carlos III de Madrid”.

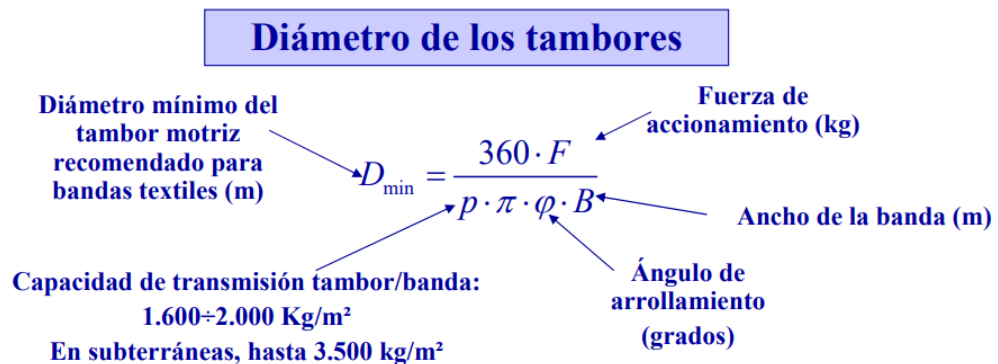


Figura 113: Cálculo para el diámetro del tambor conductor - Manual de Ingeniería Mecánica de Madrid

Por lo tanto:

$$D_{\min} = \frac{360 * 182,76 [kg]}{1600 \left[\frac{kg}{m^2} \right] * \pi * 210^\circ * 0,6 [m]} = 0,103 [m] = 103 [mm]$$

- ➔ El diámetro adoptado para el tambor motriz es de 150 mm
- ➔ El diámetro del tambor tensor es = 0.8 * 150 mm = 120 mm

Ambos son de metal pulido, estandarizados y comercializados por la empresa MACA S.R.L (Rodillos para cintas transportadoras) la cual los fabrica a pedido del cliente, ya sea diámetro, longitud, así como también dimensiones del eje y chavetero, en el caso del tambor conducido.

Dando como resultado un tambor motriz de 150 mm de diámetro y 600 mm de largo con un eje de 19 mm de diámetro que sobresale 150 mm para estar conectado al moto reductor mediante chaveta.

El rodillo conducido va a ser de 120 mm de diámetro y 600 mm de largo con eje de 20 mm de diámetro y sobresaliendo 26 mm en cada extremo.

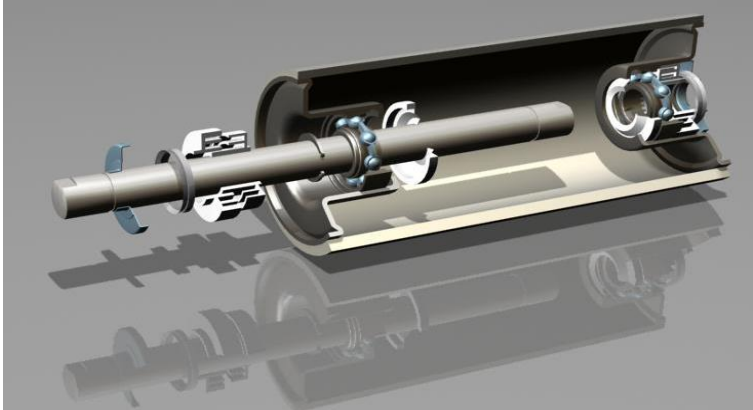


Figura 117: Rodillo para cinta transportadora – Maca S.R.L.

6. Rodillos

Para la selección de los rodillos intermedios se tuvieron en cuenta diferentes cintas en el mercado. Se obtienen de la empresa Rolltec con las dimensiones que se ven en la siguiente imagen (ver imagen 115), construidos en acero al carbono.

Son rodillos con puntas retráctiles de fácil montaje y desmontaje.



Rodillos

Libres

Las medidas son expresadas en milímetros.

Acero	Largo min	Largo max	PVC	Largo min	Largo max
Ø 19	100	500	Ø 32	100	500
Ø 31,75	100	700	Ø 50	100	600
Ø 50,8	100	1200	Ø 63	150	800
Ø 57,15	100	1200	Ø 76	150	800
Ø 60,2	150	1200	Ø 90	200	1000
Ø 63,15	150	1200			
Ø 76,2	150	1500			
Ø 88,9	200	1500			
Ø 101,6	200	1800			

Figura 118: Rodillos retráctiles para cinta transportadora – Rolltec

7. Rodillos para retorno

Se decidió colocar una rueda de Nylon con rodamiento a bolas y utilizando el bulón correspondiente para su colocación en el bastidor. Dicho componente se selecciona de la empresa OTR (Fabrica de carretillas y ruedas industriales).

A la rueda seleccionada correspondiente, se la tiene que modificar en uno de sus extremos para lograr un escalón de 5mm que garantice que la banda se mantenga centrada en toda su trayectoria.

RUEDAS SUELTAS DE NYLON				
DIAM. DE RUEDA	ANCHO DE RUEDA	DIAM. DE EJE	CAPAC. DE CARGA	CODIGO
25	7	6	25	N257
50	17	7	40	N5017
50	25	7	50	N5025
60	25	7	60	N6025
75	33	12	80	N7533
100	34	13	100	N10034
100	40	14	150	N10040
125	40	14	170	N12540
125	50	14	200	N10040
150	40	19	220	N15040
150	50	19	250	N15050
175	50	19	300	N17550
200	50	19	350	N20050



Figura 119: Rodillos para el retorno de la banda transportadora, con labio guiador - OTR

8. Tensores

Para un funcionamiento correcto de la cinta transportadora, es necesario garantizar una cierta tensión mínima durante el movimiento de la misma. Esta tensión se consigue a través del ajuste en el posicionamiento del tambores de reenvío.

El sistema adoptado para asegurar dicha tensión es mediante dos tensores a tornillo con rodamientos esféricos y bastidor. El mismo cuenta con el cuerpo de fundición gris con bastidor tensor, rodamiento inserto de bolas de contacto radial, tornillo de fijación, y junta de estanqueidad con arandela de obturación, de la marca SNR.

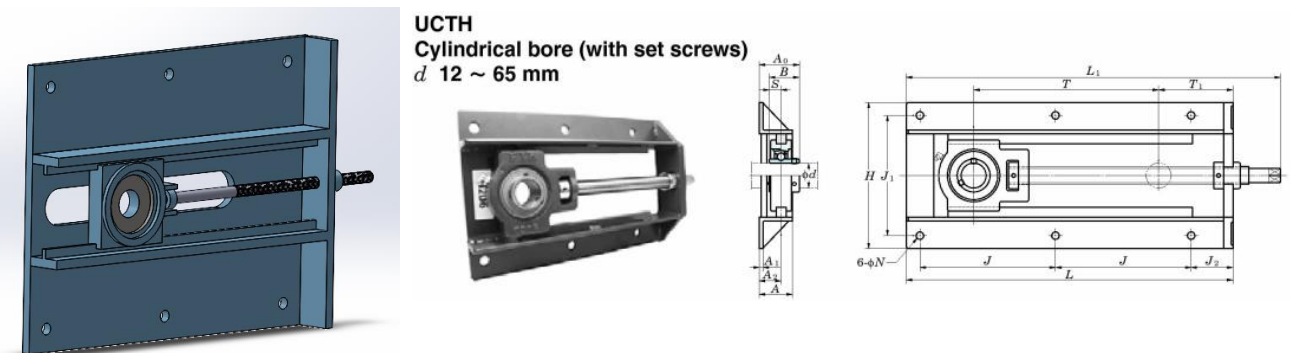


Figura 120: Conjunto tensor – Rodamiento + Tornillo + Bastidor

9. Porta rodamiento y rodamientos

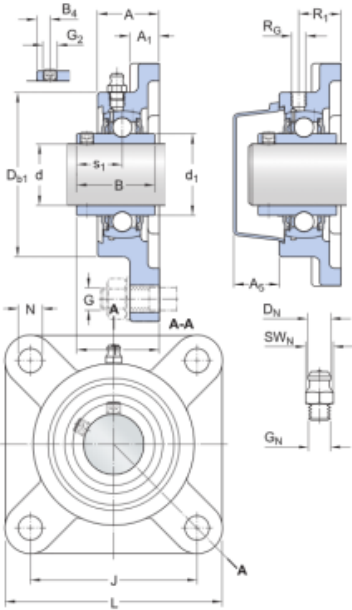
Porta rodamientos SKF UCF 204 (Diámetro interior 20 mm).

Unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación con tornillos, soporte de fundición, JIS. Está formada por un rodamiento de inserción, con un aro interior prolongado y fijación con tornillo, y es adecuada para aplicaciones en las que el sentido de giro es constante o alternado. El rodamiento está montado en un soporte de fundición, que puede atornillarse al bastidor de la máquina.



Figura 121: Rodamiento SKF UCF 204

Dimensiones



d	20 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 28.7 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	25.5 mm	Ancho total
A ₁	11 mm	Ancho de la pestaña
A ₅	20.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	31 mm	Ancho del aro interior
B ₄	5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{b1}	60 mm	Diámetro superior externo
J	64 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	86 mm	Longitud total
N	12 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	18.3 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

Figura 122: Rodamiento SKF UCF 204 – Características

10. Motorreductor

El motorreductor seleccionado es un Waisen STM de 1,5 HP a 400 rpm, con una relación de 7,5, de 2 polos. (La velocidad de salida debe ser de 380 rpm salen teniendo en cuenta en la velocidad de avance de la banda, y el diámetro del tambor motriz).

Opciones de velocidad de salida

		Con motor de 1500 RPM (4 polos)									
Relación	7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
RPM	200	150	100	75	60	50	38	30	25	19	15
		Con motor de 3000 RPM (2 polos)									
Relación	7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
RPM	400	300	200	150	120	100	75	60	50	38	30



Figura 123: Motorreductor – Marca: Waisen – Modelo: STM – Kaifa -Fixed Star

11. Soporte y brazo de reacción

Para evitar que el motorreductor gire sobre sí mismo, lo que impediría que se transmita la potencia al eje, se utiliza un brazo de reacción que une el conjunto del motorreductor al bastidor. Así mismo, para esta unión al bastidor se debe utilizar elementos capaces de absorber la vibración, que el motor genera, para evitar deformaciones en el bastidor que influya en el funcionamiento de la cinta.

El brazo de reacción posee las siguientes características:

- Material: acero cincado.
- Unión con el motorreductor: Bridada.

Unión con el bastidor: La misma será roscada, se debe tener en cuenta el agregado de un tubo soldado que permite distanciar el brazo de reacción de la estructura y asegurando la correcta unión con el motorreductor.

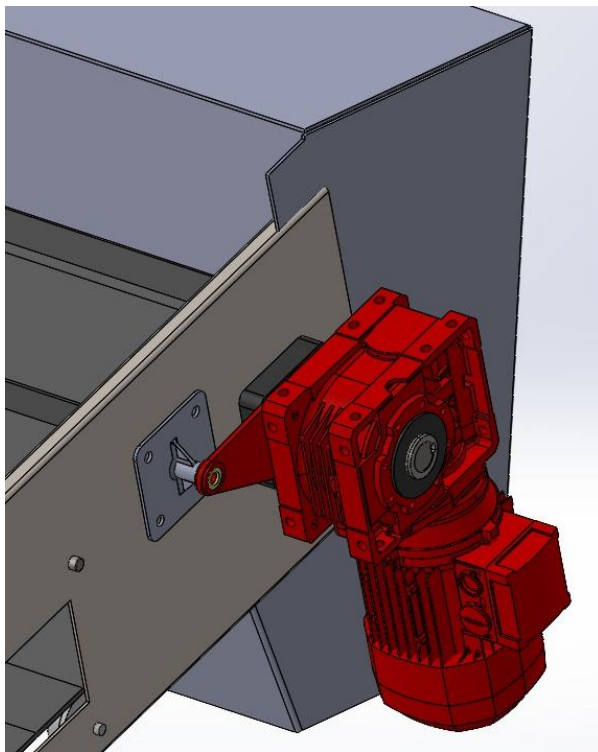


Figura 126: Soporte + brazo de reacción para motorreductor.

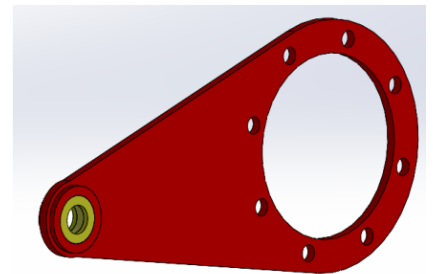


Figura 124: Brazo de reacción para motorreductor

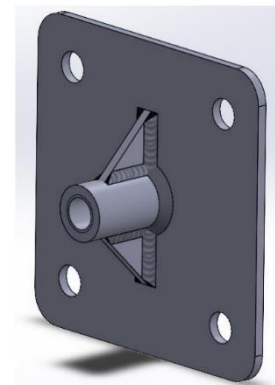


Figura 125: Soporte de reacción para motorreductor

12. Estructura

a) Patas y refuerzos

Para la sustentación de la banda transportadora, se diseñaron las patas en tubo estructural de 50x50x2mm de acero laminado en caliente.

Los elementos estructurales se vinculan entre sí mediante soldadura MIG, al igual que con el bastidor de la banda.

Este diseño permite la posibilidad de colocarle ruedas para facilitar el desplazamiento de todo el conjunto. En ese caso se debe contemplar dicho accesorio, ya que variará la altura de ingreso y descarga del material desde la banda.



Figura 127: Patas de la banda transportadora.

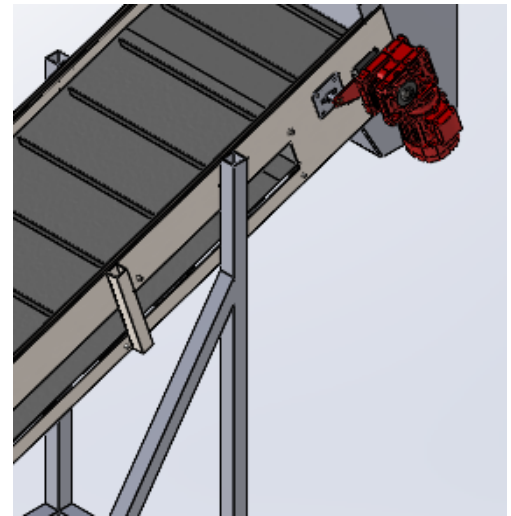


Figura 128: Patas soldadas al bastidor de la banda transportadora.

b) Tolva de admisión y tolva de descarga

Consisten en dos diseños simples para asegurar el ingreso del material en la cinta, como la descarga hacia la criba vibrante que continúa en la línea de proceso. Ambos elementos están fabricados en chapa de acero SAE 1045 de 3/8", vinculados mediante bulones pasantes y tuercas al bastidor de la banda transportadora.

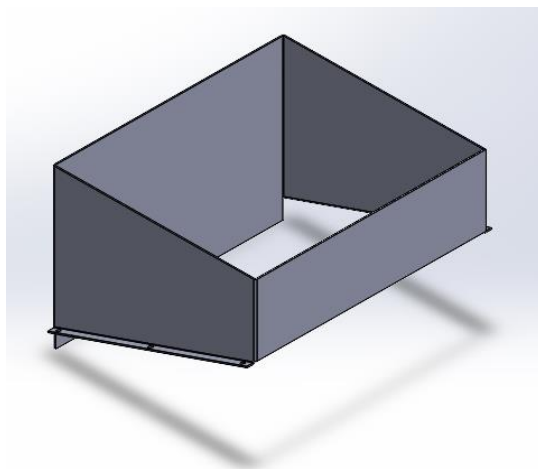


Figura 129: Tolva de admisión.

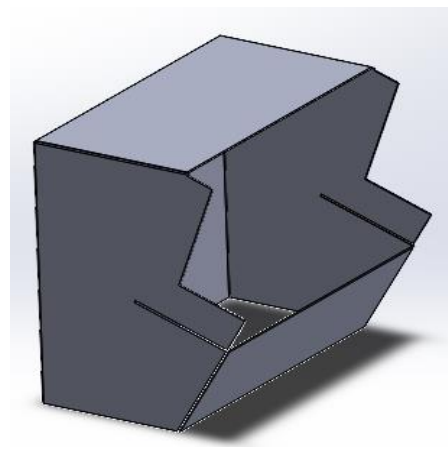


Figura 130: Tolva de admisión.

2.2.2.d) Montaje de la banda transportadora

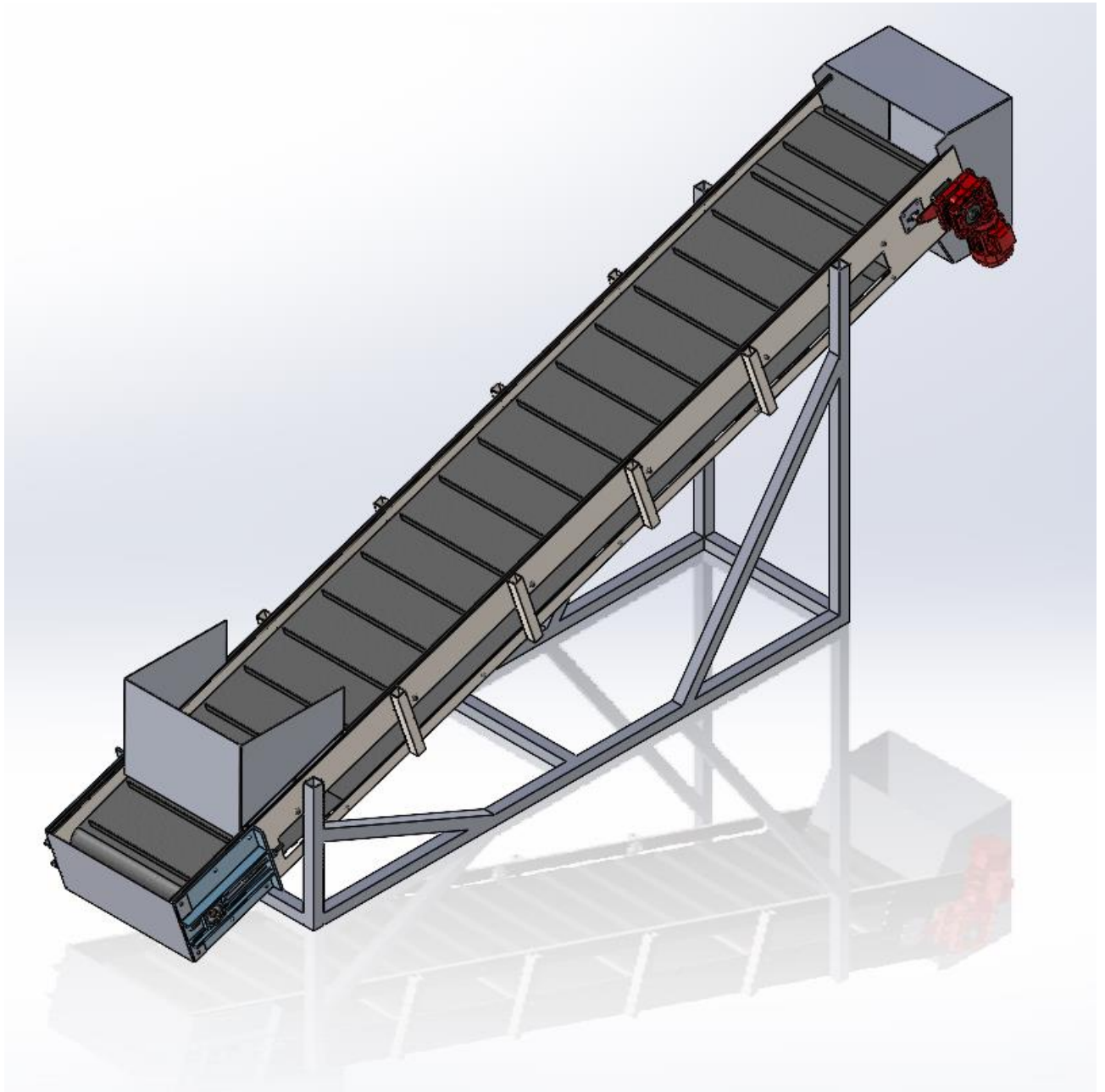


Figura 131: Banda transportadora para parabrisas triturados.

2.2.3 Tablero eléctrico:

Para comandar ambas máquinas, se monta un tablero eléctrico en el bastidor de la trituradora. El mismo contiene las conexiones para el motor eléctrico de la trituradora, y el de la banda transportadora.

El tablero cuenta con:

- Dos interruptores termomagnéticos trifásicos (uno por motor)
- Un interruptor termomagnético monofásico para una parada de emergencia general
- Dos contactores (uno por motor)
- Dos guardamotores
- Cuatro pulsadores (uno de arranque y otro de parada, por cada motor)
- Pulsador de parada de emergencia
- Cuatro luces indicadores LED (Encendido – Apagado, por cada motor)

El tablero se conforma en un gabinete metálico de construcción monobloc con laterales y fondo construí-dos en chapa de acero calibre BWG Nº 16 como mínimo. La estructura estará formada por una sola pieza perfilada, doblada y soldada con soldadura por arco con aporte continuo, y pintada con el color cuyo código es “RAL 7032”, tal como se muestra en la figura.

RAL 7032

La placa de montaje será confeccionada en chapa de acero de 2,5mm de espesor en color naranja (RAL 2000). La bandeja se fijará al fondo del gabinete sobre bulones roscados con tuerca, permitiendo una operación fácil para su movimiento y regulación.

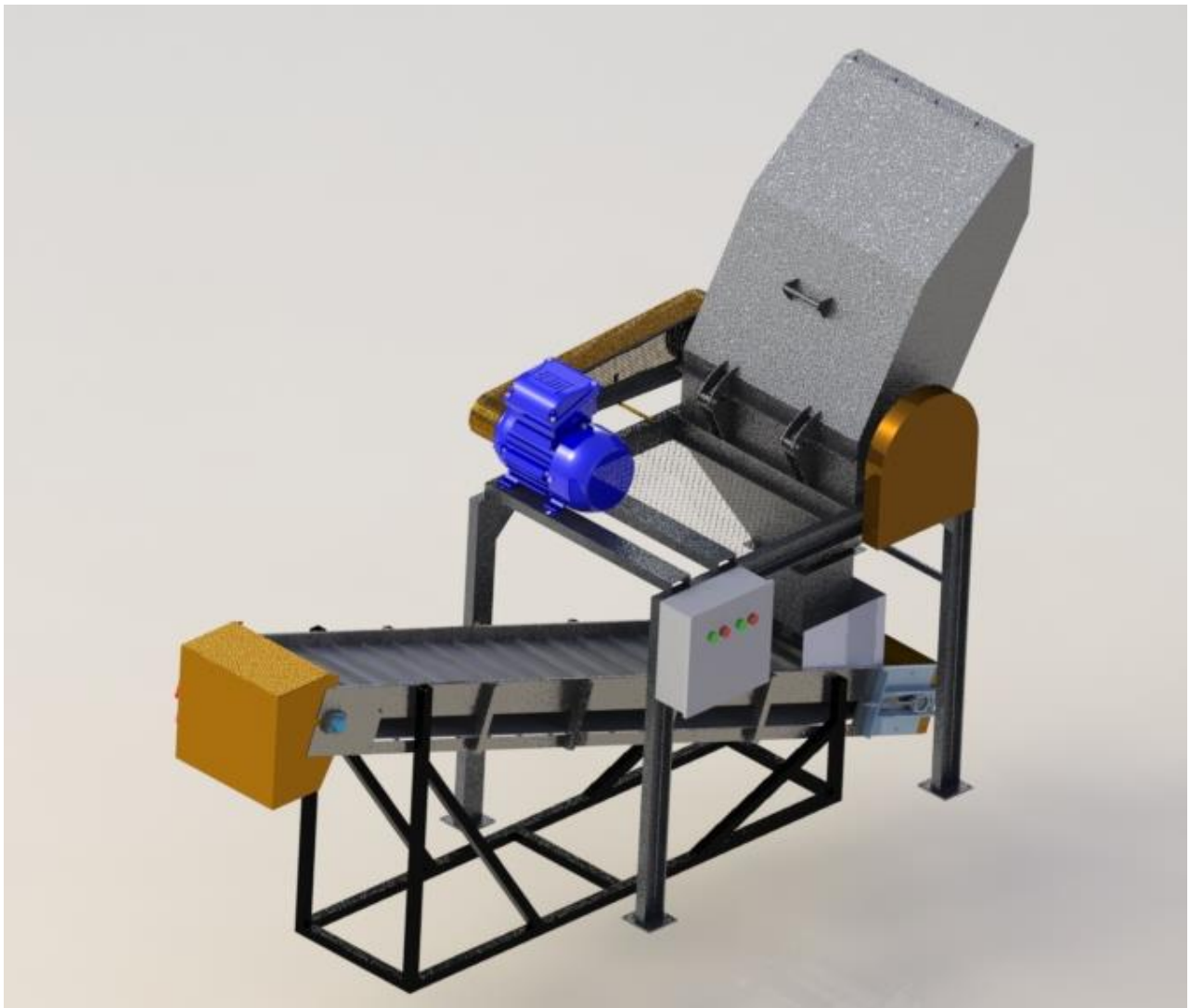


Figura 133: Tablero eléctrico para trituradora y banda transportadora.

2.2.4 Elementos de protección personal de uso obligatorio

Al manipularse un producto abrasivo, con presencia de polvo debido al triturado del vidrio, y el ruido generado durante el proceso de molienda, es fundamental la utilización de los EPP por parte de los operadores de la máquina y todos aquellos que se encuentren en las proximidades de la misma.

- Guantes de protección: Nivel de corte 5 (máxima seguridad).
 - Modelos: 90915, 93339, 93340
 - Recubrimiento de poliuretano.
 - Para manipulación general, protección mecánica y máxima protección anti corte.



- Ropa de seguridad:
 - Camisa
 - Pantalón
 - Delantal



- Gafas panorámicas de seguridad:
 - Protección contra proyección del material
 - Protección contra rayos UV



- Mascarillas FFP2: Clase 2 según su eficacia de filtración. Su nivel de filtración mínimo es del 92%. Tiene un porcentaje de fuga hacia el interior máximo del 8%. Su uso está recomendado para proteger de fluidos nocivos, como polvo, humo y aerosoles. Tienen como característica principal proteger a quién la lleva puesta y a su entorno a raíz de que filtran el aire exhalado.



- Calzado de seguridad:



- Protectores auditivos:

La protección debe de cubrir todas las partes del cuerpo que puedan estar expuestas a riegos en el Taller.



CAPÍTULO 3

Conclusión:

El objetivo de este proyecto fue cumplido, ya que se logró diseñar una máquina pensada desde el punto de vista de la funcionabilidad, el mantenimiento y el mercado argentino, con la idea de sentar un precedente para que futuros estudiantes decidan continuarlo para completar el proceso de reciclado.

Para el desarrollo del trabajo, se aplicaron los conocimientos incorporados a lo largo de nuestra formación en la facultad, desde cálculos y análisis matemáticos, físicos, mecánicos y químicos, pasando por los conceptos de estabilidad y fabricación de estructuras, hasta el impacto ambiental y la seguridad industrial, siendo conceptos abordados en la carrera.

A su vez, se consultaron a profesionales de diversas áreas, proveedores, y fabricantes a nivel mundial, lo cual sirvió como ejercicio para lo que se viene de ahora en adelante en la nueva etapa como ingenieros, dado que esto resulta cotidiano cuando uno se desarrolla en el ámbito laboral real.

Fue muy importante el acompañamiento de los docentes de la facultad, como el de nuestras familias y amigos, quienes nos allanaron el camino para poder cumplir con el objetivo.

