

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE**



INFORME PROYECTO FINAL

Tema: Cálculo y diseño de trituradora de impacto horizontal para escombros de demolición

Profesor: Ing. Esp. MONTI, Rubén Enzo Anibal

JTP: Ing. BORTOLI, Pablo

Ayudante: Ing. BENZI, Sebastián

Director de Proyecto final: Ing. AUDICIO Abel

Alumno: MAGUIÑA COLTRINARI, Guillermo Aaron

Año: 2020

Índice

Índice..... 2

Índice de figuras..... 3

1 Introducción..... 6

 1.1 Residuos de construcción y demolición..... 7

 1.2 Procesos de trituración..... 9

2 Características constructivas de la trituradora de impacto:..... 12

 12

3 Características de la trituradoras en el mercado:..... 15

4 Diseño gráfico de la trituradora:..... 16

 21

5 Cálculos mecánicos del diseño..... 25

 5.1 Consideraciones..... 25

 5.2 Cálculo del eje rotor principal..... 27

 5.2.1 Cálculo de la tensión media de corte por torsión..... 31

 5.2.2 Cálculo de la tensión normal por flexión:..... 32

 5.2.3 Cálculo del diámetro del eje mediante teorías de falla..... 33

 5.2 Comprobación del espesor de la barra de impacto..... 36

 5.4 Cálculo de la unión atornillada..... 38

 5.5 Comprobación y selección del motor..... 41

 5.5.1 Calculo del volante de inercia y relación de transmisión..... 42

 5.5.2 Selección de correas..... 46

 5.5.3 Análisis energético del motor..... 47

 5.5.4 Cálculo de cantidad de correas..... 51

 5.6 Cálculo de la chaveta..... 52

 5.6.1 Dimensionamiento por corte..... 53

 5.6.2 Dimensionamiento por aplastamiento..... 54

 5.7 Cálculo del rodamiento y porta rodamiento..... 55

 5.7.1 Diagrama de cuerpo libre-plano horizontal-x..... 58

 5.7.2 Diagrama de cuerpo libre-plano vertical-y..... 58

 5.8 Comprobación del espesor de carcasa..... 62

5.9 Sistema de absorción de impacto y placas de impacto	65
6. Conclusión	75
7 Anexos	79
7.1 Anexo 1	79
7.2 Anexo 2	80
7.3 Anexo 3	81
7.4 Anexo 4	82
7.5 Anexo 5	83
7.6 Anexo 6	84
7.7 Anexo 7	85
8 Planos	92
9 Bibliografía	93

Índice de figuras

Figura 1. Proceso de trituración	6
Figura 2. Tipos de residuos en una obra	8
Figura 3. Trituradora de cono	9
Figura 4. Trituradora de mandibula	10
Figura 5. Trituradora de martillos	10
Figura 6. Trituradora de impacto	11
Figura 7. Partes de la trituradora de impacto	12
Figura 8. Proceso de trituración	14
Figura 9. Trituradoras marca Hazemag.....	15
Figura 10. Trituradoras marca Noderberg	15
Figura 11. Dimensiones de entrada de material.....	16
Figura 12. Modelo 1 de rotor	17
Figura 13. Modelo 2 de rotor	17
Figura 14. Dimensiones y forma del eje	18
Figura 15. Dimensiones y forma de la barra de impacto	18
Figura 16. Distribución de las barras de impacto vista isométrica.....	19
Figura 17. Distribución de las barras de impacto vista frontal	19
Figura 18. Alcance de las barras de impacto	20
Figura 19. Placa de impacto vista isométrica	20
Figura 20. Placas de impacto vista frontal.....	21
Figura 21. Carcasa.....	21
Figura 22. Vista en corte de la carcasa	22
Figura 23. Placas de impacto sujetadas a la carcasa	23
Figura 24. Placas de impacto	23

Figura 25. Distancia de seguridad entre placas y rotor	24
Figura 26. Forma considerada del bloque de escombros	25
Figura 27. Carga pulsatoria.....	26
Figura 28. Carga distribuida a lo largo de las barras de impacto	27
Figura 29. Masa total del rotor	29
Figura 30. Caso de carga dinámica para la problemática	29
Figura 31. Eje apoyado	32
Figura 32. Diagrama de cuerpo libre	32
Figura 33. Especificaciones del material del eje	36
Figura 34. Fuerza aplicada en la barra de impacto	36
Figura 35. Unión atornillada	38
Figura 36. Motor SEW EURODRIVE.....	41
Figura 37. Impacto del rotor con el escombros	42
Figura 38. Volante de inercia	43
Figura 39. Relación de transmisión.....	45
Figura 40. Sección de correa	46
Figura 41. Tabla de resistencia de distintos materiales.....	48
Figura 42. Factor W_i para distintos materiales	49
Figura 43. Chaveta para eje y volante.....	52
Figura 44. Dimensiones b y t	52
Figura 45. Distancias entre apoyos y distribución	55
Figura 46. Esquema de fuerzas y reacciones en los apoyos	55
Figura 47. Tabla de factor de corrección de correas	56
Figura 48. DCL plano horizontal.....	58
Figura 49. DCL plano vertical.....	58
Figura 50. Especificaciones del porta rodamiento.....	60
Figura 51. Especificaciones del rodamiento.....	60
Figura 52. Datos técnicos del rodamiento	61
Figura 53. Peso de las placas de impacto según SolidWorks	62
Figura 54. Diagrama de fuerzas sobre la chapa	63
Figura 55. Sección resistente.....	64
Figura 56. Tapa con placas de impacto	65
Figura 57. Sistema de absorción de impacto	65
Figura 58. Sistema de absorción de impacto	66
Figura 59. Placas de impacto superior e inferior	67
Figura 60. Tabla de datos para material ASTM A689	67
Figura 61. Diagrama de esfuerzos sobre la placa de impacto	68
Figura 62. Diagrama de cuerpo libre	68
Figura 63. Esfuerzos de compresión sobre un resorte.....	70
Figura 64. Angulo de paso del resorte	72
Figura 65. Tabla de medidas de un resorte según sus extremos.....	72

Figura 66-Tabla de medidas	75
Figura 67-Diagrama de esfuerzo sobre planchuela	76
Figura 68. Eje armado.....	77
Figura 69. Fuerza actuante	77

1 Introducción

La idea del proyecto viene dada por la necesidad de reutilizar el escombros, dado que la gran parte de escombros generado no es reciclado, sino que más bien es tirado o enviado a otra ciudad para su tratamiento.

Se pretende con este proyecto, generar un impacto ambiental, enfocándome en reciclar todo el escombros generado dentro de la ciudad de Santa Fe y alrededores.

Supone también un aprovechamiento económico al reutilizar los residuos no deseados por las empresas constructoras y reutilizarlos como materia prima en la obra de construcción que se va a realizar.

Entonces, el objetivo de este proyecto consistirá en el cálculo y diseño de una trituradora de residuos de construcción o escombros por sistema de impacto, para así transformar exitosamente una amplia gama de desechos de demolición y construcción en un producto aceptable para comercializarlo. El producto final será definido por el tamaño de grano del cual se pretende que sea lo suficientemente reducido para poder usarlo en la estabilización de suelos y carreteras y mantenimiento de vías, teniendo un producto estable y de mayor dureza.

La trituradora es parte de una planta de tratamiento que se usará de base para poder desarrollar el proyecto.

En la planta (**Figura 1**), además se recicla todo material que no será utilizado como producto final, todos los elementos que puedan ser hallados dentro de los escombros se reciclarán en contenedores y serán llevados donde puedan ser tratados correctamente según su clasificación.

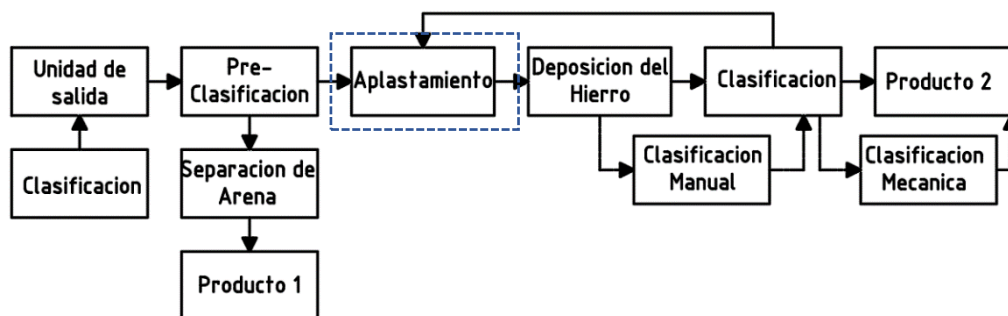


Figura 1. Proceso de trituración

El proyecto se centrará en la parte de aplastamiento o trituración del escombros.

1.1 Residuos de construcción y demolición

Los residuos de construcción y demolición (RCD) engloban una gran variedad de tipos de residuos. No son solamente los residuos de carácter inerte, generalmente compuestos por hormigón, pétreos, ladrillos y tejas. Todo aquel residuo que se genere en una obra tendrá la consideración de RCD, independientemente de sus características.

Los escombros de demolición y construcción son aquellos que se generan durante la construcción, renovación (ampliación o reparación) y demolición de obras de edificios residenciales o no-residenciales (industriales, comerciales, institucionales), puentes, calles, avenidas y otras obras de infraestructura civil. Asimismo, son RCD equipos de protección individual desechados, o los restos de las comidas y bebidas generados por los operarios o como también los elementos que se desmantelen o desechen (muebles, instalaciones).

Se trata de una gran variedad de materiales, los cuales puede diferenciarse dentro las siguientes categorías:

- **Residuos no peligrosos o áridos:** Residuos no peligrosos que no experimentan transformaciones físicas, químicas o biológicas significativas. Los residuos inertes no son solubles ni combustibles, ni reaccionan física ni químicamente ni de ninguna otra manera, ni son biodegradables. Representan aproximadamente el 70% del total de RCD. Ejemplos: vidrios, hormigón, ladrillos, tejas, cerámicos, tierra y piedras.
- **Residuos no tóxicos:** No son tóxicos en sí mismos, pero pueden sufrir reacciones en las que se produzcan sustancias tóxicas. Ejemplos: madera, plásticos, textiles, yeso, metales.
- **Residuos peligrosos o especiales:** Los que presenten características de peligrosidad de acuerdo con la legislación. Estos deben gestionarse de manera especial y no ser mezclados con los otros tipos de RCD. Ejemplos: pinturas y sus envases, amianto, plomo, adhesivos, aditivos de hormigón.

Los residuos podrán ser de tipo peligroso o no peligroso. Teniendo en cuenta la funcionalidad de la máquina que se va a diseñar, se va a centrar en la definición de residuos de construcción solamente a los no peligrosos, es decir, material cerámico, asfáltico, hormigón en masa, armado y prefabricado, mezclas de tierras y piedras naturales, siendo estos materiales que podrán ser reciclados como áridos para su revalorización en una obra de construcción.

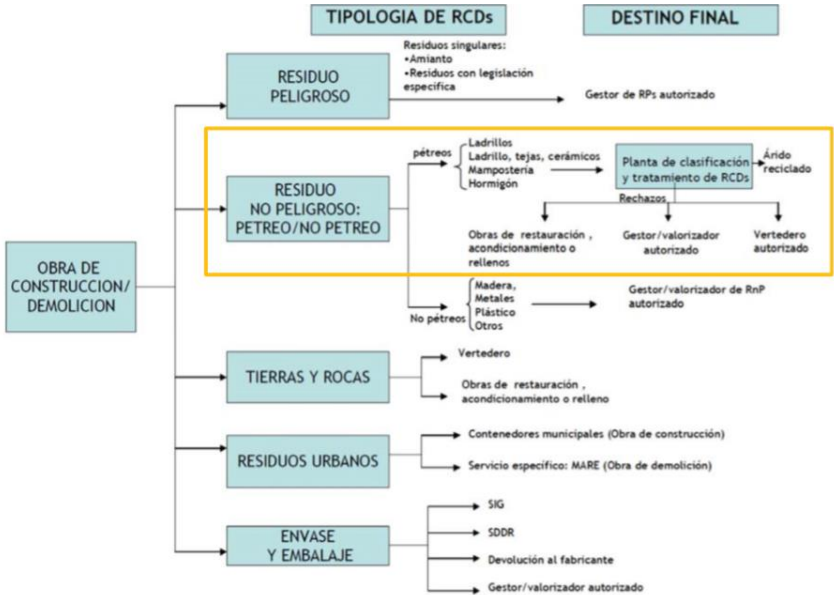


Figura 2. Tipos de residuos en una obra

Los productos obtenidos se pueden emplear en distintos usos según sus características. La mejor calidad se obtiene mediante triturado y clasificado y la peor, únicamente con cribado. Los usos más habituales son como material estabilizador de explanadas, drenajes, bases de carreteras, aporte en mantenimiento de pistas y caminos.

Centrándome en la obtención de un producto final que sea lo suficientemente reducido para poder usarlo en la estabilización de suelos y carreteras y mantenimiento de vías, obteniendo mediante el tratamiento un producto estable y de mayor dureza.

1.2 Procesos de trituración

La trituración de minerales es una operación física que se realiza principalmente en el sector de minería, con el fin de conseguir un tamaño menor de las partículas para que estas puedan ser utilizadas posteriormente en procesos industriales.

Aunque el diseño propuesto de la maquina trituradora va a tener un uso en el sector de construcción, se tendrá en cuenta los distintos tipos de trituradoras que existen y son posibles de conseguir en Argentina.

Dentro de las distintas alternativas que se encuentran están:

- a) Trituradora de cono: La trituración se produce por compresión que es realizada por las paredes de un tronco de cono fijo situado en el exterior y un tronco de cono móvil giratorio excéntrico, situado en el interior.



Figura 3. Trituradora de cono

- b) Trituradora de mandíbula: La fuerza predominante que utilizan es la de compresión, aplicada de forma discontinua. Están constituidas por dos placas, una fija y otra móvil entre las que se quedan atrapados los minerales sobre los que se aplica la fuerza.

Se destina a la molienda gruesa y media, teniendo una estructura sencilla y firme, con un coste reducido de operación, producción y construcción y, además, mantenimiento, reparación y uso sencillo.

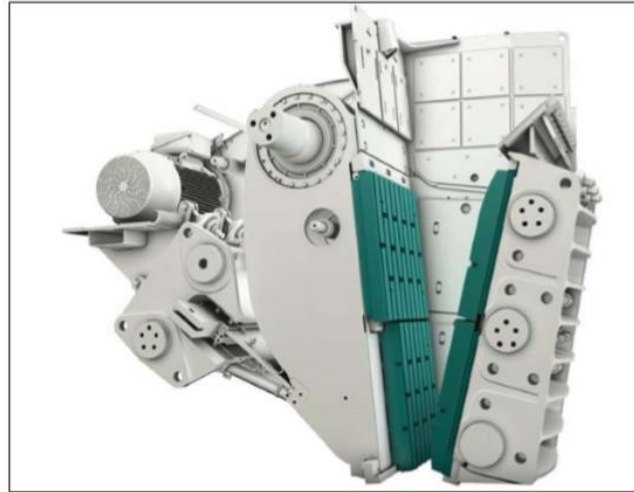


Figura 4. Trituradora de mandibula

- c) Triturador martillos: Consiste en un rotor equipado con una serie de martillos o mazas articuladas en la base. Estas mazas machacan el material contra las placas de la carcasa que los rodea, haciendo que se reduzca su tamaño hasta que las partículas puedan pasar por la criba inferior de salida

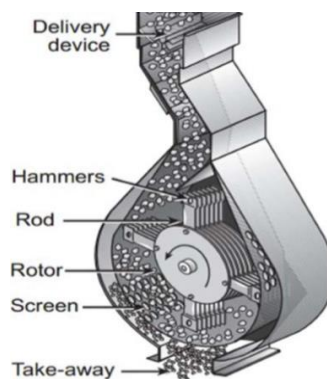


Figura 5. Trituradora de martillos

- d) Trituradora de impacto: De forma parecida a la trituradora de martillos, consta de un rotor que tiene acoplado una serie de barras de impacto. Con el giro del rotor, las barras proporcionan una energía cinética al material que es lanzado contra una serie de placas de choque situadas en la carcasa.

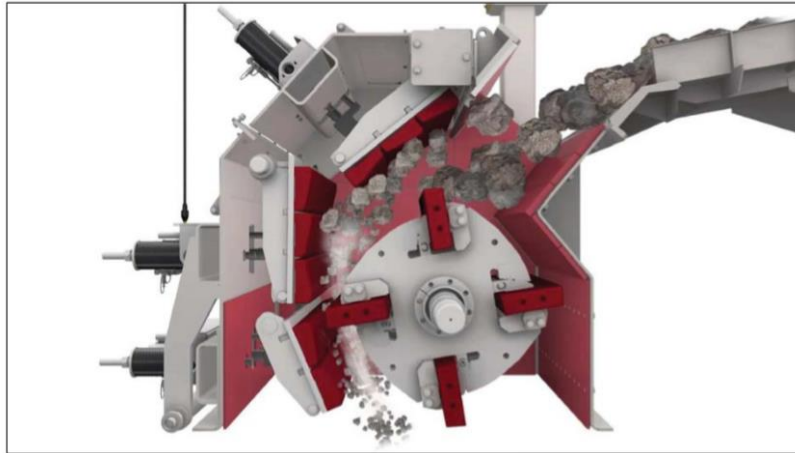


Figura 6. Trituradora de impacto

Finalmente, como ya mencioné anteriormente, la trituradora que se va a diseñar en este proyecto es una de impacto, debido a que posee las siguientes características:

- La boca entrada de alimentación es lo suficientemente amplia para no generar atascamiento
- Puede triturar los materiales duros y grandes
- Produce menor cantidad de polvo que una trituradora de mandíbula.
- Es fácil regular el intersticio entre la placa de impacto y el martillo, para controlar la granulometría y la forma de los productos eficientemente.
- El rotor tiene gran fuerza de impacto
- Funcionalidad completa, eficiencia alta, desgaste bajo y beneficio alto.
- La conexión del conjunto rotante y la estructura, son simples, de fácil mantenimiento y económico
- Tiene un alto grado de trituración debido a la cantidad de impactos recibidos por el escombros que es dado por las distintas placas en el rotor
- Granulometría uniforme del producto

- Producto acabado de alta calidad y resistencia debido a la mezcla de distintos materiales en la trituración pudiendo variar de un escombros limpio a escombros mixtos mezclados y productos de hormigón, teniendo como finalidad la estabilización de suelos y carreteras, mantenimiento de vías.
- Flexibilidad con respecto a diferentes materiales de alimentación dado a los materiales presentes en los escombros de demolición (Grava, hormigón, metal, madera)
- Se reduce el riesgo de atascos y bloqueos debido a la gran abertura en la admisión
- Piezas como las barras de impacto y las placas de impacto, las cuales están sujetas a la rotura son fácilmente reemplazables.
- Reducción del nivel de ruido

Para este trabajo se va a desarrollar entonces la trituradora de impacto, incluyendo cálculos de las distintas partes, así como también el diseño de la trituradora.

2 Características constructivas de la trituradora de impacto:

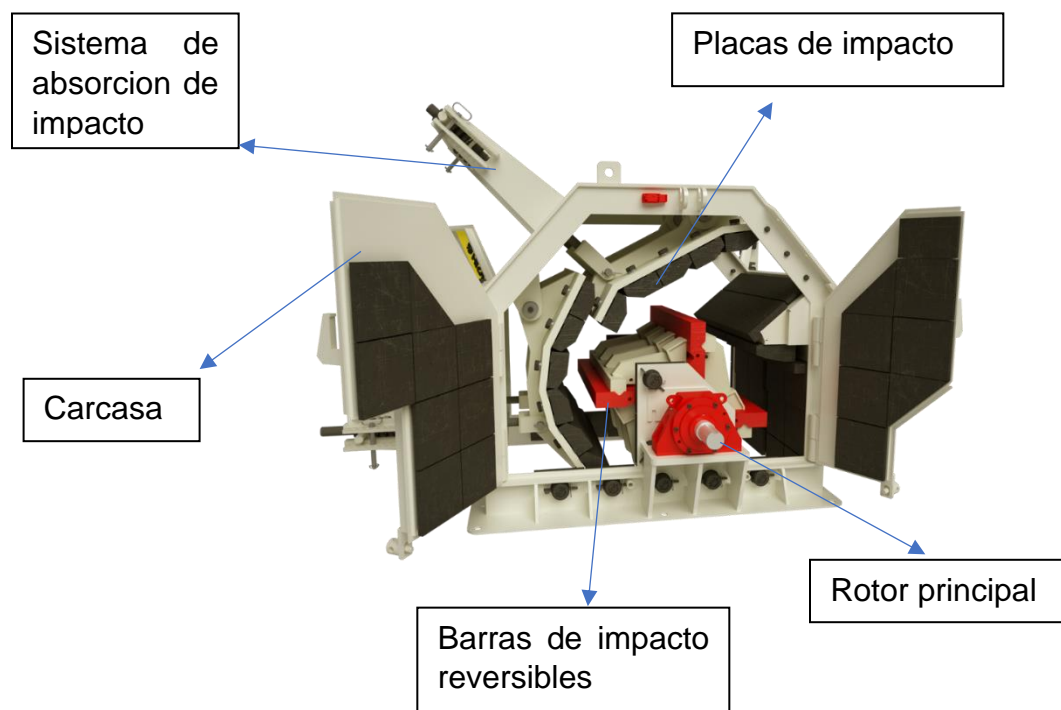


Figura 7. Partes de la trituradora de impacto

La trituradora consiste en un rotor giratorio horizontal que gira a una velocidad determinada en el interior del molino, y que se encuentra provisto de una serie de barras de impacto (de 2 a 6 barras) montadas y distribuidas uniformemente entorno al diámetro de este, y que se encargan de proyectar y golpear los materiales.

La carcasa forma la cámara de trituración y contiene en su interior el rotor con las barras montadas y las placas de choque sobre las que impactan los materiales para producir la rotura.

Finalmente, se encuentran de 2 a 4 placas de impacto o choque, sobre las que el material, tras ser lanzado por las barras de impacto, se fractura. Igualmente, rebota y nuevamente es lanzada sobre el rotor, para continuar con el proceso de trituración. Estas placas pueden ser articuladas y se puede regular la distancia respecto al rotor, estando las primeras más distanciadas del rotor y las últimas o inferiores, por las que sale el material, más próximas al rotor. Esto dependerá de los tamaños de partícula que se quieran obtener en el producto final.