Bibliografía:

<https://trimis.ec.europa.eu/project/design-and-development-demonstrative-pilot-plant-recycling-polyvinyl-butyr-al-pvb>

<http://www.youtube.com/watch?v=XkrWrGI3v8k&feature=plcp>

<http://www.recycled-pvb.eu/descripcion.php>

<https://www.carglass.es/blog/coche-a-punto/proceso-de-reciclaje-de-los-parabrisas/>

<https://reciclaieverde.wordpress.com/2012/06/29/pvb-el-reciclaje-de-un-plastico-poco-conocido/>

<http://waste-machinery.com.ar/1-10-1-belt-conveyor.html>

<https://ecogreenequipment.com/es/equipment/belt-conveyors/>

<http://www.simeargentina.com.ar/bandas-para-reciclaje.htm>

<https://es.slideshare.net/JoseMiguelSepulveda3/manual-bandas-transportadoras>

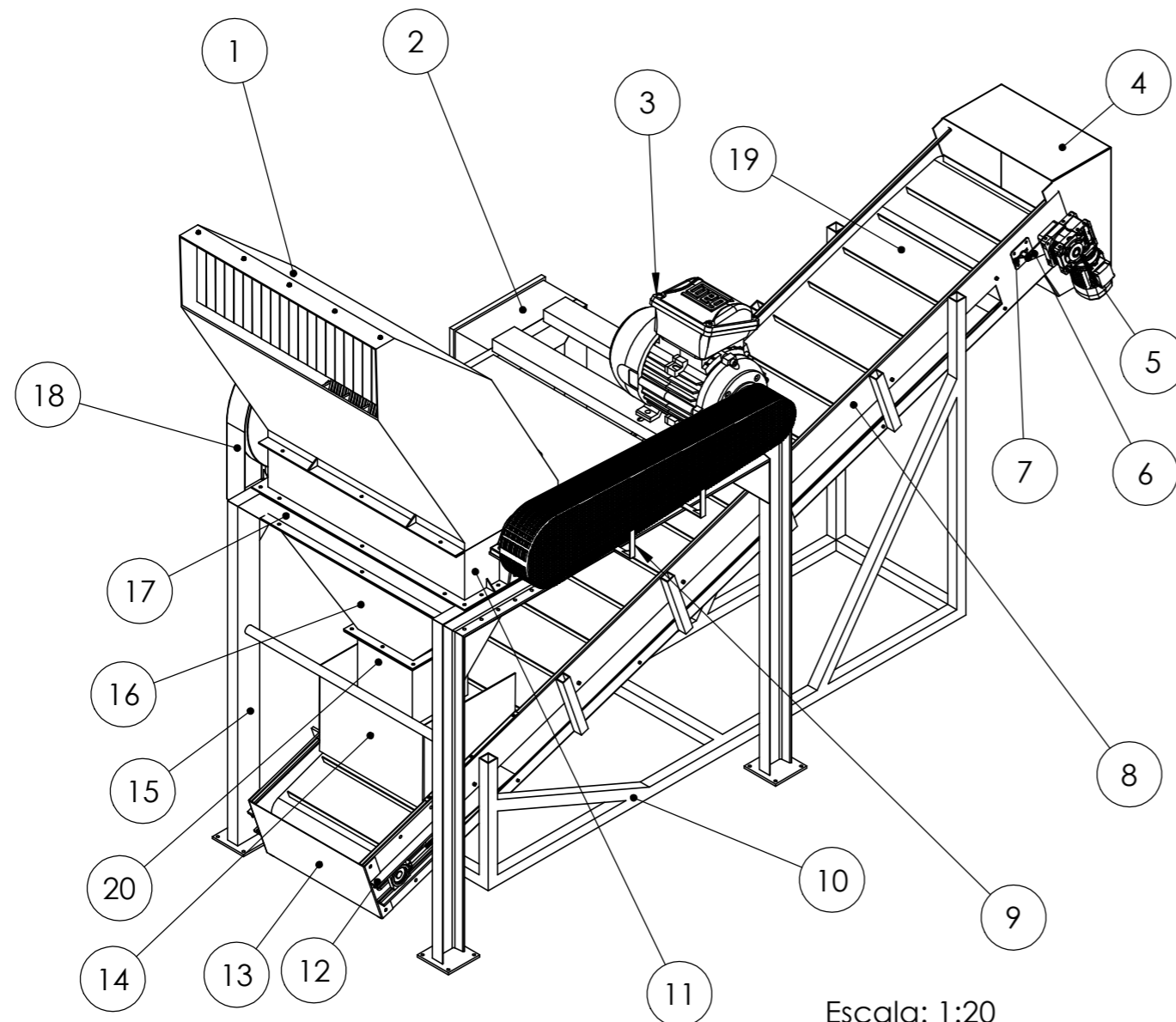
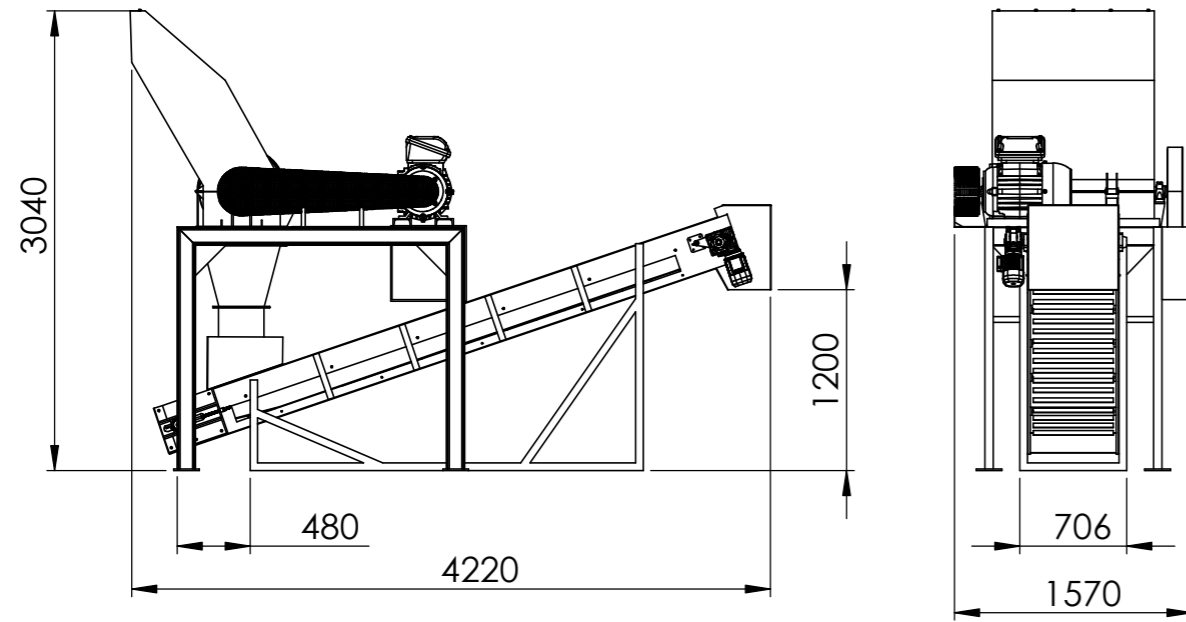
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html>

<https://es.slideshare.net/omarurrea1/labandatransportadora-120103174749phpapp02>

<https://internacomedioambiente.es/noticias/trituradoras-de-vidrio-andela-la-solucion-a-la-gestion-de-residuo/>

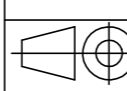
ANEXO

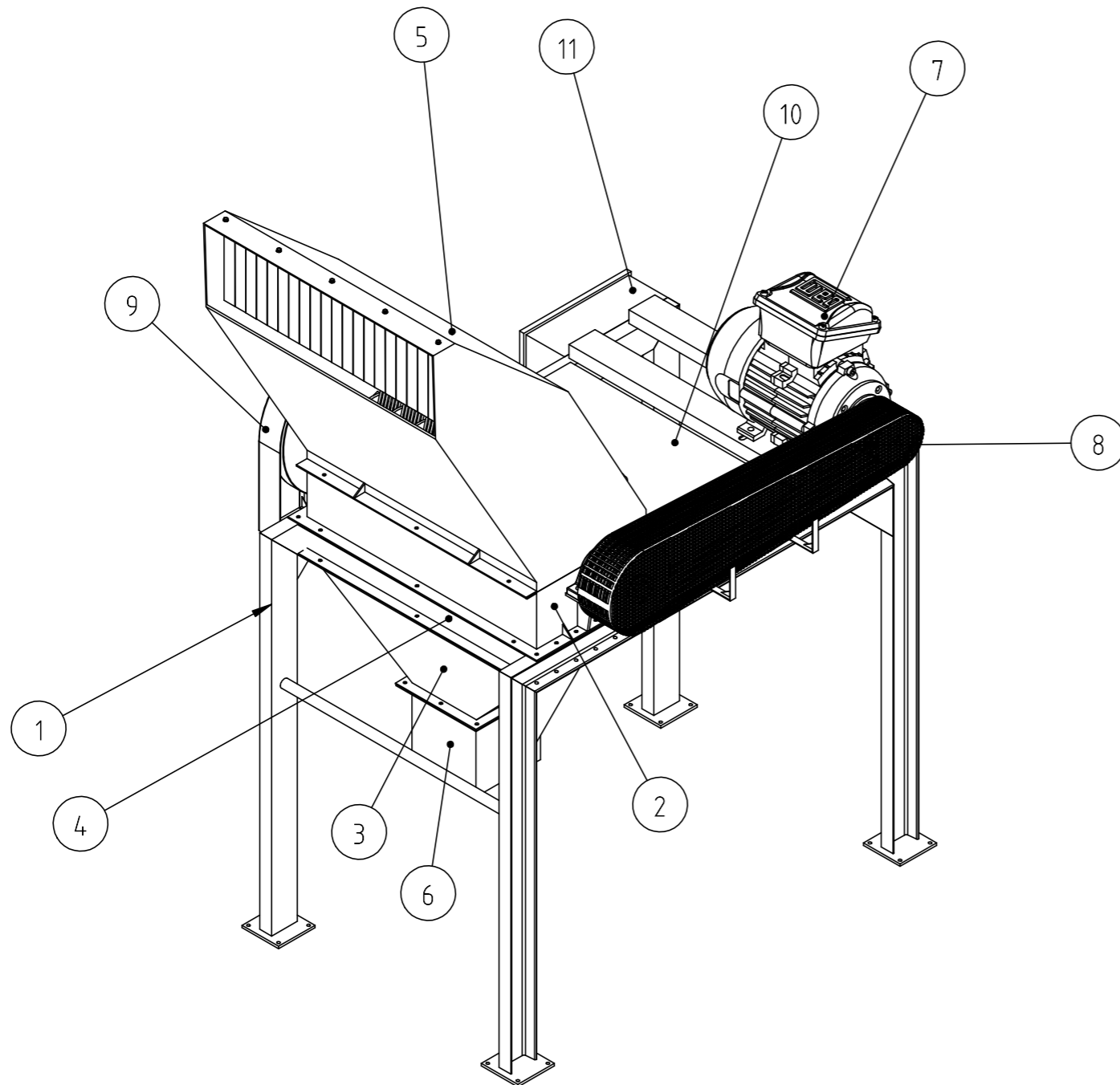
PLANIMETRÍA




Escala: 1:20

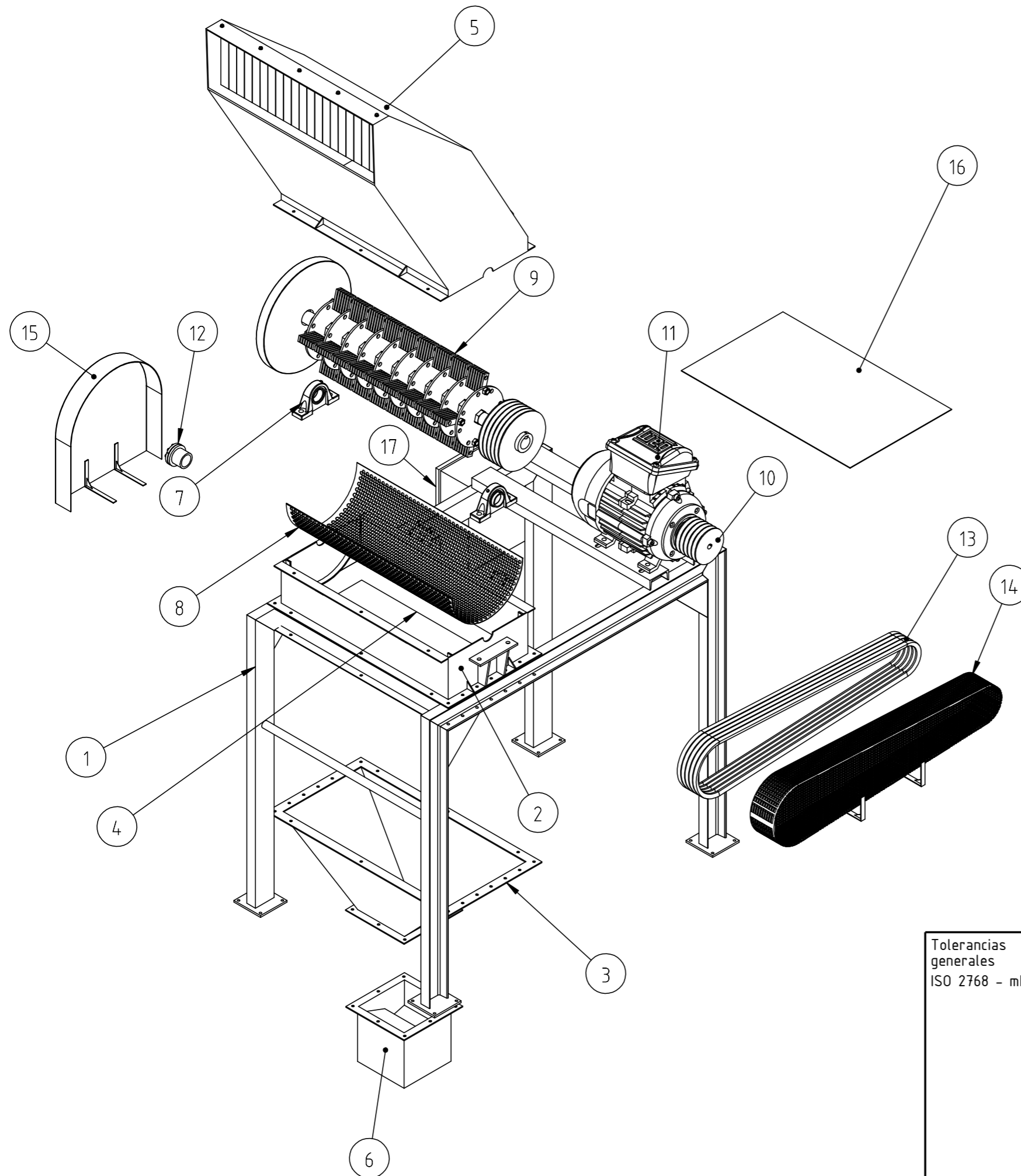
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Cobertor superior	2023-PF-09	1
2	Tablero Eléctrico	Schneider Electric	1
3	Motor eléctrico	WEG-30 HP-4P-180L-3F-380/660 V - 50Hz	1
4	Tapa superior	2023-PF-22	1
5	Motorreductor	WAISEN-STM-1,5 HP - 3000 rpm	1
6	Brazo de reaccion	2023-PF-24	1
7	Soporte brazo de reaccion	2023-PF-25	1
8	Bastidor banda	2023-PF-20	2
9	Cubre correas	2023-PF-16	1
10	Estructura	2023-PF-26	1
11	Cobertor inferior	2023-PF-10	1
12	Tensor	SNR-UCTH ϕ 20	2
13	Tapa cinta	2023-PF-21	1
14	Cobertor de admisión	2023-PF-23	1
15	Estructura trituradora	2023-PF-15	1
16	Tolva	2023-PF-11	1
17	Tapa visor	2023-PF-13	2
18	Cubre volante	2023-PF-17	1
19	Banda	600 P 7/4 7+1,5 B	1
20	Descarga de tolva	2023-PF-12	1

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:50	Denominación:			Nº plano cliente 2023-PF-00	
 Conjunto completo: Trituradora + Banda				Nº plano 2023-PF-00		
				Pág. 1		

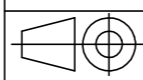


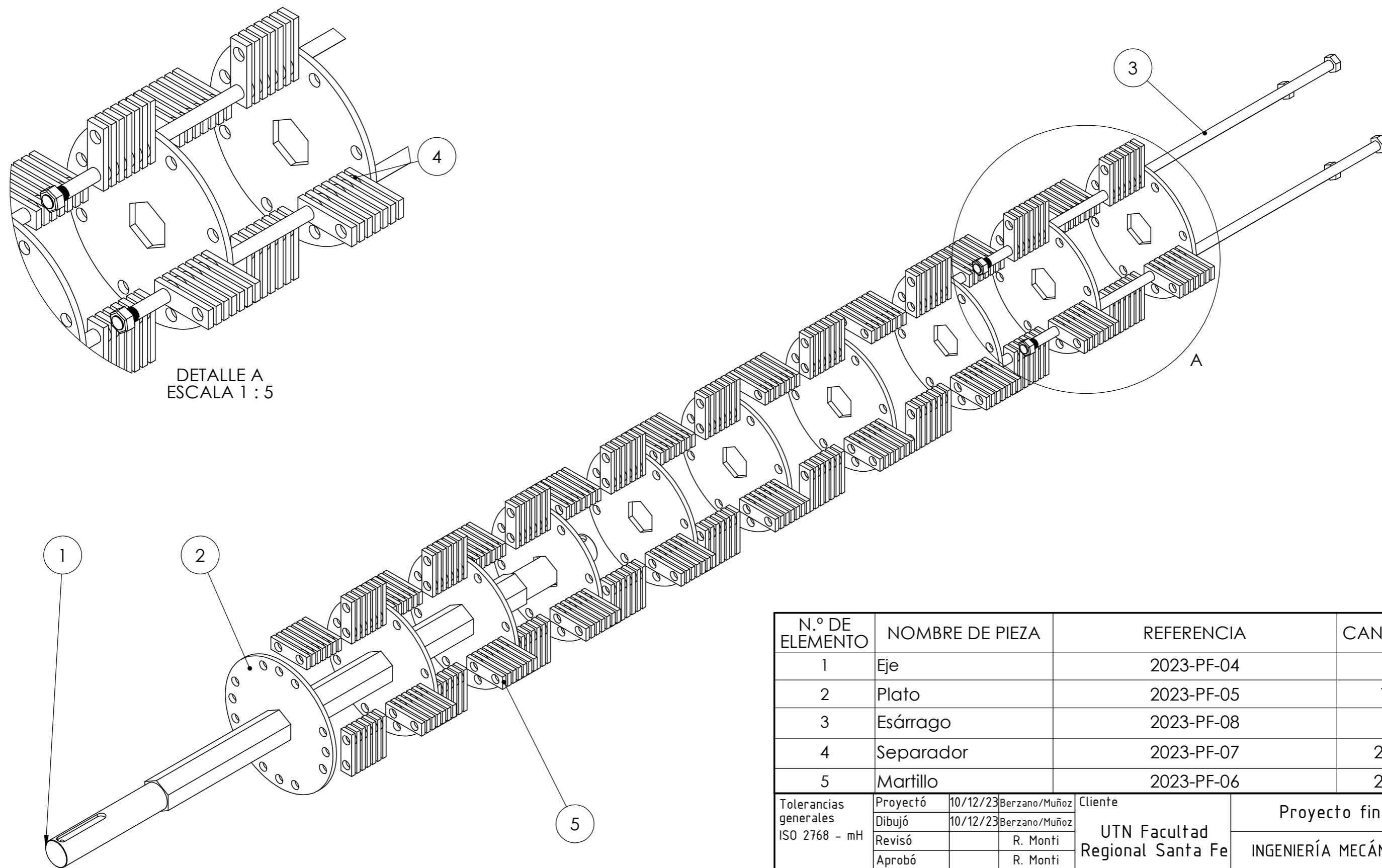
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Estructura trituradora	2023-PF-15	1
2	Cobertor inferior	2023-PF-10	1
3	Tolva	2023-PF-11	1
4	Tapa visor	2023-PF-13	2
5	Cobertor superior	2023-PF-09	1
6	Descarga de tolva	2023-PF-12	1
7	Motor eléctrico	WEG-30 HP-4P-180L-3F-380/660 V - 50Hz	1
8	Cubre correas	2023-PF-16	1
9	Cubre volante	2023-PF-17	1
10	Piso	Metal desplegado 200-12-200	1
11	Tablero Eléctrico	Schneider Electric	1

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
Escala 1:20	Denominación:			Nº plano cliente 2023-PF-01		
 Conjunto trituradora						Nº plano 2023-PF-01
				Formato A3		Pág. 2



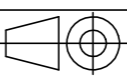
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Estructura trituradora	2023-PF-15	1
2	Cobertor inferior	2023-PF-10	1
3	Tolva	2023-PF-11	1
4	Tapa visor	2023-PF-13	2
5	Cobertor superior	2023-PF-09	1
6	Descarga de tolva	2023-PF-12	1
7	Porta rodamiento	SKF P2BC-40M-CPSS-DFH	2
8	Criba	2023-PF-14	1
9	Conjunto triturador	2023-PF-03	1
10	Polea motor	5C 180 - ASTM48 - Cl 40	1
11	Motor eléctrico	WEG-30 HP-4P-180L-3F-380/660 V - 50Hz	1
12	Acople de bloqueo cónico	Autocentrante Tipo 110	1
13	Correa	Multi-V: C150	5
14	Cubre correas	2023-PF-16	1
15	Cubre volante	2023-PF-17	1
16	Piso	Metal desplegado 200-12-200	1
17	Tablero Eléctrico	Schneider Electric	1

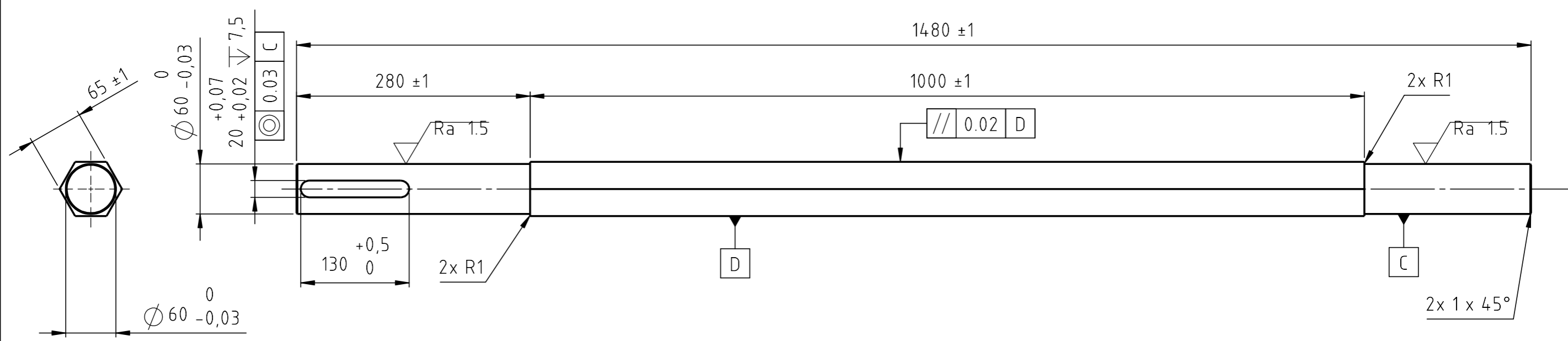
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
Escala 1:20	Denominación:			Nº plano cliente 2023-PF-02		
 Despiece trituradora						Nº plano 2023-PF-02
				Formato A3		



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

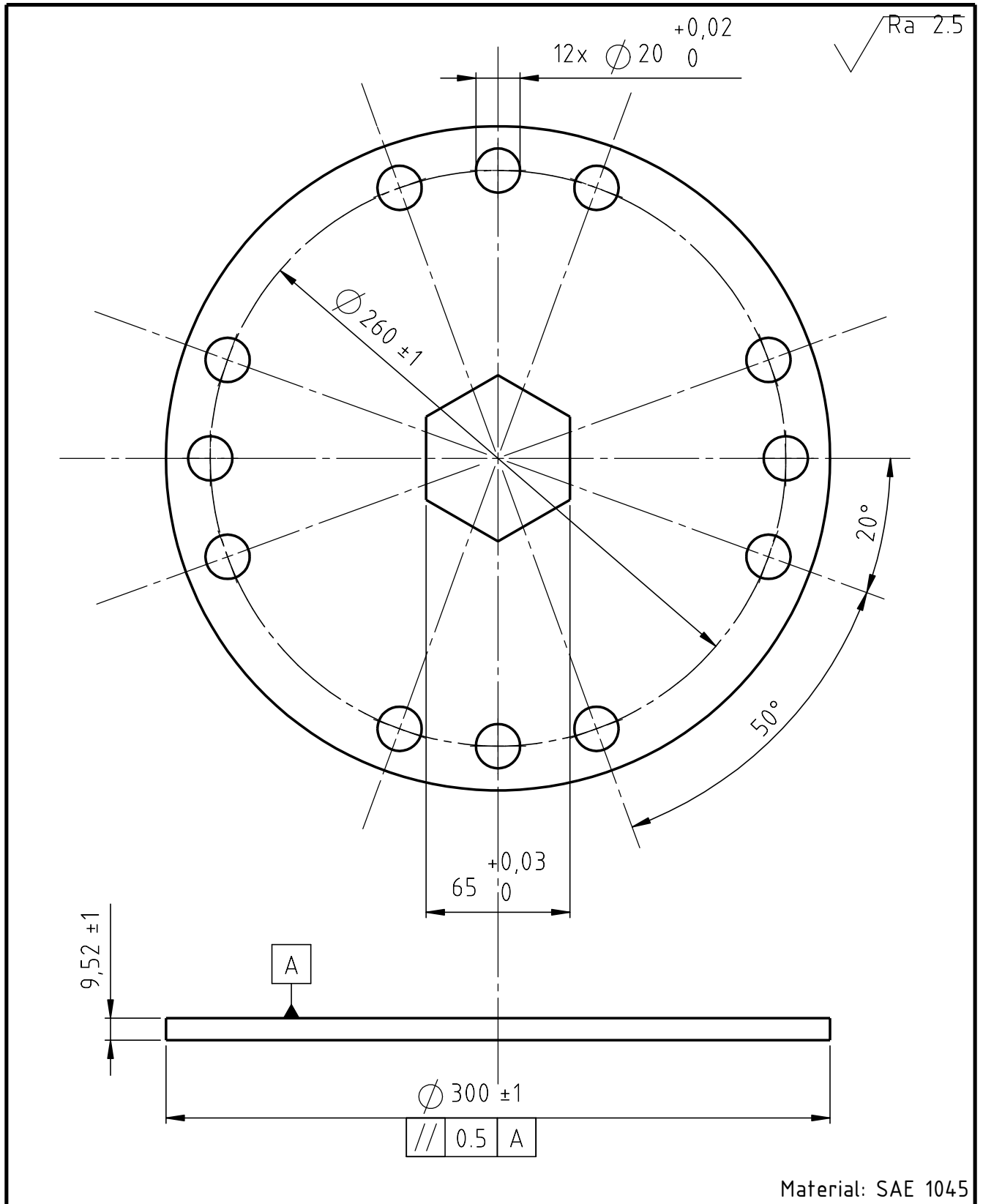
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Eje	2023-PF-04	1
2	Plato	2023-PF-05	10
3	Esárrago	2023-PF-08	4
4	Separador	2023-PF-07	216
5	Martillo	2023-PF-06	252

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	Proyecto final
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		
	Revisó		R. Monti	UTN Facultad Regional Santa Fe	INGENIERÍA MECÁNICA
	Aprobó		R. Monti		
	Escala 1:7,5	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín
	Despiece conjunto tritador			Nº plano cliente 2023-PF-03	
Formato A3				Nº plano 2023-PF-03	Pág. 4



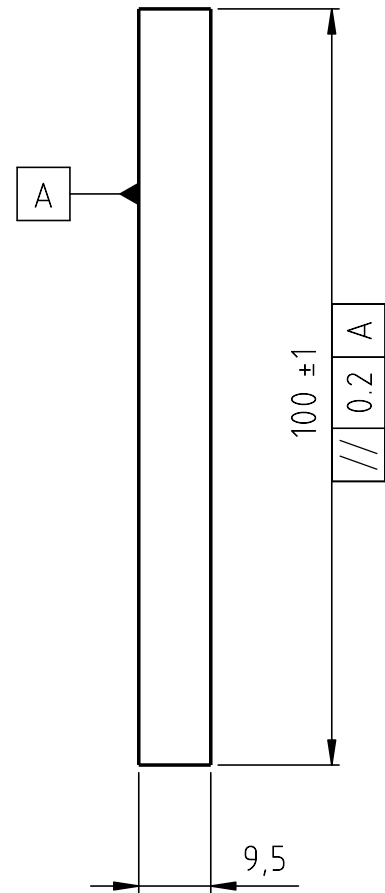
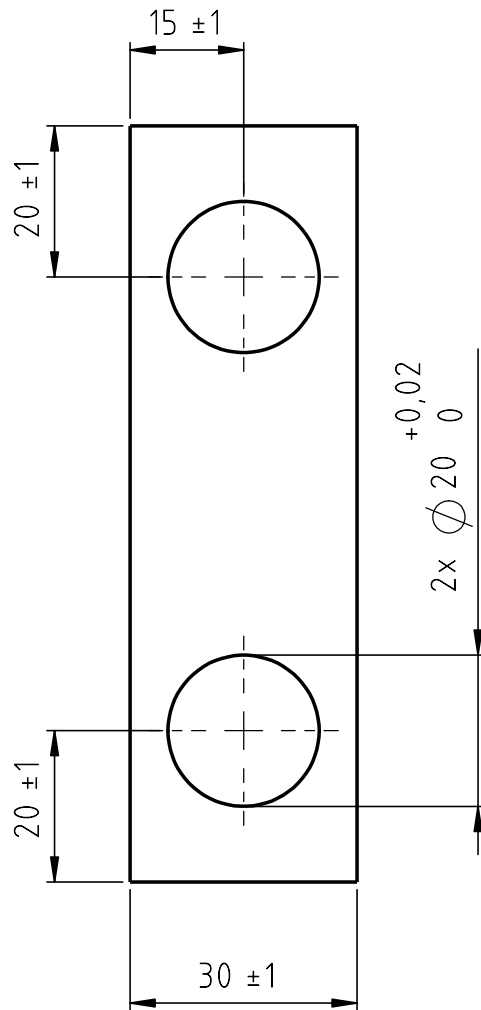
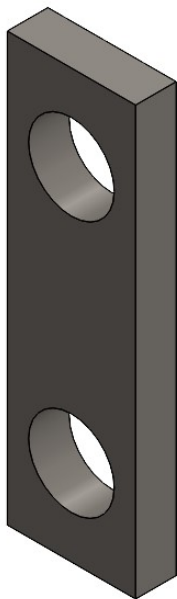
Material: Acero SAE 1045
Tratamiento termico: Templado y Revenido

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
Escala 1:5	Denominación:			N° plano cliente 2023-PF-04		
EJE TRITURADORA			N° plano 2023-PF-04		Pág. 5	
Formato A3						



Material: SAE 1045

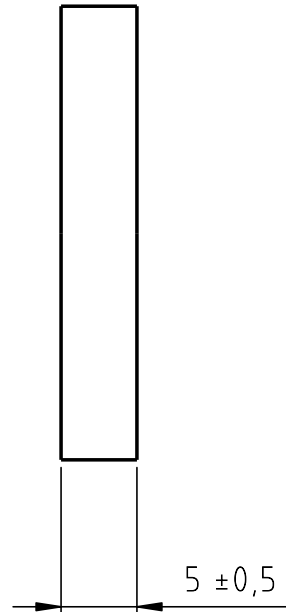
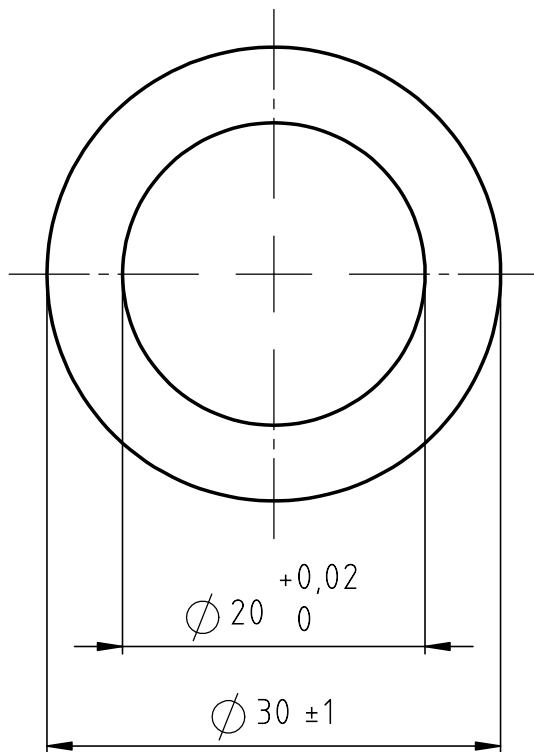
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti			
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:2.5	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín	
	PLATO			N° plano cliente 2023-PF-05		
Formato A4				N° plano 2023-PF-05		Pág. 6



Material: SAE 1045
 Tratamiento termico: Temple y revenido

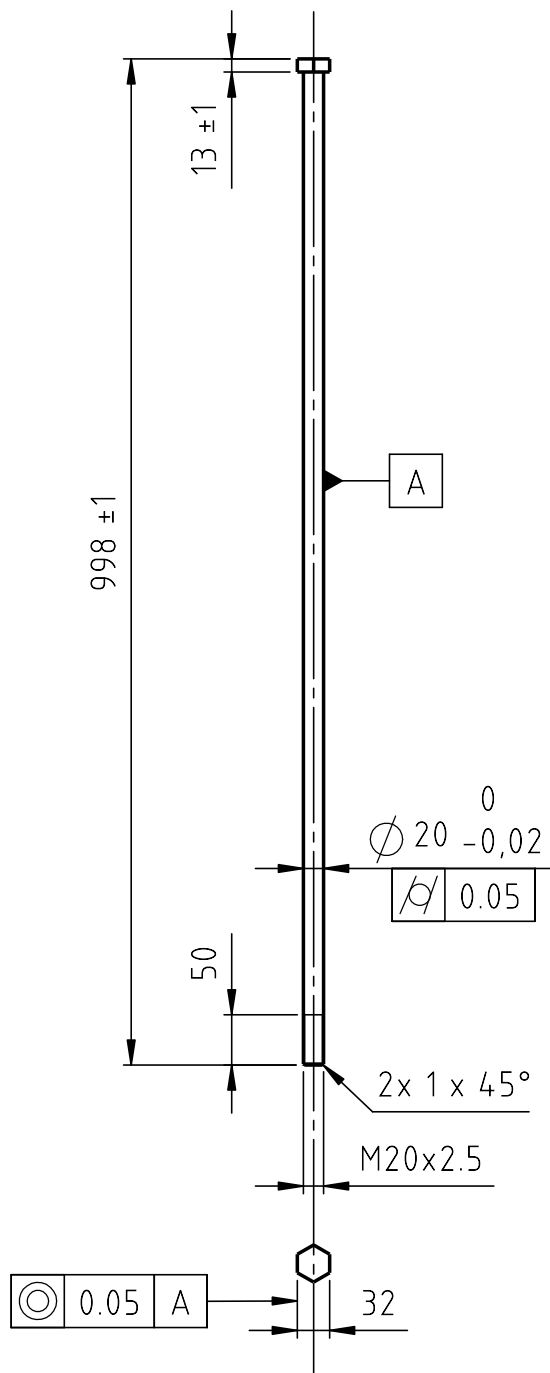
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	Proyecto final
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		
	Revisó		R. Monti		
	Aprobó		R. Monti		
	Escala 1:1	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquin
	MARTILLO			N° plano cliente 2023-PF-06	
Formato A4				N° plano 2023-PF-06	Pág. 7

$\sqrt{\text{Ra}} \ 2.5$



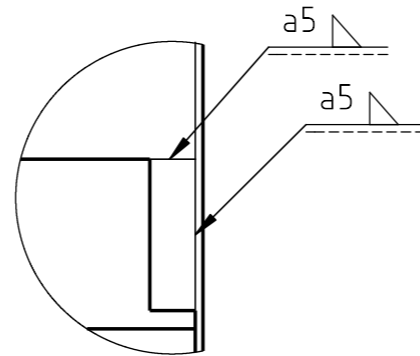
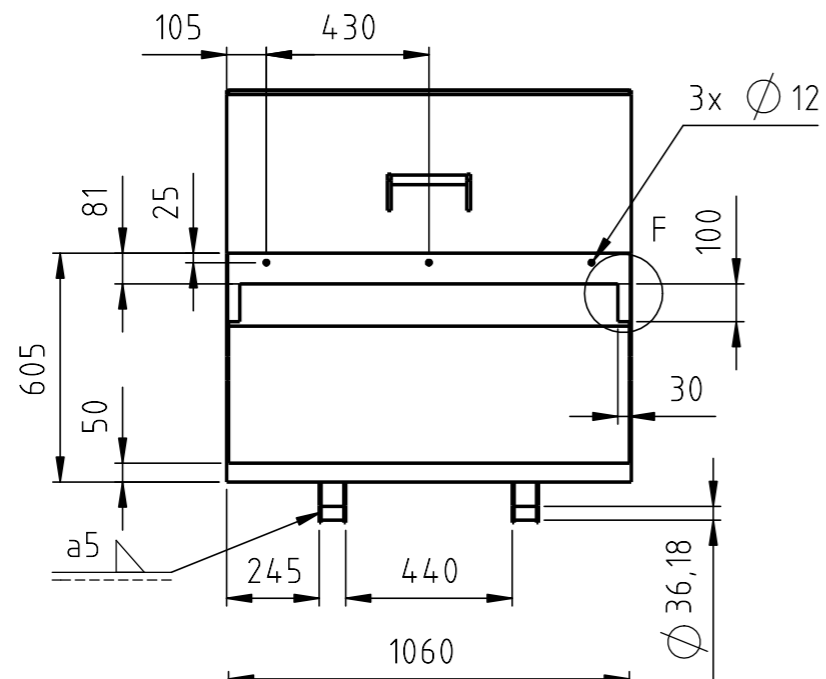
Material: Caño Schedule 40 ASTM A53

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquin		
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 2:1	Denominación:			N° plano cliente 2023-PF-07	
	SEPARADOR			N° plano 2023-PF-07		
Formato A4				Pág. 8		

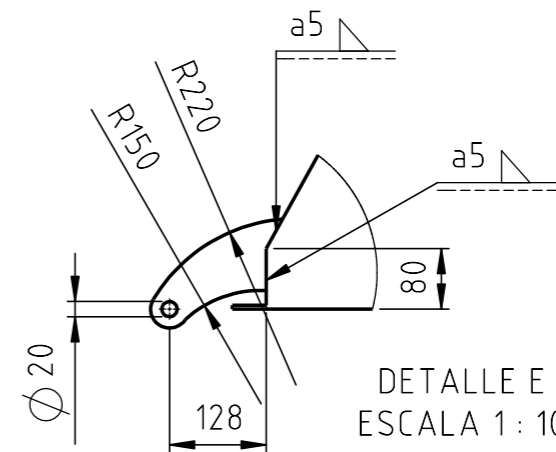
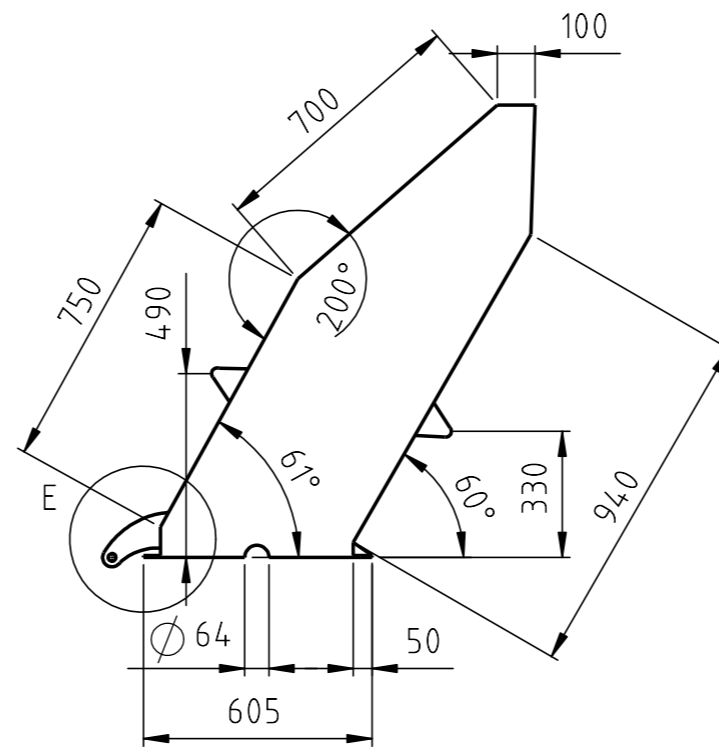
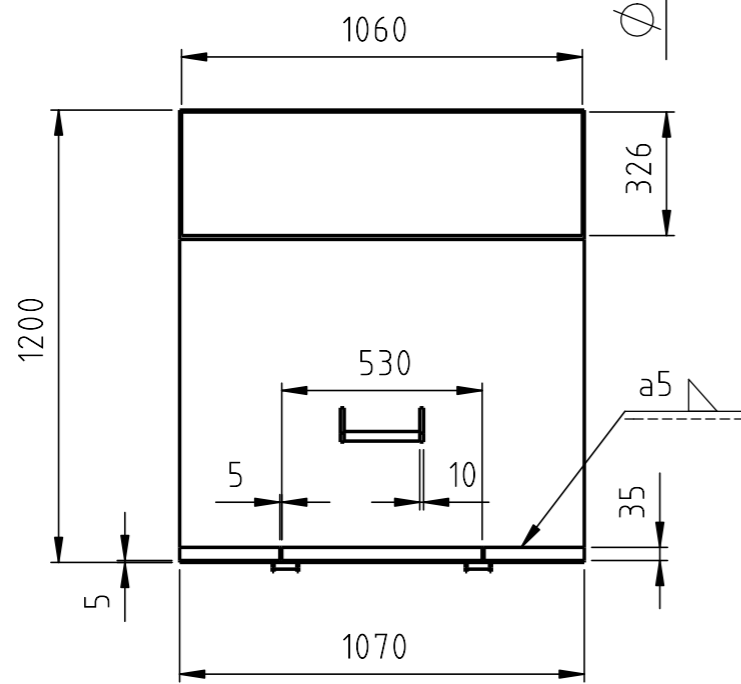


Material: SAE 1020

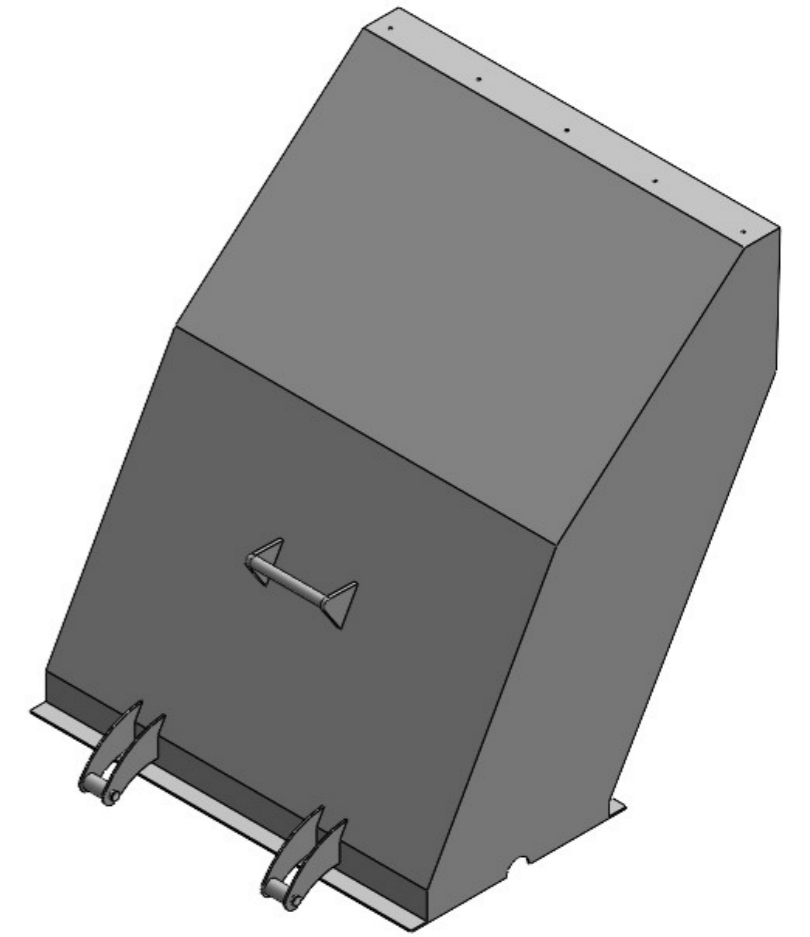
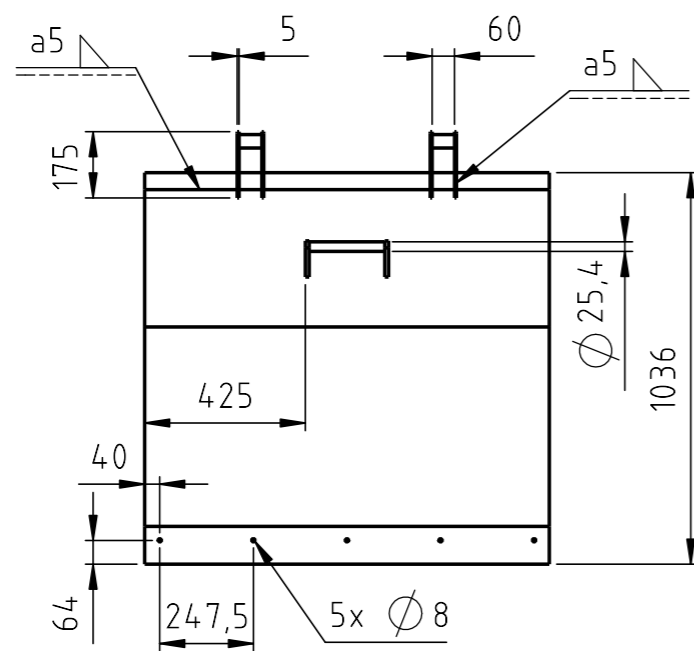
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERIA MECANICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
Escala 1:7.5	Denominación:			N° plano cliente 2023-PF-08		
	ESPARRAGO			N° plano 2023-PF-08		
Formato A4				Pág. 9		



DETALLE F
ESCALA 1 : 5

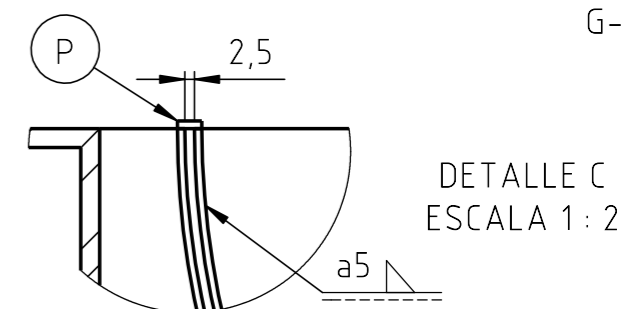
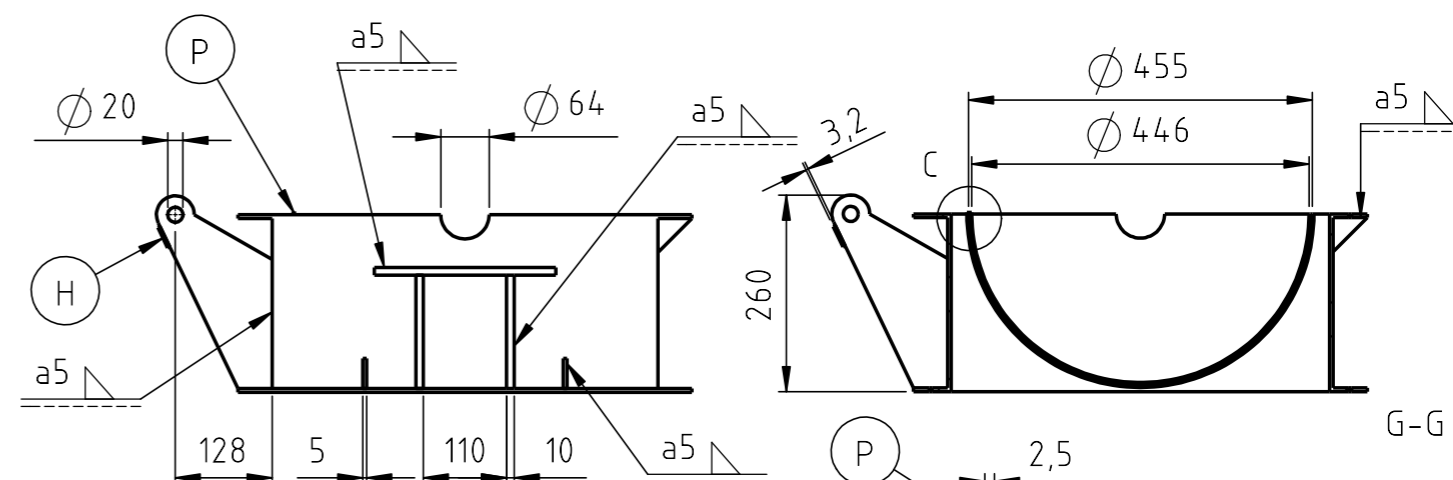
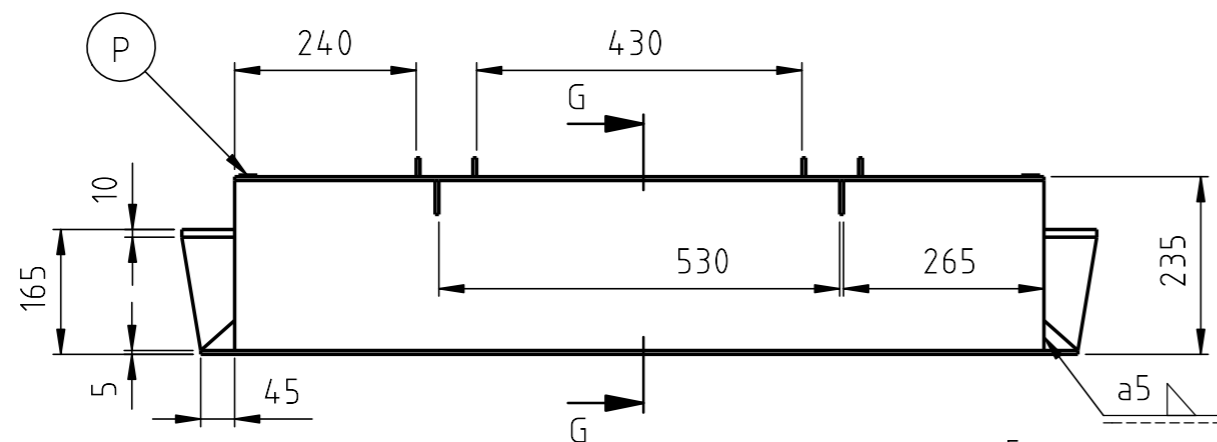
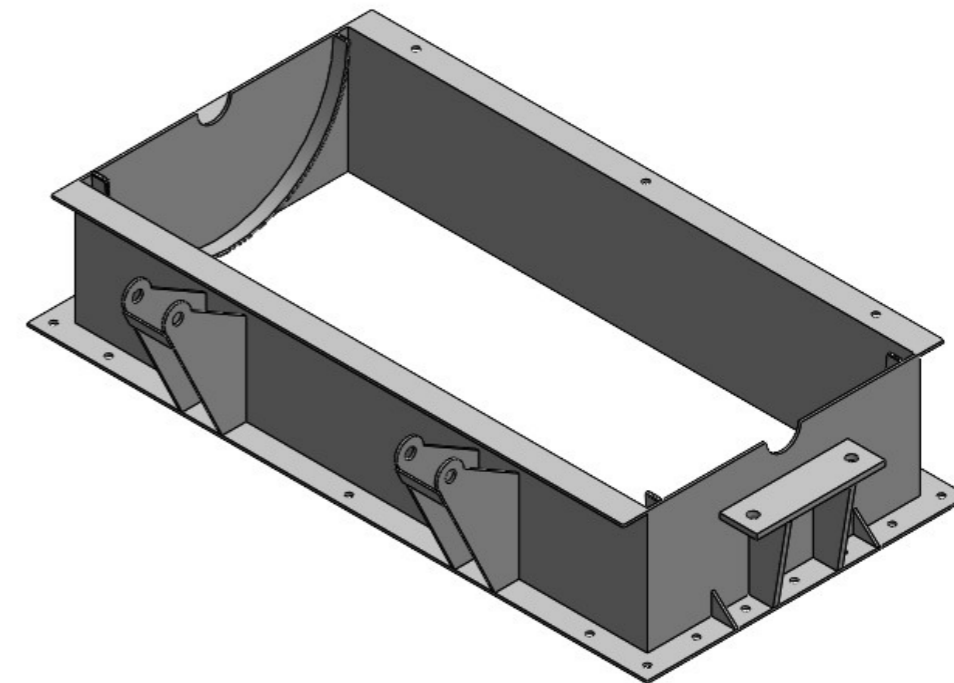
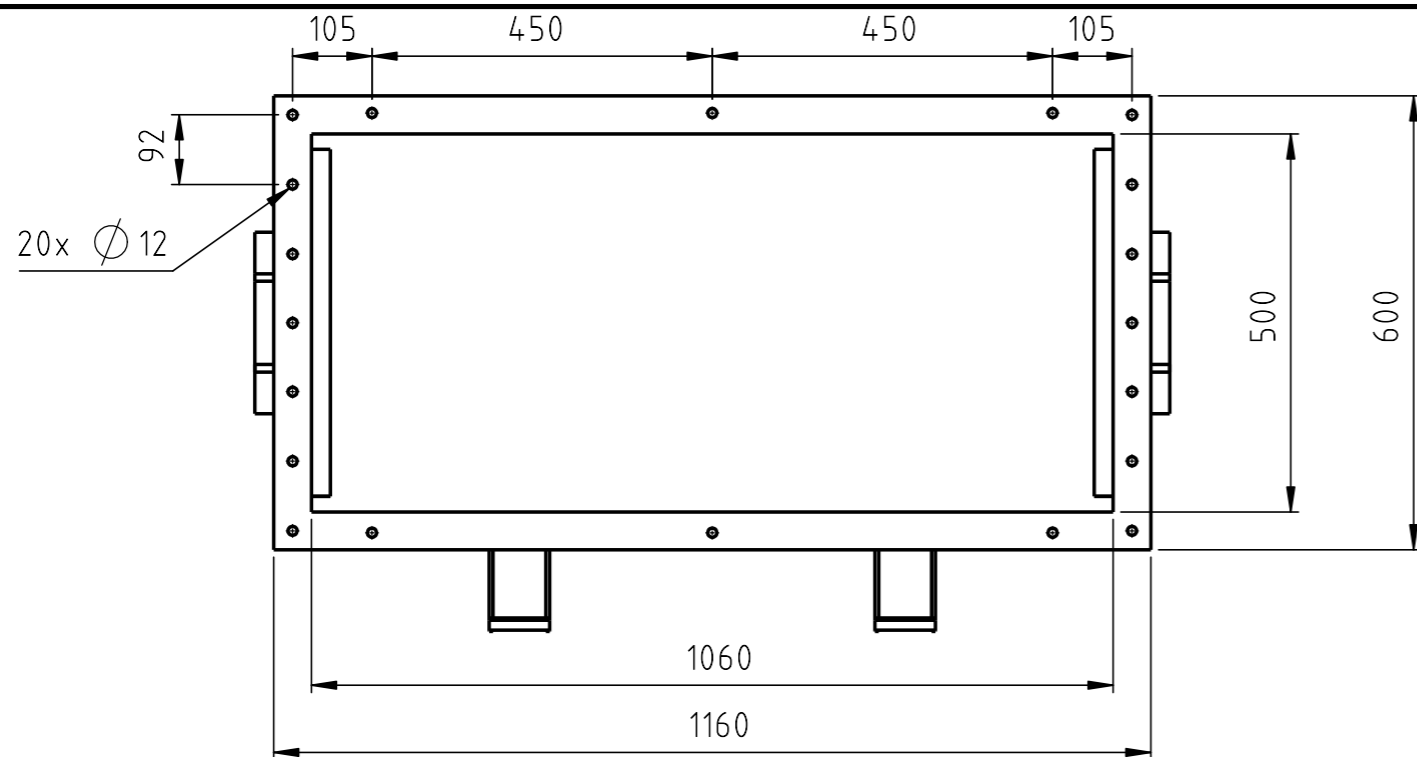


DETALLE E
ESCALA 1 : 10

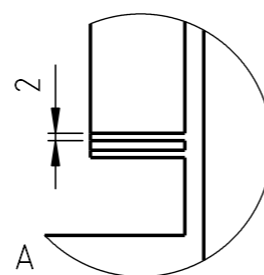
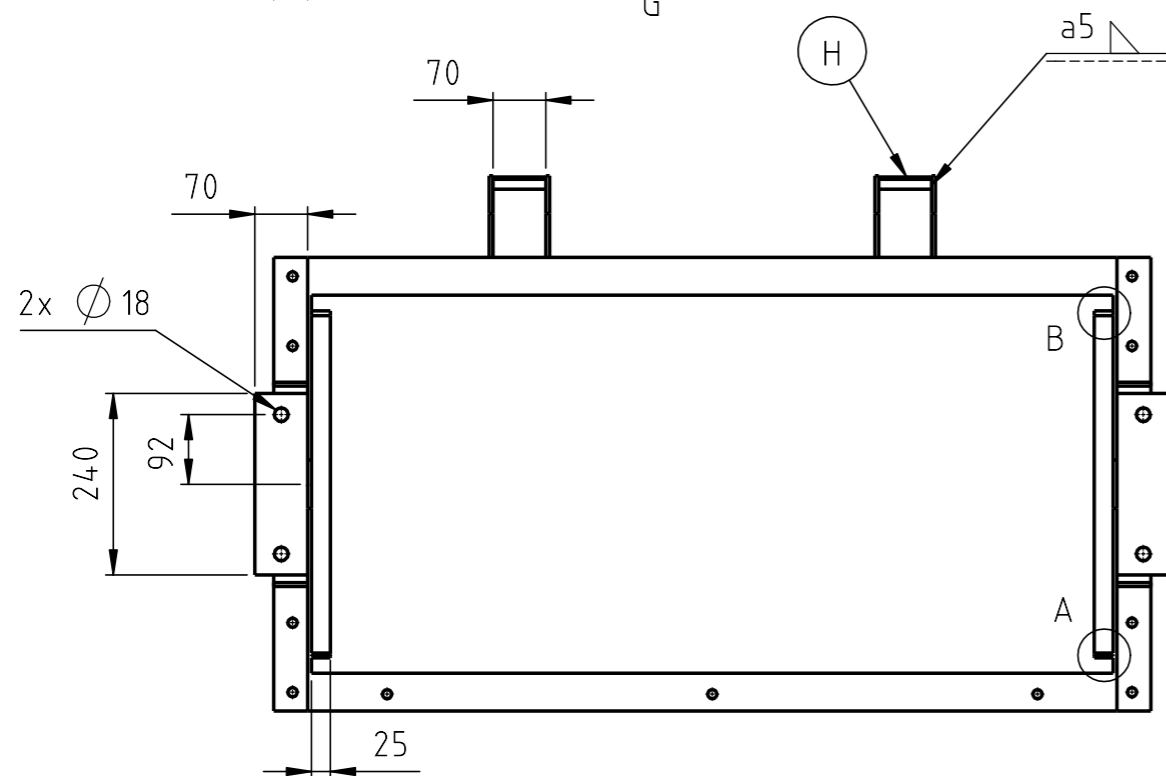


Material: Chapa Acero SAE 1045 de 3/8" espesor
Soldadura MIG

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
Formato A3	Escala 1:20	Denominación: Cobertor superior			N° plano cliente 2023-PF-09	Pág. 10
					N° plano 2023-PF-09	



DETALLE C
ESCALA 1:2

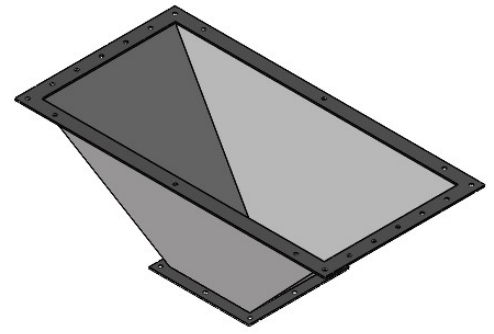
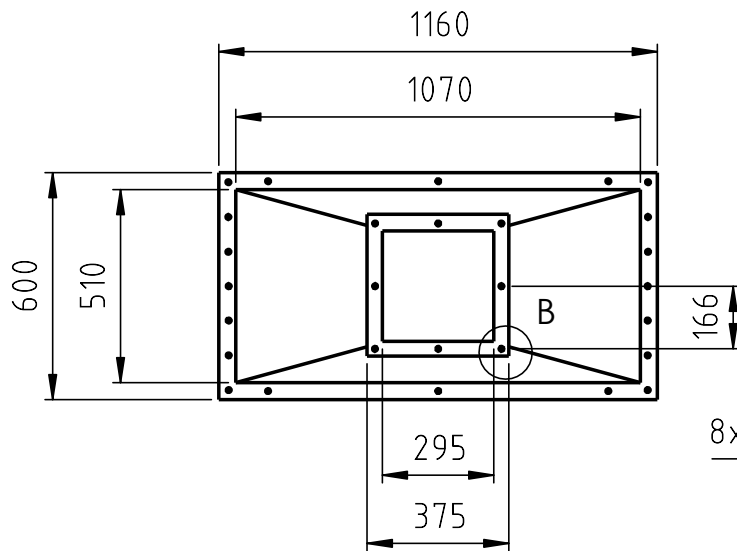


DETALLE A
ESCALA 1:2

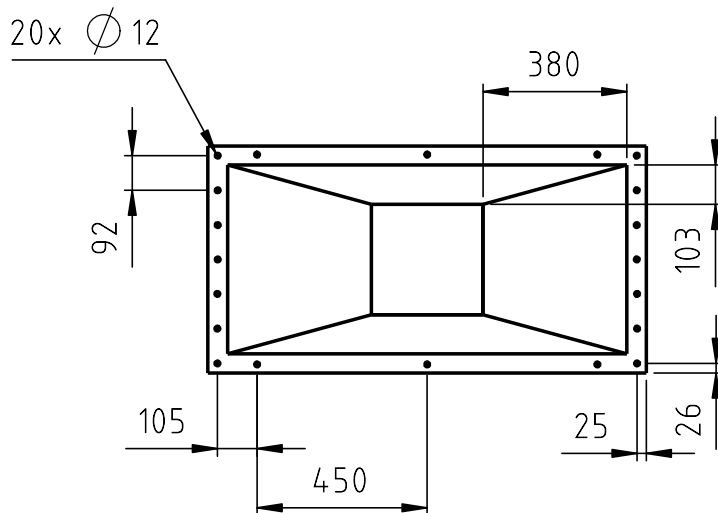
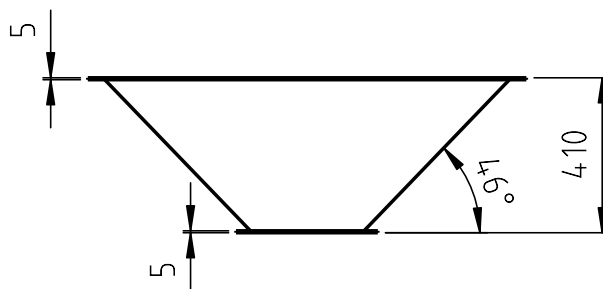
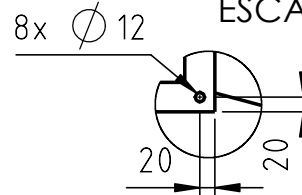
DETALLE B
ESCALA 1:2

Material: Chapa acero SAE 1045 de 3/8" (cuerpo principal)
Referencia P: Planchuela tope 2mm de espesor
Referencia H: Planchuela tope 3,2mm de espesor


Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Denominación: Cobertor inferior		
	Aprobó		R. Monti			
Formato A3	Formato A3	Escala 1:10	Escala 1:10		N° plano cliente 2023-PF-10	Pág. 11
					N° plano 2023-PF-10	