Dependiendo de la disposición de estos componentes, este tipo de trituradoras se pueden diferenciar en eje horizontal o vertical, según se encuentre posicionado el rotor. Por otro lado, si las placas de impacto son articuladas o no, pueden dividirse en trituradoras de cámara regulable o cámara fija.

La trituradora de impacto diseñada en este proyecto se trata de una trituradora de eje horizontal, con cámara regulable, como se muestra en la siguiente figura 7

- Funcionamiento:

El material a triturar desciende por la entrada en la parte superior para luego impactar contra las barras de impacto del rotor. El giro del rotor aporta una determinada energía cinética a las partículas, produciéndose dos tipos de fragmentación del material. Una fragmentación directa, debida al impacto de las barras del rotor contra el material, y una indirecta, debido al choque del material lanzado por el rotor contra las placas articuladas o al producirse el impacto de las diferentes partículas de material entre ellas.

El proceso se repite al rebotar en las placas y ser arrojado nuevamente contra el rotor giratorio, hasta que las partículas tienen un tamaño suficiente para poder salir de la cámara de trituración y conseguir la curva granulométrica de material deseada.

El proceso es mostrado según la figura 8.

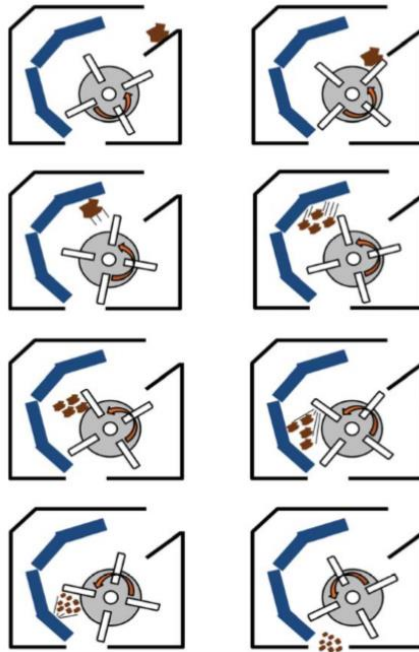


Figura 8. Proceso de trituración

Si bien es cierto que se produce una primera fragmentación en el impacto primario contra el rotor, la principal rotura se da contra las placas fijas hacia donde el material es redirigido. Para obtener una granulometría deseada, es posible regular la distancia existente entre las placas de impacto, esta regulación se efectúa mediante sistemas hidráulicos o de tornillo.

3 Características de la trituradoras en el mercado:

Existen varios fabricantes y proveedores de este tipo de trituradoras a nivel mundial, pero tomare como referencia las marcas Hazemag y Noderberg.

TECHNISCHE DATEN						
TABELLE PRIMÄR-PRALLBRECHER HPI-H						
Model	Capacity t/h	Power Requirements kw	Inlet Size mm (H x W)	Maximum Feed Size m ² (mm)	Rotor Size mm (D x W)	Weight kg
HPI-H 1010	165	160	815 x 1,020	0.3 (800)	1,030 x 1,000	11,200
HPI-H 1214	220	200	950 x 1,360	0.4 (900)	1,200 x 1,340	15,900
HPI-H 1414	330	315	1,025 x 1,360	0.5 (1,000)	1,340 x 1,340	17,800
HPI-H 1615	490	500	1,260 x 1,520	1 (1,200)	1,640 x 1,500	44,000
HPI-H 1618	600	560	1,260 x 1,820	1.2 (1,200)	1,640 x 1,800	55,000

Figura 9. Trituradoras marca Hazemag

■ HSI Crushers Specification

Model No.	Rotor Size(mm)	Capacity(t/h)				Motor (kw)
		Rotor Speed(m/s)				
		21~24	25~29	30~34	36~45	
SYHSI-1010H	Φ1050 × 1000W	60~71	63~70	56~62	51~57	55~75
SYHSI-1310H	Φ1350 × 1000W	123~133	115~125	103~114	95~105	75~110
SYHSI-1312H	Φ1350 × 1200W	153~168	143~157	128~142	115~129	95~130
SYHSI-1315H	Φ1350 × 1500W	183~202	170~189	153~169	134~153	110~130
SYHSI-1615H	Φ1600 × 1500W	260~285	240~265	217~240	195~220	150~175
SYHSI-1620H	Φ1600 × 2000W	340~370	315~350	283~315	250~280	190~220
SYHSI-2015H	Φ2000 × 1500W	410~450	380~415	345~380	315~345	220~250
SYHSI-2020H	Φ2000 × 2000W	540~590	500~550	460~500	420~460	300~400
SYHSI-3642H	Φ3600 × 4200W	44~52	36~42	30~35	25~28	110~130
SYFIC6-200	Φ1057 × 2120W	305~365	280~340	260~315	240~290	400~600
SYFIC6-300	Φ1150 × 3120W	470~565	430~520	400~480	370~445	600~800

※ Capacities are based upon ordinary limestone not containing wet fine particles. Ton=1,000 kg.

■ Hammer Crusher

Figura 10. Trituradoras marca Noderberg

De las cuales, dado que la cantidad de escombros producida sólo en la ciudad de Santa Fe es de 45 a 70 [m³/día], dato que me fue facilitado por un ingeniero que se dedica al tratamiento de escombros de entes particulares, considerando además que se planea la recolección de ciudades y pueblos cercanos a Santa Fe, estimé una cantidad de escombros máxima de 480 [m³/día]. Sabiendo que densidad del escombros o residuos de construcción y demolición, se encuentra entre 850 a 1100 [kg/m³], siendo este un dato conseguido gracias a una empresa que se dedica al rubro de la demolición en Miajadas y siendo comprobado por la municipalidad de Aragón en España, se obtiene la cantidad en toneladas por día de escombros, siendo esta entre 400 a 450 [ton/día].

Con esto elijo tomar como referencia la máquina SYHSI-1010H de Noderberg, de la cual utilizaré los datos de las velocidades de rotación y tamaño del rotor como referencia.

4 Diseño gráfico de la trituradora:

Tomando entonces como referencia el modelo de trituradora SYHSI-1010H, lo primero que definí es el tamaño de entrada que tendrá la trituradora para el material.

Tomando como ancho de la boca de entrada una distancia entre paredes de 1050 [mm] y un alto de 850 [mm].

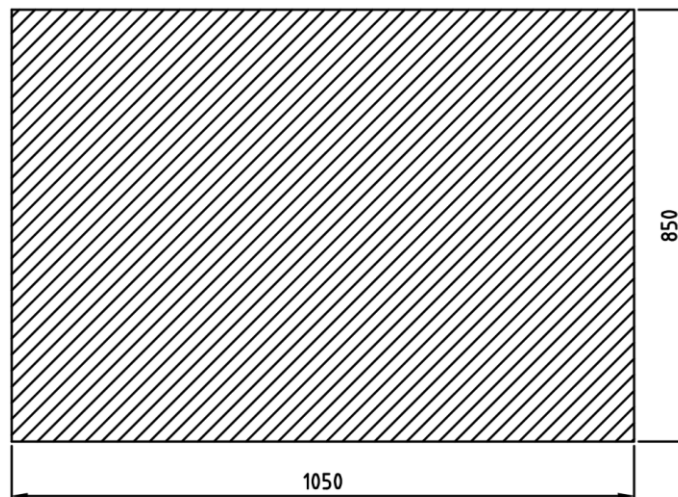


Figura 11. Dimensiones de entrada de material

Las dimensiones fueron establecidas según el largo del rotor de la máquina tomada como referencia.

El rotor siendo una de las partes principales de la trituradora, puede ser de las siguientes dos formas:

La primera forma es soldar al eje una sola maza de gran tamaño que contenga las barras necesarias o requeridas.

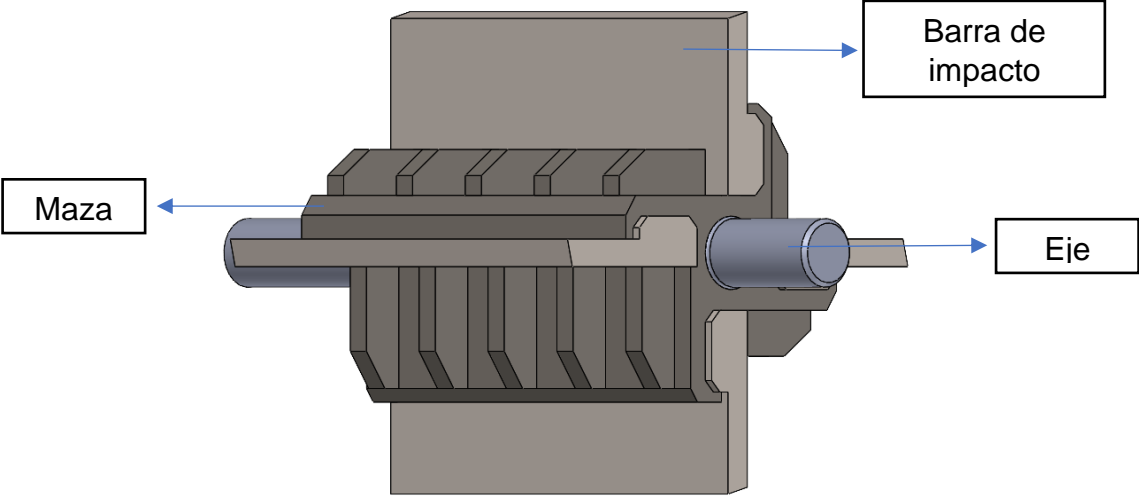


Figura 12. Modelo 1 de rotor

La segunda forma es mediante varias mazas calzadas en distintas posiciones del eje, sujetar las barras de impacto mediante tornillos.

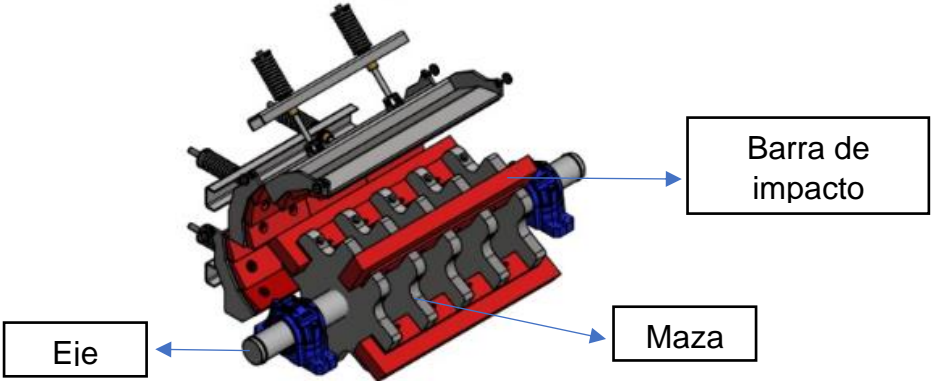


Figura 13. Modelo 2 de rotor

El primer modelo de rotor es de mayor uso en minería, por lo que tiene que ser más robusto. Ambos modelos de rotor permiten una extracción sencilla de las barras de impacto en caso de rotura, son resistentes contra materiales duros, con lo que la función de triturar el escombro es realizada correctamente. Si bien entonces, ambos tienen características similares, el modelo de rotor de la figura 13 deja un espacio entre las placas que, si bien no es grande, puede pasar parte del material sin triturarse. Por esta razón, opto por desarrollar el diseño en base al primer modelo de rotor según la figura 12.

El eje rotor se fabricará a partir de un perfil cuadrado forjado de dimensiones 250x250 [mm], el cuál como se muestra en la figura 14 se mecanizará de manera que quede una maza donde se puedan montar las barras de impacto y en los extremos la parte del eje en las cuales se montaran dos rodamientos alojados cada uno por su respectivo porta rodamiento y en uno de los extremos un volante de inercia, el cuál ira vinculado a un motor eléctrico.

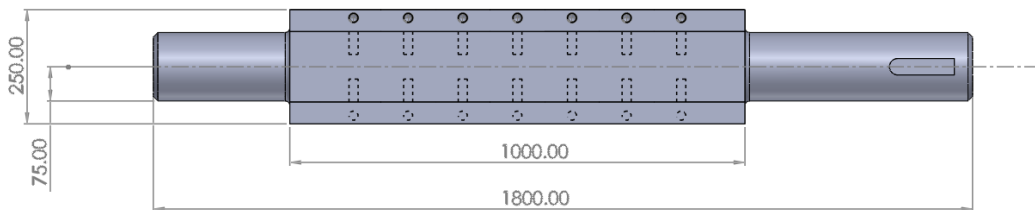


Figura 14. Dimensiones y forma del eje

Las barras de impacto serán 4 en total. Teniendo en cuenta el ancho de la boca de entrada del material, tendrán un largo total de 1000 [mm] mostrado en la figura 15, teniendo de esta forma una distancia de seguridad contra las paredes de la trituradora.

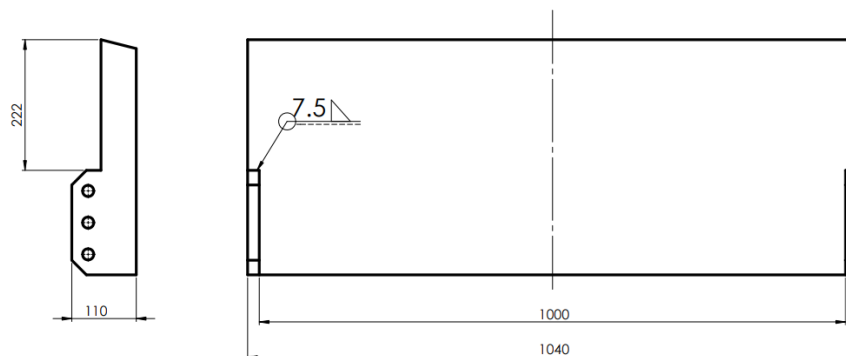


Figura 15. Dimensiones y forma de la barra de impacto

Las barras de impacto irán abulonadas a la gran maza, distribuidas equitativamente alrededor de la circunferencia externa del rotor.

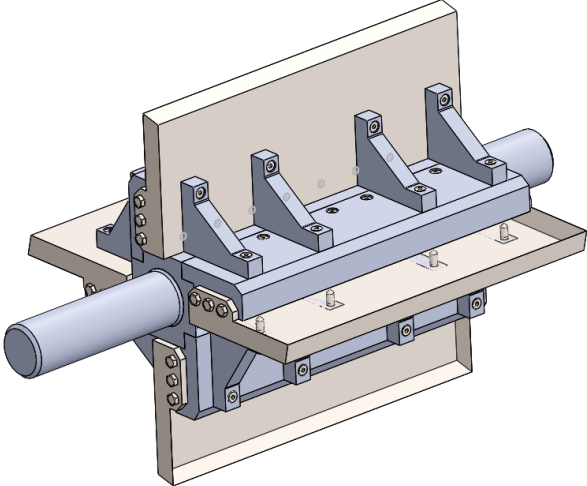


Figura 16. Distribución de las barras de impacto vista isométrica

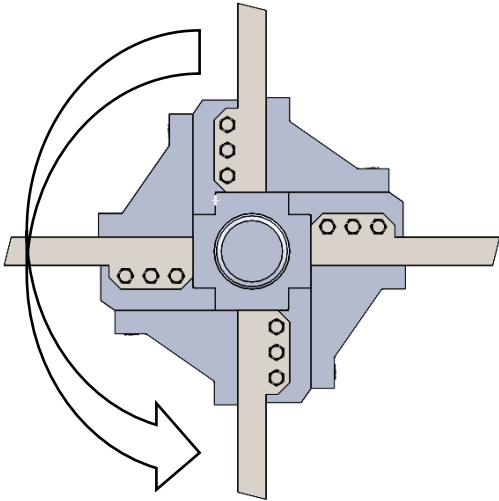


Figura 17. Distribución de las barras de impacto vista frontal
(Sentido de giro indicado por la flecha)

Teniendo en cuenta el modelo de trituradora SYHSI-1010H, el rotor con la maza y las barras montadas tendrá una circunferencia exterior de 1050 [mm].

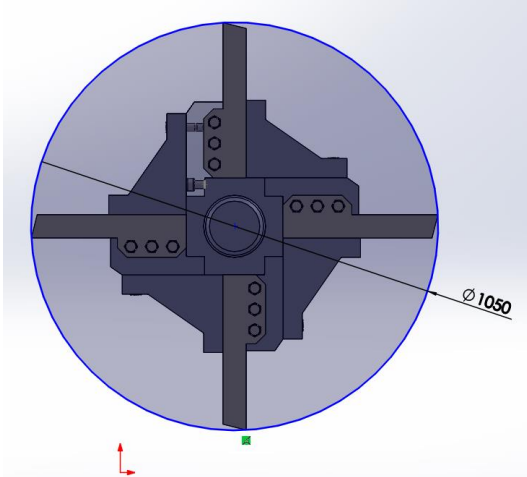


Figura 18. Alcance de las barras de impacto

La cámara de trituración consta de dos placas de impacto, una superior y otra inferior, provistas cada una de 3 barras de acero abulonadas a las placas. En caso de ser necesario, debido al desgaste producido por el choque del escombros, estas barras podrán ser reemplazadas por placas nuevas.

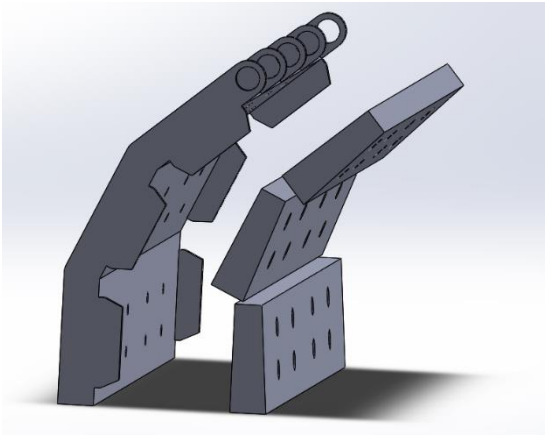


Figura 19. Placa de impacto vista isométrica

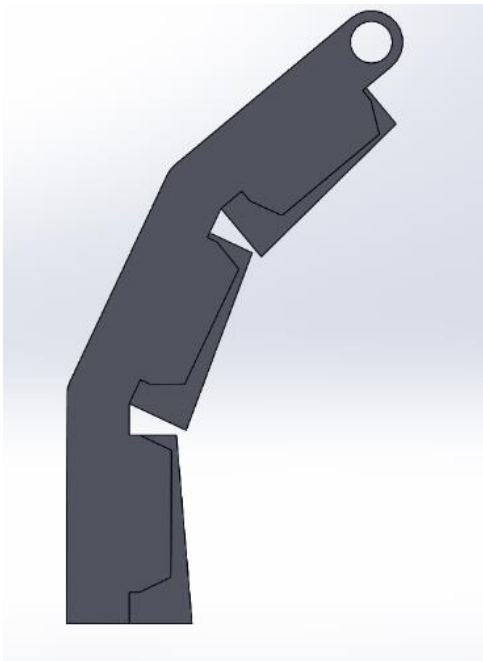


Figura 20. Placas de impacto vista frontal

El rotor estará contenido por una carcasa compuesta por 3 partes. Una base inferior donde se alojará el rotor de la trituradora, una tapa y una rampa de entrada de alimentación a la cámara de trituración.

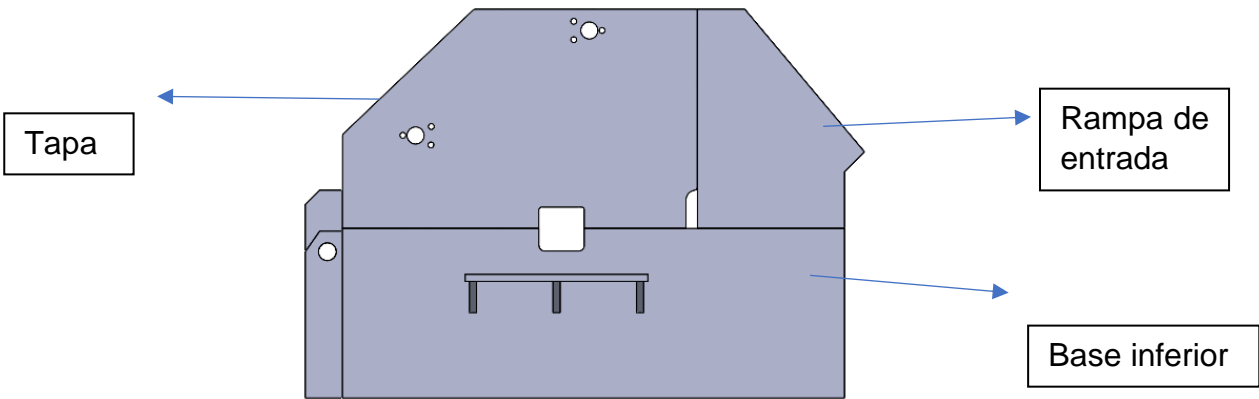


Figura 21. Carcasa

Entre la tapa y la base inferior se dispondrá de un sistema de apertura tipo bisagra, de modo que, si fuese necesario el recambio de las piezas gastadas, este se pueda hacer sin ningún inconveniente.

La siguiente imagen demuestra en un corte como es la rampa para la entrada del material:

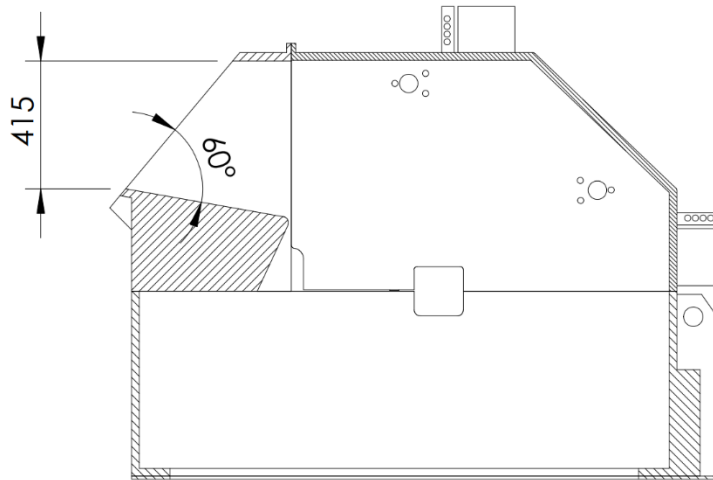


Figura 22. Vista en corte de la carcasa

Las imágenes son ilustrativas de cómo es el diseño de la trituradora, el diseño completo será mostrado más adelante en los planos.