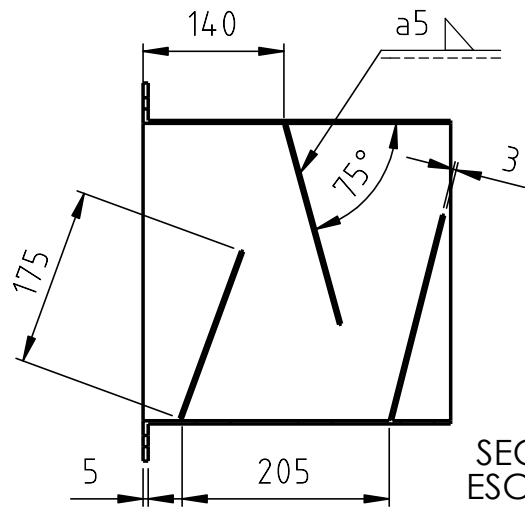


DETALLE B
ESCALA 1 : 10

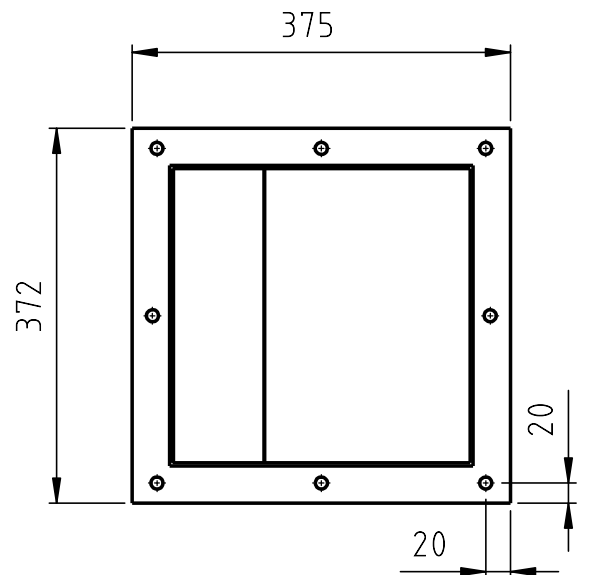
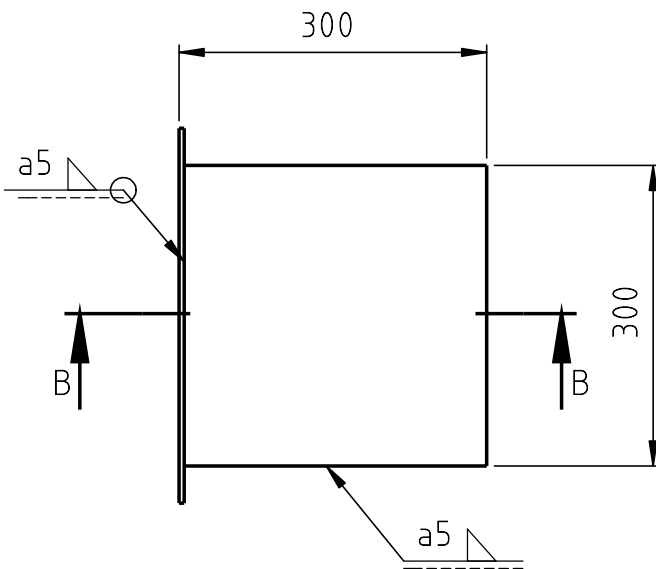
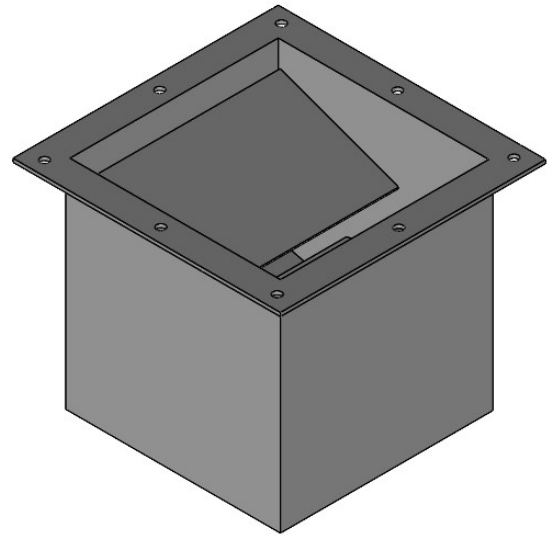


Material: Chapa acero SAE 1045 de 3/8" de espesor

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final		
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERIA MECANICA		
	Revisó		R. Monti	Denominación: TOLVA			
	Aprobó		R. Monti				
	Escala 1:20					Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín	
					N° plano cliente 2023-PF-11		
Formato A4					N° plano 2023-PF-11		Pág. 12

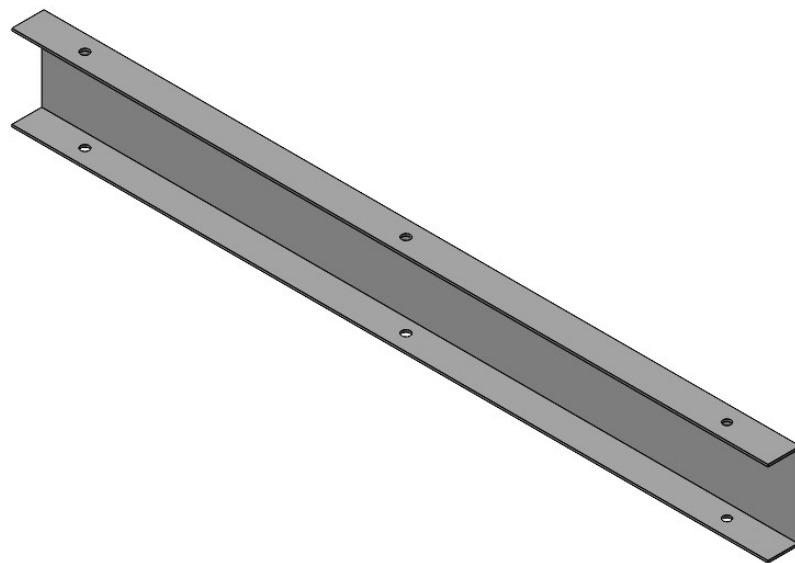
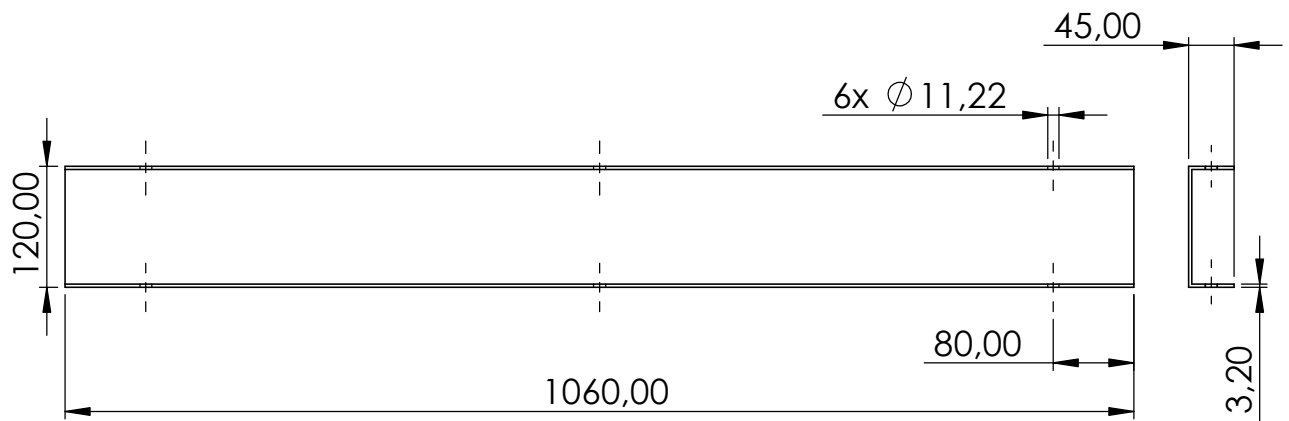


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 7.5



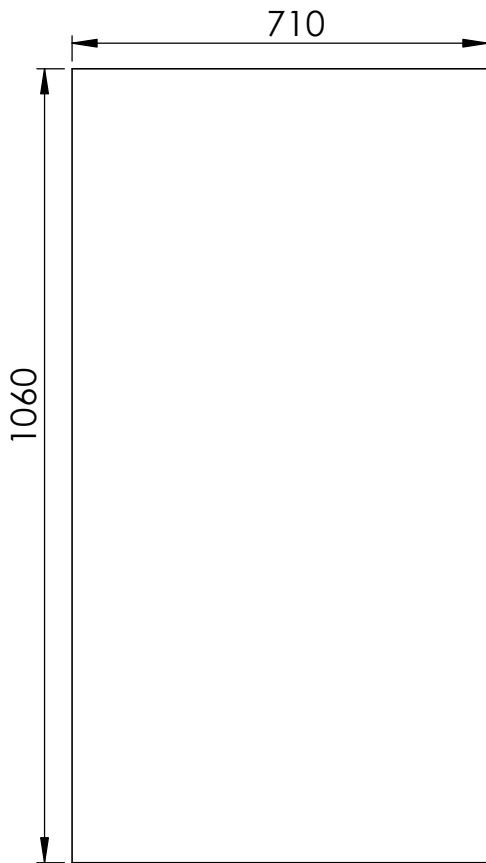
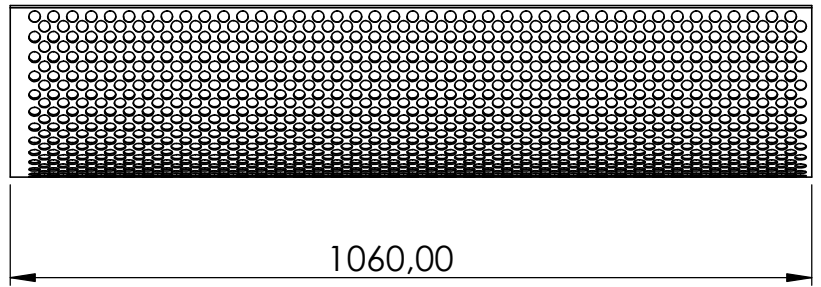
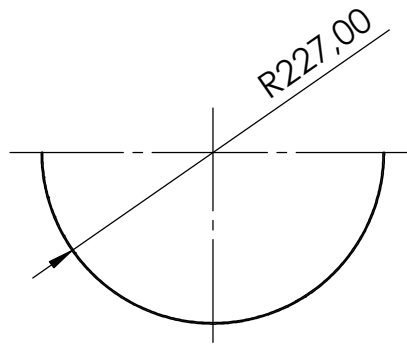
Material: Chapa acero SAE 1045 de 3/8" de espesor
Soldadura MIG

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	Proyecto final
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		UTN Facultad Regional Santa Fe
	Revisó		R. Monti		
	Aprobó		R. Monti		
	Escala 1:1.25	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín
	DESCARGA TOLVA			N° plano cliente 2023-PF-12	
Formato A4				N° plano 2023-PF-12	Pág. 13

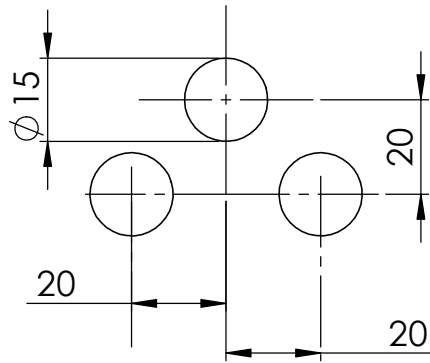


Material: Chapa plegada de acero al carbono SAE 1045 de 3/8"

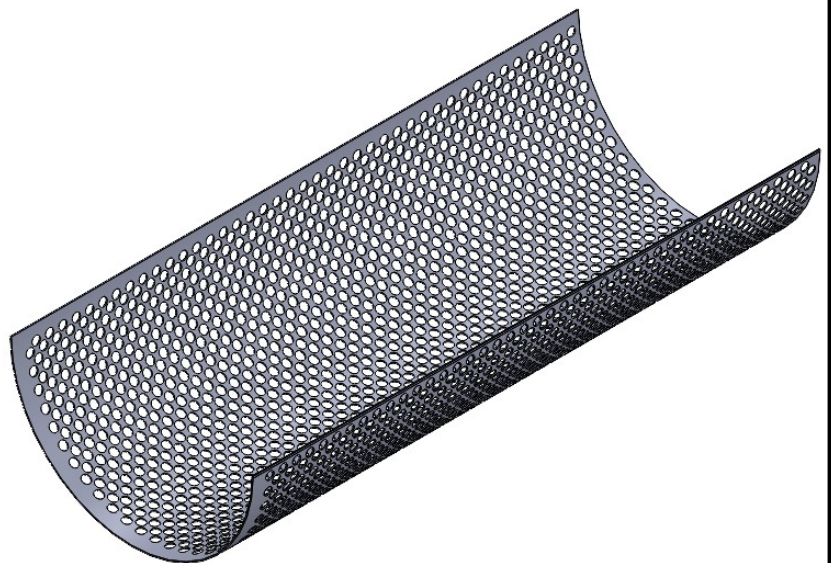
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz			
	Revisó		R. Monti			
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:10	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquin	
	<h1>Tapa visor</h1>			N° plano cliente 2023-PF-13		
Formato A4				N° plano 2023-PF-13		Pág. 14



DESARROLLO PLANO

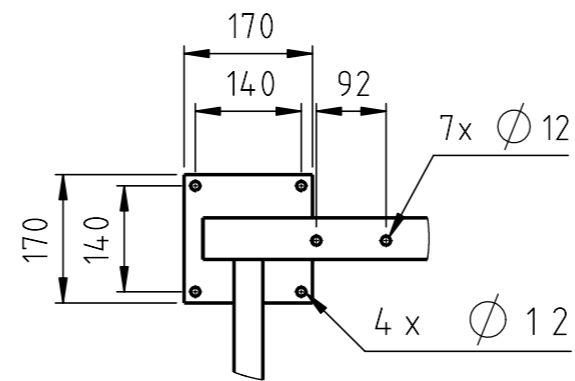
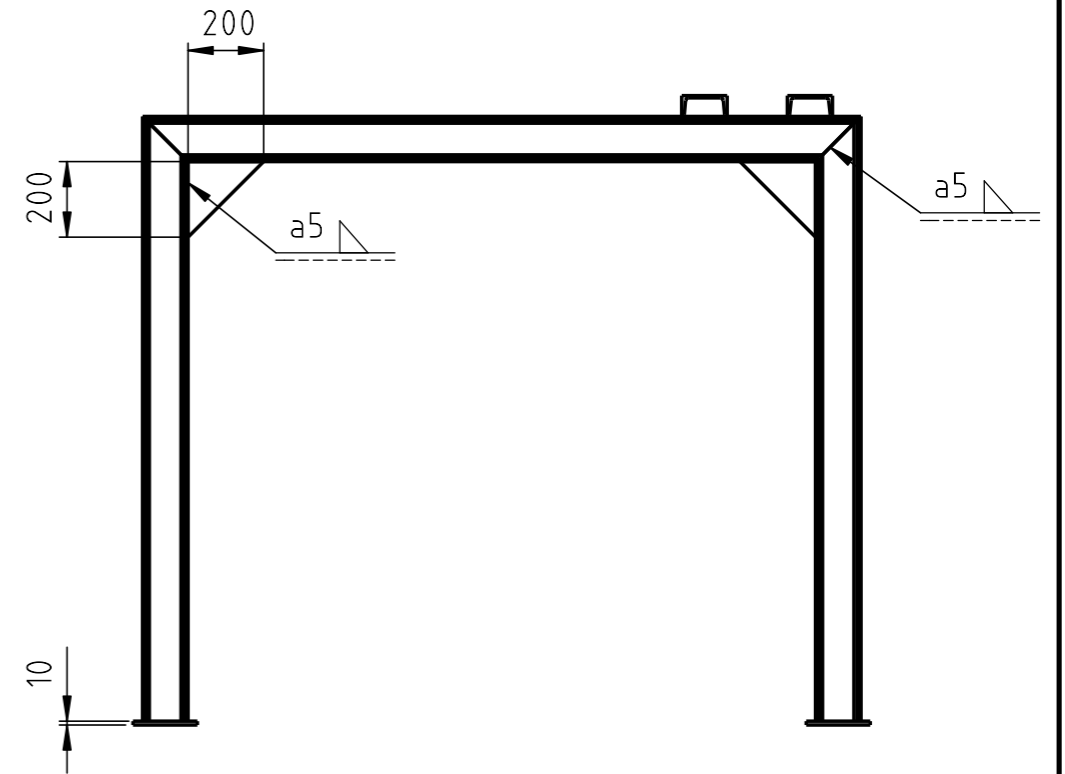
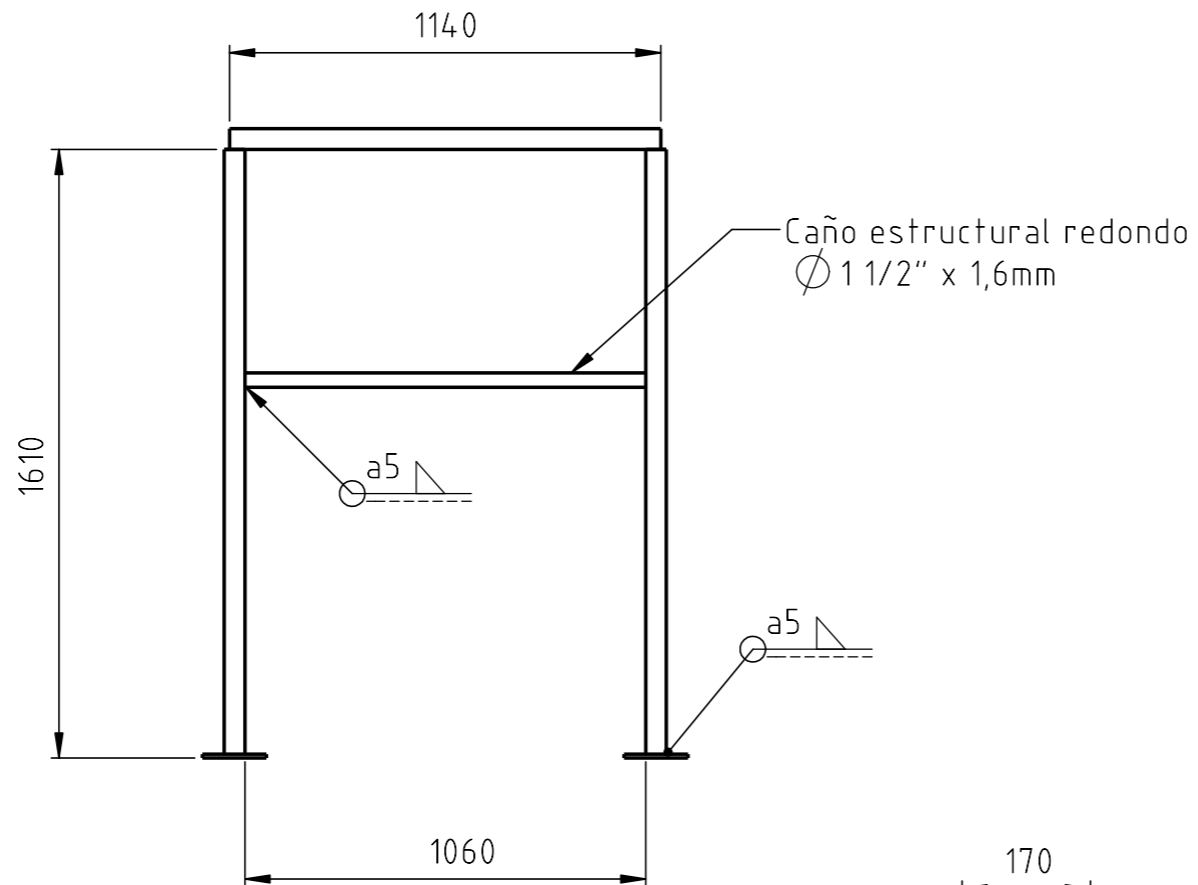


DETALLE PERFORACIONES

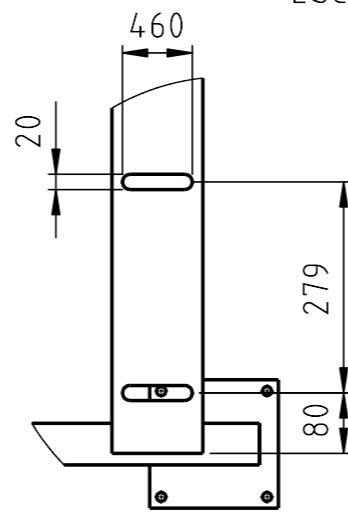


Material: Chapa de acero al carbono SAE 1045 de 3/8"

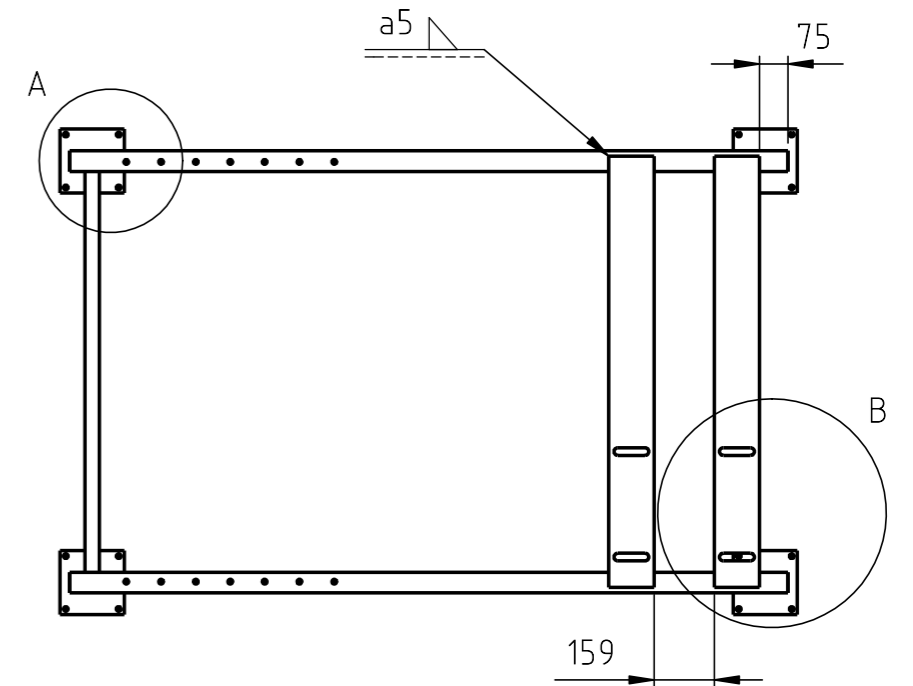
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	UTN Facultad Regional Santa Fe		
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:10	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín	
	CRIBA			N° plano cliente 2023-PF-14		
Formato A4				N° plano 2023-PF-14		Pág. 15



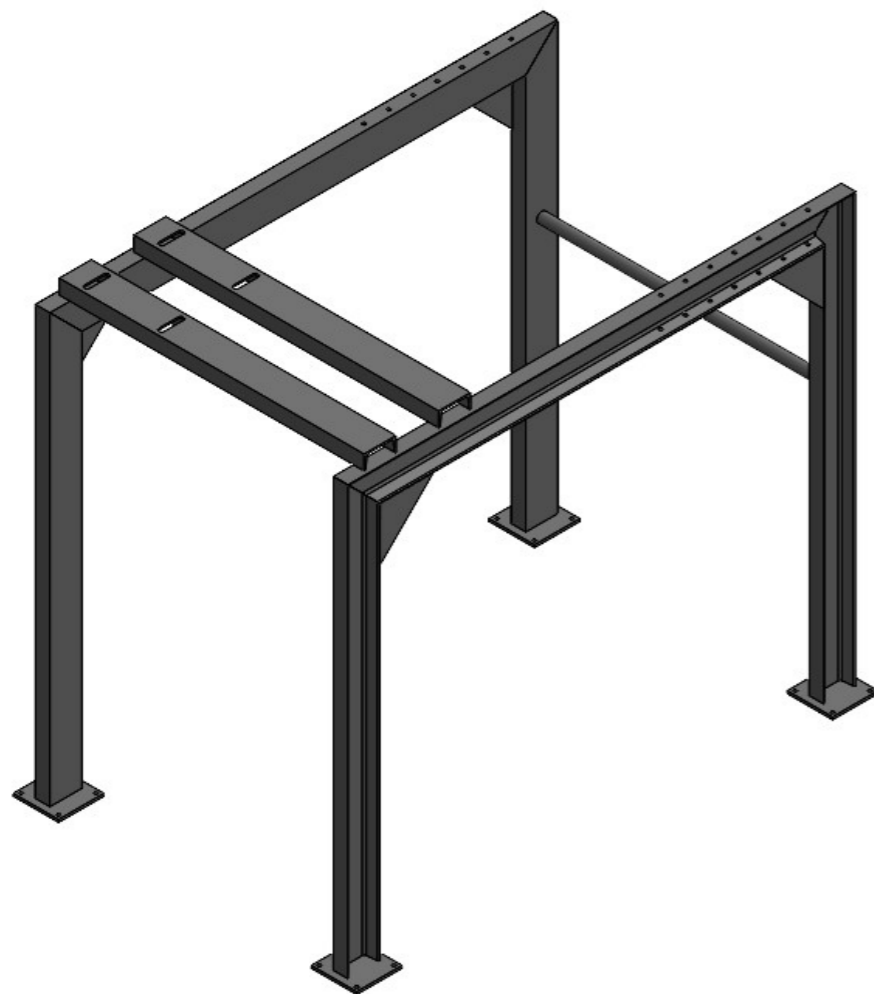
DETALLE A
ESCALA 1:10



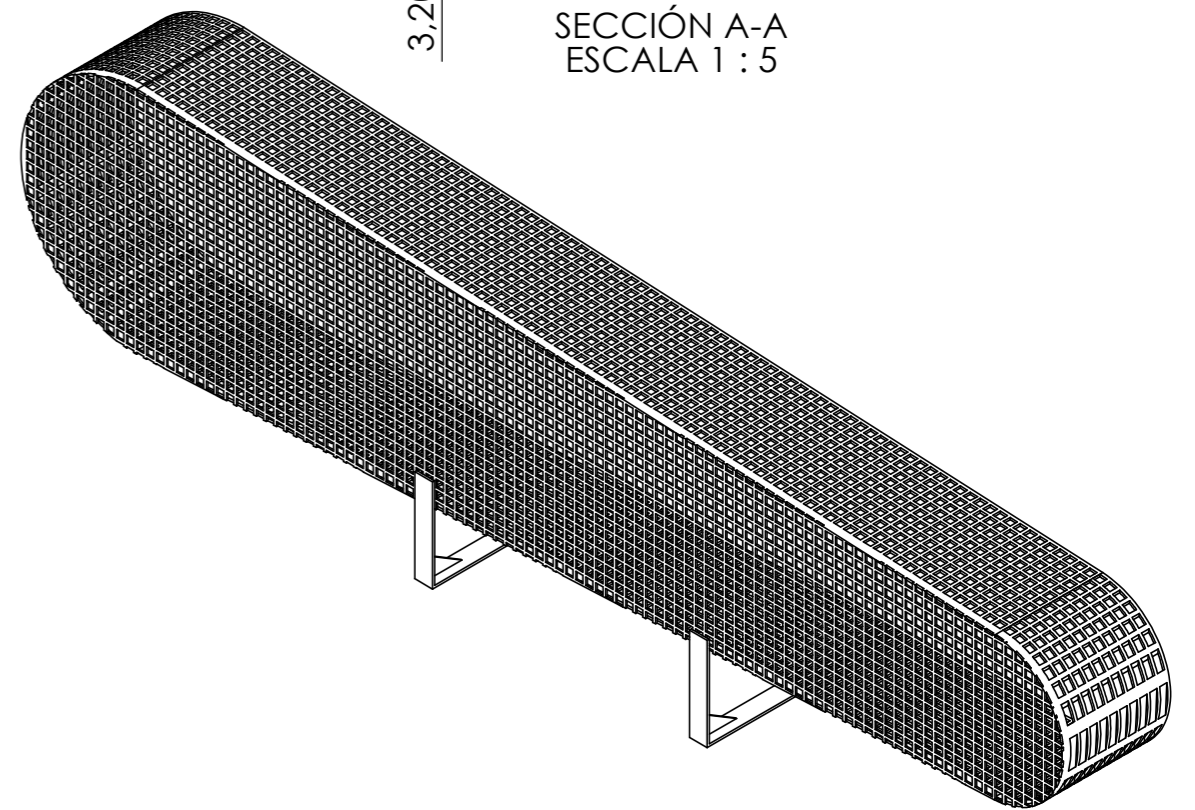
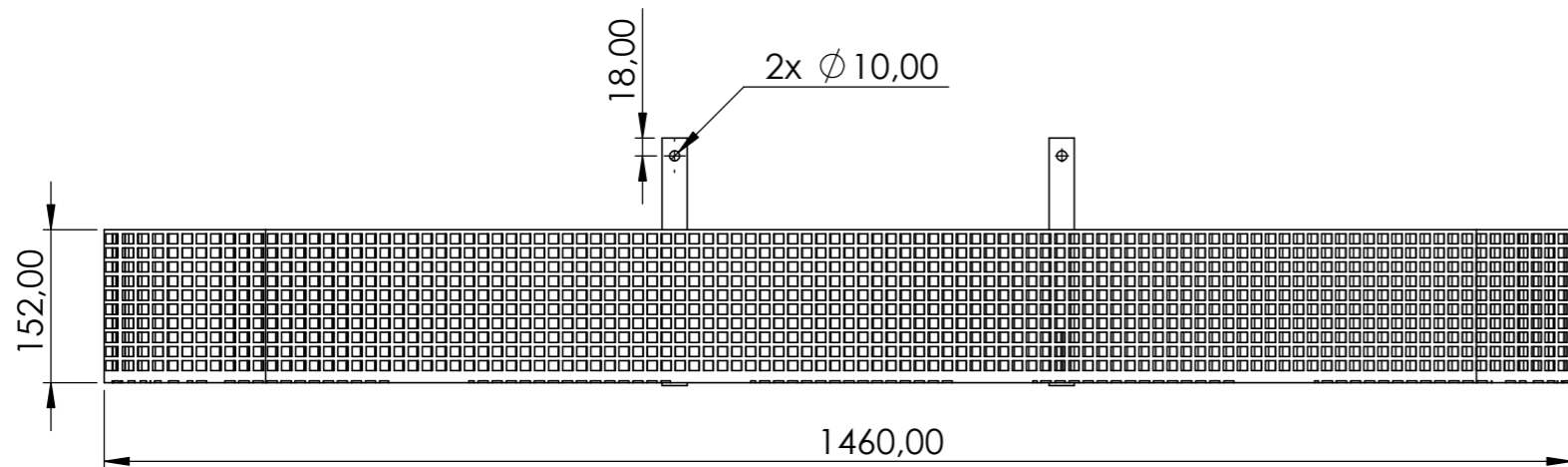
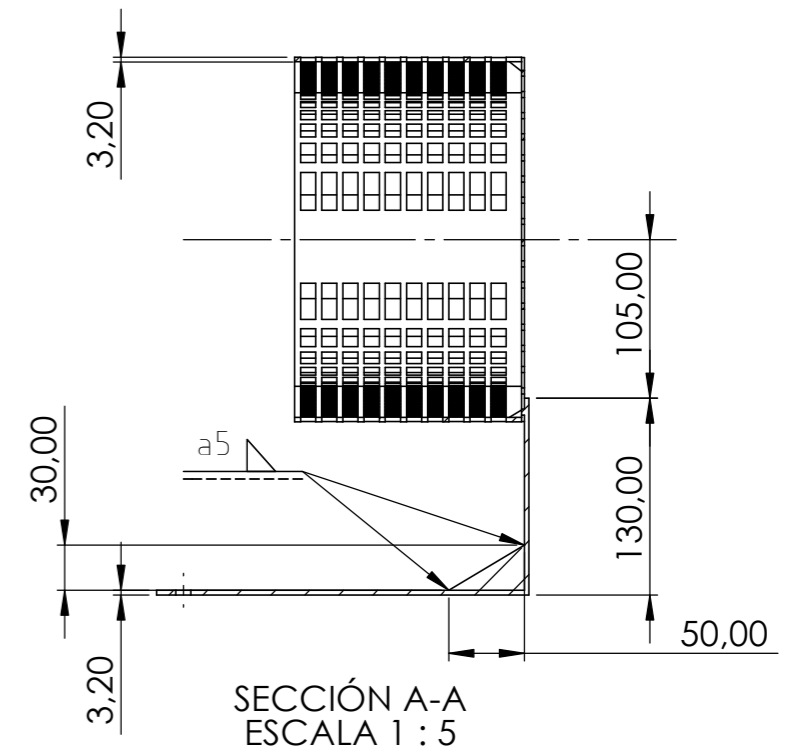
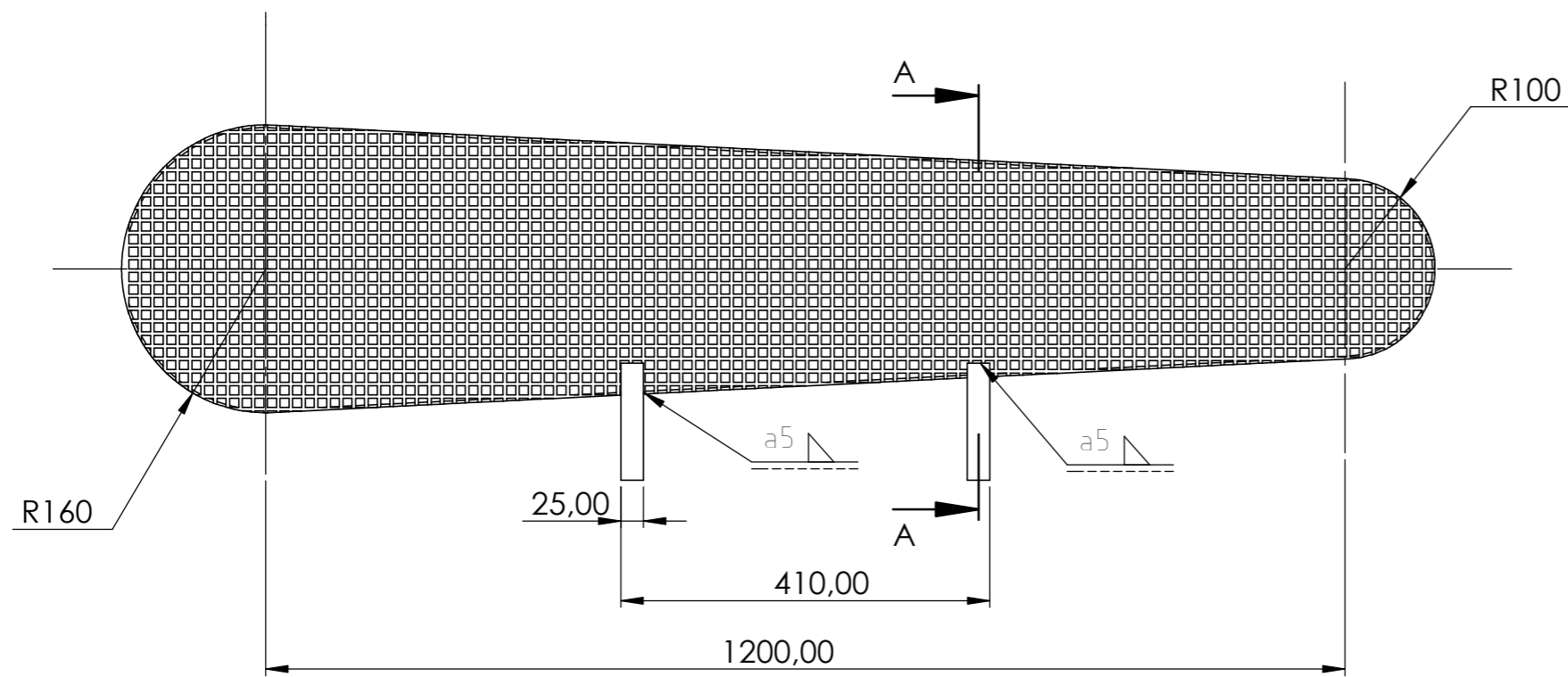
DETALLE B
ESCALA 1:10




Materal: Perfil de Acero laminado PNU 120x55
Todas las uniones son mediante soldadura MIG

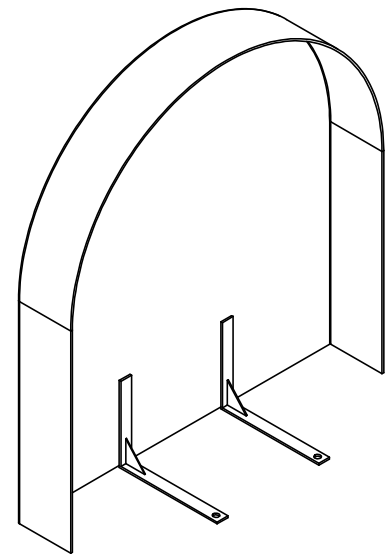
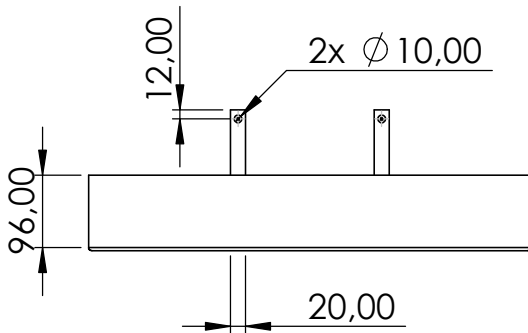
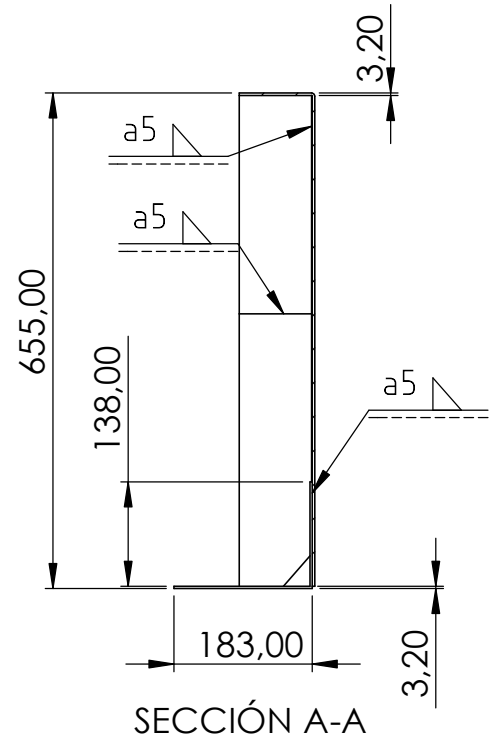
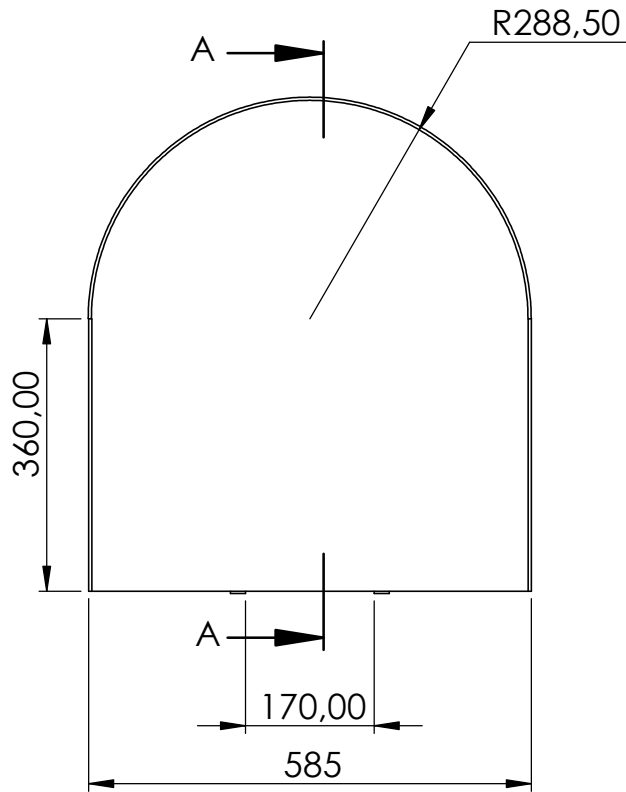


Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Denominación: Estructura trituratora		
	Aprobó		R. Monti			
Formato A3	Formato	Escala 1:20		Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
				N° plano cliente 2023-PF-15		
				N° plano 2023-PF-15		
				Pág. 16		

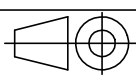


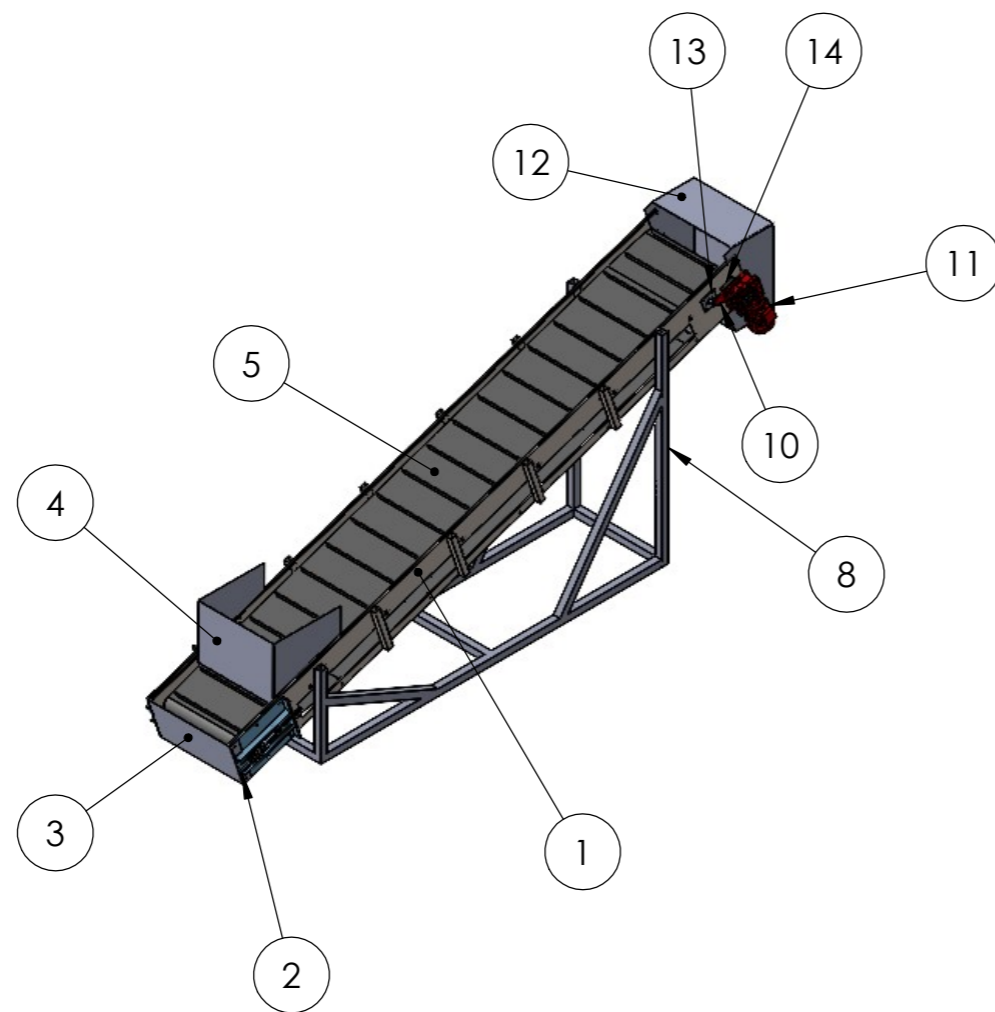
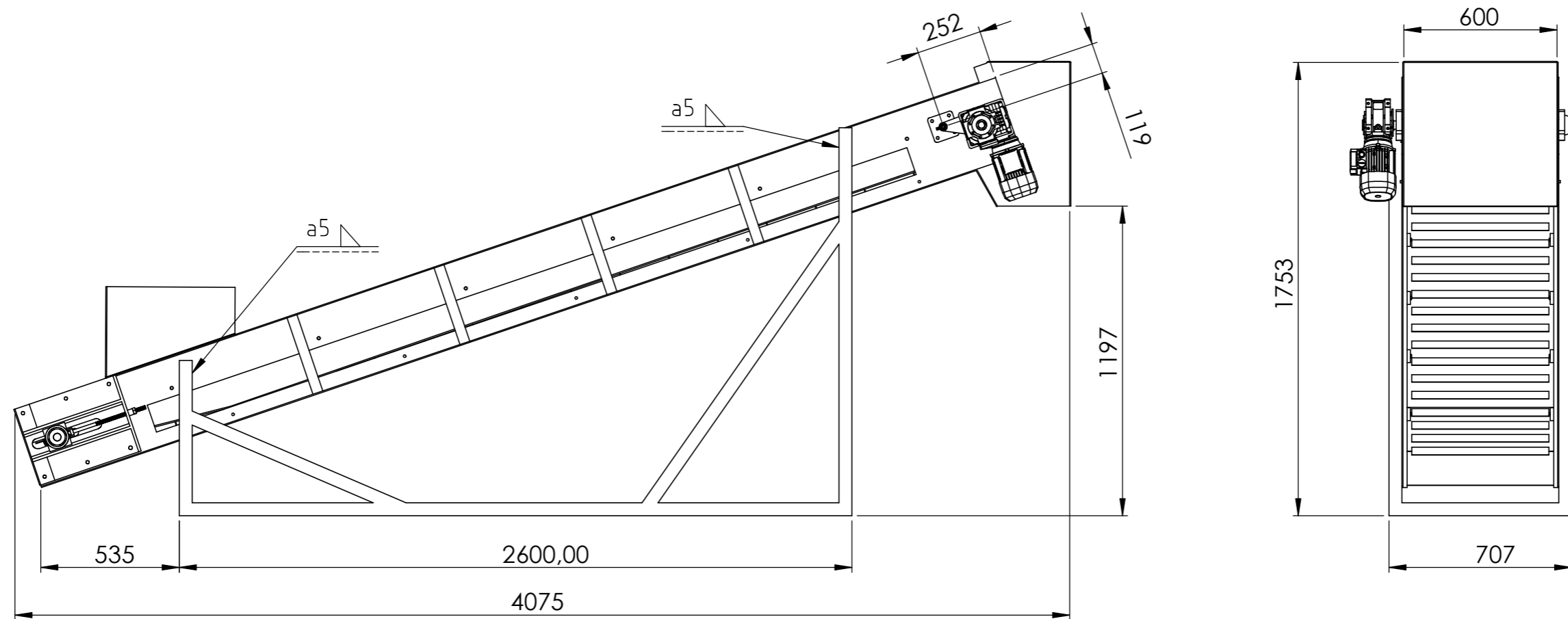
Material: Malla de metal desplegado 200-12-20
Planchuelas de acero SAE 1045 de 3/8"

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti		Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín	
	Aprobó		R. Monti	N° plano cliente 2023-PF-16		
	Escala 1:7,5	Denominación:			N° plano 2023-PF-16	
				Cubrecorreas		Pág. 17
Formato A3						



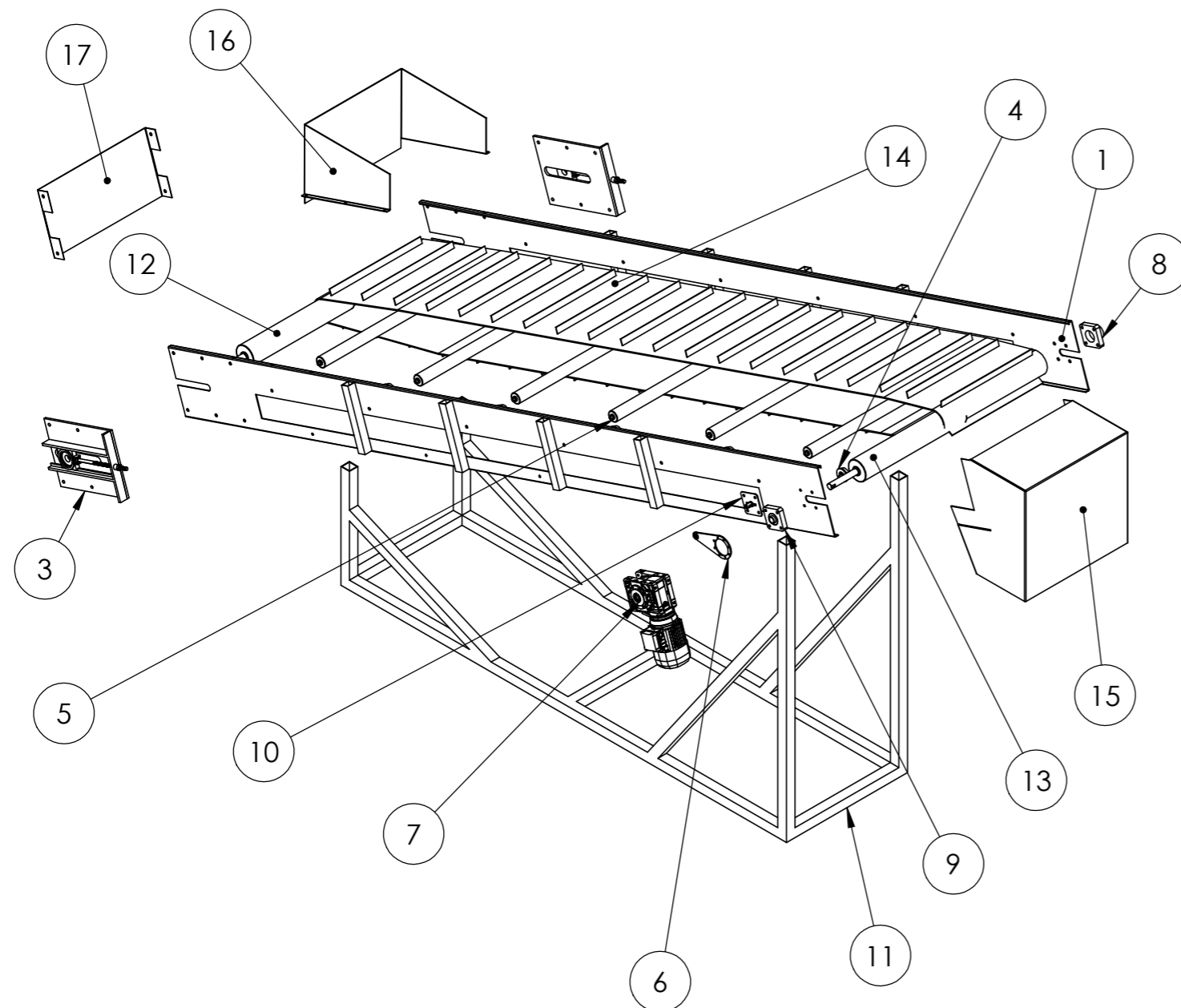
Material: Chapa de acero al carbono SAE 1045 de 1/8"
Soldadura MIG

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	Proyecto final
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		UTN Facultad Regional Santa Fe
	Revisó		R. Monti	Denominación:	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín
	Aprobó		R. Monti		N° plano cliente 2023-PF-17
Formato A4	Escala 1:10			Cubre volante	
				N° plano 2023-PF-17	Pág. 18



N.º DE ELEMENTO	NOMBRE PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Bastidor banda	2023-PF-20	1
2	Tensor	SNR-UCTH \varnothing 20	2
3	Tapa cinta	2023-PF-21	1
4	Cobertor de admisión	2023-PF-23	1
5	Banda	600 P 7/4 7+1,5 B	1
8	Estructura	2023-PF-26	1
10	Brazo de reaccion	2023-PF-24	1
11	Motorreductor	WAISEN-STM-1,5 HP - 3000 rpm	1
12	Tapa superior	2023-PF-22	1
13	Soporte brazo de reac.	2023-PF-25	1
14	Portarodamiento	SKF - UCF 204	1

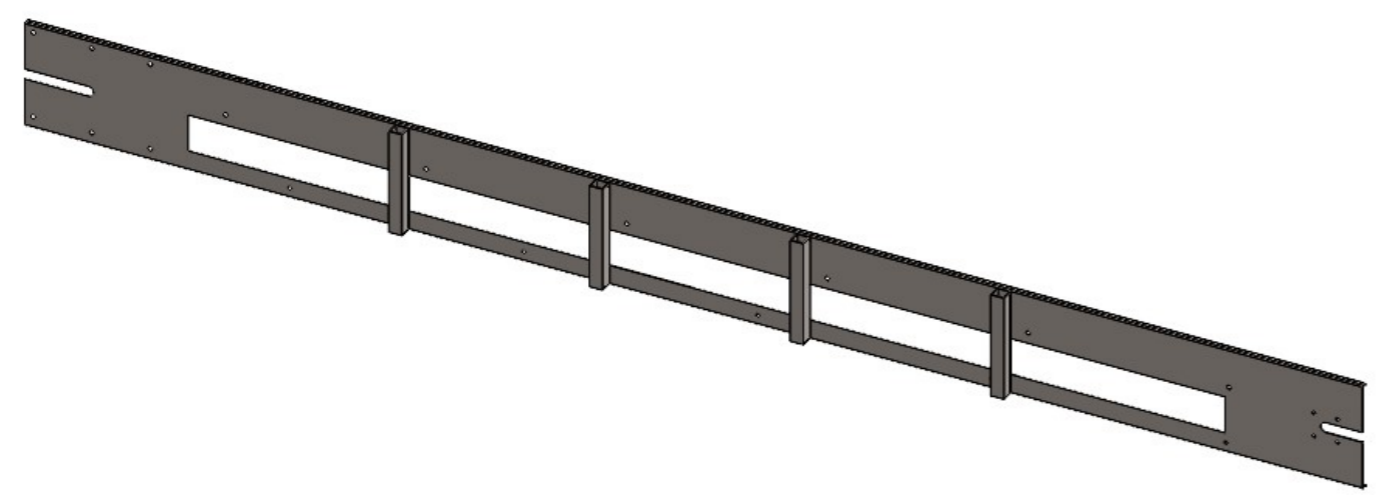
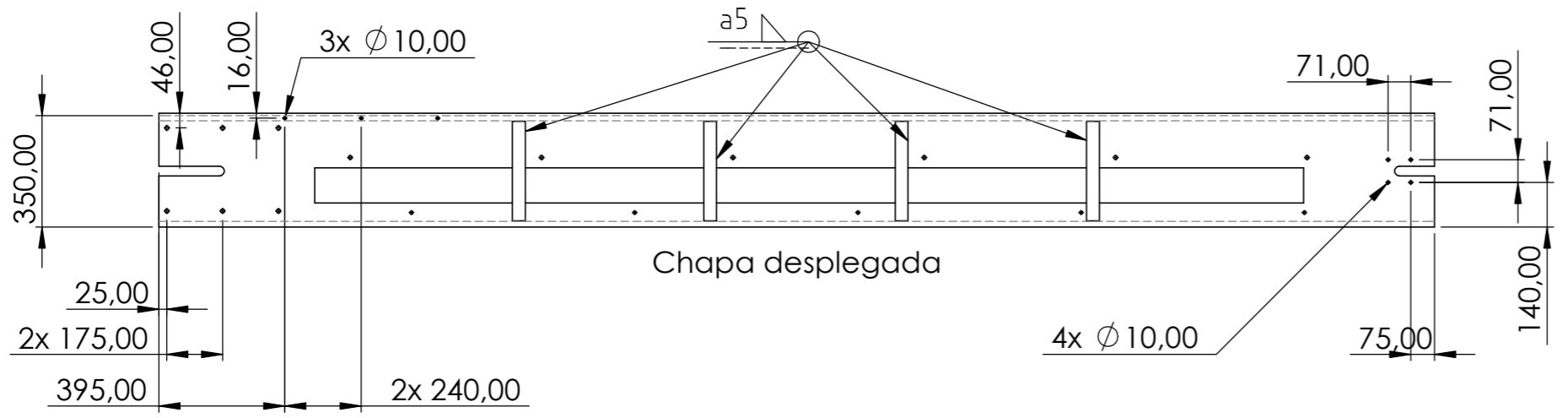
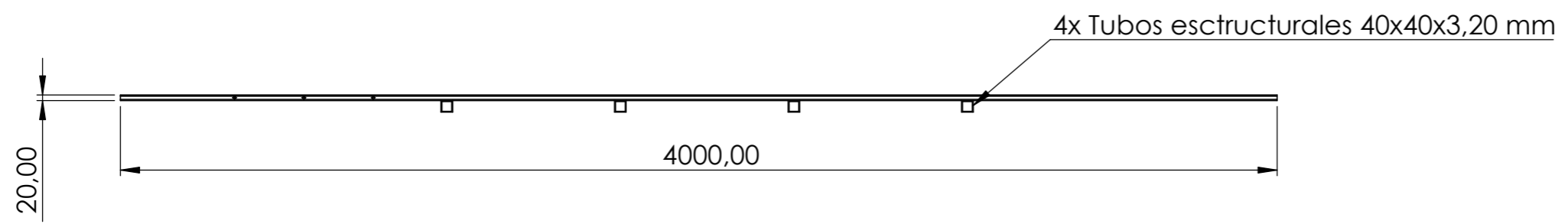
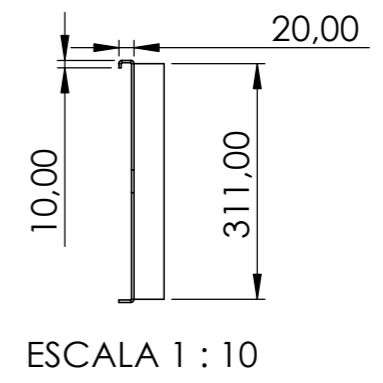
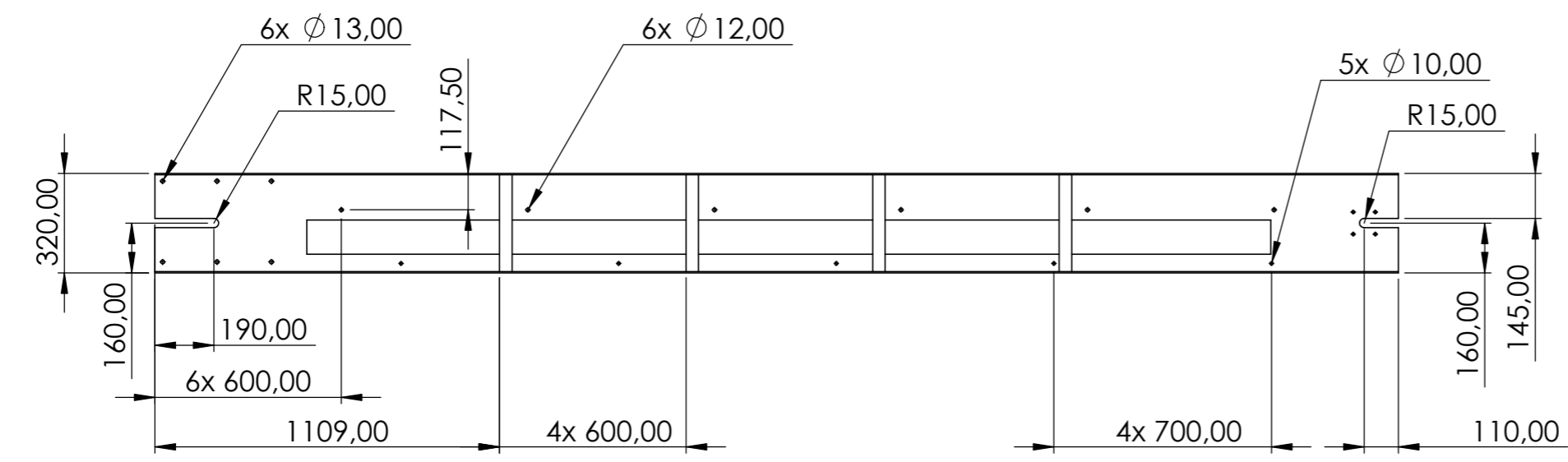
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti		Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín	
	Aprobó		R. Monti		Nº plano cliente 2023-PF-18	
	Escala	1:50	Denominación:		Nº plano 2023-PF-18	Pág. 19
				Conjunto banda transportadora		
						Formato



N.º DE ELEMENTO	NOMBRE PIEZA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	Bastidor banda	2023-PF-20	2
3	Tensor	SNR-UCTH ϕ 20	2
4	Rodillo retorno	OTR - N10034	10
5	Rodillos	Rolltec - ϕ 50,8 - 1200	6
6	Brazo de reaccion	2023-PF-24	1
7	Motorreductor	WAISEN-STM-1,5 HP - 3000 rpm	1
8	Portarodamiento	SKF - UCF 204	1
9	Portarodamiento abierto	SKF - UCF 204	1
10	Soporte brazo de reaccion	2023-PF-25	1
11	Estructura	2023-PF-26	1
12	Tambor conducido	ϕ 120 - L: 600 mm Eje: ϕ 19 - L: 150 mm	1
13	Tambor motriz	ϕ 150 - L: 600 mm Eje: ϕ 19 - L: 150 mm	1
14	Banda	600 P 7/4 7+1,5 B	1
15	Tapa superior	2023-PF-22	1
16	Cobertor de admisión	2023-PF-23	1
17	Tapa cinta	2023-PF-21	1