La tapa contendrá los soportes para la colocación de las placas de impacto, donde impactará el material en el proceso de trituración. Estas irán sujetas a la tapa y pudiendo ser reguladas en caso de ser necesario mediante unas guías soldadas a la tapa, que permitirán una correcta colocación de estas.

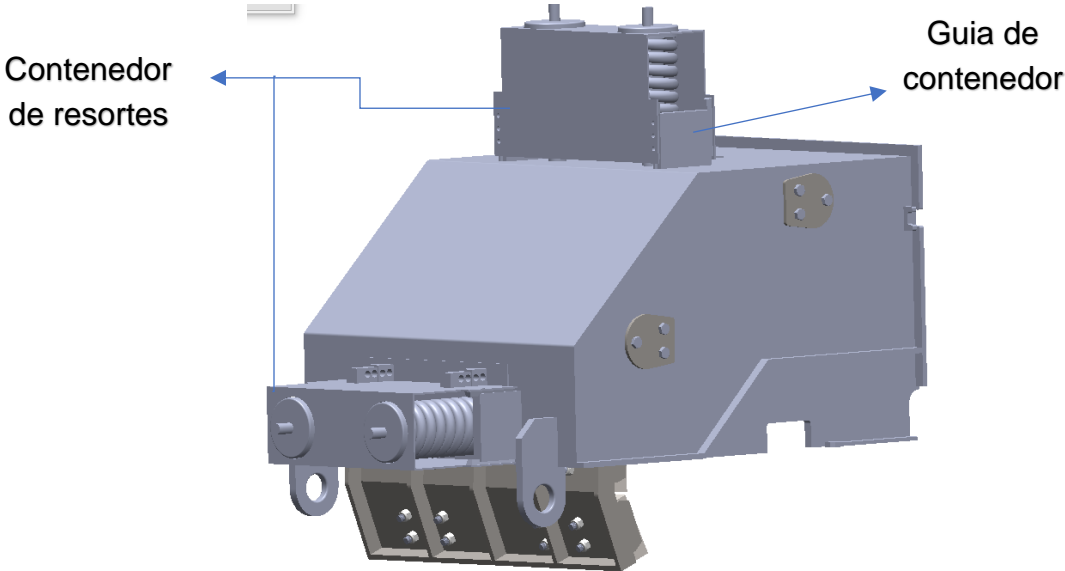


Figura 23. Placas de impacto sujetadas a la carcasa

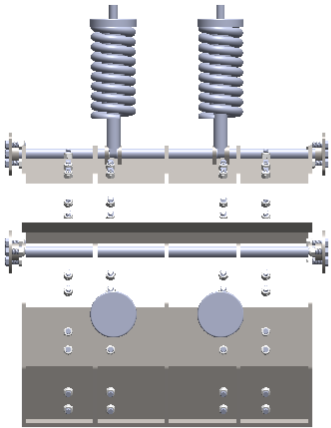


Figura 24. Placas de impacto

Para que la molienda sea correctamente realizada, las placas de impacto tendrán que encontrarse a una cierta distancia del diámetro externo de rotación del rotor, esta distancia asegura que se evitara el choque de las barras de impacto contra las placas y que el tamaño de partícula será el adecuado.

Sabiendo entonces que el diámetro exterior de rotación del rotor es de 1050 [mm], las placas se encontrarán ubicadas a partir de un radio de 550 [mm], y en caso de ser necesario se podrá corregir la posición de las placas para una molienda más fina.

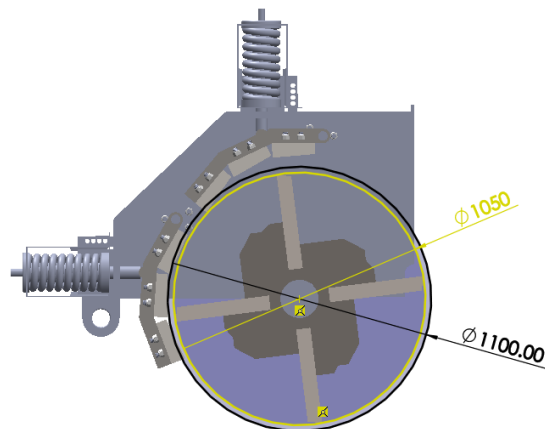


Figura 25. Distancia de seguridad entre placas y rotor

Este sistema de amortiguación será explicado más adelante en otro apartado debido a la importancia que tiene para la molienda del escombros.

5 Cálculos mecánicos del diseño

5.1 Consideraciones

Los escombros se pueden considerar de la siguiente manera:

- Escombro limpio: tierras, escombros, ladrillos, hormigón. Totalmente sin ninguna contaminación de maderas, papeles, plásticos, hierro u otra clase de residuos.
- Escombro sucio: tierras, escombros, ladrillos, hormigón, con cantidades moderadas de contaminación de maderas, papeles, plásticos, hierros u otra clase de residuos.
- Escombro muy sucio: tierras, escombros, ladrillos, hormigón, con cantidades abundantes de contaminación de maderas, papeles, plásticos, hierros u otra clase de residuo.

Para estos tres, la densidad se encuentra entre los 850 [kg/cm³] a 1100 [kg/cm³].

Considerare un escombro sucio, definiendo con esto una densidad de 950 [kg/cm³].

Como última instancia previa al cálculo de los elementos de máquina, definí un tamaño de escombro. Al no tener un tamaño en particular y ser muy variable, lo considere de la siguiente forma:

Considere una altura aproximada de 500 [mm], un ancho de 300 [mm] y un espesor de 200 [mm]. Si bien las medidas son grandes, se definió de esa forma ya que, al no tener un tamaño establecido y dependiendo de cómo sea cada escombro, debemos poder tener seguridad con respecto a los cálculos y sobredimensionar correctamente los elementos más afectados a modo de que sea duradera y rentable.

Así mismo al no tener una forma definida, para determinar el peso de los escombros, asemejo la siguiente figura a un prisma rectangular para poder realizar más sencillamente los cálculos.

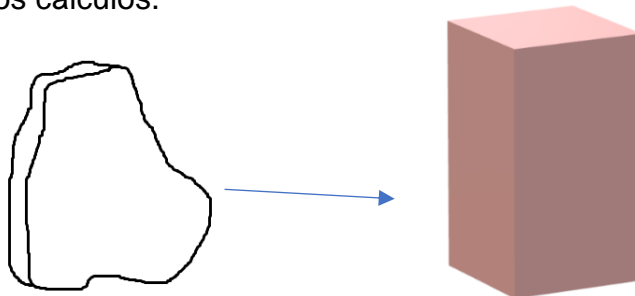


Figura 26. Forma considerada del bloque de escombro

Si bien las dimensiones establecidas para el escombros son grandes, de esta forma al realizar los cálculos, lograre asegurarme de que los elementos sean lo suficientemente resistentes.

Siendo que lo considero como un prisma rectangular, el volumen será:

$$V = \text{espesor} * \text{ancho} * \text{alto}$$

Y teniendo ya definidas estas dimensiones, el peso lo calculare multiplicando entonces el volumen con la densidad también ya definida.

$$V = 0,2 * 0,3 * 0,5 = 0,03 [m^3]$$

$$950 \left[\frac{kg}{m^3} \right] = \frac{Masa}{Volumen}$$

$$Masa = 950 * 0,03 \left[kg * \frac{m^3}{m^3} \right] = 28,5 [kg]$$

Para redondear, opte por un peso de 30 [kg].

Teniendo en cuenta el modelo elegido para tener como referencia, según la tabla de la figura 10, la velocidad de giro del rotor se encuentra entre 21 a 24 [m/s], teniendo un diámetro externo de rotación de 1050 [mm] y tomando como velocidad 21 [m/s], la velocidad en rpm del rotor será:

$$21 \left[\frac{m}{s} \right] * \frac{1 [rad]}{0,525 [m]} * \frac{60[s]}{1[min]} * \frac{1[rev]}{2\pi [rad]} = 380 [rpm]$$

La transmisión de movimiento hacia el rotor será mediante un motor eléctrico, calculado en otro apartado más adelante.

Dado que existe una rotación por parte del rotor, dejara de haber carga en las barras de impacto en el momento que una de los 3 restantes impacte contra el escombros. De esta manera puedo definir a la carga actuante como una pulsatoria intermitente.

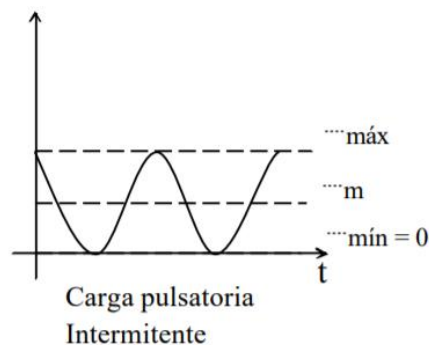


Figura 27. Carga pulsatoria

Con estas consideraciones puedo empezar los cálculos correspondientes de los elementos de la trituradora.

5.2 Cálculo del eje rotor principal

Para poder iniciar el cálculo del rotor, es necesario hacer una estimación de la cantidad de escombros que puede entrar por la boca de alimentación de la trituradora. Considerando entonces el tamaño de la boca de entrada y los bloques supuestos de concreto, opte por una situación poco probable, pero a su vez bastante desfavorable para el trabajo de la trituradora. De esta forma me aseguro de que la trituradora trabaje correctamente bajo altas cargas y que tenga una larga vida útil, a su vez de tener un cálculo más seguro.

La situación considerada es que entren tres bloques de igual tamaño e impacten a la vez contra las barras de impacto, teniendo de esta manera una carga de 90 [kg/m] distribuida a lo largo de la barra de impacto como se muestra en la figura 27:

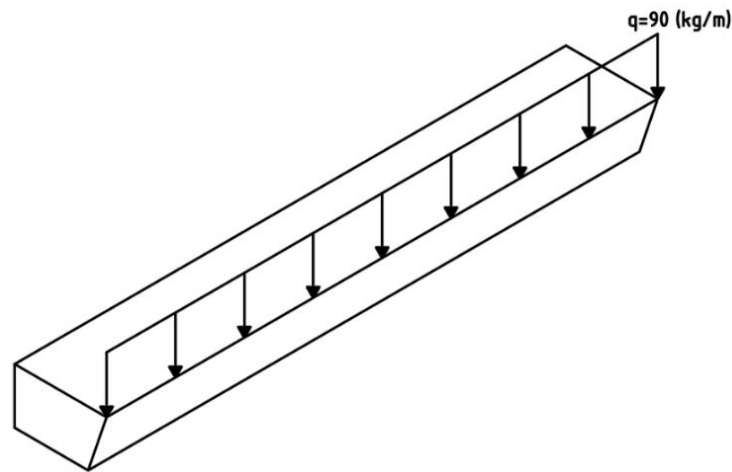


Figura 28. Carga distribuida a lo largo de las barras de impacto

Sucediendo entonces como muestra la **figura 28**, tendré una carga distribuida a lo largo de las barras de impacto principales y considerando entonces las medidas ya establecidas, tendré los siguientes datos previos al cálculo:

- La carga considerada 90 [kg/m] y teniendo un largo de placas de 1 [m], la carga total centrada será considerada de 100 [kg].
- Como ya fue dicho, será una carga del tipo pulsatoria intermitente.
- El material del eje será de SAE 4130, con lo que los valores de tensiones que tendremos según Faires pagina 744, tabla AT-7 mostrados en el anexo 1 en la página 52, serán:
 1. Tensión de rotura (σ_r) = 8929 [kg/cm²]
 2. Tensión de fluencia (σ_f) = 8015 [kg/cm²]
- La tensión de fatiga será considerada 0,5 de la tensión de rotura y además será afectada por distintos coeficientes como de carga, tamaño, superficie.
- Los cálculos se harán en base a carga dinámica y esfuerzos combinados de torsión y flexión, con lo que optare por usar las teorías de falla para poder hallar el diámetro necesario del eje.
- Por seguridad y sobredimensionar, la carga se calculará cayendo desde una altura de 0,5 metros.
- El coeficiente de calculo que usare debido a la incertidumbre que se tiene con respecto a las dimensiones será de 4.
- Dado que no tengo datos acerca de las barras de impacto, supongo un espesor de 60 [mm], el cual luego comprobare si es seguro y resiste correctamente el impacto de los bloques.
- Definiendo el material para la maza y las barras de impacto como SAE 4130, el peso será calculado gracias a la herramienta de evaluación de partes de SolidWorks, el peso aproximado según las dimensiones supuestas será de:

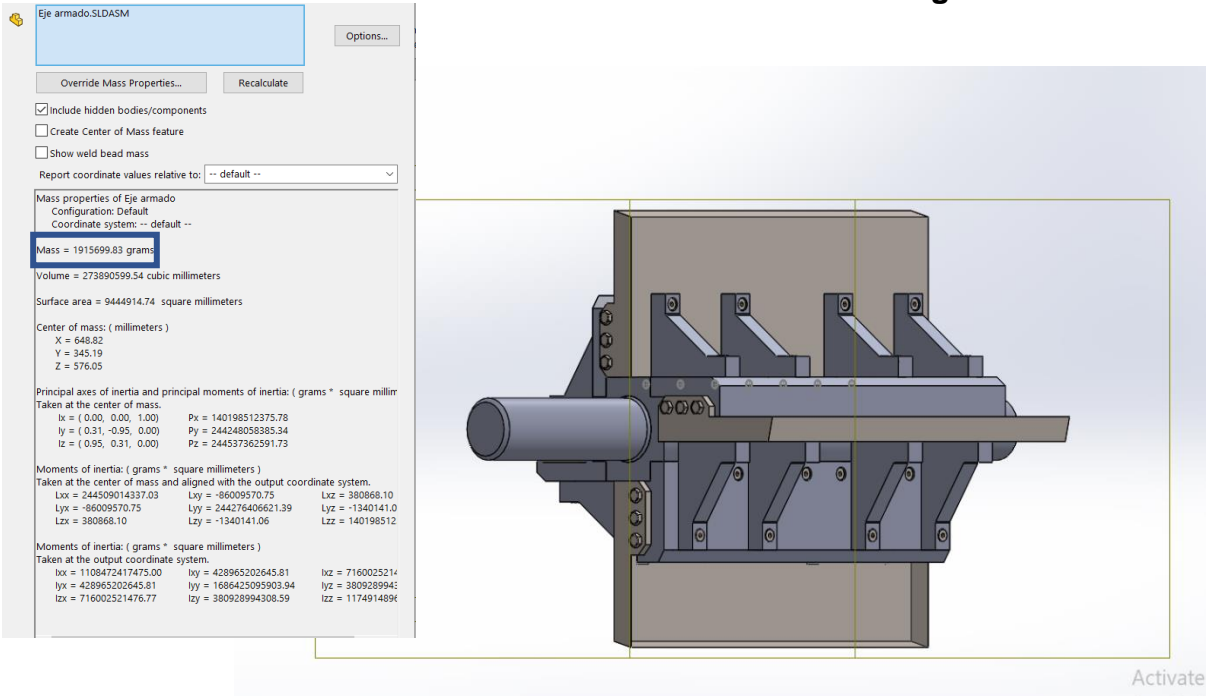


Figura 29. Masa total del rotor

Para cálculo de carga dinámica, utilizare los apuntes de la cathedra de estabilidad 2, siendo el caso según la figura 30:

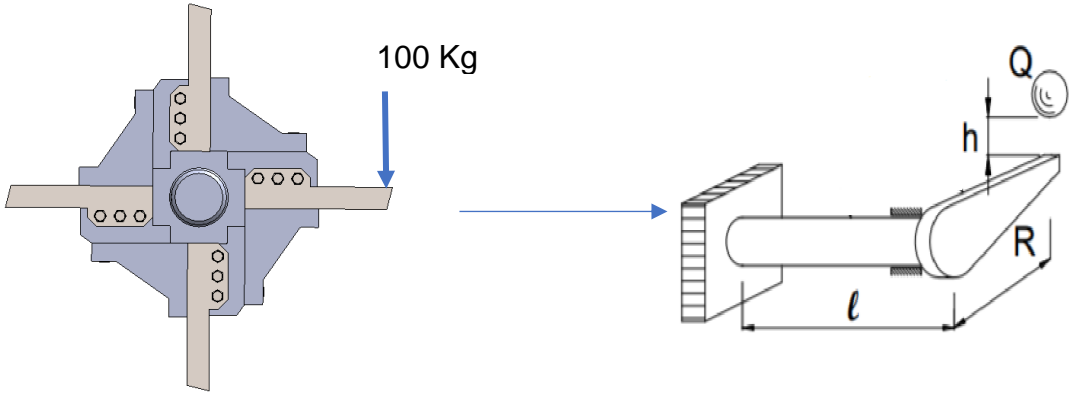


Figura 30. Caso de carga dinámica para la problemática

Las fórmulas utilizadas para calcular el coeficiente dinámico son:

1. $\delta_{st} = \varphi * R$, siendo que δ_{st} es la deformación angular estática y donde $\varphi = \frac{Q * R * l}{G * I_0} * R$
2. $K = \frac{1}{1 + \frac{K_m * Q_0}{Q}}$, siendo K un factor de carga obtenido de tablas de carga dinámica provistas por la catedra de estabilidad 2, mostradas en el anexo 2 de la página 53.
3. $K_d = 1 + \left(1 + \left(\frac{2h}{\delta_{st}} * K\right)\right)^{\frac{1}{2}}$, siendo Kd el coeficiente dinámico obtenido también de tablas de carga dinámica provistas por la catedra de estabilidad 2, mostradas en el anexo 2 de la página 53.

Donde los valores para las variables serán:

- Q= 100 [kg], siendo Q la carga que estimé que impactara en las placas.
- R= 52,5 [cm], siendo R la distancia del punto de impacto al centro del eje.
- L= 100 [cm], siendo L el largo del eje sobre el que supongo el impacto.
- h= 50 [cm], siendo h la altura supuesta de la que caerá el escombro.
- G= $0.8 * 10^6$ [kg/cm²], módulo de rigidez para un material SAE 4130, material obtenido de Faires pagina 745, tabla AT-7. El material fue elegido en base a las observaciones de usos típicos, los cuales me fue provisto por el mismo libro.
- $I_0 = \pi * d^4 / 32$, donde I_0 el momento de inercia de una sección circular.
- $K_m = 1/3$, donde K_m es un factor obtenido de tablas de carga dinámica provistas por la catedra de estabilidad 2 para el caso que se nos presenta.
- $Q_0 = 2000$ [kg], masa total de la suma de las 4 barras de impacto, más la maza.

Con lo que finalmente obtendremos los siguientes valores:

1. $\delta_{st} = 3,5 * 10^{-8} / d^4$, deformación angular estática en función del diámetro "d" del eje.
2. $K = 0,13$
3. $K_d = 1 + (1 + 3,71 * 10^6 d^4)^{\frac{1}{2}}$, coeficiente dinámico en función del diámetro "d" del eje.

El coeficiente dinámico afectara al esfuerzo de torsión, dado que para la flexión las barras de impacto rigidizan la pasible flexión.

La flexión sobre el eje es producida debido a los elementos montados sobre el mismo.

Para continuar con el cálculo del eje, separé en dos partes los esfuerzos de torsión y flexión, para después utilizar una teoría de falla que vincule ambos esfuerzos.

5.2.1 Cálculo de la tensión media de corte por torsión

Inicialmente es necesario calcular el momento torsor, el cual estará dado por la masa estimada de los bloques de residuos golpeando en el extremo de las barras de impacto multiplicada por la distancia al centro del eje (figura 29) y además teniendo en cuenta que la carga actuante es una pulsatoria, con lo cual nos da un momento mínimo igual a "0", dado que el escombro entero impacta una vez en cada barra por cada vuelta que da el rotor, entonces:

$$Mt_{max} = 100 [kg] * 0,525 [m] = 52,5 [kg * m]$$

$$Mt_{min} = 0 [kg * m]$$

$$Mt_{med} = Mt_{var} = 26,25 [kg * m]$$

$$\tau_{med} = \tau_{var} = \frac{26,25}{\pi * \frac{d^3}{16}} = \frac{133,7}{d^3}$$

5.2.2 Cálculo de la tensión normal por flexión:

Igualmente, al cálculo anterior, inicialmente será necesario calcular el momento flector máximo el cual es producido por el peso de las barras de impacto y la maza montadas, así como se muestra en la siguiente figura:

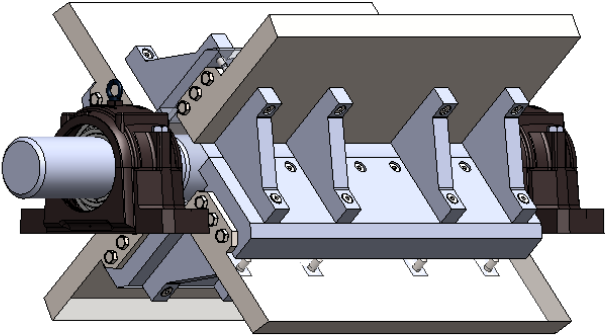


Figura 31. Eje apoyado

Teniendo en cuenta el peso del conjunto de maza con barras montadas de la figura 31, para el cálculo de flexión asemejaré el conjunto de la figura 32 a una barra soportada en los extremos con una carga distribuida, quedando entonces:

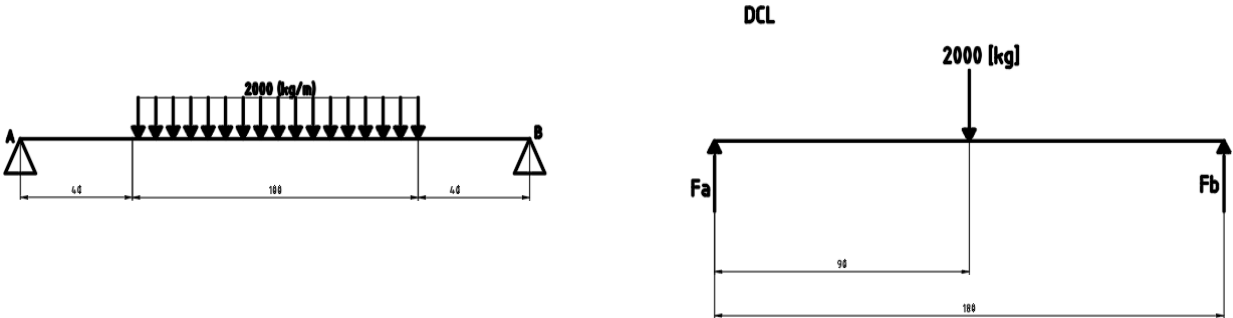


Figura 32. Diagrama de cuerpo libre

Haciendo sumatoria de fuerzas y momento según el diagrama de cuerpo libre:

$$\sum Fy = Fa + Fb = 2000 \text{ [kgf]}$$

$$\sum Ma = Fb * (1,8) - 2000 * (0,9) = 0$$

$$Fb = 1000 \text{ [kgf]}$$

Con lo que finalmente el momento flector máximo será:

$$Mf_{max} = Fb * 0,9 = 900 \text{ [kg * m]}$$

$$Mf_{min} = 0 \text{ [kg * cm]}$$

$$Mf_{med} = Mf_{var} = 450 \text{ [kg * m]}$$

$$\sigma_{med} = \sigma_{var} = \frac{450}{\pi * \frac{d^3}{32}} = \frac{4583}{d^3}$$

5.2.3 Cálculo del diámetro del eje mediante teorías de falla

Lo último que necesito para poder calcular el diámetro necesario según las teorías de falla son las tensiones equivalentes:

- $\sigma_e = \sigma_{med} * \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_f} + \sigma_v * kf$, donde tenemos tensión normal media (σ_{med}), de fatiga (σ_{fa}), fluencia (σ_f) y variable (σ_v).
- $\tau_e = \tau_{med} * \frac{\tau_{fa}}{\tau_f} + \tau_v * kf$, donde tenemos tensión de corte media (τ_{med}), de fatiga (τ_{fa}), fluencia (τ_f) y variable (τ_v).
- Donde el coeficiente de entalla $kf=1+q(kt-1)$, y siendo que el coeficiente de concentración de tensiones “kt” lo tomo según la tabla AT 13 de Faies pagina 751 con un valor recomendado para flexión de 1,6 y 1,3 para el caso de torsión, considerando también un coeficiente de sensibilidad de entalla $q=1$, quedara finalmente un coeficiente de entalla de 1,6 para flexión y 1,3 para torsión.