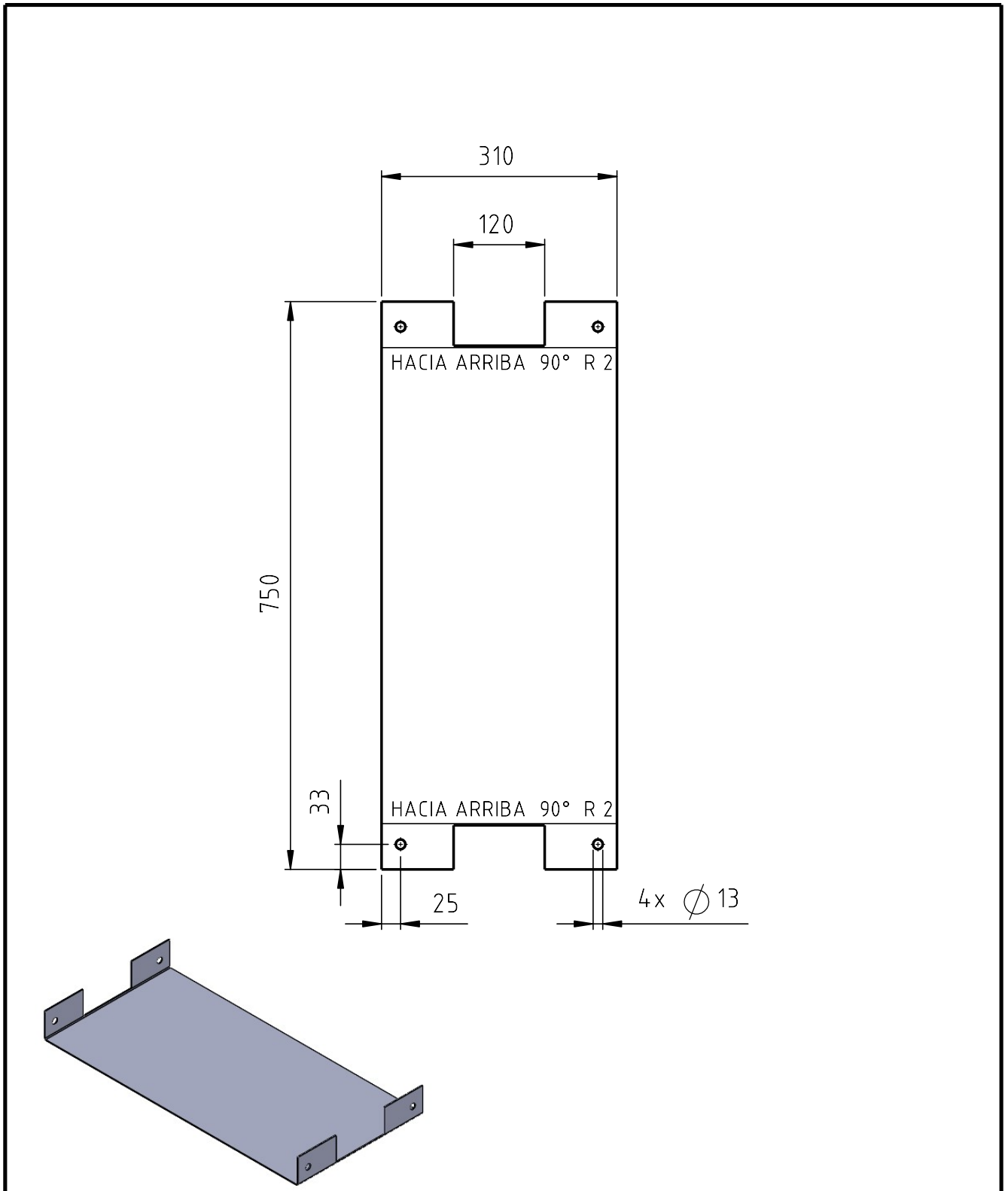
Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz			INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín			
	Aprobó		R. Monti				
	Escala 1:20	Denominación:				Nº plano cliente 2023-PF-19	
Formato A3		Despiece banda transporadora				Nº plano 2023-PF-19	
						Pág. 20	

√ Ra 2,5

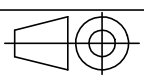


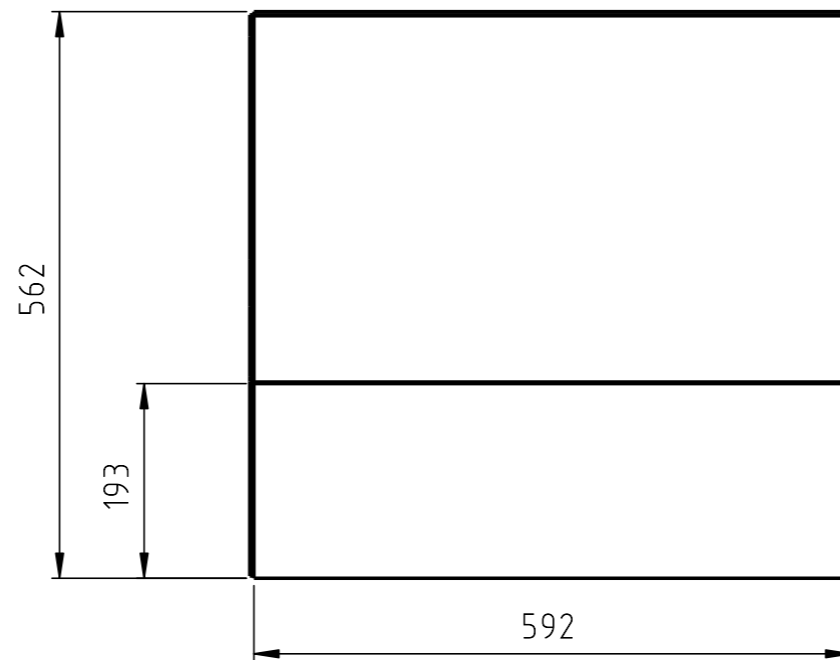
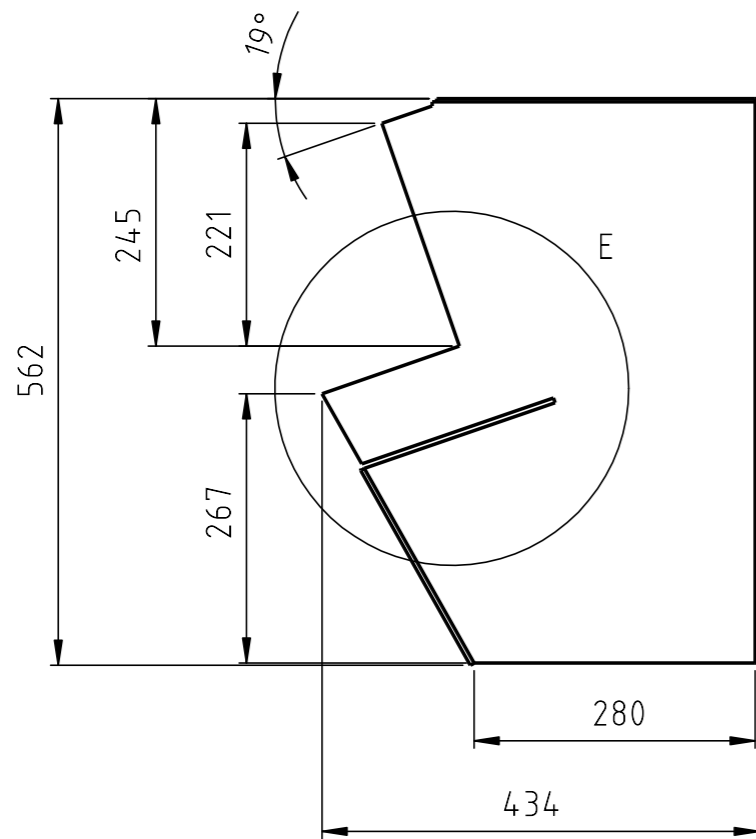
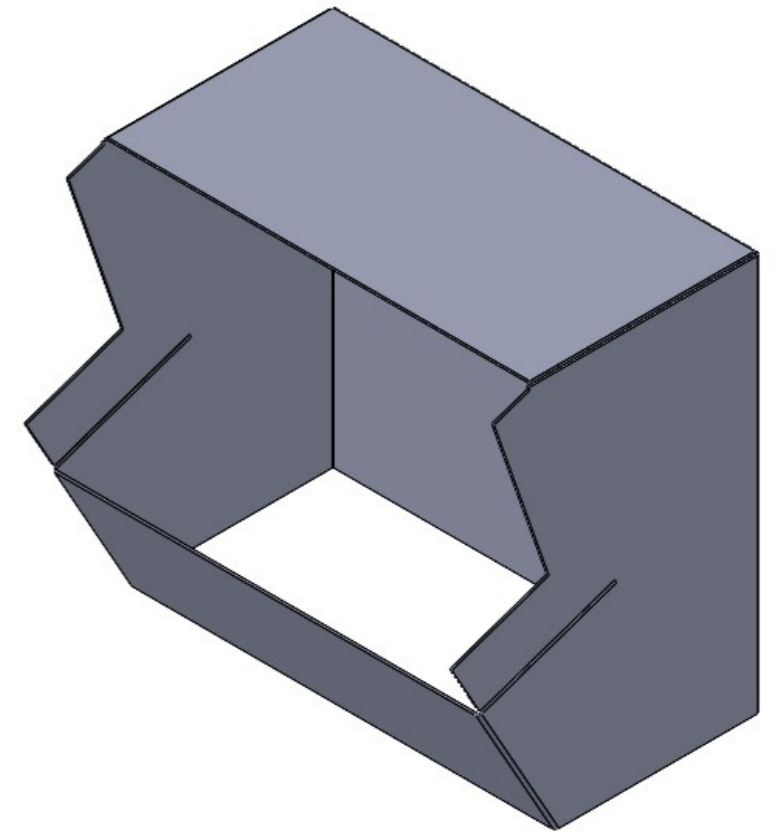
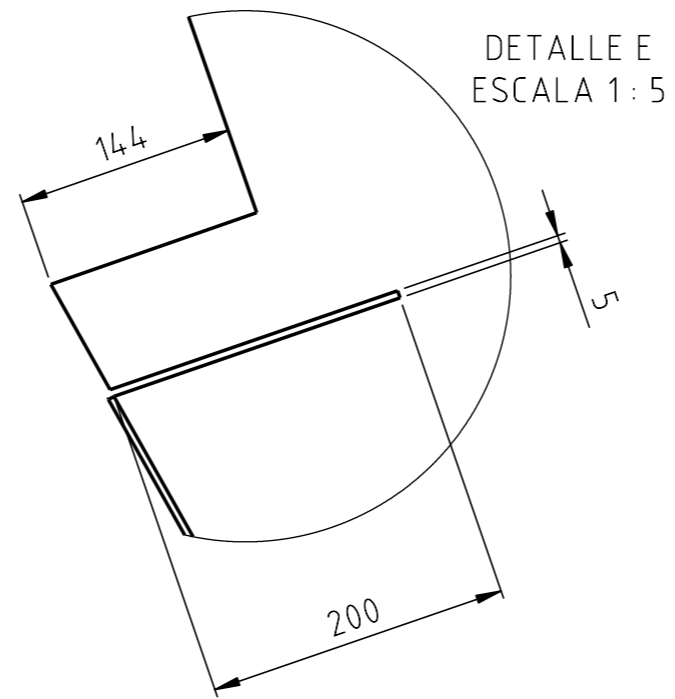
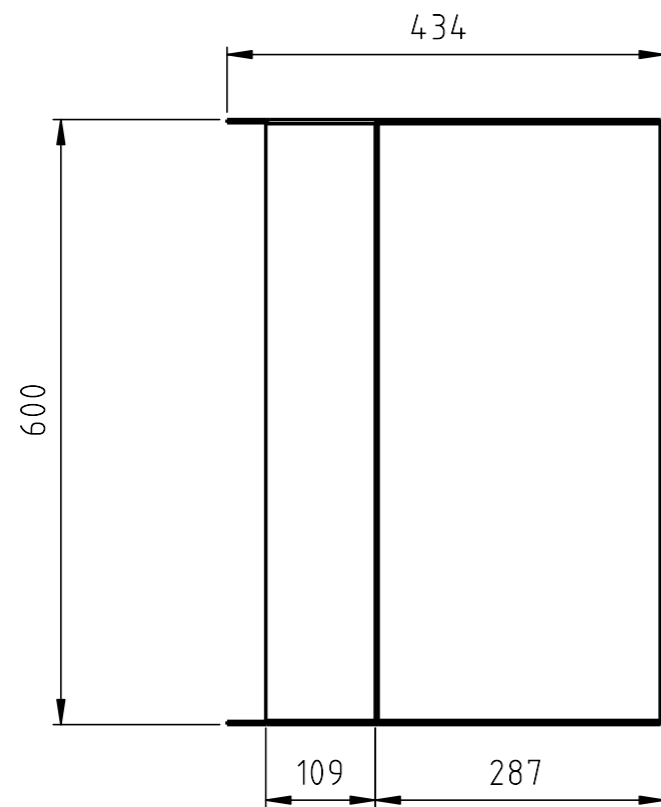
Materiales: Chapa de acero al carbon 1045 de 1/8"
Tubo estructural - acero al carbono SAE 1045 40x40x3,2 mm

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Denominación: Bastidor banda transportadora		
	Aprobó		R. Monti			
Formato A3	Escala 1:20				N° plano cliente 2023-PF-20	Pág. 21
					N° plano 2023-PF-20	



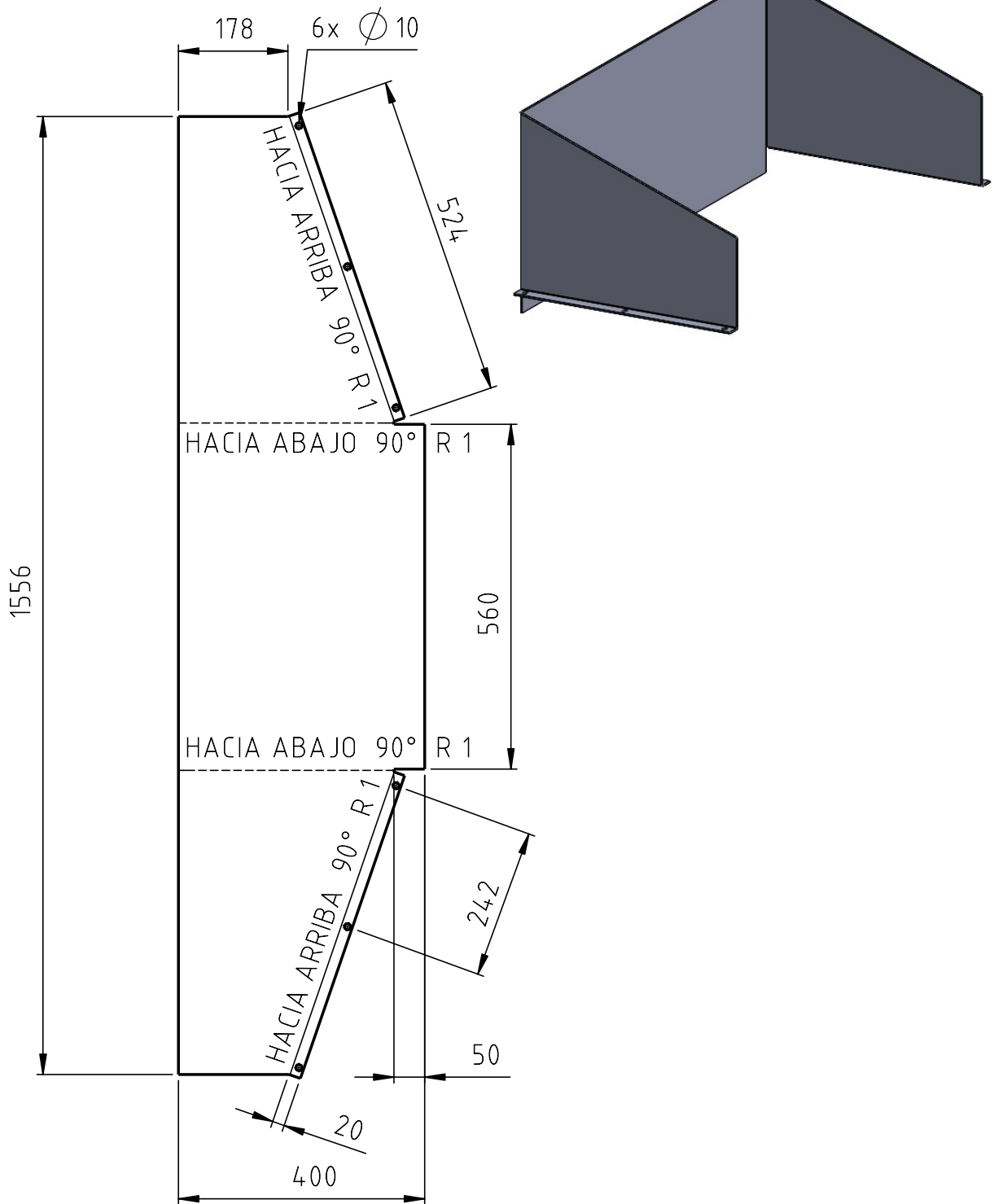
Material: Chapa acero SAE 1045 de 2mm de espesor

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERIA MECANICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:1.25	Denominación:			N° plano cliente 2023-PF-21	
	TAPA INFERIOR			N° plano 2023-PF-21		
Formato A4				Pág. 22		

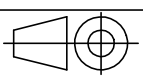


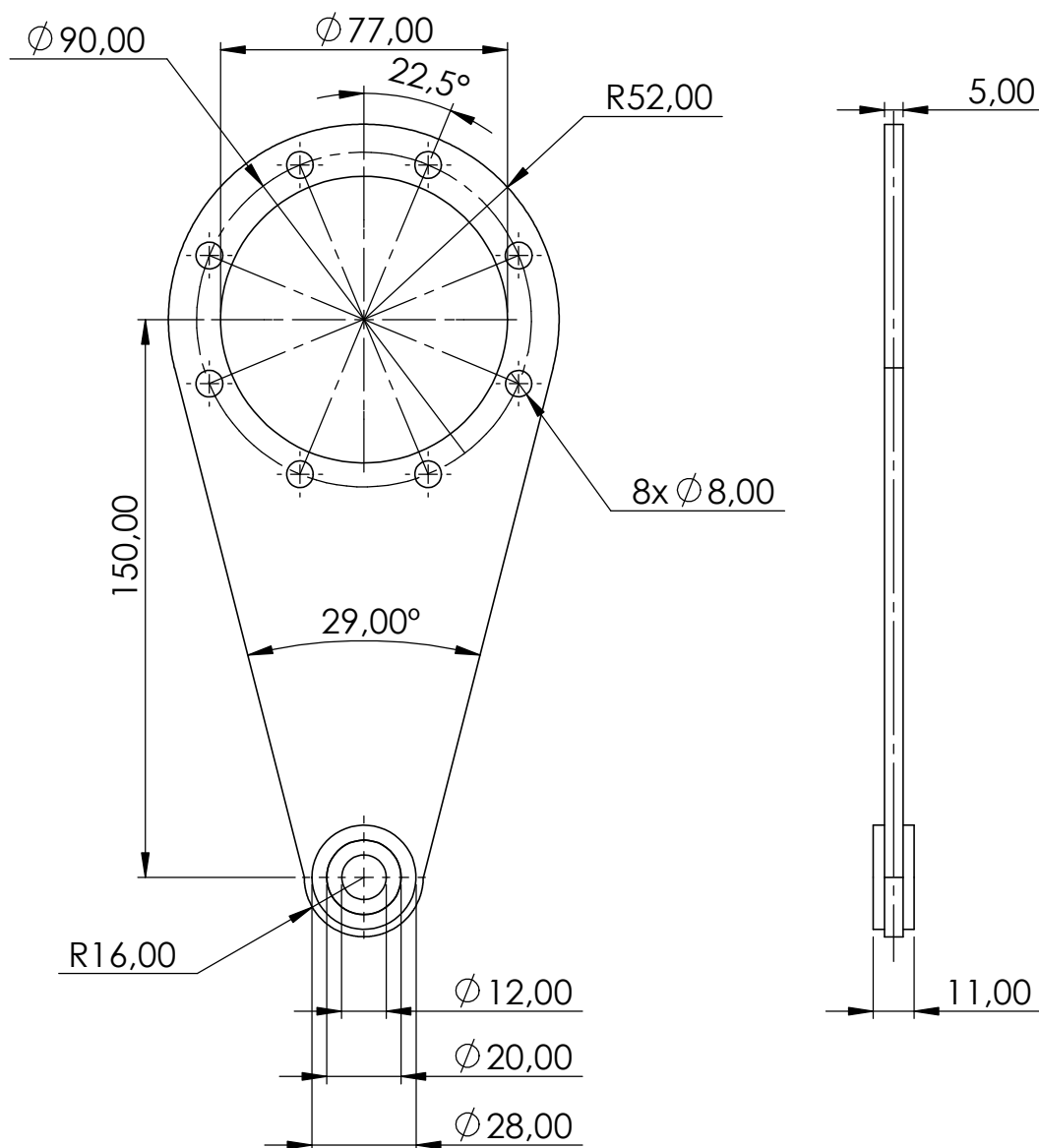
Materal: Chapa de Acero SAE 1045 de 2mm de espesor
Soldadura MIG

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:10	Denominación:			N° plano cliente 2023-PF-22	
Formato A3		Tapa superior			N° plano 2023-PF-22	
					Pág. 23	

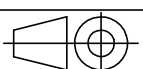


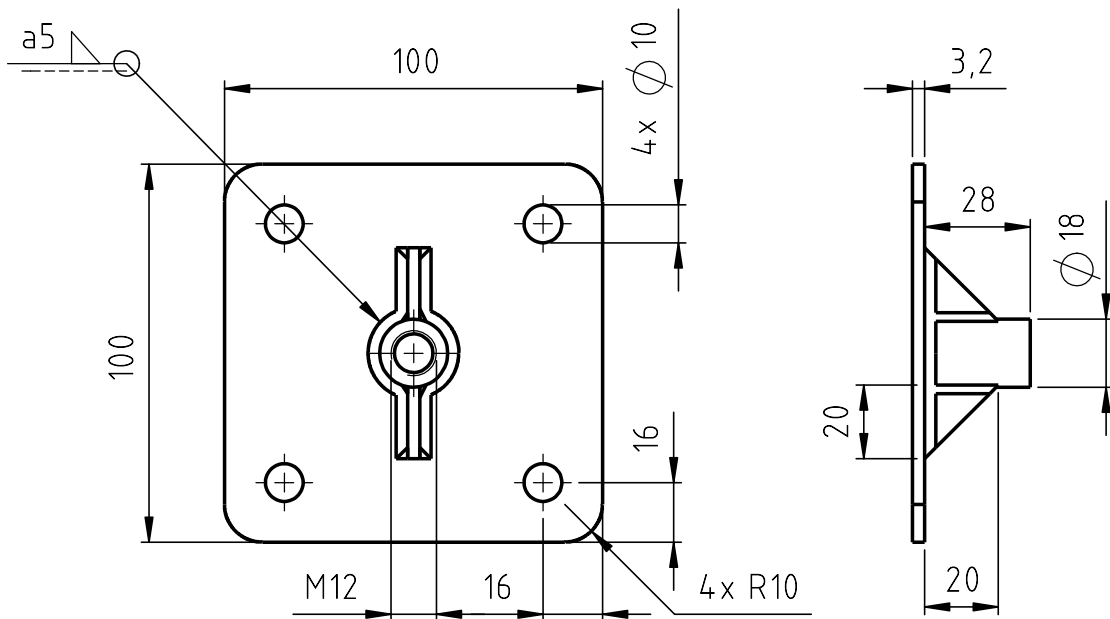
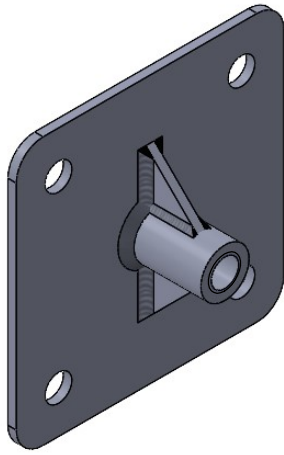
Material: Chapa acero SAE 1045 de 2mm de espesor

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERIA MECANICA	
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
	Aprobó		R. Monti			
	Escala 1:10	Denominación:			N° plano cliente 2023-PF-23	
	COBERTOR DE ADMISION			N° plano 2023-PF-23		
Formato A4				Pág. 24		



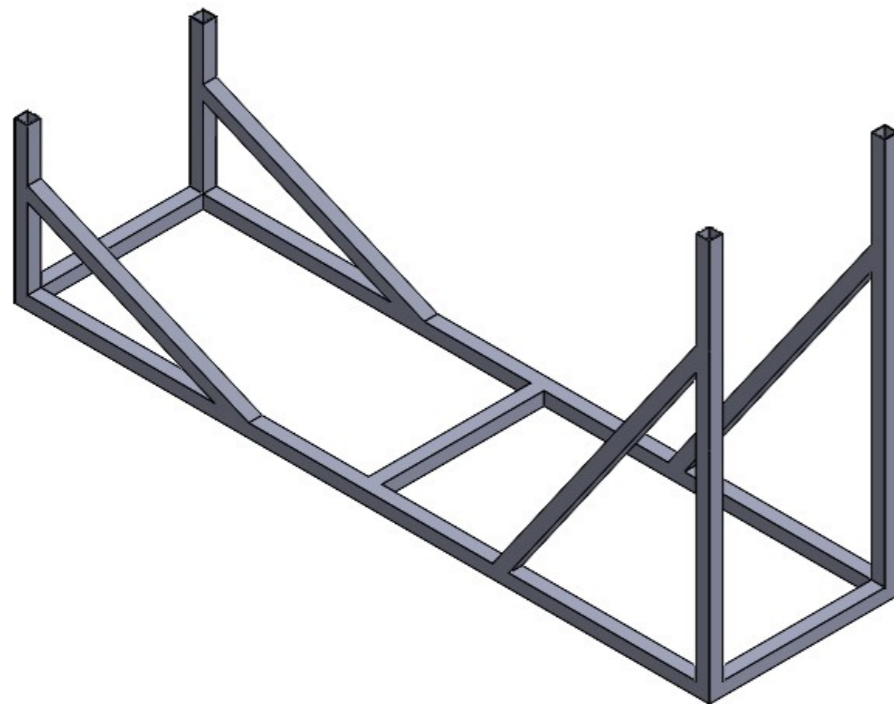
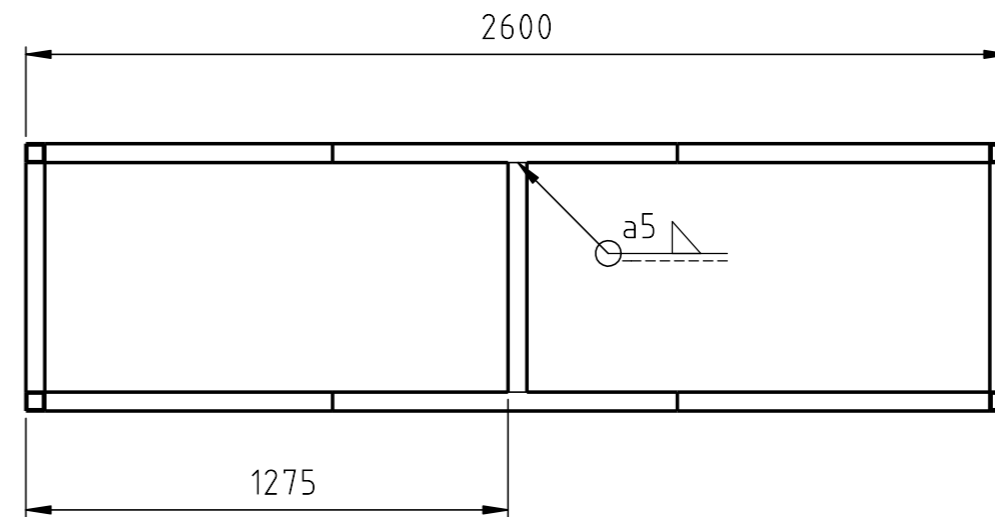
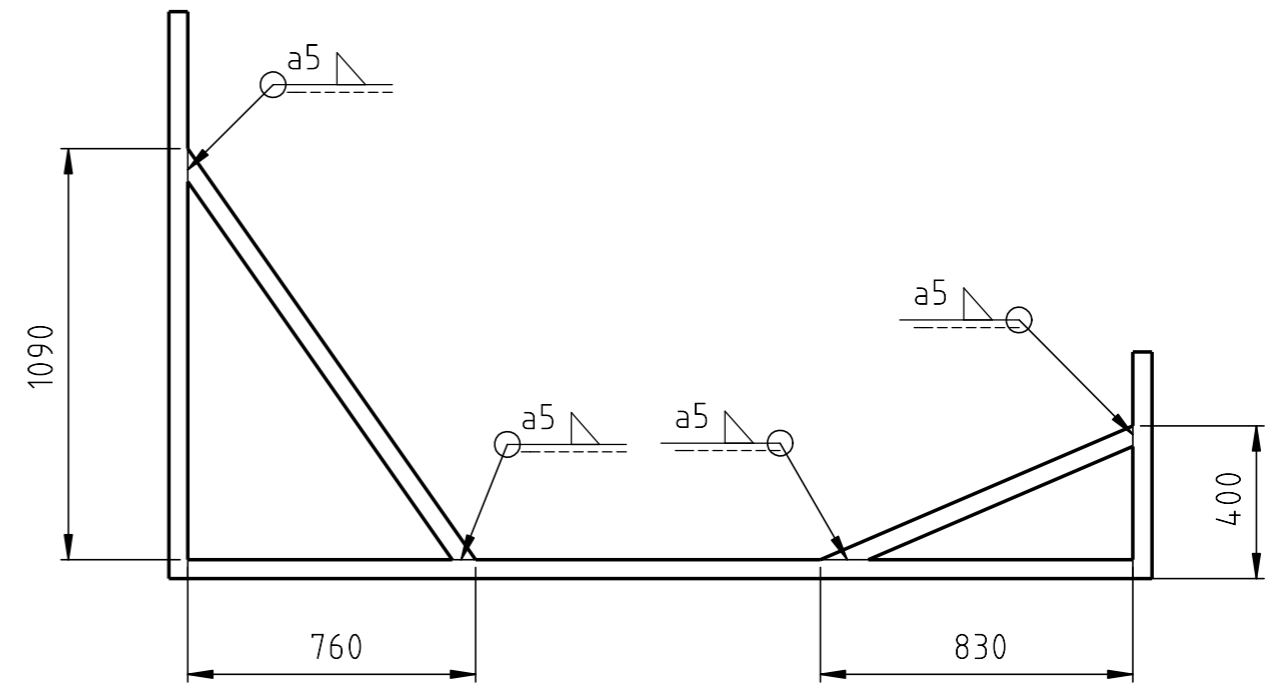
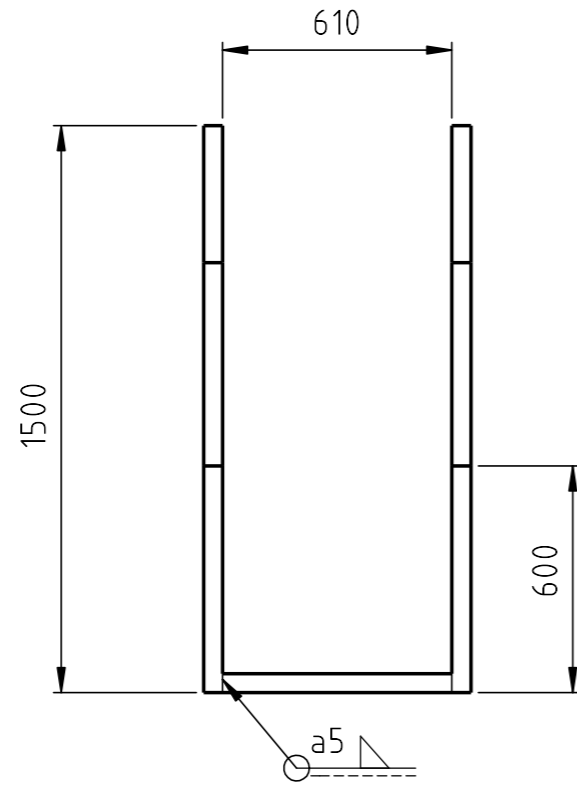
Materiales: Chapa de acero zincado
Buje de goma

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz			
	Revisó		R. Monti	INGENIERÍA MECÁNICA		
	Aprobó		R. Monti			
Escala 1:2	Denominación:			Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín		
			<h2 style="text-align: center;">Brazo de reacción</h2>			
						Formato A4



Material: SAE 1045
Soldadura MIG

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final	
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERIA MECANICA	
	Revisó		R. Monti	Denominación: SOPORTE BRAZO REACCION		
	Aprobó		R. Monti			
Formato A4	Escala 1:1.25				Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín	
					N° plano cliente 2023-PF-25	
					N° plano 2023-PF-25	
					Pág. 26	