Otras consideraciones que tuve para los cálculos son los valores de las tensiones de fatiga, como ya se mencionó con anterioridad el “ σ_{fa} ” estará afectado por coeficientes de tamaño, carga, superficie y consideraremos “ τ_{fa} ” como $0,577 * \sigma_{fa}$ y siendo los coeficientes k_a , k_b y k_c , los que afectaran a la tensión normal de fatiga y teniendo valores de:

- $K_a=0,75$ (Factor de tamaño)
- $K_b=0,85$ (Factor de superficie)
- $K_c=1$ (Factor de carga)

Los valores de los factores fueron tomados según Faires paginas 751-Fig AF 5, mostradas en el anexo de la página 54.

Quedando entonces:

$$\sigma_{fa} = 0,5 * \sigma_r * k_a * k_b * k_c = 2678,7 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\tau_{fa} = 0,577 * 2678,7 = 1545,6 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Reemplazando los valores en las tensiones equivalentes quedando ambas en función del diámetro “d”:

$$\sigma_e = \frac{4583 * 2678,7}{d^3 * 8015} + \frac{4583 * kf}{d^3} = \frac{8864,5}{d^3}$$

$$\tau_e = \frac{133,7 * 2678,7}{d^3 * 8015} + \frac{133,7 * kf}{d^3} = \frac{200}{d^3}$$

Aplicando la teoría de falla del coeficiente octaédrico y afectando a la torsión por el coeficiente dinámico:

- $\left(\frac{1}{N} \right)^2 = \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}} * kd \right)^2$
- Siendo $K_d = 1 + (1 + 3,71 * 10^6 d^4)^{\frac{1}{2}}$

Reemplazando los valores:

$$\left(\frac{1}{4}\right)^2 = \left(\frac{\frac{8864,5}{d^3}}{2678,7 * 10^4}\right)^2 + \left(\frac{\frac{200}{d^3}}{1545,6 * 10^4}\right)^2 * kd^2$$

$$\left(\frac{1}{4}\right)^2 = \frac{1,09 * 10^{-7}}{d^6} + \left(\frac{1,67 * 10^{-10}}{d^6}\right) * \left(1 + (1 + 3,71 * 10^6 d^4)^{\frac{1}{2}}\right)^2$$

Finalmente despejando el valor de “d” quedara un eje de diámetro mínimo de 0,129[m].

Para comprobar si es que este valor es adecuado para el trabajo, contrastare el valor con respecto a un cálculo solo por torsión.

Teniendo en cuenta entonces los siguientes datos:

- $\tau_{rot}=6679$ [kg/cm²], tensión cortante de rotura.
- Rpm=380
- La potencia del motor será tomada como 75 [KW], teniendo en cuenta la trituradora seleccionada como referencia. Siendo entonces que 0,7355 [KW] es equivalente a 1 [CV], 75 [KW] será equivalente a 101,97 [CV]. Aproximare a 110 [CV]
- N=4, coeficiente de seguridad supuesto.
- $W_0=\pi*d^3/16$, momento resistente a la torsión de una sección circular.

Siendo entonces que la tensión de corte admisible será:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{rot}}{N} = \frac{6679[kg/cm^2]}{4} = 1669,75 \left[\frac{kg}{cm^2}\right] = \frac{Mt}{W_0}$$

Para calcular el Mt:

$$Mt = 71620 * \frac{CV}{rpm} = 71620 * \frac{110}{380} = 20732,1 [kg * cm]$$

$$\tau_{adm} = \frac{Mt}{W_0} = 1669,75 = \frac{20732,1}{\pi * \frac{d^3}{16}}$$

$$d = 4 [cm]$$

Comprobando entonces que el cálculo anterior mediante teorías de falla, comprobamos que el diámetro calculado es seguro. Siendo entonces el diámetro final del eje 15 [cm].

Dado que se hará el eje y la maza una sola pieza, para lograr el diámetro del eje y las dimensiones requeridas para la maza, partiré de un cuadrado forjado de 254 [mm]:



Figura 33. Especificaciones del material del eje

5.2 Comprobación del espesor de la barra de impacto

Para el cálculo del espesor de la barra de impacto, considerare un caso extremo que, si bien no sucede, puedo utilizarlo a modo de seguridad para poder demostrar que el espesor previamente supuesto es seguro.

Entonces, considerare a la barra soportada solo por los extremos y que el total de carga caiga en el centro ocasionando flexión y también sometido a la acción de la carga dinámica, entonces:

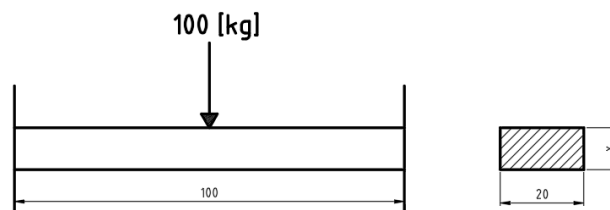


Figura 34. Fuerza aplicada en la barra de impacto

Para el cálculo del coeficiente dinámico, utilizare el diámetro de 16 [cm], dado que será la parte del eje:

- $K_d = 1 + (1 + 3,71 * 10^6 d^4)^{\frac{1}{2}} = 1 + (1 + 3,71 * 10^6 (0,16)^4)^{\frac{1}{2}} = 50,31$
- Siendo la sección resistente como se muestra en la figura 33, la inercia de esta será: $I = \frac{0,2 * x^3}{3}$, siendo "x" el espesor que será necesario hallar.
- Siendo la fuerza actuante la antes prevista de 100 [kg], estando afectada por el coeficiente dinámico será $F = 100 * kd = 5031 [kg]$

Utilizando entonces la fórmula de navier para el cálculo de flexión pura:

- $\sigma_{adm} = \frac{\sigma}{N} = \frac{M_{max} * \frac{x}{2}}{I}$, siendo x/2 la distancia a la fibra más solicitada, N el coeficiente de seguridad supuesto de 4 y siendo el material de las barras de impacto SAE 4130 teniendo un valor de resistencia a tracción de 857,7 [MPa]
- Siendo el momento máximo igual a 2515,5 [kg*m].

$$\frac{8577 * 10^4 \left[\frac{kg}{m^2} \right]}{4} = \frac{2515,5 * x}{2 * I} = \frac{2515,5 * x * 3}{2 * 0,2 * x^3}$$

$$x = 0,029 [m]$$

Siendo entonces el espesor mínimo calculado para poder soportar el impacto de los bloques es de 3 [cm], podemos decir que el espesor supuesto de 6 [cm], cumple satisfactoriamente con la sollicitación a la cual es sometida.

5.4 Cálculo de la unión atornillada

Finalmente, el último elemento de maquina relacionado con el rotor, es la unión atornillada.

Para esto seguiré teniendo en cuenta el coeficiente dinámico que afecta a la carga y que actúa sobre la barra de impacto como se muestra en la figura 35:

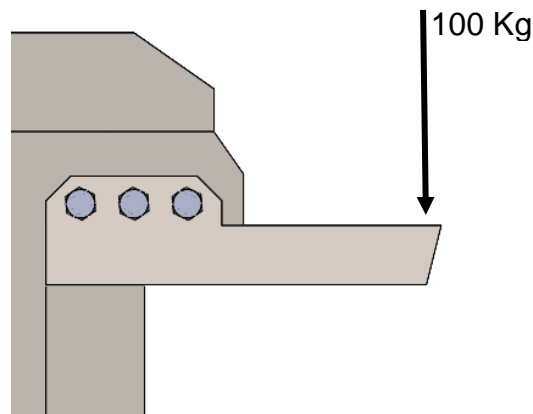


Figura 35. Unión atornillada

Como en el cálculo anterior, tendré en consideración el efecto del coeficiente dinámico sobre la carga, el cual tendrá el mismo valor que en el apartado anterior de 50,31.

Como es mostrado en la figura 34, se sujetará a la barra de impacto con 6 tornillos, en total. El material del tornillo es SAE 4130, templado en agua y revenido a 593 °C, del tipo UNC. El tamaño será determinado mediante teoría de falla en base al área de esfuerzo mínima necesaria. El conjunto barra de impacto/maza, se unirá sin lubricación y teniendo en cuenta que la fuerza de impacto del escombros es considerada 5031 [kgf].

Los datos del material serán obtenidos de Faires, pagina 744, tabla AT-7 del anexo 1

- $\sigma_{fi}=8025$ [kgf/cm²], tensión normal de fluencia.
- $\sigma_r= \sigma_b =8929$ [kgf/cm²], tensión normal de rotura.
- $E=2,1*10^6$ [kgf/cm²], módulo de elasticidad.

Las fórmulas por emplear para el cálculo serán las siguientes:

- $Kb = \frac{Ab * Eb}{lb}$, donde $Ab = \frac{\pi * d^2}{4}$, $lb=60$ [mm], $Eb=2,1 * 10^6$ [kgf/cm²]
- $Kc = \frac{Ac * Ec}{lc}$, donde $Ac = \frac{\pi * [(2d)^2 - d^2]}{4}$, $lc=60$ [mm], $Ec=2,1 * 10^6$ [kgf/cm²]
- $Fe = \frac{F * kd}{n}$, donde n es el número de tornillos a usar.
- $Fi = 0,5 * \sigma_{fl} * Ab$
- $\Delta Fb = \frac{Fe * Kb}{Kb + Kc}$
- $Fb = Fi + \Delta Fb$
- $Fm = Fi + \frac{\Delta Fb}{2}$
- $Fv = \frac{Fb - Fi}{2}$
- $\frac{1}{N} = \left(\frac{Fm}{Ab * \sigma_{fl}} \right) + \left(\frac{Fv}{Ab * \sigma_{fa}} * Kf \right)$, con $\sigma_{fa}=0,5 * \sigma_r=8929/2=4464,5$ [kgf/cm²], $N=2$ y $Kf=3,8$
(Valor sacado de Faired página 751-AT12)

Siendo Kb y Kc las constantes elásticas del perno y de las piezas unidas, las demás variables son fuerzas que varían según el apriete y la fuerza aplicada sobre la unión.

Reemplazando los valores que tenemos:

- $Fe = 838,5$ [kgf]
- $\Delta Fb = 209,62$ [kgf]
- $Fi = 3151Ab$
- $Fm = 3151Ab + 104,81$
- $Fv = 104,81$ [kgf]

Reemplazando finalmente:

$$\frac{1}{2} = \left[\frac{3151Ab + 104,81}{Ab * 8025} \right] + \left[\frac{104,81 * 3,8}{Ab * 4464,5} \right]$$

$$\frac{1}{2} = 0,4 + \left(\frac{0,013}{Ab} \right) + \left(\frac{0,089}{Ab} \right)$$

$$Ab = 1,02 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Teniendo finalmente según Faired página 756 tabla AT-14 ubicada en el anexo 5 de la página 56, para el área de esfuerzo calculada utilizare un tornillo de 3/4".

La siguiente unión atornillada a calcular será la siguiente, teniendo en cuenta que se utilizará el diámetro de bulón calculado anteriormente:

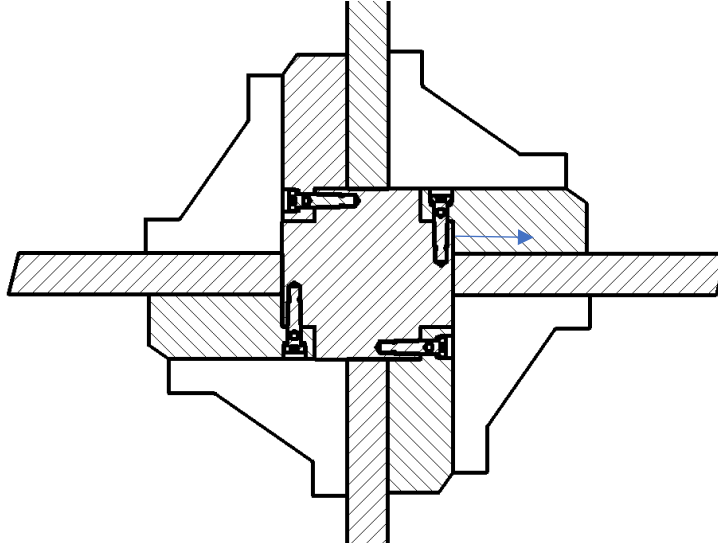


Figura 36. Union atornillada 2

Considerando el tornillo al corte, teniendo en cuenta el material con una tensión de rotura de 8929 [kgf/cm²], calcule la tensión de rotura por corte, siendo:

$$\tau_{rot} = \frac{0,6\sigma_{rot}}{1,25}$$

Donde 1,25 se lo considera como un factor de seguridad para el corte, dando un valor final de 4285 [kgf/cm²].

Siendo que considerare el total de la carga actuando sobre el tornillo sometándolo a corte, considerando un solo tornillo, la formula a utilizar será:

$$\tau_{adm} = \frac{Fd * 4}{N * \pi * d^2} = \frac{5031 * 4}{\pi * 4} = 1601 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \leq 4285 [kgf/cm^2]$$

Con lo que teniendo en cuenta que son 3 tornillos los que estarán sometidos al esfuerzo, queda comprobado que resistirá correctamente el esfuerzo al corte

5.5 Comprobación y selección del motor

El análisis energético de la trituradora se realizará en varios pasos, inicialmente teniendo en cuenta la trituradora tomada como referencia, seleccione un motor correspondiente a la potencia especificada en la tabla de la figura 10. Con este dato, seleccione un motor de la marca SEW-EURODRIVE con las siguientes características:

Datos técnicos		
DRN280 S4/BE62/FE		
Características	Valor	Unidad
Velocidad nominal del motor	1482	1/min
Posición de montaje	B35	
Pintura imprimación/CapaFinal	7031 Gris azulado (51370310)	
Posición de conexión/caja de bornas	0	°
Entrada de cable/ Posición del conector	X	
Eje de salida	75X140	mm
Diámetro de la brida	550	mm
Potencia del motor	75	kW
Factor de duración	S1-100%	
Clase eficiente	IE3	
Eficiencia (50/75/100% Pn)	94.9 / 95.3 / 95	%
Marcado CE	Si	
Tensión del motor	380/660	V
Esquema de conexionado	R13	
Frecuencia	50	Hz
Corriente nominal	151 / 87	A
Cos Phi	0.79	
Clase de aislamiento	155(F)	
Tipo protección del motor	IP55	
Requisito del diseño	IEC	
Momento de inercia de masa del motor	9531.16	10 ⁻⁴ kgm ²
Peso neto	603.5	Kg
Par de frenado	1000	Nm
Voltaje del freno	400	V
Control de freno	BGE1.5	
Opciones del motor		
Aislamiento térmico 155(F)		
Control del freno BGE- con conmutación electrónica		
Eje de salida: 75X140 mm		
Freno Freno BE62 con 2 discos de freno. (400 V, 1000 Nm)		
Grado de protección IP 55		
Tensión, frecuencia, bobinado		



Figura 37. Motor SEW EURODRIVE

5.5.1 Calculo del volante de inercia y relación de transmisión

Teniendo los datos del motor a utilizar, inicialmente será necesario calcular el tamaño del volante de inercia.

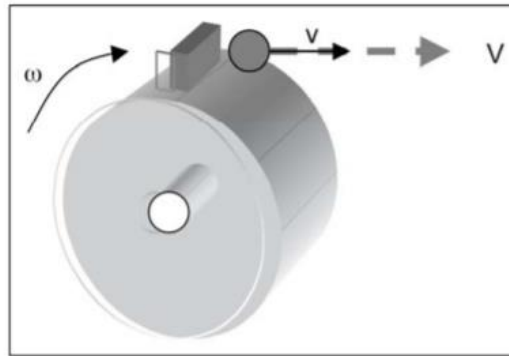


Figura 38. Impacto del rotor con el escombros

El cálculo se realizará en base a la energía que suministra el rotor a las partículas que salen despedidas debido al choque de las barras de impacto contra las mismas.

Para poder calcular la energía, será necesario calcular en primera instancia la fuerza que es aplicada por el rotor a las partículas. La fuerza está dada bajo la siguiente formula:

$$F = m * \frac{V}{\Delta t}$$

En donde:

- m: masa de la partícula despedida.
- t: tiempo que tarda la partícula en adquirir la velocidad V. Se encuentra estimado entre 0,5 [ms] a 1 [ms].
- V: velocidad de la partícula con la que sale proyectada del rotor, la cual será $v*(1+r)$, siendo que v es la velocidad de rotación del rotor y r el coeficiente de restitución, con un valor aproximado de 0,6.

Para el cálculo de la fuerza tendré en consideración el total de la masa impactando contra el rotor, por lo tanto, serán 30 [kg]. Siendo entonces la masa restante 3 [kg], la velocidad del rotor es de 20 [m/s] y el tiempo que la partícula tarda en adquirir esa velocidad será considerada como 1 [ms], Quedando entonces:

$$F = 3 * \left(\frac{20(1 + 0,6)}{1 * 10^{-3}} \right) = 960000 [N]$$

La energía necesaria para poder imprimirle la energía necesaria a los bloques de escombros será considerada como la fuerza que aplica el rotor a la partícula multiplicada por la distancia que recorren los bloques de escombros. Considerando una distancia recorrida máxima de 0,05 [m], distancia especificada en la figura 25, mostrando la separación máxima que tendrán las placas de impacto del rotor, la energía necesaria será:

$$\Delta E = F * d = 960000 [N] * 0,05 [m] = 48000 [J]$$

Con esta energía podemos obtener el peso del volante, el cual está dado bajo la siguiente fórmula:

$$\frac{G}{g} = \frac{\Delta E}{V^2 * Cef}$$

En donde:

- G: peso en [N] del volante de inercia
- g: aceleración de la gravedad, por cuestiones de simplicidad será considerada 10 [m/s²]
- ΔE : energía necesaria a almacenar por el volante
- V: velocidad de rotación, siendo 21 [m/s]
- Cef: grado de irregularidad o coeficiente de fluctuación de los volantes, siendo este valor según Faires 695, para trituradoras 0,2

Reemplazando:

$$\frac{G}{g} = \frac{48000}{21^2 * 0,2} = 600 [kg]$$

El volante fue definido de la siguiente manera:

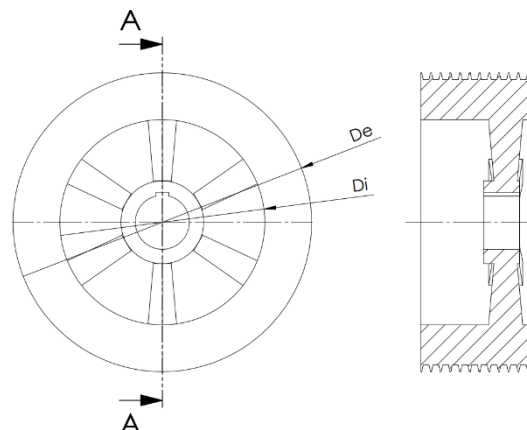


Figura 39. Volante de inercia

Donde según la figura 38:

- De: diámetro exterior
- Di: diámetro interior
- Dm: diámetro medio
- h: distancia entre Di y De

Dado que de los cuales será necesario suponer el diámetro medio para poder calcular el resto de las dimensiones, definí el diámetro medio en 700 [mm], valor tomado siguiendo cálculos pasados y ejemplos de volantes.

El resto de las dimensiones se calculará mediante la siguiente formula:

$$G = \frac{\pi}{4} (De^2 - Di^2) P * e$$

En donde:

- G: peso del volante
- P: peso específico, definido para un material ASTM 25, el cual de Faires pagina 736 tabla AT-6, nos da el valor de 7000 [kg/m³]
- e: espesor del volante, el cual será necesario suponer para poder encontrar el resto de las incógnitas, adopte 300 [mm] como espesor del volante.
- De: diámetro externo, siendo igual a Dm+h
- Di: diámetro interno, siendo igual a Dm-h

Entonces reemplazando:

$$600 = \frac{\pi}{4} ((Dm + h)^2 - (Dm - h)^2) * 7000 * 0,3$$

$$h = 0,13 [m]$$

Con lo que las dimensiones del volante quedaran como:

- De=830 [mm]
- Di=570 [mm]
- e=300 [mm]

Será necesario calcular la polea a colocar en el motor, dado que la transmisión de movimiento será realizada mediante correas. Tomando los datos del motor de la figura 35, la velocidad de giro de este será de 1480 [rpm], el volante de inercia deberá girar a 400 [rpm]. Con estos datos, podemos calcular el diámetro de la polea a utilizar:

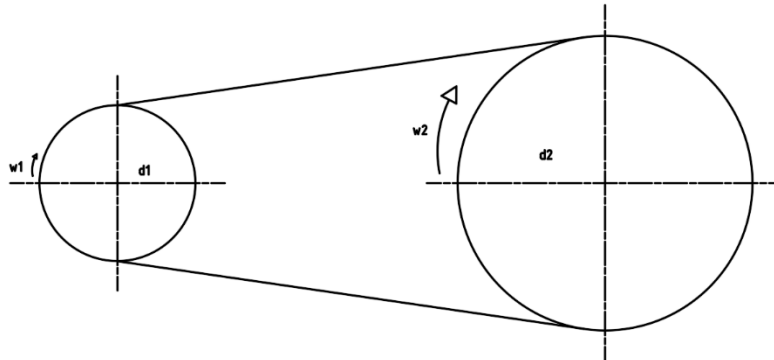


Figura 40. Relación de transmisión

$$d1 * w1 = d2 * w2$$

En donde:

- d1: diámetro de la polea
- d2: diámetro exterior del volante
- w1: velocidad en rpm de la polea
- w2: velocidad en rpm del volante

Reemplazando los valores:

$$d1 * 1480 = 830 * 400$$

$$d1 = 224 [mm]$$

Y la relación de transmisión i , será:

$$i = \frac{d1}{d2} = \frac{w2}{w1} = 0,27$$

5.5.2 Selección de correas

Para la selección de la correa, utilice el manual de Goodyear del anexo 7. Donde inicialmente será necesario calcular la sección de la correa a utilizar. Para ello necesito saber la potencia de diseño, la cual está dada por la siguiente formula:

$$P_{dc} = P_d * k_f$$

En donde:

- P_d : potencia del motor en HP, siendo 75 [KW] equivalente a 100 [HP]
- k_f : factor de servicio, obtenido de la página 22 del anexo 7, resultando en un valor de 1,2

Entonces:

$$P_{dc} = 100 * 1,2 = 120 [HP]$$

Para la sección de la correa son necesarios los datos de la potencia de diseño y los rpm a la que gira el motor, siendo estos 1480 [rpm] y la potencia de diseño 120 [HP], según la tabla 4 de la página 11 del anexo 7, da como resultado una correa de sección "C".

Teniendo las siguientes características:

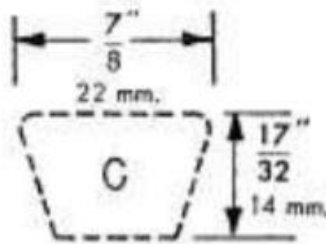


Figura 41. Sección de correa

Para calcular el número de la correa será necesario calcular el largo total, para ello definí una distancia entre centros del motor y el volante de inercia de 800 [mm].

El largo de la correa será calculado con la fórmula 25 de la página 6 del anexo 7.

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4 * C}$$

En donde:

- C: distancia entre centros
- D: diámetro del volante
- D: diámetro de la polea

Entonces:

$$L = 2 * 800 + 1,57(830 + 224) + \frac{(830 + 224)^2}{4 * 800} = 3600 [mm]$$

Con este valor, de la tabla 2 ubicado en la página 8 del anexo 7, obtengo una correa número 128. Siendo entonces las correas a utilizar serán C128.

5.5.3 Análisis energético del motor

La energía necesaria que debe de ser suministrada a la trituradora será comprobada mediante la teoría de Bond de fragmentación de partículas. En esta teoría se define que la energía o trabajo utilizado por el rotor o la máquina, es inversamente proporcional a la raíz del diámetro de entrada. Es decir que, a tamaños mayores de partículas, es necesaria menos energía que para tamaños menores.

$$Wb = 10 * Wi \left(\frac{1}{(d_{80})^{\frac{1}{2}}} - \frac{1}{(D_{80})^{\frac{1}{2}}} \right)$$

En donde:

- Wb: es el consumo específico de energía (KWh/t) de la trituradora para realizar la operación, medida en el eje de rotación de la máquina.
- Wi: es el índice de trabajo de Bond (Indicador de la tenacidad del material), calculado experimentalmente para cada tipo de material.
- D₈₀: es el tamaño de malla por el que para el 80% de las partículas de alimentación en micrómetros.
- d₈₀: es el tamaño de malla por el que pasa el 80% de las partículas de producto en micrómetros.

Antes de comenzar el análisis energético de la máquina, conviene saber qué características tendrán los materiales a triturar.

Los áridos a procesar se van a componer de una mezcla de diversos tipos de materiales con diferentes características y propiedades mecánicas.

MATERIAL	RESISTENCIA A ROTURA (kg/cm ²)
Hormigón	150 – 500
Materiales cerámicos	100 - 650
Yeso	20 - 35
Caliza	80 - 1500

Figura 42. Tabla de resistencia de distintos materiales

Debido a las diferentes características entre los materiales que se van a procesar en la trituradora, como los mostrados en la tabla de la figura 40, se va a tomar la piedra caliza como referencia para los cálculos, debido a su gran dureza y resistencia, ya que la carga necesaria para su rotura es mayor que en el resto de los materiales.

Es importante además el tamaño del material a triturar. La trituradora se está diseñando para tamaños de partícula de 500 [mm] como máximo, la importancia del tamaño viene dada debido que son las partículas pequeñas las que más energía necesitan para disminuir su tamaño al deseado. Esto es debido a que partículas mayores pueden presentar, con más probabilidad, planos de rotura por los que el material se podrá fracturar.

La expresión de Bond se utiliza para conocer la energía necesaria para llevar a cabo el proceso de trituración de la máquina en su régimen de funcionamiento y de esta forma, poder dimensionar el motor de esta o como será en mi caso, comprobar si el motor seleccionado cumple con los requisitos necesarios para la correcta trituración.

Para realizar este cálculo se han supuesto las siguientes condiciones de funcionamiento iniciales de la trituradora:

- Tamaño del 80 de partículas de la alimentación = 500 [mm]
- Tamaño del 80 de partículas trituradas = 5 [mm]
- Capacidad de alimentación = 60 [tn/h]
- Material de alimentación = piedra caliza

Se necesita además de otro parámetro que depende de la naturaleza del material a triturar, el índice de Bond (W_i), que se trata de un valor obtenido de forma experimental, y que representa la resistencia de un material a ser fragmentado.

Material	[kWh/ton. corta]	Material	[kWh/ton. corta]
Todos los materiales	15,19	Vidrio	3,39
Barita	6,86	Mineral de oro	16,31
Basalto	22,45	Granito	15,83
Clinker de cemento	14,84	Mineral de hierro	16,98
Arcilla	7,81	Mineral de plomo	12,54
Carbón mineral	12,51	Caliza	12,77
Mineral de cobre	14,44	Mica	148,00
Dolomita	12,44	Lutita petrolífera	19,91
Esmeril	64,00	Roca fosfatada	11,14
Feldespató	12,84	Cuarzo	14,05
Galena	10,68	Taconita	16,36

Figura 43. Factor W_i para distintos materiales

Para la piedra caliza, el índice de Bon es 12,77 [KWh/tn.corta]. Siendo 1 ton. corta, 907,2 kg. Para toneladas métricas, el W_i de la caliza será 14,1 [kWh/tn]

Entonces, la energía necesaria para triturar el material en las condiciones dadas, según la fórmula de Bond:

$$W_b = 10 * W_i \left(\frac{1}{(d_{80})^{\frac{1}{2}}} - \frac{1}{(D_{80})^{\frac{1}{2}}} \right)$$

$$W_b = 10 * 14,1 \left(\frac{1}{(5 * 10^3)^{\frac{1}{2}}} - \frac{1}{(500 * 10^3)^{\frac{1}{2}}} \right) = 1,79 [kWh/tn]$$

Siendo este resultado la energía teórica para triturar 1 tonelada de material.

Para calcular la energía o potencia que debe suministrar el motor al rotor de la trituradora, se realiza con la expresión:

$$P = Wb * T * Fs$$

En donde:

- P: La potencia aplicada en el rotor de la trituradora para realizar el proceso medida en kW
- Wb: La energía teórica de Bond
- T: La cantidad de alimentación de material, teniendo como referencia la tabla de la figura 10, definió 65 [tn/h]
- Fs: Factor de seguridad según el tipo de trituración
 - 2 para las trituradoras de mandíbulas
 - 1,6 para las trituradoras giratorias y las de impactos
 - 1,3 para las trituradoras secundarias tipo cono, trituradoras de cilindros, molinos de barras y molinos de bolas.

Entonces reemplazando:

$$P = 1,79 \left[\frac{kWh}{tn} \right] * 65 \left[\frac{tn}{h} \right] * 1,6 = 186,2 [kW]$$

Esta potencia, está considerada en el rotor de la trituradora. Para saber la potencia del motor, será necesaria la relación de transmisión calculada entre el volante de inercia y la polea a la salida del motor, siendo esta relación $i=0,27$.

Entonces la potencia mínima que debería tener el motor a utilizar será:

$$P_{motor} = 186,2 * 0,27 = 50 [kW]$$

Teniendo en cuenta que el motor elegido es de 75 [kW], puedo afirmar que este tendrá la potencia necesaria para realizar la trituración en las condiciones desfavorables propuestas de alimentación con 65 [tn/h] de piedra caliza y reducción de 500 a 5 [mm] el tamaño de partícula.

Puedo concluir entonces, que este cálculo al estar dado para una alimentación de 100% de piedra caliza y siendo la alimentación real de la trituradora una mezcla de materiales más blandos (con valores menores del índice de Bond), será necesaria menos potencia o energía para su procesado. El motor seleccionado de 75 [kW], será lo suficientemente potente para el correcto funcionamiento de la trituradora de impacto.

5.5.4 Cálculo de cantidad de correas

Para el cálculo de la cantidad de correas, utilizaré la potencia elegida del motor. Teniendo entonces una potencia de 75 [KW], que aproximadamente son 100 [HP].

Para el cálculo, será necesario tener la cantidad de HP/Correa en base al diámetro de la polea del motor (224 [mm]). Obteniendo este dato de la página 16 del anexo 7, tabla 8 del manual de Goodyear para correas en “V”, la cantidad de HP/Correa será un total de 8,4. Además, será necesario el adicional de HP/Correa en base a la relación de velocidad ($i=0,27$), obtenido de la misma tabla ubicada en la página 16.

Siendo entonces que el total de HP/Correa en total teniendo en cuenta el diámetro de la polea del motor y el obtenido en base a la relación de velocidad será de 10,2 HP/Correa.

Para el cálculo de la cantidad de correas a utilizar, se usará la siguiente fórmula:

$$N = \frac{Pdc}{C * Fc}$$

En donde:

- Pdc: Potencia de diseño en HP, con un valor de 100 HP
- C: Cantidad de HP/Correa, siendo 10,2
- Fc: Factor de corrección debido al largo de la correa, valor obtenido de la tabla 13 ubicada en la página 21, siendo 0,95.

Entonces:

$$N = \frac{100}{10,2 * 0,95} = 10,3 \text{ correas}$$

Siendo entonces la cantidad de correas a utilizar un total de 11 “C128”.

5.6 Cálculo de la chaveta

En este apartado lo que se evaluará es según la potencia del motor, velocidad de rotación y diámetro del eje, las dimensiones requeridas de la chaveta para garantizar una correcta transmisión del movimiento del motor al eje.

Inicialmente dado los materiales antes mencionados del eje y la del volante de inercia, se seleccionó un material de chaveta que no supere la dureza Brinell de ninguno de estos.

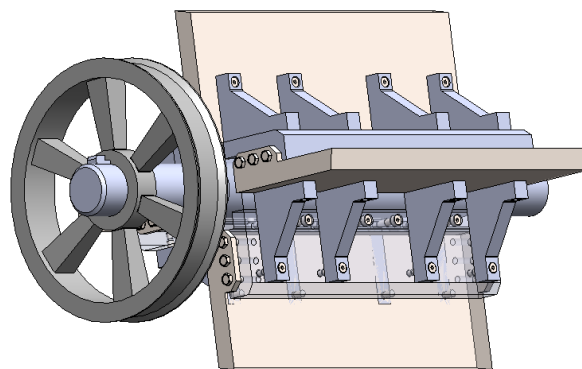


Figura 44. Chaveta para eje y volante

Dado que los materiales para el eje y el volante fueron seleccionados como SAE 4130 con una dureza Brinell de 260 y ASTM 25 con una dureza de 170, respectivamente para eje y volante con datos obtenidos de la tabla AT7 de la página 745 de Faires. Teniendo estos datos, opté por seleccionar una chaveta de SAE 1020 que tiene una dureza Brinell de 140, cumpliendo entonces el requisito de la dureza.

En segunda instancia, según Faires página 767 tabla AT19, obtenemos valores de las dimensiones de la chaveta para distintos diámetros de eje, con lo que para un eje de diámetro de 150 [mm], esta tabla nos da valores de “b” y “t”, siendo estos según la siguiente figura:

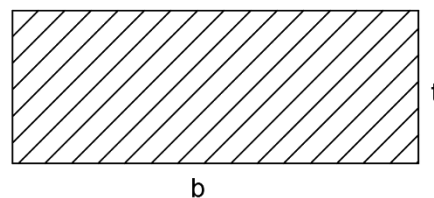


Figura 45. Dimensiones b y t

Siendo estos valores, 38,1 [mm] y 25,4 [mm] correspondientes a “b” y “t”, restando calcular la longitud que deberá tener la chaveta.

Para esto tuve que dimensionar por corte y aplastamiento, seleccionando la longitud de chaveta que cumpla con ambos.

Sera necesario antes de iniciar, calcular la fuerza que estará actuando sobre la chaveta, esta misma estará dada debida al momento torsor que genera la rotación del motor en base a la potencia de este.

Siendo entonces las características del motor:

- Potencia: 105 [HP] o 75 [kW]
- RPM: 380 RPM, que es aproximadamente 39,2 [rad/s]
- Diámetro del eje 150 [mm]

Con lo que el momento torsor será igual a:

$$Mt = \frac{75000[\text{Watt}]}{39,2 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]} = 188440 [\text{kgf} * \text{cm}]$$

Y la fuerza estará dada por:

$$F = \frac{Mt}{\frac{d}{2}} = \frac{188440}{7,5} = 25125,3 [\text{kgf}]$$

5.6.1 Dimensionamiento por corte

Para esto utilice la siguiente formula:

$$F = \tau_{adm} * b * l$$

Siendo:

- $\tau_{adm} = 0,75 \sigma_{fl} / n$, con $\sigma_{fl} = 3374 [\text{kgf}/\text{cm}^2]$ y con un coeficiente de cálculo n de 2, quedando entonces 1265,25 [kgf/cm²]
- b=38,1 [mm]

Reemplazando entonces:

$$l = \frac{F}{\tau_{adm} * b} = 5,21 [\text{cm}]$$

5.6.2 Dimensionamiento por aplastamiento

De la misma manera, utilizando los valores de la fuerza obtenidos anteriormente, la longitud por aplastamiento será:

$$F = \sigma_{adm} * \frac{t}{2} * l$$

Siendo:

- $\sigma_{adm}=1687$ [kgf/cm²]
- $t=25,4$ [mm]

Entonces reemplazando:

$$l = \frac{2 * F}{\sigma_{adm} * t} = 11,72 \text{ [cm]}$$

Por lo que, comparando ambos valores, tomare la longitud hallada por el dimensionamiento por aplastamiento, dado que sería la que correctamente trabajaría soportando ambos esfuerzos.

5.7 Cálculo del rodamiento y porta rodamiento

Para comenzar el análisis y estudio de los rodamientos que van a ser necesarios para montar en el rotor, será necesario realizar previamente los cálculos de las reacciones en los apoyos donde irán situados, teniendo en cuenta las fuerzas a las que van a ser sometidos en esos puntos:

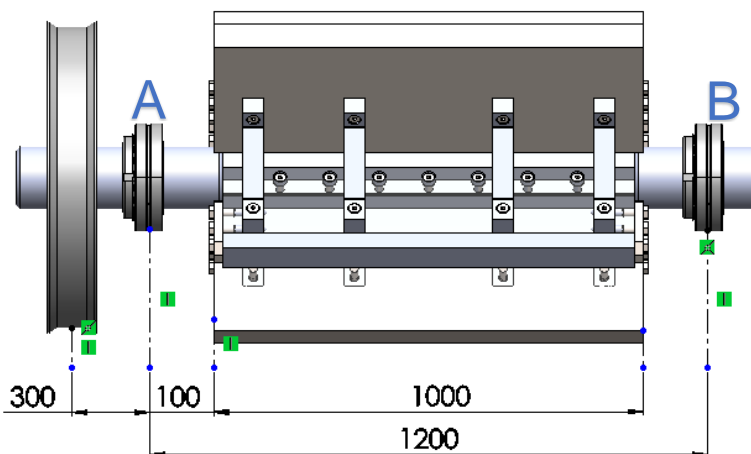


Figura 46. Distancias entre apoyos y distribución

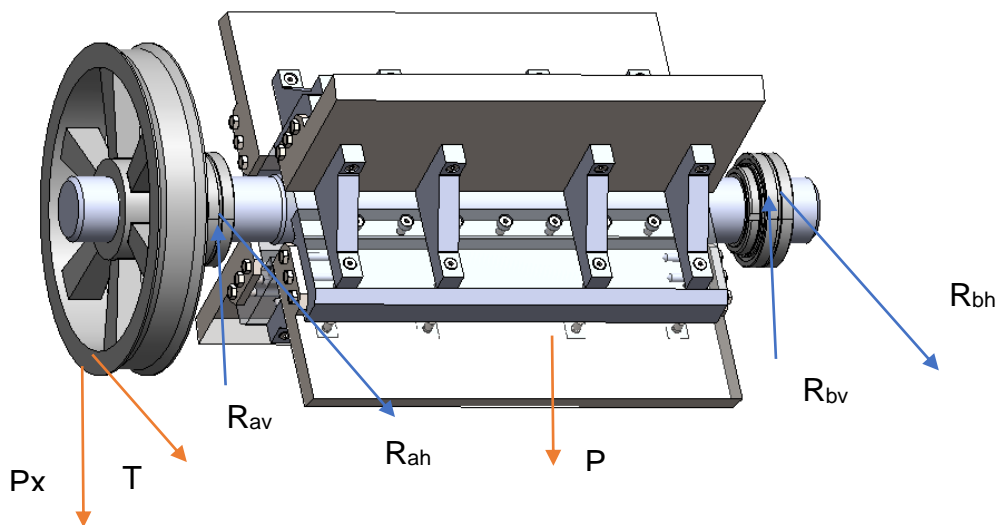


Figura 47. Esquema de fuerzas y reacciones en los apoyos

Se tienen, por un lado (en azul) las reacciones en los apoyos A y B, en los cuales se colocarán los rodamientos. Estas cargas serán del tipo radial, y están formadas cada una de ellas por una componente vertical y otra horizontal.

A la izquierda de la figura 43 está situado el volante de inercia. El cual tiene un diámetro de 830 [mm] y una masa de 100 kg. Sobre el volante actúa un juego de 5 correas del motor, que transmiten la tracción que hace girar al eje mediante una fuerza T. Esta fuerza esta aplicada con un ángulo de 10° sobre la horizontal, por lo que se dividirá en una componente horizontal (T_x), que va a producir el momento de giro sobre el rotor, y una componente vertical (T_y). La tracción de la correa, que es una carga circunferencial, depende de la cantidad de par que se está transmitiendo. La tracción de cada correa deberá multiplicar por un factor cuyo valor depende del tipo de correa, de su tensión y de las fuerzas dinámicas adicionales. Siendo entonces según la siguiente figura los factores correctores para distintas correas:

correas dentadas	de 1,1 a 1,3
correas en V	de 1,2 a 2,5
correas planas	de 1,5 a 4,5

Figura 48. Tabla de factor de corrección de correas

Además, en el centro se sitúa el conjunto formado por la maza y las barras de impacto que impulsan el material a triturar en el interior de la cámara. Este solido en conjunto con el eje del rotor tiene una masa total de 2000 [kg], la cual se supone uniformemente repartida en toda la longitud entre los apoyos A y B.

Se va a considerar para realizar los cálculos, que el rotor y todos sus componentes forman un sistema equilibrado dinámicamente. Esto quiere decir que los momentos resultantes en los puntos A y B y las resultantes de las fuerzas en dichos puntos, son constantes en dimensión y magnitud. Además, su momento de inercia coincide con el eje principal de giro, y el centro de gravedad del conjunto está situado también en el eje de rotación.

Por último, para simplicidad de cálculos, el volante de inercia se considerará como un disco sin espesor de 830 [mm] de diámetro y masa de 100 [kg].