Materal: Tubo estructural 50x50x2mm laminado en caliente

Tolerancias generales ISO 2768 - mH	Proyectó	10/12/23	Berzano/Muñoz	Cliente UTN Facultad Regional Santa Fe	Proyecto final		
	Dibujó	10/12/23	Berzano/Muñoz		INGENIERÍA MECÁNICA		
	Revisó		R. Monti	Berzano, Juan Manuel Muñoz, Joaquín			
	Aprobó		R. Monti				
Escala 1:20	Denominación:				N° plano cliente 2023-PF-26		
				Estructura banda transportadora		N° plano	Pág.
						2023-PF-26	27
Formato A3							

PLANILLA DE CÁLCULOS

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	EJE		
Material:	SAE 1045 - Templado y Revenido		
Cantidad:	1		
Peso:	39	Peso total:	39 [kg]
Tensión normal rotura	σ _{rt}	5600	[kg/cm ²]
Tensión normal fluencia	σ _{fl}	3200	[kg/cm ²]
Tensión normal fatiga	σ _f	2800	[kg/cm ²]
Tensión cortante fluencia	τ _{fl}	1920	[kg/cm ²]
Tensión tangencial rotura	τ _{rt}	3700	[kg/cm ²]

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	PLATOS SUJESORES		
Material:	EJE		
Cantidad:	10		
Peso:	5,33	Peso total:	53,3 [kg]
Tensión normal rotura	σ _{rt}		[kg/cm ²]
Tensión normal fluencia	σ _{fl}		[kg/cm ²]
Tensión normal fatiga	σ _f		[kg/cm ²]
Tensión tangencial rotura	τ _{rt}		[kg/cm ²]

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	MARTILLOS		
Material:	EJE		
Cantidad:	252		
Peso:	0,093	Peso total:	23,436 [kg]
Tensión normal rotura	σ _{rt}		[kg/cm ²]
Tensión normal fluencia	σ _{fl}		[kg/cm ²]
Tensión normal fatiga	σ _f		[kg/cm ²]
Tensión tangencial rotura	τ _{rt}		[kg/cm ²]

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	SEPARADORES		
Material:	EJE		
Cantidad:	216		
Peso:	0,017	Peso total:	3,672 [kg]
Tensión normal rotura	σ _{rt}		[kg/cm ²]
Tensión normal fluencia	σ _{fl}		[kg/cm ²]
Tensión normal fatiga	σ _f		[kg/cm ²]
Tensión tangencial fluencia	τ _{fl}		[kg/cm ²]

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	ESPARRAGOS		
Material:	EJE		
Cantidad:	4		
Peso:	2,56	Peso total:	10,24 [kg]
Tensión normal rotura	σ _{rt}		[kg/cm ²]
Tensión normal fluencia	σ _{fl}		[kg/cm ²]
Tensión normal fatiga	σ _f		[kg/cm ²]
Tensión tangencial fluencia	τ _{fl}		[kg/cm ²]

Cant.	Pieza	Peso/Unid [kg]	Peso total [kg]
40	PLATOS SUJESORES	0,33	23,32
252	MARTILLOS	0,093	23,436
216	SEPARADORES	0,017	3,672
4	ESPARRAGOS	2,56	10,24
PESO TOTAL DEL CONJUNTO			250,548

CÁLCULO DE LA TRITURADORA 1			
Peso propio	P _{prop}	39	[kg]
Peso conjunto triturador	q	0,09644	[kg/mm]
Peso volante	P _{vol}	81,48	[kg]
Fuerza centrífuga del volante	F _{cv}	5,33	[N]
Peso de polea	P _{pol}	53,85	[N]
Fuerza de la polea (plano vertical)	F _{pol v}	0,00	[N]
Reacción en rodam. A	R _a	157,633033	[N]
Reacción en rodam. B	R _b	1147,91	[N]
Longitud total del eje	L _{v-p}	1420	[mm]
Longitud entre apoyos	L _{a-b}	1190	[mm]
Longitud entre polea y B	L _{b-p}	60	[mm]
Longitud entre volante y A	L _{v-a}	60	[mm]
Longitud carga reparada	L _{rep}	1000	[mm]

$$\sum M_a = 0 = P_v \cdot L_{v-a} + R_b \cdot L_{a-b} + P_p \cdot (L_{v-p} - L_{v-a}) + q \cdot L_{rep} \cdot L_{a-b/2} + F_{cv} \cdot (L_{a-b/2} + F_{pol} \cdot L_{v-p})$$

$$\sum M_b = 0 = P_v \cdot L_{v-p} + R_a \cdot L_{a-b} + P_p \cdot L_{b-p} + q \cdot L_{rep} \cdot L_{a-b/2} + F_{cv} \cdot (L_{a-b/2} + F_{pol} \cdot L_{v-p})$$

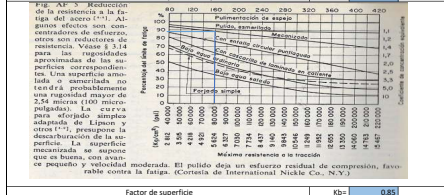
$$R_a = 157,633 \text{ [kg]} \quad R_b = 1147,91 \text{ [kg]}$$

CÁLCULO DE CARGAS DINÁMICAS			
Carga que impacta sobre martillos	Q	20	[kg]
Distancia del impacto al centro del eje	R	22	[cm]
Longitud del paquete de martillos	L	100	[cm]
Altura de la caída del vidrio (garganta de la máquina)	h	60	[cm]
Módulo de rigidez del material del eje	G	80800	[kg/cm ²]
Momento de inercia del eje	I _o	175,248101	[cm ⁴]
Factor para cargas dinámicas	K	0,36530748	
Peso total del paquete de martillos + platos	G _o	104,55	[kg]
Deformación angular estática	δ _{est}	0,15030938	[rad]
Deformación angular	φ	0,00681391	[rad]
Coefficiente dinámico	K _d	18,107779	
Factor	K ₁	0,93939393	
Díametro del eje	d	6,5	[cm]

Cálculo de la tensión media de corte por torsión			
Momentos torsor máximo	M _{max}	2387,33333	[kg*cm]
Momentos torsor mínimo	M _{min}	1947,33333	[kg*cm]
Momento torsor medio = Momento torsor variable	M _{med}	2167,33333	[kg*cm]
Tensión tangencial media = variable	τ _{med}	40,193493	[kg/cm ²]

Cálculo de la tensión normal media por flexión			
Momento factor máximo	M _{fmax}	2106,45	[kg*cm]
Momento factor mínimo	M _{fmin}	-320,4	[kg*cm]
Momento factor medio = Momento factor variable	M _{fmed}	1038,0234	[kg*cm]
Tensión normal media = variable	σ _{med}	385,109176	[kg/cm ²]

Teoría de fallas			
Coefficiente de concentrador de tensiones (K _t /K _f)	K _t	1,6	1,3
Coefficiente de entalla	K _f	1,6	1,3
Coefficiente de sensibilidad de entalla	q	1	
Factor de tamaño (mecanizado)	K _s	0,89	



Factor de superficie			
Por Fases 150, para diámetros menores a 50 mm	K _s	0,85	

Factor de carga			
Factor de carga	K _c	1	flexión
Factor de carga estático	K _c	1	
Factor de carga dinámico	K _c	1	

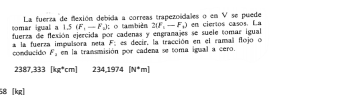
Límite de fatiga (tensión normal)			
Límite de fatiga (tensión normal)	σ _{fln}	2118,2	[kg/cm ²]
Tensión tangencial de fatiga	τ _{fln}	1270,92	[kg/cm ²]
Tensión normal equivalente	σ _{eq}	871,092886	[kg/cm ²]
Tensión tangencial equivalente	τ _{eq}	90,9151692	[kg/cm ²]

Teoría del esfuerzo cortante octaédrico de Von Mises			
Factor de seguridad adoptado	N _s	2	

Ecuación a resolver			
1	=	5722066612	+ 46088336,5
4	=	4480771 * d ⁴	+ 163528 * d ³
0,25	=	12754,84 * d ⁴	+ 290,325 * d ³
0,000861022 * d ⁴	=	43,9288206	+ 43,9288206 * d ⁴
0,000861022 * d ⁴	=	43,9288206	+ 43,9288206 * d ⁴

VERIFICACIÓN DEL DIÁMETRO ADOPTADO, POR TORSIÓN			
Tensión tangencial rotura	σ _{rt}	3700	[kg/cm ²]
Revoluciones del eje	Rpm	900	
Potencia del motor	Pol	30	[CV]
Factor de seguridad adoptado	N _s	2	
Momento resistente a la torsión de una sección circular	W _o	[π*d ³]/16	[cm ³]
Tensión tangencial rotura	τ _{rt}	3700	[kg/cm ²]
Momento tñsor: τ _{rt} * W _o	M _{to}	2387,33333	[kg*cm]
Momento tñsor: τ _{rt} * Potencia / Revoluciones	M _{to}	2387,33333	[kg*cm]
Despejando el diámetro "d" se obtiene:	d	1,873	[cm]
Adoptado al aplicar teoría de fallas:	d	6,5	[cm]

FUERZA FLECTORA EN LA POLEA
 C = 1,5 Para correas en V
 Radio polea: r_{od} = 30 [cm]
 Potencia del motor: N = 30 CV
 Revoluciones polea: n = 900 rpm
 Momento toror en la polea: M_{torpol} = 71420 N*cm = 2387,333 [kg*cm] 234.1974 [N*cm]
 Se puede considerar que F1=F2 = F, donde
 Fuerza impulsora: F = Motor Pol / r_{od} = 79,58 [kg]
 F_{pol} = C * F * F₂ = 139,37 [kg]



Verticalmente no afecta porque el ángulo es 90°
 2 láminas de 2,6 mm de espesor, dimensiones: 1000 mm * 1500 mm * e * Factor "F" de 2,5

Fases página 745, tabla A-7
 Tabla de carga dinámica, anexo 2 página 53 - Estabilidad 2
 $\delta_{est} = \varphi \cdot R = \frac{Q \cdot R}{G \cdot I_o}$
 Tabla de carga dinámica, anexo 2 página 53 - Estabilidad 2
 $K_d = 1 + \left(\frac{Q \cdot R}{G \cdot I_o} \right)^2$

Incógnita es necesario calcular el momento toror, el cual está dado por la masa estimada de los martillos de resaca apoyando en el extremo de la barra de impacto multiplicado por la distancia al centro del eje (Figura 29) y además tenemos en cuenta que cada vez que ocurre una resaca, esto se repite en el momento siguiente cuando el eje, al volver a su posición original impacta una vez en cada giro por cada vuelta que da el eje, entonces:
 $\sigma_{med} = \frac{Q \cdot R \cdot M_{med}}{J} \cdot \left(\frac{1}{\pi \cdot d^3} \right)$
 $\sigma_{med} = \frac{Q \cdot R \cdot M_{med}}{J} \cdot \left(\frac{1}{\pi \cdot d^3} \right)$

Chavetero de perfil - Recoido
 Ver en q1
 Para el cálculo con los valores de las tensiones de fatiga, como ya se mencionó en el capítulo de diseño de tamaño, carga, superficie y concentración de tensiones, se utilizaron los coeficientes K_t y K_f, los que afectan a la tensión normal de fatiga y tensión de corte, entonces:
 • K_t=1,6 (Factor de tamaño)
 • K_f=1,3 (Factor de carga)
 • K_s=0,89 (Factor de tamaño)
 Los valores de K_t y K_f se tomaron según Faires páginas 751-Fig A-1, mostrados en el anexo de la página 54.
 Cuando existen dos tipos de entallas, se debe utilizar el mayor de los dos.
 Máxima resistencia a la tracción.
 Máxima resistencia a la flexión.
 Máxima resistencia a la torsión.
 Máxima resistencia a la fatiga.
 Máxima resistencia a la corrosión.
 Máxima resistencia a la oxidación.
 Máxima resistencia a la contaminación.
 Máxima resistencia a la contaminación por partículas.
 Máxima resistencia a la contaminación por líquidos.
 Máxima resistencia a la contaminación por gases.
 Máxima resistencia a la contaminación por radiación.
 Máxima resistencia a la contaminación por ruido.
 Máxima resistencia a la contaminación por vibración.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos magnéticos.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos eléctricos.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos gravitacionales.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos térmicos.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos acústicos.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos electromagnéticos.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de fuerza.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de energía.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de información.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de comunicación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de transporte.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de almacenamiento.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de procesamiento.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de análisis.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de síntesis.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de transformación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de modificación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de eliminación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de destrucción.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de creación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de mantenimiento.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de reparación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de actualización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de optimización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de mejora.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de evolución.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de desarrollo.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de crecimiento.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de expansión.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de diversificación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de internacionalización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de globalización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de digitalización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de automatización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de robótica.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de inteligencia artificial.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de big data.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de cloud computing.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de internet of things.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de blockchain.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de realidad virtual.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de realidad aumentada.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de impresión 3D.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de biotecnología.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanomedicina.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanorobótica.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanofabricación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanosensores.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanodispositivos.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanomateriales.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología aplicada.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología industrial.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología médica.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología ambiental.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología energética.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología espacial.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología militar.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología agrícola.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología forestal.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología pesquera.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología ganadera.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología alimentaria.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología textil.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la piel.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la salud.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la belleza.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la moda.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la arquitectura.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la construcción.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la ingeniería.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la manufactura.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la producción.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la distribución.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la venta.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la atención al cliente.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la fidelización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la retención.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la recuperación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reactivación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la revitalización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la regeneración.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la renovación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reestructuración.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reorganización.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reingeniería.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reinvención.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reiniciación.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsión.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi8n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi9n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi0n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi1n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi2n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi3n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi4n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi5n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi6n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de la reimpulsi7n.
 Máxima resistencia a la contaminación por campos de nanotecnología de

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	VOLANTE		
Material:	FUNDICIÓN GRIS ASTM 25 (AT 6 - F.736)		
Cantidad:	1		
CÁLCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR:			
Cantidad de martillos	63	(simultáneamente)	
Espesor de cada martillo	em = 0,95	[cm]	
Longitud de impacto de cada martillo	a = 0,03	[cm]	
Área de impacto de los martillos	A = 1,7955	[cm ²]	
Tensión de rotura del vidrio	$\zeta_t = 204$	[kg/cm ²]	
Fuerza para producir el corte	F = 366,282	[kg]	
Distancia entre el martillo y el árbol	L = 0,08	[m]	
Energía necesaria para triturar (por golpe)			
$\Delta E = F * L$	$\Delta E = 29,30256$	[kg*m]	
Potencia media o trabajo medio por segundo para triturar			
Revoluciones	n = 900	rpm	
Golpes por minuto	C = 3600	Golpes /minuto	
Potencia media de trabajo $Nm = \Delta E * C$	$Nm = 1758,15$	[kg*m/s]	
POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR:			
Rendimiento del motor	$\eta = 85$	%	
Potencia absorbida en vacío	$Nabs = 0,25$	[HP]	
$Nn = Nm / (75 * \eta) + Nabs$	$Nn = 27,83$	[HP]	
CÁLCULO DEL VOLANTE			
Densidad	$\rho = 7010$	[kg/m ³]	
Espesor	e = 0,05	[m]	
Diámetro interior	d = 0,06	[m]	
Potencia del motor	N = 30	[CV]	
Tensión rotura del vidrio	$\zeta_t = 204$	[kg/cm ²]	
Gravedad	g = 9,81	[m/s ²]	
Velocidad media = $n * \text{radio total} / 60 \text{ s}$	$Vm = 4,2$	[m/s]	
Grado de irregularidad	$\delta = Cf = 0,2$	Faires 695	
Peso del volante = $(\Delta E * g) / (\delta * Vm^2)$	G = 81,48	[kg]	
Cálculo del diámetro exterior: $G = \pi/4 * e * (D^2 - d^2) * \rho$			
Diámetro exterior	D = 0,56	[m]	

■ Tensiones de trabajo admisibles según la posición de la luna y el tipo de luna:

	Posición vertical	Posición inclinada	Posición horizontal	Posición horizontal
	Vidrio so sometido a tensiones permanentes	Vidrio sometido parcialmente a tensiones permanentes	Vidrio sometido a tensiones permanentes (Ambiente no húmedo)	Vidrio sometido a tensiones permanentes (Ambiente húmedo-Piscinas)
Recocido	200	150	100	60
Templado	500	375	250	250
Semi-templado	350	260	175	175
Templado-Serigrafiado	350	260	175	-
Laminado	200	150	100	100
Colado recocido	180	135	90	90
Colado templado	400	300	200	200
Armado	160	120	80	-

(nota : Las tensiones de trabajo admisibles se expresan en daN/cm2)

DATOS DEL VIDRIO LAMINADO
https://www.construmatica.com/construpedia/index.php?title=Vidrio_en_Fachadas_Ligeras&mobileaction=toggle_view_desktop

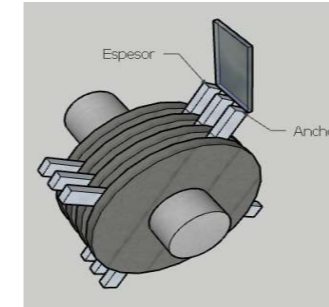
Cálculo por Ley de Bond
<https://www.youtube.com/watch?v=mvpzXpXYSs>

900 rev
min

4 golpes
1 rev

Como se toma el área total, serían 4 martillos que golpean por vuelta

Dato de la máquina (usé el mismo que en el TP)
Dato de la máquina (usé el mismo que en el TP)

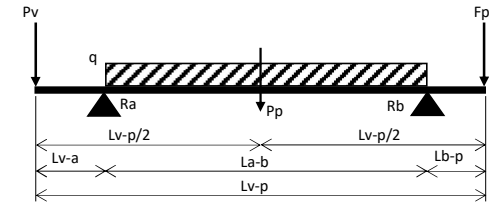


Preguntar

TABLA 20.3 COEFICIENTES DE FLUCTUACIÓN, VOLANTES
Valores típicos tomados de varias fuentes.

MÁQUINA IMPULSADA	C _f
Dinamos o generadores de c.c., transmisión directa	0,002
Alternadores o generadores de c.c., transmisión directa	0,0035
Máquinas de punzonar, cizallar y prensar	0,05-0,1
Bocartes, estampadoras, trituradoras	0,2
Bombas alternativas, compresores	0,03-0,05
Máquinas herramientas, telares, máquinas para fábricas de papel	0,025
Máquinas de hilar, hilos finos a bastos	0,01-0,02
Transmisiones con engranajes (reductores de velocidad)	0,02

DATOS DEL ELEMENTO			
Pieza:	RODAMIENTOS		
Modelo:			
Cantidad:	2		
Velocidad del árbol: n	n =	900	rpm
Carga aplicada	Ra =	1,546	[kN]
Carga aplicada	Rb =	0,117	[kN]
Potencia del motor	N =	30	[CV]
Momento torsor: 71620 *N/n	Mto =	2387,33333	[kg*cm]
Diámetro del árbol	d =	6,5	[cm]
De SKF 6000 pág 52 - "vida nominal"			
Vida nominal	L10 =		(millones de revoluciones, con un 90% de fiabilidad)
Vida nominal en horas	L10h =	10000	(horas de funcionamiento)
Exponente de la fórmula de vida	p =	3	(rodamiento de bolas p=3, para rodamientos a rodillos 10/3)
Carga dinámica equivalente en el rodamiento A = B	P =	1,55	[kN] Se calcula para el rod. A por ser el que soporta más cargas
Capacidad de carga dinámica	C = $[(60 * n * L10h) / (10^6)]^{1/p} * P$ [kN]		
Capacidad de carga dinámica	C =	12,5925774	[kN]
RODAMIENTO: P2B 60M-FM			
Verificación por horas de funcionamiento			
Vida nominal en horas (90% de confiab.)	$L10h = (10^6 / (60 * n)) * (C/P)^{1/p}$		
Capacidad de carga del rodam.	C =	52,7	[kN]
Vida nominal en horas (90% de confiab.)	L10h =	732972,973	[horas]
Comparando la vidanominal L10h mínima esperado, y la vida calculada:	→		El rodamiento verifica



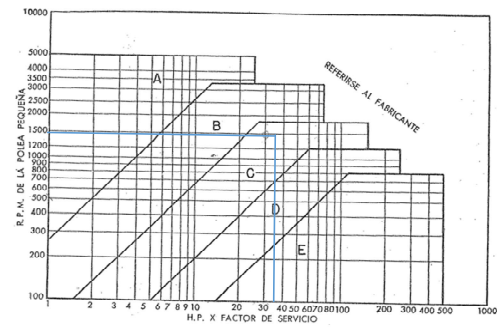
VIDA NOMINAL

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ ó } \frac{C}{P} = L_{10}^{1/p}$$

donde
 L_{10} = vida nominal, en millones de revoluciones
 C = capacidad de carga dinámica, en N
 P = carga dinámica equivalente
 p = exponente de la fórmula de la vida
 $p = 3$ para los rodamientos de bolas
 $p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos

DIMENSIONAMIENTO DE LA POLEA			
Selección de factor de servicio	Kf = 1,2	Manual de correas - pág 22	
Potencia del motor	N = 30 [HP]		
Potencia de servicio corregida	Pdc = 36 [HP]	Pdc=N*Kf	
Selección de la sección de la correa			
Revoluciones del motor (polea menor)	nm = 1500 [rpm]		
Revoluciones del árbol (polea mayor)	na = 900 [rpm]		
Para esas rpm y esa potencia Pdc, se selecciona de la tabla 4 pág 11, una sección del tipo:	SECCIÓN C		
Relación de transmisión	r = $\frac{\text{RPM de la polea menor}}{\text{RPM de la polea mayor}}$	=	1,66666667
Diámetro polea motor	d = 177,8 [mm]	7,00 [pulg]	
Diám. primitivo de la polea mayor: D = r * d	296,3333 [mm]	11,67 [pulg]	
Cálculo de la longitud primitiva de la correa			
Distancia entre centros	C = 1200 [mm]	47,24 [pulg]	
Largo primitivo de la correa	L = 3147,316 [mm]	123,91 [pulg]	
De tabla 2 pág 9, se adopta la correa Nº 128, Largo nominal=3325 mm (130,9 pulg);			
Cálculo del arco de contacto (polea menor) - pág 5 - fórmula 21			
Arco de contacto =	$180 - 60 \cdot \frac{(D-d)}{C}$	=	174,0733333 °
Determinación del factor de corrección del arco de contacto			
De tabla 12, pág 20, e interpolando	Fca =		0,99
Determinación del factor de corrección del largo L			
De tabla 13, pág 21	Fcl =		0,985
Determinación de la capacidad básica en HP por correa			
De tabla 8 pág 17 : para 1500 rpm, y d=7"	Pb =		5,96 HP/correa
Adicional de potencia para la relación de transmisión en HP por correa			
De tabla 8 pág 17 : para 1500 rpm, y r=1,67:	Ap =		1,64 HP/correa
Cálculo de la capacidad total: HP/correa			
Capacidad total Pt = Pb + Ap	Pt =		7,6 HP/correa
Potencia efectiva por correa: Pe = Pt * Fca * Fcl	Pe =		7,41 HP/correa
Cálculo de la cantidad de correas:			
Cantidad = N/Pe			4,86
Peso de la polea			
	Ppol =		53,4 [kg]

Servicio Normal Factor de servicio 1.2
 1º Dónde el poder de arrancar ocasional o sobrecarga no exceda del 150% de la carga total.
 2º Servicio continuado (6 a 16 horas por día).



Ver $L = 2C + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$ (25)
 De esta fórmula puede resolverse la distancia centro a centro conociendo el largo de correa como sigue:
 $C = \frac{L + \sqrt{L^2 - \frac{32}{4C}(D-d)^2}}{16}$ (26)
 Dónde:
 b = 4L - 6.28(D+d)
 D = diámetro primitivo de la polea mayor en pulgadas.
 d = diámetro primitivo de la polea menor en pulgadas.
 L = largo primitivo de la correa en pulgadas.
 C = distancia centro a centro en pulgadas.

TABLA 3 RANURAS NORMALES

Sección de Correa	Diám. Primitivo (Pulg.)	Rango	Angulo Ranura	W Pulg.	D Pulg.	X Pulg.	S Pulg.	E Pulg.
A	3.0	2.8 a 5.4 Sobre 5.4	34° 38°	.494 .504	.490	.125	%	%
B	5.4	4.0 a 7.0 Sobre 7.0	34° 38°	.637 .650	.580	.175	%	½
C	9.0	7.0 a 7.99 8.0 a 12.0 Sobre 12.0	34° 38°	.879 .897 .935	.780	.200	1	¼
D	13.0	12.0 a 15.99 13.0 a 17.0 Sobre 17.0	34° 38°	1.250 1.271 1.283	1.050	.300	1½	¾
E	21.0	18.0 a 24.0 Sobre 24.0	36° 38°	1.827 1.842	1.300	.400	1½	1¼

TABLA 12 FACTORES DE CORRECCION

Arco de contacto en la polea pequeña	Factores de corrección	
	V-V	V-Plana *
180	1.00	.75
170	.95	.77
160	.95	.80
150	.92	.82
140	.89	.84
130	.86	.86
120	.82	.88
110	.78	.78
100	.74	.74
90	.69	.69

TABLA 2 (Continuación) LONGITUD PRIMITIVA NOMINAL DE LAS CORREAS MULTI-V GUDYEAR

Correa	A Pulg. mm.	B Pulg. mm.	C Pulg. mm.	D Pulg. mm.	E Pulg. mm.
67	60.3 1500	60.8 1548	76.8 1901	---	---
68	---	60.8 1548	76.8 1901	---	---
69	---	71.3 1811	---	---	---
70	---	72.8 1849	---	---	---
71	---	75.8 1925	---	---	---
72	73.3 1862	76.8 1951	77.9 1979	---	---
74	---	78.8 2002	---	---	---
75	10.3 1808	76.8 1951	---	---	---
77	---	78.3 2014	---	---	---
80	81.3 2065	81.8 2103	83.9 2131	---	---
81	---	81.8 2103	83.9 2131	---	---
85	86.3 2192	86.8 2230	87.9 2258	---	---
89	90.3 2284	---	---	---	---
90	91.3 2319	91.8 2352	92.9 2380	---	---
98	97.3 2471	---	---	---	---
97	---	98.8 2519	107.9 2741	---	---
100	100.3 2570	100.8 2613	114.9 2913	---	---
102	113.3 2878	113.8 2881	114.9 2913	---	---
108	121.3 3081	121.8 3084	122.9 3112	---	---
110	123.3 3132	123.8 3135	124.9 3163	---	---
114	---	145.8 3703	146.9 3731	167.2 3741	---
116	---	150.8 3809	169.9 4087	161.3 4067	---
162	---	174.8 4440	164.9 4188	166.3 4189	---
173	---	174.8 4440	175.9 4468	176.3 4478	---
175	---	181.8 4618	182.9 4646	183.3 4656	184.3 4686
195	---	190.8 4899	191.9 5029	192.9 5057	193.9 5087
199	---	198.8 5099	199.9 5229	200.9 5257	201.9 5287
210	---	211.8 5350	212.9 5468	213.3 5418	214.5 5448
218	---	219.8 5585	---	---	---
219	---	246.3 6164	246.9 6119	248.8 6116	249.9 6121
240	---	---	270.8 6881	270.8 6878	271.9 6883

TABLA 13 FACTORES CORRECCION DE LARGO

Largo Nominal (pulg.)	Factores de corrección					Largo Nominal (pulg.)	Factores de corrección				
	A	B	C	D	E		A	B	C	D	E
26	0.83	---	---	---	---	27	---	---	---	---	---
31	0.84	---	---	---	---	31	1.10	1.04	0.94	---	---
33	0.86	---	---	---	---	33	1.11	1.05	0.95	---	---
35	0.87	0.81	---	---	---	35	1.13	1.07	0.97	0.88	---
38	0.88	0.83	---	---	---	38	1.14	1.08	0.98	0.87	---
42	0.90	0.85	---	---	---	42	---	---	---	---	---
46	0.92	0.87	---	---	---	46	1.09	0.99	---	---	---
48	0.93	0.88	---	---	---	48	1.11	1.00	0.90	---	---
51	0.94	0.89	0.80	---	---	51	1.13	1.02	0.92	---	---
53	0.95	0.90	---	---	---	53	1.15	1.04	0.93	---	---
55	0.96	0.90	---	---	---	55	1.16	1.05	0.94	0.91	---
60	0.96	0.92	0.82	---	---	60	1.18	1.07	0.96	0.92	---
62	0.98	0.93	---	---	---	62	1.19	1.08	0.96	0.94	---
64	0.99	0.93	---	---	---	64	1.22	1.11	1.00	0.96	---
66	1.00	0.94	---	---	---	66	1.23	1.14	1.03	0.99	---
68	1.00	0.95	0.85	---	---	68	1.27	1.16	1.05	1.01	---
71	1.01	0.95	---	---	---	71	1.19	1.07	1.03	---	---
75	1.02	0.97	0.87	---	---	75	1.21	1.09	1.05	---	---
78	1.03	0.98	---	---	---	78	1.23	1.11	1.07	---	---
80	1.04	---	---	---	---	80	1.24	1.12	1.09	---	---
81	---	0.98	0.89	---	---	81	---	---	---	---	---
82	---	0.99	---	---	---	82	---	---	---	---	---
85	1.05	0.99	0.90	---	---	85	---	---	---	---	---
90	1.06	1.00	0.91	---	---	90	---	---	---	---	---
95	1.08	---	---	---	---	95	---	---	---	---	---

NOTA: Para largos nominales no indicados en tabla tomar el factor correspondiente al inmediato inferior.

COMO SOLICITAR UNA POLEA CON MAZA FIJA

La nomenclatura que identifica las poleas RP de esta clase se conforma de tres partes ordenadas de la siguiente manera:



De esta manera, en el ejemplo se solicita una polea para una correa sección "C" de 400 mm de diámetro exterior.



Fabricante: RP
Polea RP en hierro fundido, sección C, medida 300mm, 5 canales
 Consultanos precio. Asesoramiento al instante.
 Poleas en hierro fundido con maza fija, sección "C", para correas industriales en "V", industria argentina. *Las imágenes son meramente ilustrativas.
 Código: PoleaSC300
 1



HIERRO GRIS ASTM A 48 CLASE 40
 Es un hierro gris perlítico que contiene grafito del tipo "A". Las barras de hierro gris fabricadas bajo esta especificación, tienen una óptima resistencia, menor desgaste y gran dureza, frente a otros grados de hierro gris. Este material se diseña para aplicaciones donde se requiere alta resistencia al desgaste y excelente respuesta al tratamiento térmico.

Descripción	Valor - Unidad	Especificación
Resistencia a la tensión.	2804 kg/cm2	
Elongación	0.069	
Dureza Brinell	217 - 269	
Impresión de diámetro	4.1 - 3.7	
Resistencia a la compresión	10546 kg/cm2	
Módulo de elasticidad	2812 kg/cm2	

CHAVETA EXTREMO POLEA			
Datos del eje	SAE 1045 - Templado y Revenido		
Tensión de rotura	orot=	5600	[kg/cm ²]
Dureza Brinell	220		
Datos de la polea	HIERRO GRIS ASTM A 48 CLASE 40		
Tensión de rotura	orot=	2804	[kg/cm ²]
Dureza Brinell	217		
Diámetro	d =	60	[mm]
Velocidad de giro	n =	900	rpm
Potencia a transmitir	N =	30	[CV]
Momento torsor	Mto =	2387.333333	[kg*cm]
Fuerza torsora	Ft =	795,7777778	[kg]
Factor de seguridad	Ns =	2	
Para d = 60 mm, de tabla AT 19 F.767, chaveta plana:			
Dimensiones de la chaveta	t =	11,1	[mm]
Dimensiones de la chaveta	b =	15,9	[mm]
Dimensiones de la chaveta	L =	126	[mm]
Material de la chaveta: SAE 1020			
Dureza Brinell	140	Cumple con la dureza	
Tensión de fluencia	ofl=	3100	[kg/cm ²]
Tensión admisible de fluencia: ofl/Ns	oadm =	1550	[kg/cm ²]
Tensión admisible por corte: oadm * 0,75	oadm =	1162,5	[kg/cm ²]
Área de corte = b * L	Ac =	20,034	[cm ²]
Fuerza de corte admisible: oadm * Ac	Fc =	23289,525	[kg]
Verificación por corte: Ft < Fc	Ft [kg]	Fc [kg]	CUMPLE
	795,78	23289,53	
Área de aplastamiento = t/2 * L	Aa =	6,993	[cm ²]
Fuerza de aplastamiento admisible: oadm * Aa	Fa =	10839,15	[kg]
Verificación por aplastamiento: Ft < Fa	Ft [kg]	Fa [kg]	CUMPLE
	795,78	10839,15	

TABLA AT 19 DIMENSIONES DE CHAVETAS
 Véanse figuras 10.1 y 10.2 para b y t. De norma ASA B17.1-1943. Existen otros tamaños. Las tolerancias de t pueden ser numéricamente las mismas indicadas, negativas en chavetas planas y positivas en chavetas de cuña.

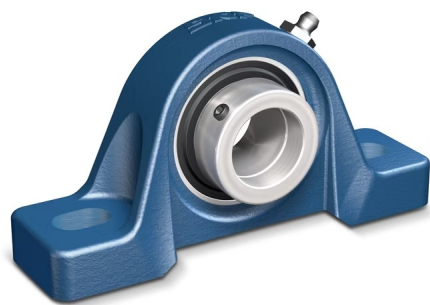
DIÁMETRO DEL EJE (inclusives)		b		t		TOLERANCIA EN b	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
1/16-1/8	12,7-14,3	1/16	3,2	3/32	2,4	-0,0020	-0,0508
1/8-3/16	15,9-22,2	1/8	4,8	1/8	3,2	-0,0020	-0,0508
1/4-1/2	23,8-31,7	1/4	6,4	3/16	4,8	-0,0020	-0,0508
1/2-3/4	33,3-34,9	1/2	12,7	1/4	6,4	-0,0020	-0,0508
3/4-1	36,5-44,4	3/4	19,1	1/4	6,4	-0,0020	-0,0508
1-1 1/4	46,0-57,1	1	25,4	1/2	12,7	-0,0025	-0,0635
1 1/4-2	58,7-69,8	1 1/4	31,7	1/2	12,7	-0,0025	-0,0635
2-3	73,0-82,5	2	38,1	3/4	15,9	-0,0030	-0,0762
3-4	85,7-95,2	3	44,4	1	25,4	-0,0030	-0,0762
4-5	101,6-114,3	4	50,8	1 1/4	31,7	-0,0030	-0,0762
5-6	120,7-139,7	5	57,1	1 1/2	38,1	-0,0030	-0,0762

Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	40	31	25	45	140/180
Calibrado	55	38	15	30	180/220

CHAVETA EXTREMO VOLANTE			
Datos del eje	SAE 1045 - Templado y Revenido		
Tensión de rotura	orot=	5600	[kg/cm ²]
Dureza Brinell	220		
Datos del volante	FUNDICIÓN GRIS ASTM 25 (AT 6 - F.736)		
Tensión de rotura	orot=	1757	[kg/cm ²]
Dureza Brinell	174		
Diámetro	d =	60	[mm]
Velocidad de giro	n =	900	rpm
Potencia a transmitir	N =	30	[CV]
Momento torsor	Mto =	2387.333333	[kg*cm]
Fuerza torsora	Ft =	795,7777778	[kg]
Factor de seguridad	Ns =	2	
Para d = 6 mm, de tabla AT 19 F.767, chaveta plana:			
Dimensiones de la chaveta	t =	11,1	[mm]
Dimensiones de la chaveta	b =	15,9	[mm]
Dimensiones de la chaveta	L =	50	[mm]
Material de la chaveta: SAE 1020			
Dureza Brinell	140	Cumple con la dureza	
Tensión de fluencia	ofl=	3100	[kg/cm ²]
Tensión admisible de fluencia: ofl/Ns	oadm =	1550	[kg/cm ²]
Tensión admisible por corte: oadm * 0,75	oadm =	1162,5	[kg/cm ²]
Área de corte = b * L	Ac =	7,95	[cm ²]
Fuerza de corte admisible: oadm * Ac	Fc =	9241,875	[kg/cm ²]
Verificación por corte: Ft < Fc	Ft [kg]	Fc [kg]	CUMPLE
	795,78	9241,88	
Área de aplastamiento = t/2 * L	Aa =	2,775	[cm ²]
Fuerza de aplastamiento admisible: oadm * Aa	Fa =	4301,25	[kg/cm ²]
Verificación por aplastamiento: Ft < Fa	Ft [kg]	Fa [kg]	CUMPLE
	795,78	4301,25	

COMPLEMENTOS

P2B 60M-FM



Unidad de rodamientos con soporte de pie de material compuesto o de fundición de metal

Las unidades de rodamientos con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de material compuesto o de fundición de metal que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Además de formar parte de una unidad, algunos soportes de pie para rodamientos de inserción están disponibles como componentes separados. La gama de SKF incluye unidades que cumplen con varias normas industriales y satisfacen muchos requisitos.

- Listo para montar
- Rodamientos lubricados y sellados
- Fijación rápida en el eje
- Gran variedad de formas de soporte, materiales de soporte y métodos de fijación
- Opciones de fijación concéntrica para altas velocidades y bajas vibraciones

Overview

Dimensiones

Diámetro del eje	60 mm
Altura del centro (soporte de pie)	69.85 mm
Ancho total del soporte	61.6 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	184.15 mm
Ancho del rodamiento, total	52.6 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	52.7 kN
Capacidad de carga estática básica	36 kN
Velocidad límite	3 400 r/min
Note	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Propiedades

Tipo de soporte	Soporte de pie
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Anillo excéntrico
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para

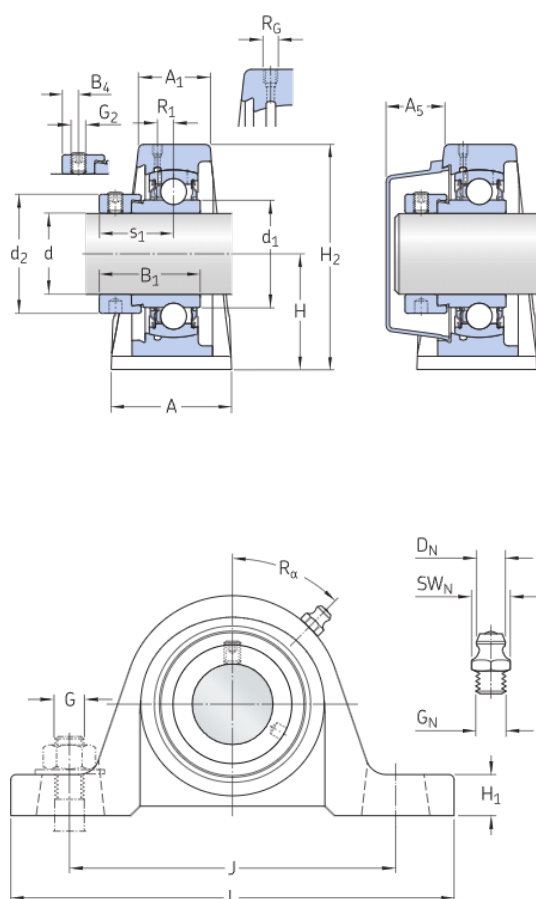
rodamientos

Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Rozante en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

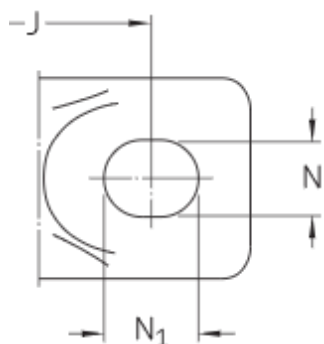
Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	Norma estadounidense
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Rozante en ambos lados
Sellado Tipo, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Recubrimiento	Sin

Dimensiones



d	60 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 75.64 mm	Diámetro del resalte del aro interior
d ₂	82 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	61.6 mm	Ancho de la base
A ₁	34.3 mm	Ancho superior
A ₅	35.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	36.7 mm	Ancho del aro interior
B ₁	52.6 mm	Ancho total del rodamiento
B ₄	7.95 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	69.85 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	22.23 mm	Altura del pie
H ₂	141.29 mm	Altura total
J	184.15 mm	Distancia entre los tornillos de fijación



J	max. 193.675 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	min. 174.625 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	239.71 mm	Longitud total
N	19.84 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
N ₁	25.4 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación
s ₁	39.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

Orificio roscado

R _c	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para la boquilla engrasadora
R ₂	4 mm	Posición axial de la rosca del soporte
R _c	45 °	Posición angular de la rosca del soporte

Boquilla engrasadora

D ₁	6.579 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
S ₁	11.113 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G ₁	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	52.7 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	36 kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.53 kN
Velocidad límite		3 400 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

Masa de unidad de rodamientos	4.5 kg
-------------------------------	--------

Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M10x1
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		5 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		16.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.625 in

Términos y condiciones

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación, publicada por AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("SKF") y de su propiedad, usted acepta cumplir con los siguientes términos y condiciones:

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIABILIDAD Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su entera responsabilidad, que asume la responsabilidad absoluta de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos. Todas las garantías y manifestaciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión. Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información incluida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Servicios de terceros

Cuando mire contenido de YouTube a través de los sitios web de SKF (es decir, utilizando Servicios API de YouTube), usted acepta los Términos de servicio de YouTube.

Derechos de autor

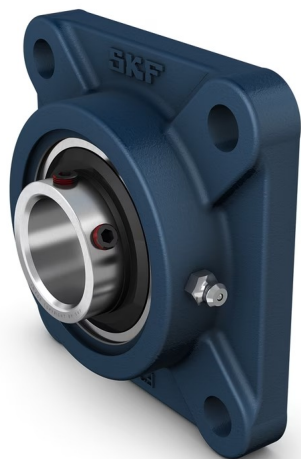
Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros. Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.



UCF 204 Unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación con tornillos, soporte de fundición, JIS

Unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación con tornillos, soporte de fundición, JIS

Estas unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada cumplen con las normas industriales japonesas (JIS). Están formadas por un rodamiento de inserción, con un aro interior prolongado y fijación con tornillo, y son adecuadas para aplicaciones en las que el sentido de giro es constante o alternado. El rodamiento está montado en un soporte de fundición, que puede atornillarse a la pared o al marco de la máquina.

Las unidades de rodamientos de bolas pueden admitir una desalineación inicial moderada, pero normalmente no permiten el desplazamiento axial.

- Resisten altos niveles de contaminación
- Diseñados para altas temperaturas y velocidades
- Soportan cargas relativamente pesadas
- Rentables

Overview

Dimensiones

Diámetro del eje	20 mm
Ancho total del soporte	25.5 mm
Ancho total	33.2 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	64 mm
Ancho del rodamiento, total	31 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	12.7 kN
Capacidad de carga estática básica	6.7 kN
Velocidad límite	6 500 r/min
Note	Velocidad límite con

tolerancia de eje h6

Propiedades

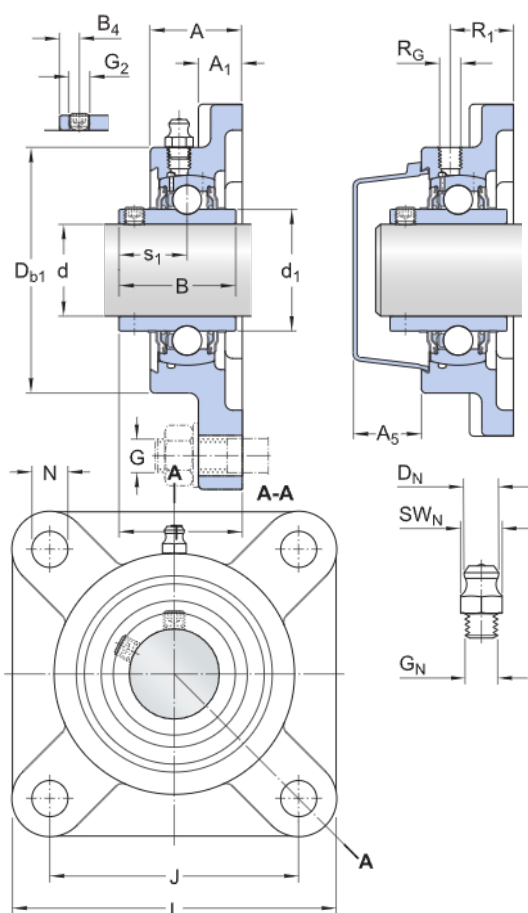
Tipo de soporte	Con pestaña
Tipo de soporte con pestaña	Cuadrada
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	4
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano

Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	JIS
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Sellado Tipo, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Recubrimiento	Sin

Dimensiones



d	20 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 28.7 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	25.5 mm	Ancho total
A ₁	11 mm	Ancho de la pestaña
A ₅	20.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	31 mm	Ancho del aro interior
B ₄	5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{b1}	60 mm	Diámetro superior externo
J	64 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	86 mm	Longitud total
N	12 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	18.3 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

T	33.2 mm	Ancho total de la unidad
---	---------	--------------------------

Orificio roscado

R ₁	1/4-28 UNF	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R ₂	17 mm	Posición axial de la rosca del soporte

Boquilla engrasadora

D ₁	6.6 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
S ₁	7.94 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G ₁	1/4-28 UNF	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	12.7 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.7 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.285 kN
Velocidad límite		6 500 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

Masa de unidad de rodamientos	0.53 kg
-------------------------------	---------

Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M6x1
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		3.05 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		4 N·m

Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	10 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.375 in

Términos y condiciones

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación, publicada por AB SKF (publ.) (556007-3495 - Gotemburgo) ("SKF") y de su propiedad, usted acepta cumplir con los siguientes términos y condiciones:

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIALIZACIÓN Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su entera responsabilidad, que asume la responsabilidad absoluta de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos. Todas las garantías y manifestaciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión. Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información incluida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Servicios de terceros

Cuando mire contenido de YouTube a través de los sitios web de SKF (es decir, utilizando Servicios API de YouTube), usted acepta los Términos de servicio de YouTube.

Derechos de autor

Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros. Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.

HOJA DE DATOS



Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

Cliente :						
Línea del producto : W21 Prueba de Explosión IE1 Trifásico			Código del producto :		10932589	
Carcasa : 180L Potencia : 22 kW (30 HP) Polos : 4 Frecuencia : 50 Hz Tensión nominal : 380/660 V Corriente nominal : 44.8/25.8 A Corriente de arranque : 381/219 A Ip/In : 8.5 Corriente en vacío : 21.8/12.5 A Rotación nominal : 1480 rpm Resbalamiento : 1.33 % Torque nominal : 142 Nm Torque de arranque : 300 % Torque máximo : 330 % Clase de aislamiento : F Factor de servicio : 1.00 Momento de inercia (J) : 0.2088 kgm ² Categoría : N			Tiempo de rotor bloqueado : 12s (frío) 7s (caliente) Elevación de temperatura : 80 K Régimen de servicio : S1 Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C Altitud : 1000 m Grado de protección : IP55 Método de refrigeración : IC411 - TEFC Forma constructiva : B3T Sentido de giro ¹ : Ambos Nivel de ruido ² : 64.0 dB(A) Método de Arranque : Partida directa Masa aproximada ³ : 227 kg			
Potencia 50% 75% 100% Rendimiento (%) 89.9 90.9 91.0 Cos Φ 0.64 0.76 0.82			Fuerzas en la fundación Tracción máxima : 5605 N Compresión máxima : 7834 N			
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal						
P1 (0,9;1,0)	P2 (0,5;1,0)	P3 (0,25;1,0)	P4 (0,9;0,5)	P5 (0,5;0,5)	P6 (0,5;0,25)	P7 (0,25;0,25)
9.6	7.9	7.3	5.0	3.4	2.4	1.6
Tipo de cojinete : Sello : Intervalo de lubricación : Cantidad de lubricante : Tipo de lubricante :		<u>Delantero</u> 6311 ZZ C3 Retentor		<u>Trasero</u> 6211 ZZ C3 Retentor		
		Mobil Polyrex EM				
Notas						
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.			Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma IEC 60034-1.			
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor						
Verificador					Pagina	Revisión
Fecha	15/09/2023				1 / 4	

HOJA DE DATOS

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula



Cliente : _____

Protección térmica

ID	Aplicación	Tipo	Cantidad	Temperatura de Detección
1	Devanado	Termistor - 2 alambres	1 x Fase	150 °C

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor				
Verificador			Página	Revisión
Fecha	15/09/2023		2 / 4	

CURVA DE PAR Y CORRIENTE X ROTACIÓN

Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

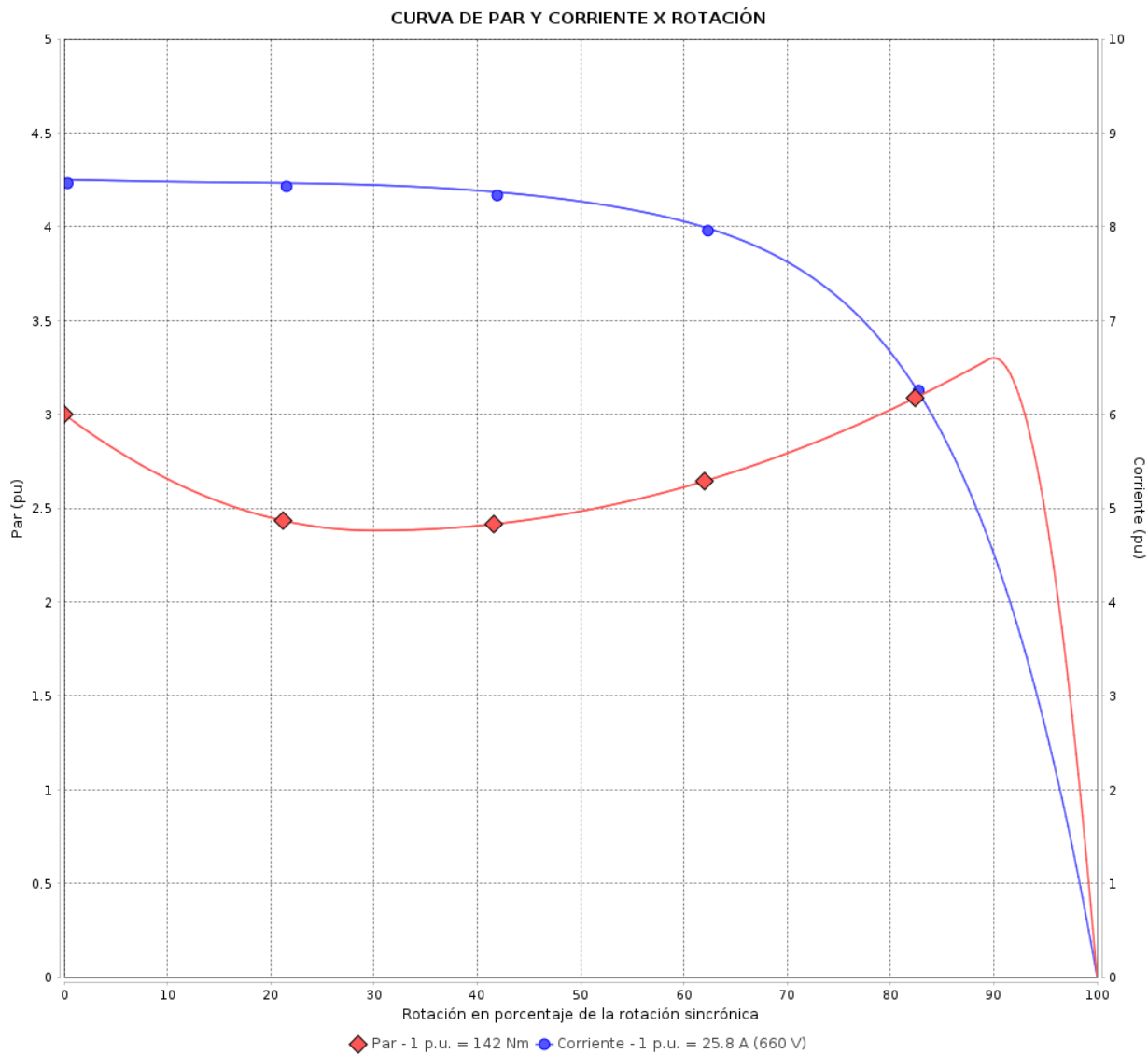


Cliente :

Línea del producto : W21 Prueba de Explosión IE1 Trifásico

Código del producto :

10932589



Desempeño : 380/660 V 50 Hz 4P

Corriente nominal : 44.8/25.8 A
 Ip/In : 8.5
 Torque nominal : 142 Nm
 Torque de arranque : 300 %
 Torque máximo : 330 %
 Rotación nominal : 1480 rpm

Momento de inercia (J) : 0.2088 kgm²
 Régimen de servicio : S1
 Clase de aislamiento : F
 Factor de servicio : 1.00
 Elevación de temperatura : 80 K
 Categoría : N

Tiempo de rotor bloqueado : 12s (frío) 7s (caliente)

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor			Pagina 3 / 4	Revisión
Verificador				
Fecha	15/09/2023			

CURVA DE DESEMPEÑO EN CARGA



Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula

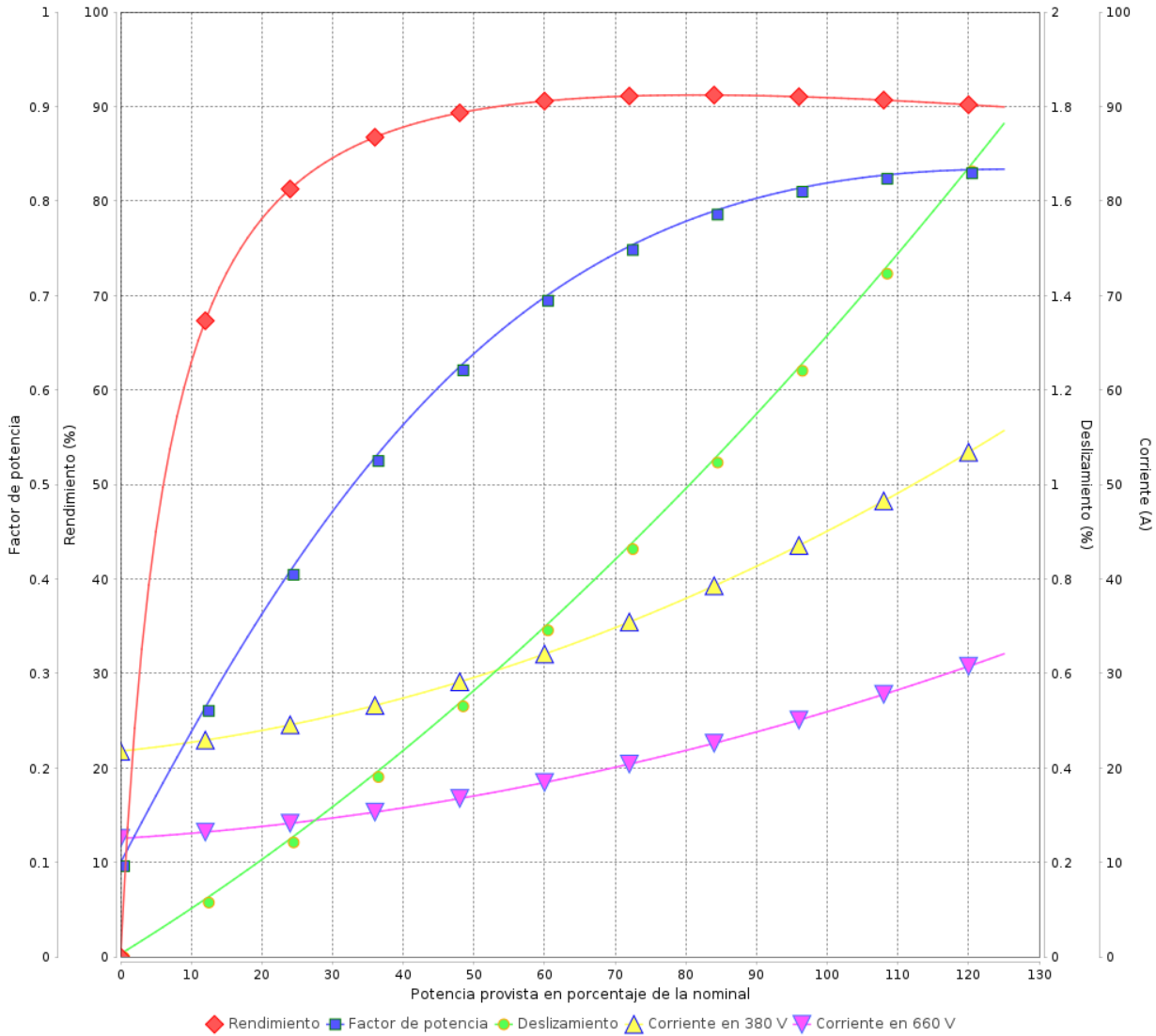
Cliente :

Línea del producto : W21 Prueba de Explosión IE1 Trifásico

Código del producto :

10932589

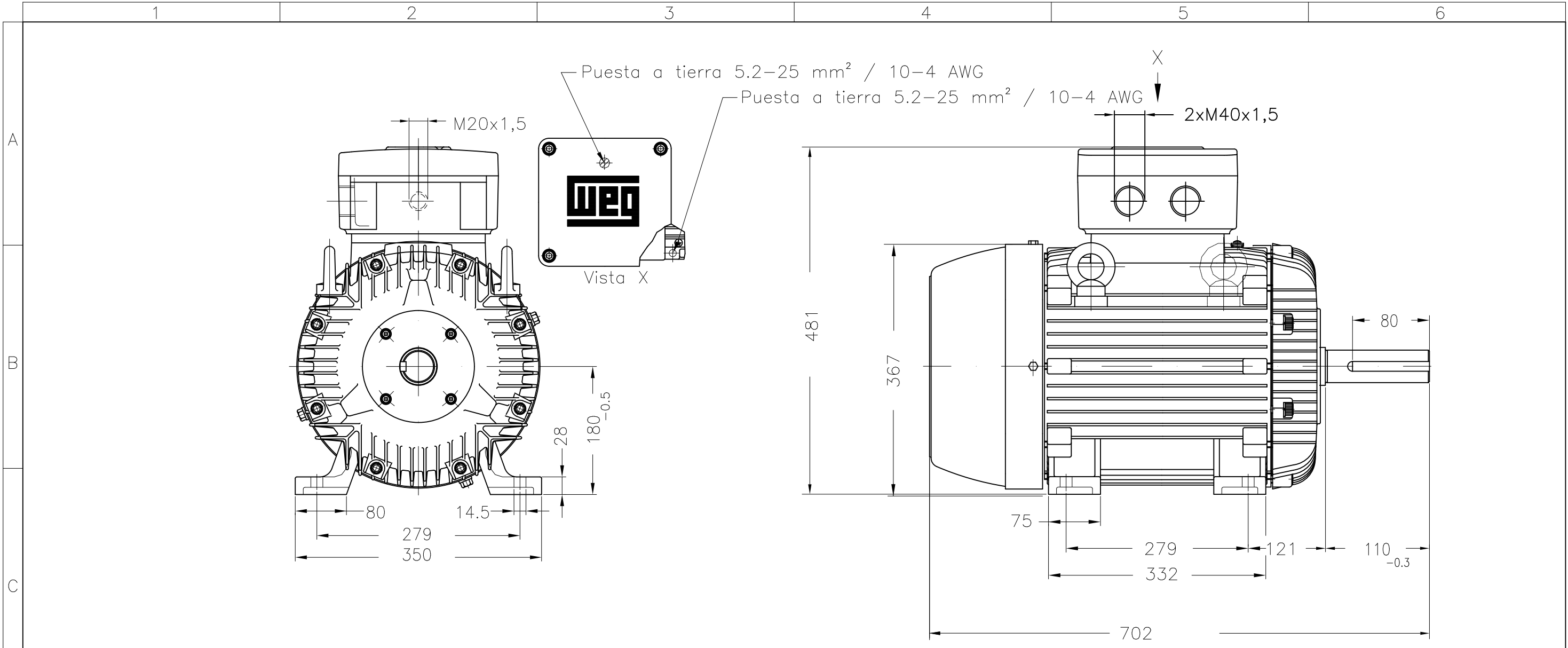
CURVA DE DESEMPEÑO EN CARGA



Desempeño : 380/660 V 50 Hz 4P

Corriente nominal : 44.8/25.8 A	Momento de inercia (J) : 0.2088 kgm ²
Ip/In : 8.5	Régimen de servicio : S1
Torque nominal : 142 Nm	Clase de aislamiento : F
Torque de arranque : 300 %	Factor de servicio : 1.00
Torque máximo : 330 %	Elevación de temperatura : 80 K
Rotación nominal : 1480 rpm	Categoría : N

Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor			Pagina 4 / 4	Revisión
Verificador				
Fecha	15/09/2023			



Color RAL 5010		Plan de pintura 202P		Forma constructiva B3T	
Punta del eje delantera				DM16 WEG WPR-7339 (DS DIN332)	
22 kW (30 HP) 04 Polos 50 Hz				A	
No MODIFICACION		LOC		RESUMEN DE MODIFICACIONES	
EJEC.		HYBRISUSER		MOTOR TRIF. A PRUEBA DE EXPLOSION	
VERIF.				CARCASA 180L IP55 TEFC	
LIBER.					
FECHA LB.		WMO		Jaragua do Sul	
				Ingeniera del Producto	
				HYBRISUSER	
				EJECUTADO	
				VERIFICADO	
				LIBERADO	
				FECHA	
				VER	
				00	

Color RAL 5010		Plan de pintura 202P		Forma constructiva B3T	
Punta del eje delantera				DM16 WEG WPR-7339 (DS DIN332)	
22 kW (30 HP) 04 Polos 50 Hz				A	
No MODIFICACION		LOC		RESUMEN DE MODIFICACIONES	
EJEC.		HYBRISUSER		MOTOR TRIF. A PRUEBA DE EXPLOSION	
VERIF.				CARCASA 180L IP55 TEFC	
LIBER.					
FECHA LB.		WMO		Jaragua do Sul	
				Ingeniera del Producto	
				HYBRISUSER	
				EJECUTADO	
				VERIFICADO	
				LIBERADO	
				FECHA	
				VER	
				00	



PREVIEW
WDD 00
HOJA 1 / 1