La fuerza de la tensión en la correa (T), se calcula a partir de los datos de potencia suministrada por el motor. Siendo entonces la potencia del motor 75 [kW] y velocidad de salida de 1480 [rpm]. Y un factor de correas tipo V, de valor 2.

$$T = \frac{W * Fc}{w * R}$$

En donde:

- W: potencia transmitida por el motor al rotor medida en Watts
- Fc: factor de corrección para correas en V
- w: velocidad del rotor en radianes por segundo
- R: diámetro del volante de inercia

Teniendo en cuenta la relación de transmisión antes calculada $i=0,33$:

- La velocidad del rotor será:

$$1480 \text{ rpm} * 0,27 = 400 \text{ rpm} * \frac{2\pi}{60} = 42 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

- La potencia transmitida al rotor será:

$$\frac{75 \text{ [kW]}}{0,27} = 277,5 \text{ [kW]}$$

Reemplazando los valores, la tensión será entonces:

$$T = \frac{277500 * 2}{42 * 0,83} = 15920 \text{ [N]}$$

Las componentes horizontal y vertical tendrán entonces el siguiente valor:

$$Tx = T * \cos(10^\circ) = 15678,15 \text{ [N]}$$

$$Ty = T * \text{sen}(10^\circ) = 2764,5 \text{ [N]}$$

5.7.1 Diagrama de cuerpo libre-plano horizontal-x

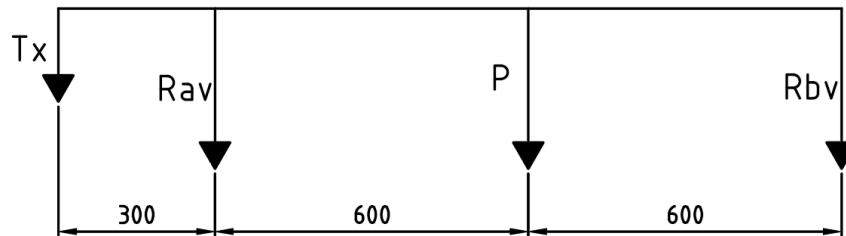


Figura 49. DCL plano horizontal

$$\sum F_x = T_x + R_A^H + R_B^H = 0$$

$$\sum M_a = -T_x(0,3) + R_B^H(1,2) = 0$$

Sustituyendo el valor de T_x :

- $R_B^H = \frac{T_x \cdot 0,3}{1,2} = 3920 \text{ [N]}$
- $R_A^H = -T_x - R_B^H = -19598,2 \text{ [N]}$

5.7.2 Diagrama de cuerpo libre-plano vertical-y

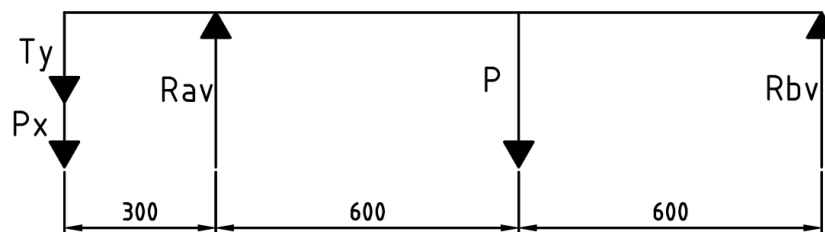


Figura 50. DCL plano vertical

$$\sum F_y = -T_y + R_A^H + R_B^H - P_x - P = 0$$

$$\sum M_a = -T_y(0,3) - P_x(0,3) - R_B^V(1,2) + P(0,6) = 0$$

Sustituyendo los valores de $P_x(600 \text{ [kg]})$, $P(2000 \text{ [kg]})$ y T_y :

$$\begin{aligned}
 - R_B^V &= \frac{P(0,6) - 0,3(T_y + P_x)}{1,2} = \frac{(20000 * 0,6) - (0,3(1000 + 2764,5))}{1,2} = 9057,88 \text{ [N]} \\
 - R_A^V &= P_x + P + T_y - R_B^V = 6000 + 20000 + 2764,5 - 9057,875 = 19706 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

Por lo tanto, las reacciones totales en cada uno de los apoyos serán:

$$R_A = \sqrt{R_A^V{}^2 + R_A^H{}^2} = \sqrt{19706^2 + 19598^2} = 27792 \text{ [N]}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^V{}^2 + R_B^H{}^2} = \sqrt{9057,88^2 + 3920^2} = 9869 \text{ [N]}$$

Será el rodamiento situado en el apoyo A el que sufra una mayor carga radial, por ende, será el más restrictivo para realizar los cálculos siguientes.

Los datos necesarios para calcular los rodamientos son los siguientes:

- Reacción en el apoyo A= 27792 [N]
- Diámetro del eje= 150 [mm]
- Velocidad máxima del eje= 400 [rpm]

Para poder seleccionar el rodamiento a utilizar, se utilizará el catálogo de SKF.

Dado que los rodamientos irán montados cada uno en un porta rodamiento, convendrá seleccionar para la carga que tiene que soportar el rodamiento del apoyo A, un porta rodamiento que soporte dicha carga.

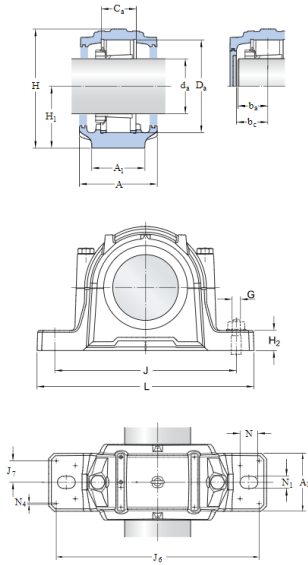
Para saber la carga que soportara el rodamiento, teniendo en cuenta la cantidad de horas estimada de servicio y la velocidad de giro:

- $C = \left(\frac{60 * n * L_{10h}}{10^6} \right)^{1/\rho} * P$
- Siendo $n=60 \text{ rpm}$, siendo las revoluciones a las que gira el eje
- $L_{10h}=10000 \text{ horas}$, que es la cantidad de horas de servicio estimada
- $P=R_a=26280 \text{ [N]}$, carga radial que soportara el rodamiento
- $\rho=10/3$, siendo un factor dado por SKF
- C, será la carga mínima requerida

Reemplazando entonces los valores:

$$C = \left(\frac{60 * 10000 * 400}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} * 27792 = 143874,3 \text{ [N]}$$

Para la carga que deberá soportar, se va a optar por utilizar el porta rodamiento SNL 3034, con las siguientes características:

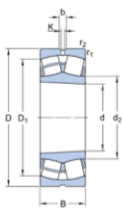


DIMENSIONES

d_a	150 mm
C_a	87 mm
D_a	260 mm
A	210 mm
A_1	160 mm
H	322 mm
H_1	160 mm
H_2	60 mm
J	450 mm
L	530 mm
N	42 mm
N_1	35 mm

Figura 51. Especificaciones del porta rodamiento

Este porta rodamiento aloja al rodamiento 23034 CCK/W23, teniendo las siguientes características:



DIMENSIONES

d	170 mm
D	260 mm
B	67 mm
d_2	= 191 mm
D_1	= 232 mm
b	11.1 mm
K	6 mm
$r_{1,2}$	min. 2.1 mm

Agujero cónico, conicidad de 1:12

Figura 52. Especificaciones del rodamiento

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	745 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	1060 kN
Carga límite de fatiga	P _u	100 kN
Velocidad de referencia		2200 r/min
Velocidad límite		2800 r/min
Factor de cálculo	e	0,23
Factor de cálculo	Y ₁	2,9
Factor de cálculo	Y ₂	4,4
Factor de cálculo	Y ₀	2,8

Figura 53. Datos técnicos del rodamiento

Con los datos y características técnicas del rodamiento, se procederá al cálculo de la vida o duración de los mismo en las condiciones de trabajo propuestas.

La vida nominal de un rodamiento (L₁₀), es el número de revoluciones (u horas de trabajo girando a una velocidad constante) que el 90% de un grupo de rodamientos alcanza, antes de que se produzca la primera falla.

Se define la vida nominal como:

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

En donde:

- L₁₀: vida nominal del rodamiento, con una confiabilidad del 90% (millones de revoluciones)
- C: capacidad de carga dinámica básica del rodamiento (kN)
- P: Carga dinámica equivalente del rodamiento, es decir la reacción radial en el apoyo A=26280 [N]=26,3 [kN]
- p: exponente de la ecuación de la vida útil (p=3 para rodamientos de bolas y p=10/3 para rodamientos de rodillos)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{745}{26,3}\right)^{\frac{10}{3}} = 69289,6 \text{ millones de revoluciones}$$

Si se considera una velocidad constante de la trituradora de 400 rpm:

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 * n}\right) * L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 * 400}\right) * 69289,6 = 2887066 \text{ h}$$

5.8 Comprobación del espesor de carcasa

Para la chapa opte por un acero SAE 1010 de 2,5 [cm] de espesor. Para poder comprobar si este espesor seleccionado es correcto, utilice la tapa de la trituradora dado que es la parte de la carcasa que tendrá mayores solicitaciones ya que, además de soportar las placas de impacto, soportan una parte de la fuerza impresa por el rotor sobre las partículas de escombros. En la siguiente figura se muestra el peso de las placas de impacto armadas, el peso fue obtenido directamente de SolidWorks mediante la opción de evaluación de materiales:

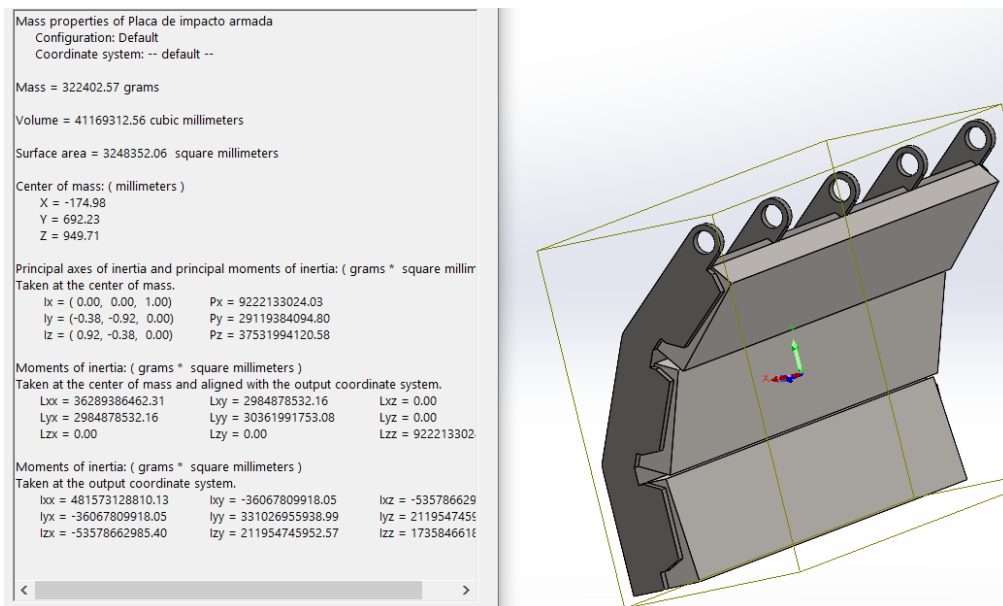


Figura 54. Peso de las placas de impacto según SolidWorks

Considere además para el cálculo a modo de tener un sobredimensionamiento de la chapa, que la fuerza que el rotor le imprime a las partículas de escombros impacta directamente sobre la tapa de la carcasa. Las fuerzas se presentan como en la siguiente figura, considerando a la chapa como una barra sostenida de ambos extremos y las fuerzas aplicadas directamente sobre el centro de esta:

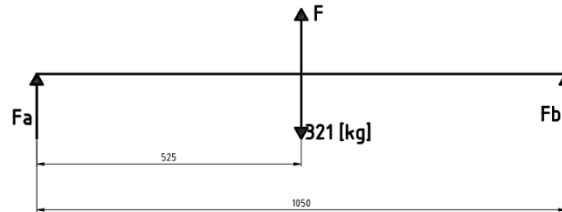


Figura 55. Diagrama de fuerzas sobre la chapa

La fuerza F mostrada se deberá al impacto por el escombros. Para obtener este valor de fuerza, utilice la siguiente formula:

$$F = \frac{m * V}{t} = \frac{m(v * (1 + r))}{t}$$

En donde:

- m: masa considerada de escombros, opte por una masa de 2,4 [kg]
- V: velocidad que adquirirá el escombros debido a la rotación
- v: velocidad de rotación del rotor, 20 [m/s]
- r: coeficiente de restitución con un valor de 0,6
- t: tiempo que tarda la masa en adquirir la velocidad final, 1 [ms]

Reemplazando:

$$F = \frac{2,4 * 20 * (1 + 0,6)}{1 * 10^{-3}} = 76800 [N] = 7680 [Kg]$$

Realizando las ecuaciones de equilibrio siguiendo con la figura 52:

$$\sum Fy = Fa + Fb + F - 321 = 0$$

$$\sum Ma = -F(0,525) + 321(0,525) - Fb(1,05) = 0$$

- $Fa = Fb = 3679,5 [kg]$
- $Mmax = 3679,5 * (0,525) = 1931,73 [kg * m]$

Para el cálculo del espesor de chapa utilice la ecuación de Navier para el cálculo por flexión, siendo que la tensión máxima que podrá soportar un material SAE 1020 será de 4499 [kg/cm²] y la sección resistente de la chapa estará dada por la siguiente figura:

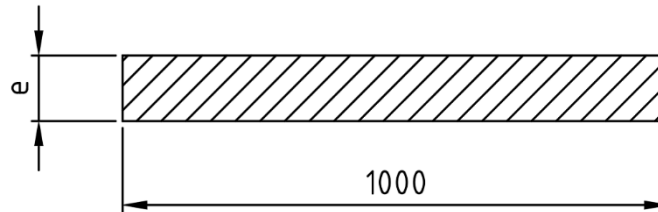


Figura 56. Sección resistente

Entonces:

$$\frac{\sigma_{max}}{N} = \frac{M_{max}}{I} * y$$

En donde:

- M_{max}: momento máximo antes calculado, 1931,73 [kg*m]
- I: momento de inercia de la sección resistente, con un valor de 100*e³/12 [m⁴]
- y: distancia a la fibra más solicitada que para el caso será la mitad del espesor
- N: coeficiente de seguridad, siendo el valor de 1,5

Entonces reemplazando:

$$\sigma_{max} = \frac{193173 * e * 12}{100 * e^3 * 2} = \frac{4499}{1,5} \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Despejando entonces “e”, el espesor de chapa para la sollicitación considerada me da un valor de espesor mínimo de chapa de 2 [cm]. Con lo que puedo asegurar que, para el caso extremo considerado, el espesor de chapa de 2,5 [cm] será seguro para el trabajo, teniendo en cuenta además que la fuerza que el rotor aplica sobre las partículas de escombros inicialmente se distribuye sobre la placa de impacto, así como también el sistema de absorción del impacto. Por lo que puedo concluir entonces que la carcasa podrá trabajar correctamente bajo situaciones desfavorables.

5.9 Sistema de absorción de impacto y placas de impacto

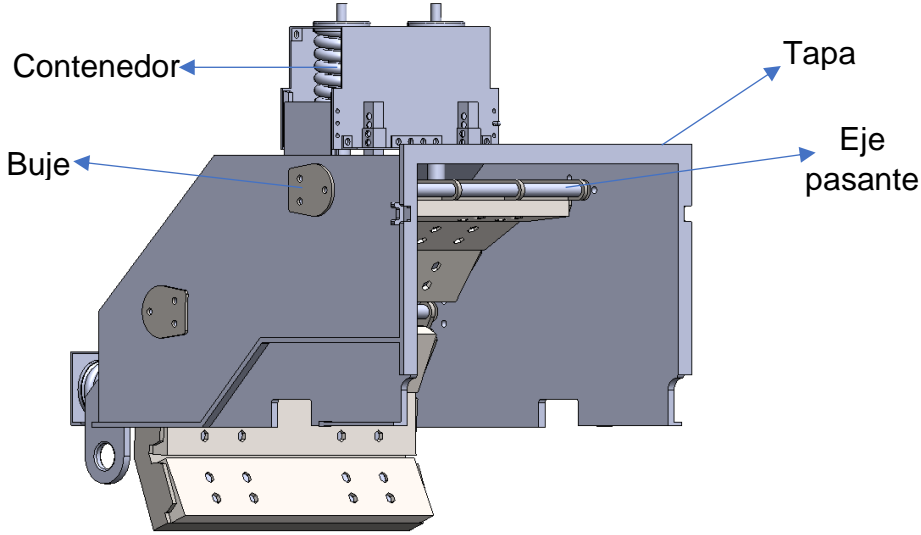


Figura 57. Tapa con placas de impacto

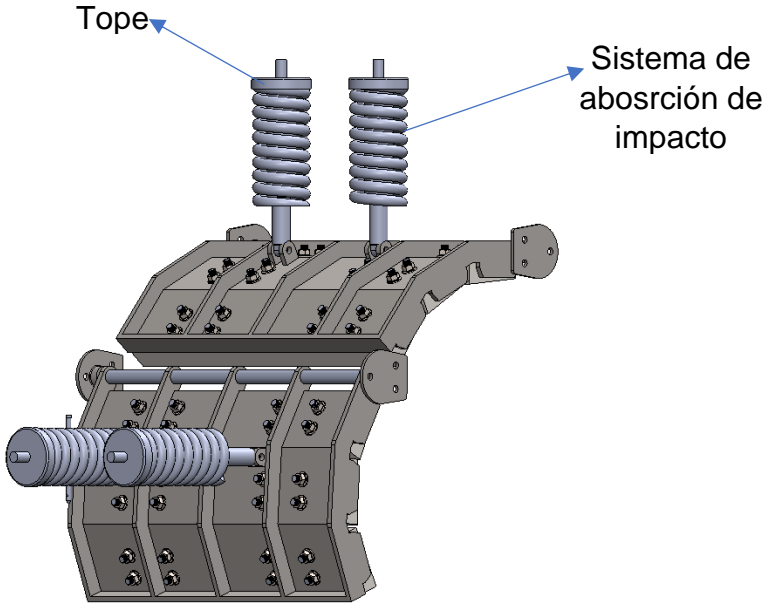


Figura 58. Sistema de absorción de impacto

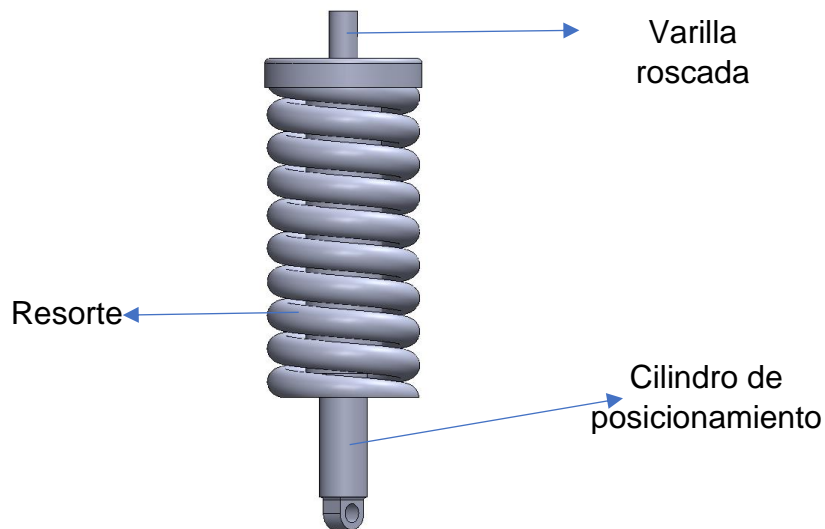


Figura 59. Sistema de absorción de impacto

La tapa superior contendrá los soportes para la colocación de las placas de impacto, donde impactará el material en el proceso de trituración. Estas irán sujetas a la tapa mediante un eje pasante por la parte superior, el cual recorrerá el largo total de la tapa e irá sostenido en los extremos mediante un buje, a su vez las placas de impacto estarán sostenidas mediante el sistema de absorción de impacto. Este sistema estará alojado dentro de un cilindro con tapa, el cuál irá soldado a la tapa.

El sistema de absorción de impacto está conformado por un resorte y un cilindro de posicionamiento con una varilla roscada en un extremo, de este modo se podrá variar la posición mediante un tope en caso de querer una molienda más fina.

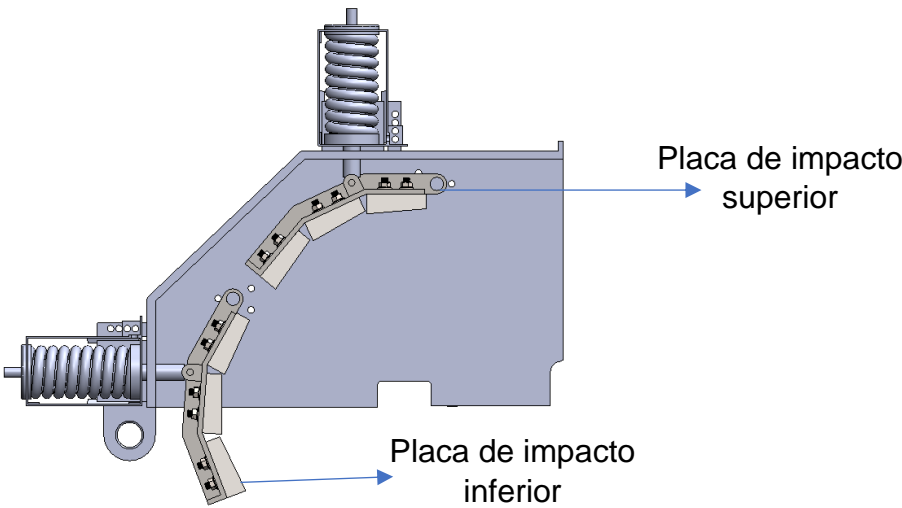


Figura 60. Placas de impacto superior e inferior

La cámara consta con dos placas de impacto, una superior y otra inferior, cada una de estas provista cada una de tres barras de acero sustituibles cuando sea necesario por el desgaste que se vaya produciendo.

Siendo el sistema de absorción la parte más importante, dado que no solo sirve para regular la posición de las placas de impacto, sino también para amortiguar el golpe que produce el escombros al colisionar con las placas de impacto. Para que se cumpla con esta función correctamente, será necesario calcular el resorte que se colocará.

Inicialmente será necesario seleccionar el material del resorte. Para lo cual, según un listado de materiales comúnmente usado para resortes mostrados, seleccione el material ASTM A689, teniendo para el material los siguientes datos:

Materiales	Propiedad de los materiales	Temperatura máxima de funcionamiento	Rango máximo de tensión, MPa	Módulo de elasticidad, MPa	Porcentaje aproximado del rango de tensión (torsion)	Tamaños comunes, mm
5160-H ASTM A689, A29 UNS G51600	Barra de características especiales, enrollado a altas temperaturas, finos granos moleculares. Buena resistencia a la fatiga	204 °C	1669/1455	(E) 200k (G) 72.4k	45%	11,89 - 31,75
Diametro de barras, mm						
11,89	15,88	19,84	23,80	28,58		
12,70	16,66	20,63	24,59	30,15		
13,49	17,45	21,41	25,40	31,75		
14,28	18,24	22,23	26,21			
15,06	19,05	23,01	26,98			

Figura 61. Tabla de datos para material ASTM A689

Inicialmente para calcular el resorte, fue necesario suponer el diámetro medio que tendrá el resorte. Basándome en cálculos anteriores realizados y otros ejemplos de los cuales pude tomar referencia, opto por un diámetro de alambre del resorte de 30,15 [mm], quedando entonces las dimensiones de la siguiente manera:

- $d=30,15$ [mm]
- $De=160,3$ [mm]
- $Dm=130$ [mm]

Para el cálculo del resorte, además de considerar el peso de las placas de impacto, consideré la fuerza que le imprime el rotor a las partículas de escomburo, el cual será considerado con un ángulo de entrada de alrededor de 60° debido a que al ser brusco el rompimiento el golpe no será totalmente recto.

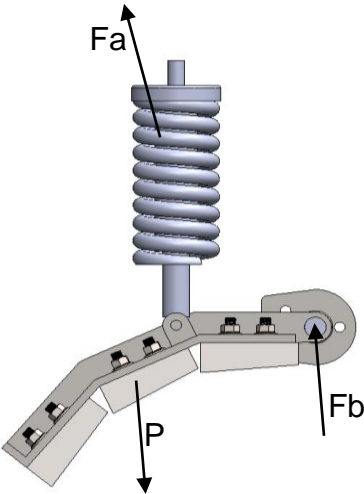


Figura 62. Diagrama de esfuerzos sobre la placa de impacto

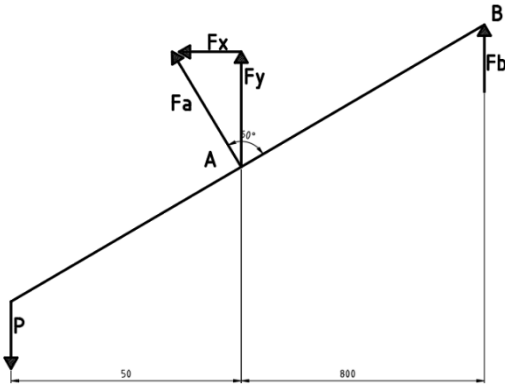


Figura 63. Diagrama de cuerpo libre

En donde:

- Fa: fuerza de reacción debida a la placa de impacto sobre el resorte.
- P: peso de las placas de impacto, valor obtenido de SolidWorks, ubicado en la figura 51, siendo 321 [kg]
- Fb: fuerza de reacción sobre el eje pasante que sostiene la placa de impacto

Realizando entonces las ecuaciones de equilibrio de la figura 60, teniendo en cuenta que son dos resortes y se considera la carga distribuida equitativamente para ambos:

$$\sum Fy = Fy + Fb - P = Fa(\cos(60)) + Fb - P = 0$$

$$\sum Mb = Fy(0,8) - P(0,85) = Fa(\cos(60)) - P(1,05) = 0$$

Reemplazando el valor del peso teniendo en cuenta lo antes mencionado:

$$\sum Mb = Fa = \frac{160,5 * 0,85}{0,8 * \cos(60)} = 341 [kg]$$

Siendo entonces la fuerza que soporta cada resorte 341 [kg].

Para verificar si el diámetro del alambre es correcto, a esta fuerza se le suma además la fuerza producida por el choque del rotor sobre las partículas de escombros, siendo esta obtenida según la siguiente formula:

$$F = \frac{m * V}{t} = \frac{m(v * (1 + r))}{t}$$

En donde:

- m: masa considerada de escombros, opte por una masa de 2,4 [kg]
- V: velocidad que adquirirá el escombros debido a la rotación
- v: velocidad de rotación del rotor, 20 [m/s]
- r: coeficiente de restitución con un valor de 0,6
- t: tiempo que tarda la masa en adquirir la velocidad final, 1 [ms]

Reemplazando:

$$F = \frac{2,4 * 20 * (1 + 0,6)}{1 * 10^{-3}} = 76800 [N] = 7680 [Kg]$$

Teniendo entonces las fuerzas que actuaran sobre el resorte, puedo calcular las fuerzas máxima y mínima:

$$F_{max} = 3840 + 341 = 4181 \text{ [kg]}$$

$$F_{min} = 341 \text{ [kg]}$$

De esta forma las fuerzas media y variable:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = 2261 \text{ [kg]}$$

$$F_v = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = 1920 \text{ [kg]}$$

Se verifico las dimensiones del resorte mediante teorías de falla, teniendo en cuenta el índice de corrección del resorte según el factor de Wahl.

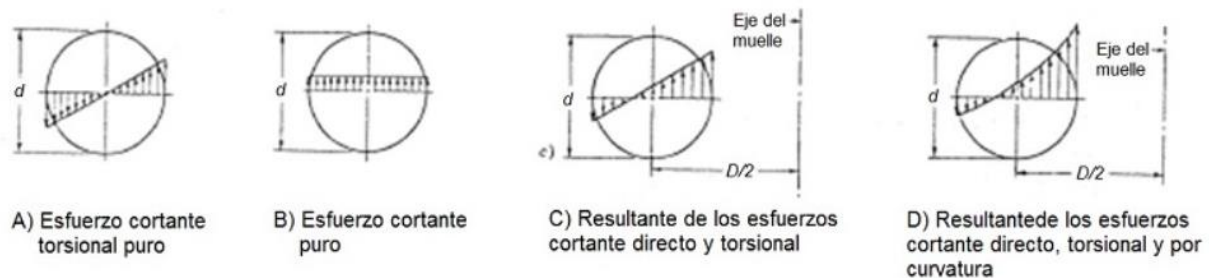


Figura 64. Esfuerzos de compresión sobre un resorte

Dado que analizando los esfuerzos a los que es sometido un resorte helicoidal con una carga de compresión, se puede observar que se producen dos tensiones, una debida al momento torsor y otra debida al esfuerzo cortante. El índice de corrección se obtiene mediante la siguiente formula:

$$C = \frac{Dm}{d}$$

En donde:

- Dm: diámetro medio del resorte, 130 [mm]
- d: diámetro del alambre, 30,15 [mm]

Reemplazando entonces:

$$C = \frac{Dm}{d} = \frac{130}{30,15} = 4,3$$

Lo que según Faires pagina 759 de Faires, figura AF15 ubicado en el anexo 6, los coeficientes K y Kc serán 1,32 y 1,25 respectivamente.

Además de la figura 58, obtuve los datos del material, siendo:

- $\sigma_{\max} = 16522$ [kg/cm²], tensión normal de rotura
- $\tau_{fl} = 0,6 * \sigma_r = 9913$ [kg/cm²], tensión tangencial de fluencia
- $\tau_f = 16522/d^{0,166} = 13756$ [kg/cm²], tensión tangencial de fatiga
- $G = 0,724 * 10^6$ [kg/cm²], módulo de cizalladura

La teoría de falla que se utilizo es la expresión según Wahl:

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_m - \tau_v}{\tau_{fl}} + \frac{2 * \tau_v}{\tau_f}$$

En donde:

- τ_m : Tensión de corte media
- τ_v : Tensión de corte variable

Siendo:

$$\tau_v = \frac{k}{kc} * \frac{8 * Fv * Dm}{\pi * d^3} = \frac{1,32}{1,25} * \frac{8 * 1920 * 16}{\pi * 3,015^3} = 3014 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

$$\tau_m = \frac{k}{kc} * \frac{8 * Fm * Dm}{\pi * d^3} = \frac{1,32}{1,25} * \frac{8 * 2261 * 16}{\pi * 3,015^3} = 3549 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Reemplazando los valores en la expresión de Wahl:

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_m - \tau_v}{\tau_{fl}} + \frac{2 * \tau_v}{\tau_f} = \frac{3549 - 3014}{9913} + \frac{2 * 3014}{13756} = 0,49$$

$$N = \frac{1}{0,49} = 2,09 > 1$$

Con lo que puedo afirmar que el resorte resistirá correctamente a los esfuerzos a los que estará sometido, teniendo en cuenta que además que ciertos valores como el peso del escombros que impacta o la fuerza producida por la rotación del rotor, están sobredimensionados. Puedo decir que, bajo un trabajo de características desfavorables, el resorte trabajará correctamente.

Por último, las dimensiones restantes del resorte las calculo de la siguiente manera:

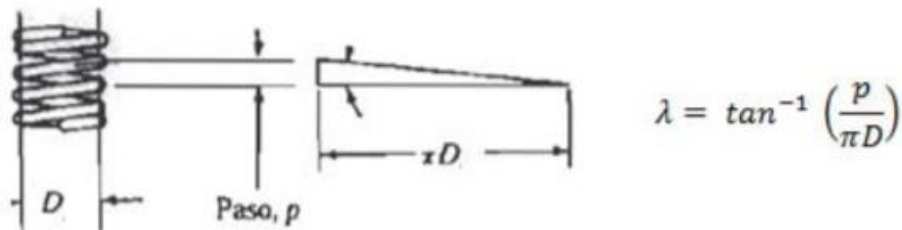


Figura 65. Angulo de paso del resorte

Definiendo para calcular el paso, un ángulo λ igual a 4° con lo que despejando de la ecuación de la figura 62, el paso total es de 35.

Con los datos de los diámetros y el paso del resorte y optando por un numero de espiras activas de 8, puedo calcular las distintas longitudes de un resorte a escuadra y rectificado:

	Simple	Simple y rectificado	A escuadra o cerrado	A escuadra y rectificado
Espiras en extremos	0	1	2	2
Espiras totales	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_f	$d + pN_a$	$p(N_a + 1)$	$3d + pN_a$	$2d + pN_a$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(L_f - d) / N_a$	$L_f / (N_a + 1)$	$(L_f - 3d) / N_a$	$(L_f - 2d) / N_a$

Figura 66. Tabla de medidas de un resorte según sus extremos

Siendo que el resorte tendrá ambos extremos rectificadas y teniendo en cuenta además que, mediante varios análisis hechos, que muestran que las deflexiones críticas para que ocurra pandeo, dependen de la relación existente entre la longitud libre y el diámetro medio del resorte y de la forma de sujeción de sus extremos. Se ha obtenido que la condición para lograr una estabilidad absoluta para el caso de resortes corresponde a:

$$\frac{L_0}{D_m} < \frac{2,63}{\beta}$$

En donde:

- L_0 : longitud libre
- D_m : diámetro medio del resorte
- β : Constante de apoyo del extremo.
 - siendo 0,5 para resortes con extremos cerrados y esmerilados soportado entre superficies planas paralelas (extremos fijos).
 - 0,707 para resortes con un extremo sobre una superficie plana perpendicular a su eje (fijo) y el otro extremo articulado (pivotado)
 - 1 para resortes con ambos extremos articulados
 - 2 para resortes con un extremo con sujeción y el otro libre

Siendo entonces que ambos extremos estarán fijos:

$$\frac{L_0}{130} < \frac{2,63}{0,5}$$

La longitud libre no deberá superar un valor de 683,8 [mm].

Considerando entonces una longitud libre de 500 [mm], según la tabla de la figura 63, la cantidad de espiras será:

$$L_0 = 2d + p * N_a$$

En donde:

- d : Diámetro del alambre, 30,15 [mm]
- p : paso del resorte, 35
- N_a : número de espiras activas
- L_0 : longitud libre, 500 [mm]

Reemplazando:

$$500 = 2(30,15) + 35 * N_a$$

$$N_a = 13$$

De la misma manera, la longitud solida será:

$$L_s = Nt * d = (Na + 2) * 30,15 = 452,25 [mm]$$

Y por ultimo la longitud de trabajo, se calcula de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{8 * F * Dm^3 * Nt}{G * d^3}$$

En donde:

- F: fuerza aplicada al momento de la instalación, siendo esta la fuerza debida al peso de las placas de impacto
- Dm: diámetro medio del resorte, 130 [mm]
- Nt: número de espiras totales, 15
- G: módulo de cizalladura, $0,724 * 10^6$ [kg/cm²]
- d: diámetro del alambre, 30,15 [mm]

Reemplazando los valores:

$$\delta = \frac{8 * 320 * 13^3 * 15}{0,724 * 10^6 * 3,015^3} = 4,25 [cm]$$

Siendo este el valor del acortamiento debido a la fuerza de las placas de impacto, quedando entonces la longitud instalada en 457,5 [mm].

Como último cálculo para el resorte, comprobare si la tensión de trabajo a tope no supera la tensión de fluencia, asegurándome de esta manera que mi resorte es totalmente seguro para el trabajo propuesto. Inicialmente será necesario calcular la tensión de corte máxima:

$$\tau_a = \left(\frac{k}{kc}\right) * \left(\frac{8 * F * Dm}{\pi * d^3}\right) = \left(\frac{1,32}{1,25}\right) * \left(\frac{8 * 4181 * 13}{\pi * 3,015^3}\right) = 5332,9 \left[\frac{kg}{cm^2}\right]$$

Será necesario además calcular el acortamiento de operación y el acortamiento del resorte a tope:

- $\delta_a = L_l - L_o = 4,25 [cm]$, acortamiento de operación
- $\delta_{tope} = L_l - L_c = 4,8 [cm]$, acortamiento a tope

Donde entonces finalmente quedara la tensión a tope como:

$$\tau_{tope} = \tau_a * \frac{\delta_{tope}}{\delta_a} = 5332,9 * \frac{4,8}{4,25} = 6023 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] < \tau_{fl}(9913 [kg/cm^2])$$

Queda establecido entonces que, con las suposiciones antes hechas, el resorte será completamente seguro para el trabajo al que se lo va a someter.

6. Conclusión

Haciendo una última mención a un posible problema con respecto a los soportes de las barras de impacto distribuidas alrededor del eje rotor, dado que por el tipo de proceso de trituración del que se trata, los bulones sufren una gran carga, pudiendo así en algún momento llegar a la rotura de la cabeza, será conveniente optar por utilizar bulones de cabeza fresada, siendo así que habrá que hacer una verificación de la planchuela. Para esto, opté por usar la siguiente tabla de dimensiones para los bulones de cabeza fresada:

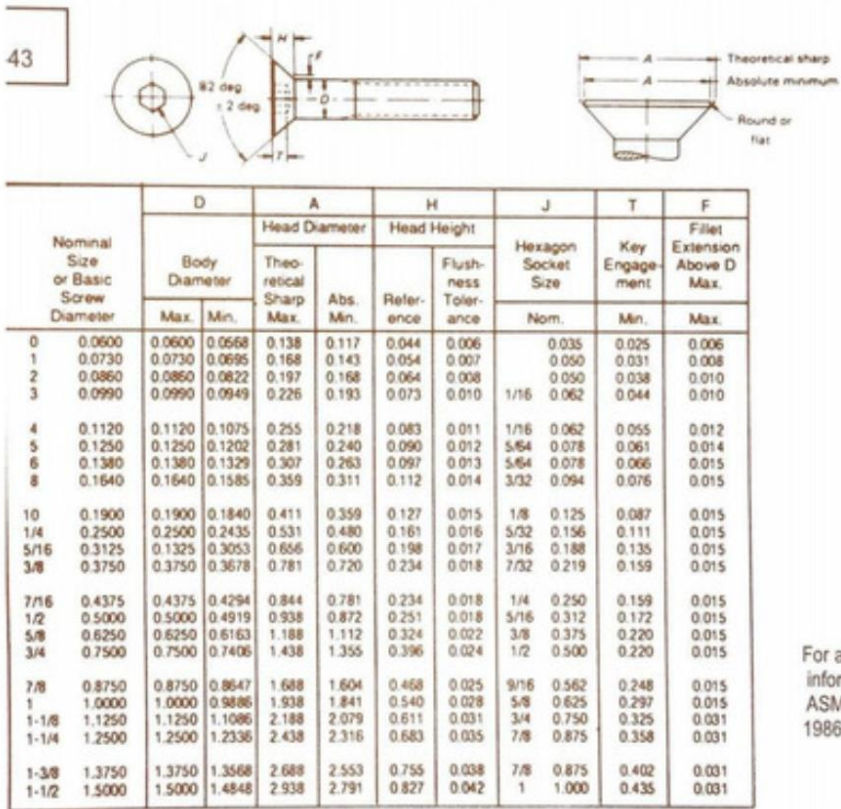


Figura 67-Tabla de medidas

En base a estas medidas, siendo que la distancia que tendrá que entrar el bulón será de 10 mm, calculé el desgarro de la planchuela debido a tracción con la disminución del espesor debido al avellanado.

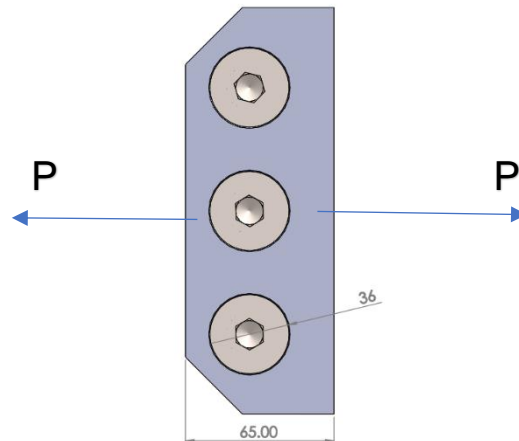


Figura 68-Diagrama de esfuerzo sobre planchuela

Siendo P la carga a utilizar, con un valor de 5031 kgf. La fórmula de corte debido a tracción de la planchuela es la siguiente:

$$\sigma = \frac{P}{(b - d) * e}$$

En donde:

- b, es el ancho de la sección que resiste el corte 65 mm
- d, es el diámetro del tornillo, utilizando la cabeza del tornillo, 36 mm
- e, espesor de la planchuela, utilizando la mitad del espesor total de la planchuela debido a la distancia que entra la cabeza del bulón, será de 10 mm

Reemplazando entonces:

$$\sigma = \frac{P}{(b - d) * e} = \frac{5031}{6,5 - 3,6} = 1734,8 \frac{kgf}{cm^2}$$

Teniendo en cuenta que la resistencia a la tracción del material utilizado es de 8577 kgf/cm² y suponiendo un coeficiente de seguridad de 4, entonces:

$$\frac{8577}{4} = 2144,25 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] > 1734,8 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

Concluyendo con esto que soportará correctamente el esfuerzo al que es sometido.

Otro problema que puede resultar de preocupación sería el grosor que queda de pared en la unión abulonada de las partes unidas a la maza central del eje rotor:

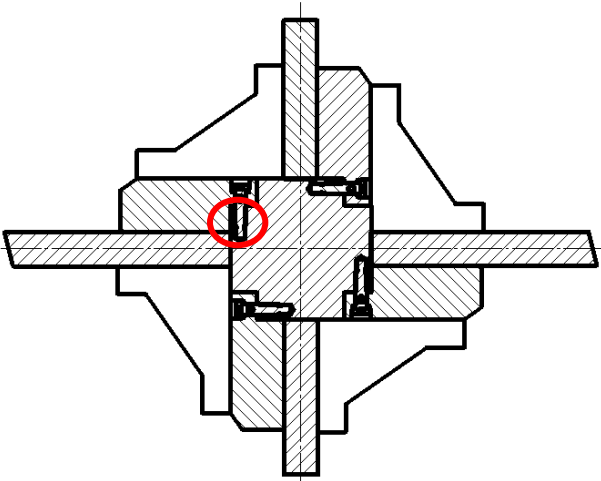


Figura 69. Eje armado

Con lo que mediante un calculo similar al anterior, en la parte afectada, comprobé que resiste correctamente el esfuerzo aplicado. Siendo que el esfuerzo actuara de la siguiente forma:

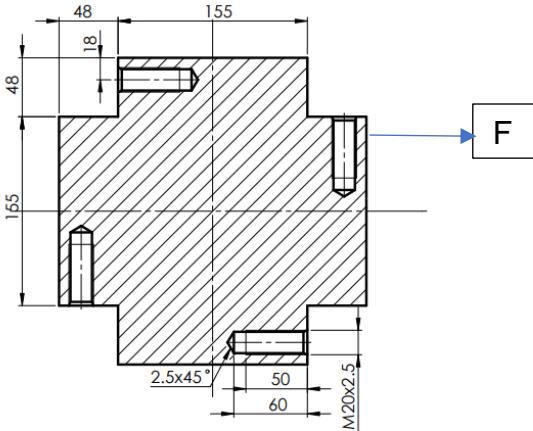


Figura 70. Fuerza actuante

Siendo que la fuerza será considerada el total que actúa sobre los extremos, con un valor previamente calculado y teniendo en cuenta la influencia de la carga dinámica, será de 5031 [kgf].

Dado que el material seleccionado para el eje rotor es SAE 4130 con valores de tensión de rotura de 8929 [kgf/cm²], utilice la siguiente formula:

$$\frac{\sigma}{N} = \frac{P}{(b - d) * e}$$

En donde:

- b= ancho de la sección
- d= diámetro del bulón
- e= espesor de la sección
- N, coeficiente de seguridad adoptado con un valor de 4

Entonces:

$$\frac{\sigma}{N} = \frac{P}{(b - d) * e} = \frac{5031}{(4,8 - 2) * 15} = 480 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$$

Con lo que queda demostrado que el esfuerzo que soportara correctamente el esfuerzo al que es sometido.

La idea del proyecto surgió de la necesidad actual de encontrar formas para cuidar el medio ambiente, a través del reciclado y reutilización de materiales.

Inicialmente la idea es planteada para la ciudad de Santa Fe y alrededores, determinando un volumen de producción, evaluando alternativas de mercado. Así, se obtuvieron los datos necesarios para iniciar con los cálculos. Estos están sobredimensionados ya que se consideran para situaciones extremas, a las cuales la máquina no será constantemente sometida. De esta forma, aseguro que la trituradora cumplirá con el trabajo y objetivo propuesto.

En lo personal mediante este proyecto, tuve un acercamiento más real a la vida profesional. Profundicé en la investigación, aprendiendo sobre todo acerca de las materias necesarias que fueron la base para poder realizar el proyecto.

Finalmente quiero agradecer a todos los profesionales y personas en general a quienes tuve el agrado de conocer y me acompañaron en el proceso en todos estos años de carrera.

7 Anexos

7.1 Anexo 1

Faires pagina 744 tabla AT-7

MATERIAL N.º ATSI	ESTADO (c)	MAXIMA RESISTENCIA		RESISTENCIA ALARGA- MIENTO EN TRACCION		REDUC- CION EN AREA %	NOB (BHN)	POCK. kgm pie-lb	MAQUI- NABI- LIDAD (f)	ALGUNOS USOS TÍPICOS. OBSERVACIONES
		s_u kg/cm ² ksi	s_d kg/cm ² ksi	s_y kg/cm ² ksi	s_e 5,08 cm (2 pulg)					
Hierro dulce	Laminado simple	3 374(a)488(a)	2 531	36	1 757(a)25(a)	35	860		50(b)	ASTM A36-A36, A41-36.
Acero forjado										
C1010(k)	Estrado en frío	4 710	67	3 515	50	3 867	55	25	57	Barras, tiras, chapa, placa. Perfiles estrados en frío.
C1015(k)	Estrado en frío	5 413	77	4 077	58	4 429	63	25	63	Barras, chapas. Tabla AT 8. Para cementación: tabla AT 11.
C1020	Laminado simple	4 589	65	3 445	49	3 374	48	36	59	Acero estructural; placa, chapa, tira, alambre.
C1020	Normalizado	4 499	64	3 797*	54*	3 515	50	39	69	Cualidad de cementación, tabla AT 11.
C1020	Recocido	4 007	57	3 023	43	2 952	42	36,5	66	Aplicaciones generales.
C1020(k)	Estrado en frío	5 483	78	4 077	58	4 640	66	20	59	Pezas diversas de máquinas, forjadas en frío; barras.
C1022	Laminado simple	5 062	72	3 797	54	3 656	52	35	67	Aplicaciones generales.
C1030	Laminado simple	5 624	80	4 218	60	3 586	51	32	56	Pezas de maquinaria. Tabla AT 8.
C1035	Laminado simple	5 976	85	4 499	64	3 867	55	29	58	Pezas de máquinas. Pueden ser tratadas térmicamente. Tabla AT 9.
C1045	Laminado simple	6 749	96	5 062	72	4 148	59	22	45	Ejes grandes.
C1095	Normalizado	9 913	141	7 381	105	5 624	80	8	16	Herramientas, muelles. Usualmente, tratadas térmicamente. Tabla AT 9.
B1117(k)	Acabado en frío	5 835	83	4 359	62	5 062	72	14	40	Mecanizado fácil; alto contenido de azufre.
B1113	Laminado simple	4 921	70	3 663	45	3 163	45	25	40	Mecanizado fácil; ordinariamente sin soldadura. Cementación, tabla AT 11.
C1118	Laminado simple	5 273	75	3 937	56	3 234	46	32	70	Mecanizado fácil; alto contenido de azufre. Tabla AT 8 y AT 9 para C1137.
C1118(k)	Estrado en frío	5 624	80	4 218	60	5 273	75	16	57	Tabla AT 8 para C1117.
C1144	OQT 1000 (538°C)	8 296	118	6 187	88	5 835	83	19	46	Mecanizado fácil. Alto contenido de azufre. Tablas AT 8 y AT 9 para C1137.
1340	OQT 1200 (649°C)	7 945	113	5 905	84	6 468	92	21	61	(1,75 % Mn). Acero al manganeso.
13945	OQT 800 (427°C)	13 147	187	9 843	140	12 303	175	16	56	1345 con boro para mejorar la templabilidad.
2317(e)	OQT 1000 (538°C)	7 451	106	5 554	79	4 991	71	27	72	(3 1/2 % Ni). Engranajes, forros (camisas) de bomba, etc.
2340(e)	OQT 1000 (538°C)	9 632	137	7 241	103	8 437	120	22	60	(3 1/2 % Ni). Engranajes, etc.
3130	OQT 1000 (538°C)	10 616	151	7 945	113	9 140	130	16	54	(1,25 % Ni, 0,8 % Cr). Engranajes, pernos, ejes, etc.
3250(e)	QT 1000 (538°C)	11 670	166	8 577	122	10 264	146	16	52	(1,85 % Ni, 1,05 % Cr). Engranajes, etc.
4063	OQT 1000 (538°C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	14	43	(0,25 % Mo). Ejes, barras, etc.
4130	Estrado en frío	8 577	122	6 398	91	7 381	105	16	45	(0,95 % Cr, 0,20 % Mo). Ejes, pezas forjadas, pasadores, tubos para aviación.
4340(e)	Estrado en frío	8 577	122	6 398	91	7 381	105	15	45	(1,85 % Ni, 0,8 % Cr, 0,25 % Mo). Aplicaciones generales. Figura AF 3.
4640(e)	OQT 1000 (538°C)	10 686	152	7 311	104	9 140	130	19	55	(1,85 % Ni, 0,8 % Cr, 0,25 % Mo).
5140(e)	OQT 1000 (538°C)	10 546	150	7 945	113	8 999	128	19	56	(0,80 % Cr). Engranajes, ejes, pasadores, etc.
5140(e)	Estrado en frío	7 381	105	5 554	79	6 187	88	18	52	(0,55 % Ni, 0,2 % Cr, 0,2 % Mo). Tabla AT 9.
8630	Estrado en frío	8 085	115	6 046	86	7 030	100	22	53	(0,55 % Ni, 0,50 % Cr, 0,20 % Mo).
8640	OQT 1000 (538°C)	11 249	160	8 437	120	10 546	150	16	55	(0,55 % Ni, 0,50 % Cr, 0,25 % Mo). Herramientas, engranajes, pernos.
8760	OQT 800 (427°C)	15 468	220	11 600	165	14 068	200	12	43	(2,00 % Si, 0,82 % Mn). Muelles, cinetas, herramientas.
9255	OQT 1000 (538°C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	15	32	(0,45 % Ni, 0,4 % Cr, 0,11 % Mo).
9440	OQT 1000 (538°C)	10 686	152	7 311	104	9 491	135	18	61	(0,45 % Ni, 0,4 % Cr, 0,11 % Mo).
9850	OQT 1100 (593°C)	12 655	180	9 491	135	11 108	158	15	48	(1 % Ni, 0,8 % Mn, 0,8 % Cr, 0,25 % Mo). Servicio pesado; aplicaciones generales.

7.2 Anexo 2

Tablas de carga dinámica

RESUMEN DE FÓRMULAS

p/sección constante: $k_m = \frac{1}{\ell} \cdot \int_0^{\ell} \left(\frac{w_z}{w_t}\right)^2 dz$ [1] ó para sección variable: $k_m = \frac{1}{m_0} \cdot \int_{m_0} \left(\frac{w_z}{w_t}\right)^2 dm_0$

Velocidad luego del choque anelástico: $v_1 = v \cdot \frac{Q}{Q + k_m \cdot Q_0}$

Energía residual: $\frac{Q \cdot v^2}{2g} \cdot k = Q \cdot h \cdot k$ Factor de energía residual: $k = \frac{1}{1 + \frac{k_m \cdot Q_0}{Q}}$ [2]

Factor energía residual con una masa amortiguadora: $k = \frac{1}{1 + \frac{k_m \cdot Q_0 + Q_1}{Q}}$ [2']

Balace de energías para choque vertical: $\frac{Q \cdot v^2}{2g} k + Q \cdot \delta = \frac{P \cdot \delta}{2}$ [3]

Coefficiente dinámico:

$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{\delta_{st}}} \cdot k = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h \cdot C}{Q}} \cdot k = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{st}}} \cdot k = 1 + \sqrt{1 + \frac{T_0}{U_{st}}} \cdot k$ [4]

Energ. cinét.: $T_0 = \frac{Q \cdot v^2}{2g}$; Energ. elástica: $U_d = \frac{Q \cdot \delta_{st}}{2}$; Corrim. estát. combinado: $\delta_{st} = \frac{Q}{C}$

Valores dinámicos: $\delta = \delta_{st} \cdot k_d$ [5] $\sigma_d = \sigma_{st} \cdot k_d$ [6] $P = Q \cdot k_d$ [7]

Balace energético choque horizontal: $\frac{Q \cdot v^2}{2g} k = \frac{P \cdot \delta}{2} \Rightarrow k_d = \sqrt{\frac{v^2}{g \cdot \delta_{st}}} \cdot k = \sqrt{\frac{T_0}{U_{st}}} \cdot k$ [9]

Con movimiento giratorio: $v = \omega \cdot R$; $\delta_{st} = \varphi_{st} \cdot R$

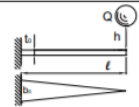
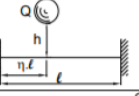
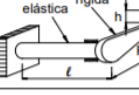
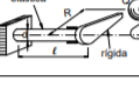
Impacto vertical:

$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{st}}} \cdot k = 1 + \sqrt{1 + \frac{\omega^2 \cdot R^2}{g \cdot \varphi_{st} \cdot R}} \cdot k = 1 + \sqrt{1 + \frac{\omega^2 \cdot R}{g \cdot \varphi_{st}}} \cdot k$

$k = \frac{1}{1 + \frac{k_m \cdot I_{m_0}}{I_m}}$; $I_{m_0} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot \ell \cdot \frac{\gamma}{g}$; $I_m \cong \frac{Q}{g} \cdot R^2$; $\varphi_{st} = \frac{M_t \cdot \ell}{G \cdot I_0} = \frac{Q \cdot R \cdot \ell}{G \cdot I_0}$

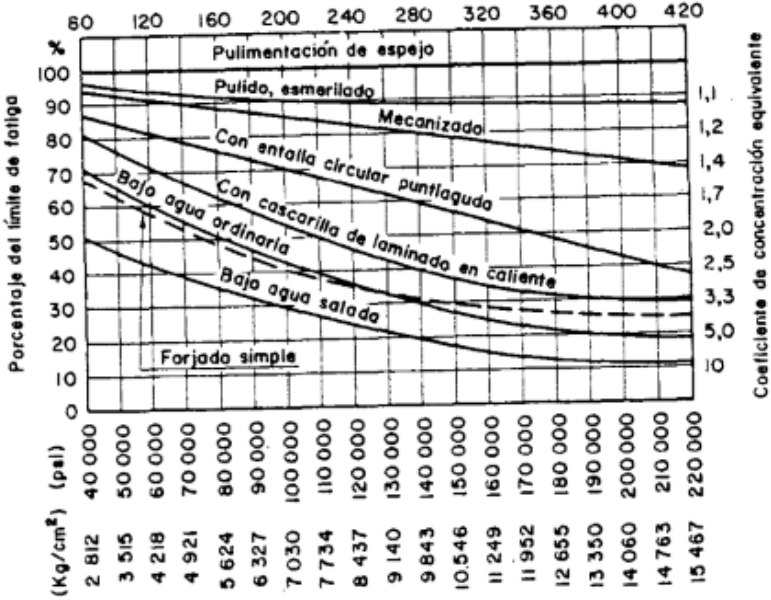
Impacto horizontal: $k_d = \sqrt{\frac{v^2}{g \cdot \delta_{st}}} \cdot k = \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot R}{g \cdot \varphi_{st}}} \cdot k$

Energía disponible: $T_0 = \frac{I_m \cdot \omega^2}{2}$ Energía dinámica elástica: $U_d = \frac{M_t \cdot \varphi_d}{2}$

CORRIMIENTOS ESTÁTICOS Y COEFICIENTES DE REDUCCIÓN DE MASA		
CASO	δ_{st}	k_m
	$\frac{Q \cdot \ell^3}{2 \cdot E \cdot I_0}$	$\frac{1}{15}$
	$\frac{Q \cdot \ell^3}{3 \cdot E \cdot I} \cdot [\eta \cdot (1 - \eta)]^3$	$\frac{24 - 24\eta - 4\eta^2 + 8\eta^3 - \eta^4}{35\eta^2 \cdot (5\eta - 4 - \eta^2)^2}$
	$= \varphi \cdot R = \frac{Q \cdot R \cdot \ell}{G \cdot I_0} \cdot R$	$\frac{1}{3}$
	$= \varphi \cdot R = \frac{Q \cdot R \cdot \ell}{G \cdot I_0} \cdot R$	$\frac{1}{3}$

7.3 Anexo 3

Figura AF 5, valores de los factores de tamaño, superficie y carga



7.4 Anexo 4

Página 741 Faired, figura AF2

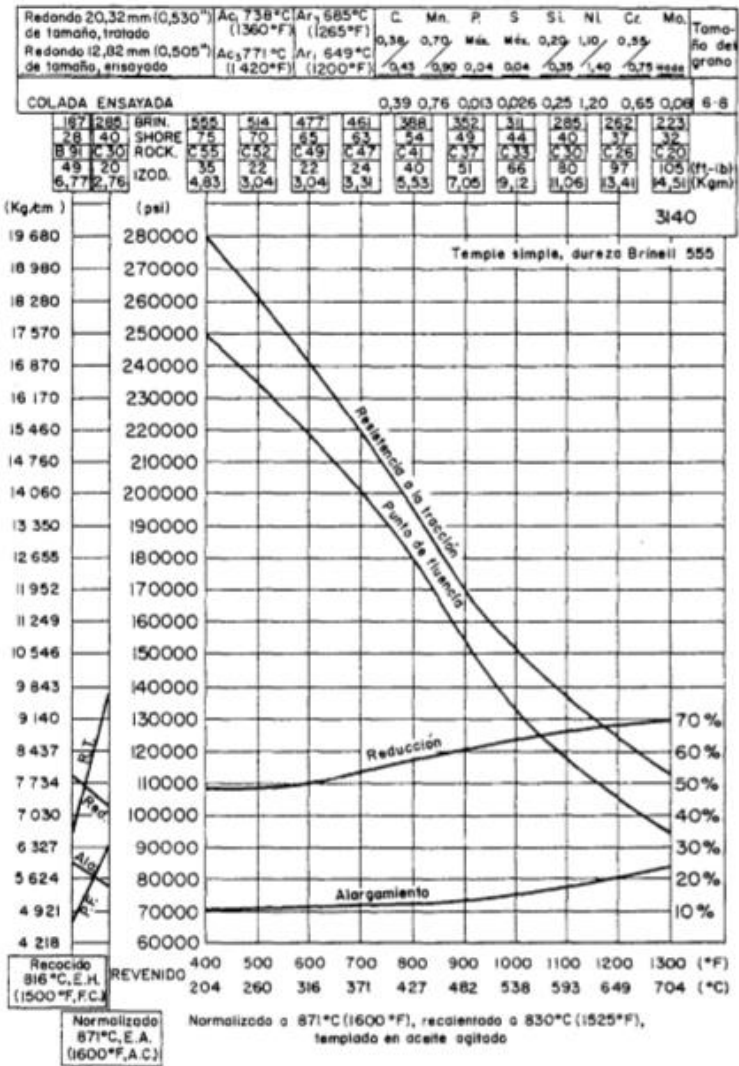


Fig. AF 2 Propiedades del acero AISI 3140 con tratamiento térmico. Resultados colada única. Las abscisas son temperaturas de revenido. Obsérvese el tratamiento térmico especificado y el tamaño de la probeta. La máxima resistencia $s_{u, mod}$ (35) (NDB) en kg/cm^2 , o bien $s_{u, mod}$ (500)(BHN) en psi. Este material se emplea mucho para piezas tratadas térmicamente. Para $R_c = 28$, la descarbonización de la superficie reduce la resistencia a la fatiga en un 50%. Para $R_c = 48$, la descarbonización de la superficie reduce la resistencia a la fatiga en el 75%, hasta aproximadamente $s'_a = 5765 kg/cm^2$ (o bien 82 ksi), pero este porcentaje es inusualmente alto. Véase figura AF 3. (Cortesía Bethlehem Steel Co., Bethlehem, Pa.)

7.5 Anexo 5

Página 756 Faired, tabla AT 14

TAMANO	DIÁMETRO MAYOR BASICO		BASTA (UNC)		FINA (UNF) Y 12 UN		ANCHURA A ENTRE CARAS, REGULAR, EN BRUTO (Seleccionado de ASA B 18.2-1952)	
	pulg	cm	Hilos/ Pulgada	Diámetro menor rosca exterior pulg	Área de esfuerzo A _s pulg ²	Área de esfuerzo A _s cm ²	Diámetro menor rosca exterior pulg	Área de esfuerzo A _s pulg ²
0	0,0600	0,1524						
1	0,0730	0,1854	64	0,0538 0,1366	0,00263	0,01697	0,0447 0,1135	0,00180
2	0,0860	0,2184	56	0,0641 0,1628	0,00370	0,02387	0,0560 0,1422	0,00278
3	0,0990	0,2514	48	0,0734 0,1864	0,00487	0,03142	0,0668 0,1696	0,00394
4	0,1120	0,2845	40	0,0813 0,2065	0,00604	0,03897	0,0771 0,1938	0,00523
5	0,1250	0,3175	40	0,0943 0,2395	0,00796	0,05135	0,0864 0,2194	0,00661
6	0,1380	0,3505	32	0,0997 0,2532	0,00909	0,05864	0,0971 0,2466	0,0083
8	0,1640	0,4166	32	0,1237 0,3192	0,0140	0,09003	0,1073 0,2725	0,01015
10	0,1900	0,4826	24	0,1389 0,3527	0,0175	0,1129	0,1299 0,3299	0,01474
12	0,2160	0,5486	24	0,1649 0,4188	0,0242	0,1561	0,1517 0,3853	0,02000
1/16	0,2500	0,6350	20	0,1887 0,4792	0,0318	0,2052	0,1722 0,4373	0,0258
3/16	0,3125	0,7938	18	0,2443 0,6204	0,0524	0,3381	0,2062 0,5237	0,0364
1/4	0,3750	0,9525	16	0,2983 0,7576	0,0775	0,5000	0,2614 0,6639	0,0580
5/16	0,4375	1,1113	14	0,3499 0,8886	0,1063	0,6857	0,3239 0,8227	0,0878
3/8	0,5000	1,2700	13	0,4056 1,0302	0,1419	0,9154	0,3762 0,9555	0,1187
7/16	0,5625	1,4288	12	0,4603 1,1691	0,182	1,174	0,4387 1,1143	0,1599
1/2	0,6250	1,5875	11	0,5135 1,3042	0,226	1,458	0,4943 1,2555	0,203
5/8	0,7500	1,9050	10	0,6273 1,5933	0,334	2,155	0,5568 1,4142	0,256
3/4	0,875	2,2225	9	0,7387 1,8762	0,462	2,981	0,6733 1,7101	0,373
1	1,0000	2,5400	8	0,8466 2,1503	0,606	3,910	0,7874 1,9999	0,509
1 1/16	1,125	2,8575	7	0,9497 2,4121	0,763	4,923	0,8978 2,3804	0,663
1 1/8	1,2500	3,1750	7	1,0747 2,7297	0,969	6,252	1,0228 2,5979	0,856
1 1/4	1,375	3,4925	6	1,1705 2,9732	1,155	7,451	1,1478 2,9154	1,073
1 1/2	1,5000	3,8100	6	1,2955 3,2909	1,405	9,064	1,2728 3,2329	1,315
1 3/4	1,7500	4,4450	5	1,5046 3,8216	1,90	12,26	1,3978 3,5504	1,581
2	2,0000	5,0800	4 1/2	1,7274 4,3877	2,50	16,13	1,6478 4,1854	2,1853
2 1/8	2,2500	5,7150	4 1/2	1,9774 5,0227	3,25	20,97	1,8978 4,8203	2,8892
2 1/4	2,5000	6,3500	4	2,1933 5,5703	4,00	25,81	2,1478 5,4534	3,6914
2 3/8	2,7500	6,9850	4	2,4433 6,2053	4,93	31,81	2,3978 6,0904	4,5916
3	3,0000	7,6200	4	2,6933 6,8403	5,97	38,52	2,6478 6,7254	5,59007
3 1/8	3,2500	8,2550	4	2,9433 7,4753	7,10	45,81	2,8978 7,3603	6,6865
3 1/4	3,5000	8,8900	4	3,1933 8,1103	8,33	53,74	3,1478 7,9954	7,8812
3 3/8	3,7500	9,5250	4	3,4433 8,7453	9,66	62,32	3,3978 8,6304	9,1740
4	4,0000	10,1600	4	3,6933 9,3803	11,08	71,48	3,6478 9,2654	10,5649
							3,8978 9,9003	12,0540
								12,0540
								77,766



Para cabezas y tuercas cuadradas, A es diferente en los tamaños menores (inferiores a 7/8 pulg) de estos valores. Véanse detalles en la Norma.

Cabeza: A pulg cm

Tuerca: A pulg cm

7.6 Anexo 6

Página 759 Faires, figura AF 15

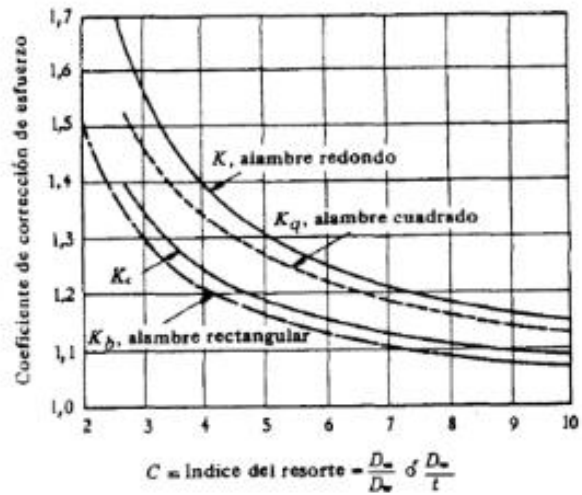


Fig. AF 15 Coeficientes de corrección de esfuerzo (Wahl). Usar D_m/D_w como índice del resorte para resortes de alambre redondo; D_m/t para resortes de alambre de sección rectangular, siendo t la dimensión perpendicular al eje del resorte. Conviene que D_m/D_w no sea menor que 3, preferiblemente mayor que 4. (Según R. E. Peterson.)⁽⁴⁻²²⁾

759

7.7 Anexo 7

Manual de corres en V de Goodyear

o la mangaca, el arco de creep siempre comienza en el punto de salida y progresa hacia el punto de entrada de la correa a medida que la carga aumenta.

Consideremos la acción en la vecindad de la polea mandada. Si E es el módulo de elasticidad dinámico de la correa, v_1 y v_2 son las velocidades de entrada y salida, respectivamente:

$$\% \text{ Creep} = 100 \frac{v_1 - v_2}{v_2} =$$

$$100 \frac{\left(1 + \frac{T_1}{E}\right) - \left(1 + \frac{T_2}{E}\right)}{\left(1 + \frac{T_1}{E}\right)} = 100 \frac{T_1 - T_2}{E - T_1}$$

$$\% \text{ Creep} = \frac{100 T_2}{E - T_1} \quad (12)$$

Desde que T_1 es pequeña comparada con E nosotros podemos escribir:

$$\% \text{ Creep} = \frac{100 T_2}{E} \text{ (aproximadamente)} \quad (13)$$

Usando la velocidad de la correa como base, en el momento que alcanza la polea motora, aquella se reduce donde deja a ésta en una magnitud igual al porcentaje de "creep". La recuperación de esta pérdida de velocidad ocurre donde la correa deja la polea mandada.

Mientras el porcentaje de "creep" es usualmente pequeño como para despreciarlo sin error apreciable, hay casos donde el valor de éste puede ser significativo.

Momento de Torsión y Potencia

- Donde: H.P. = Potencia,
- S = Velocidad de la correa en pies por minuto.
- T₂ = Tensión efectiva en libras,
- R.P.M. = Revoluciones por minuto.

La asignación de una determinada capacidad, expresada en H.P. por correa, que se dan en las tablas bajo varias condiciones de operación, refleja lo que la experiencia nos ha enseñado para ofrecer una amplia satisfacción al usuario.

Cálculo del Arco de Contacto

Para transmisiones comunes de dos poleas, el arco de contacto puede ser determinado por medio de la siguiente fórmula aproximada:

$$\text{Arco de contacto} = 180^\circ - \frac{60(D-d)}{C} \quad (21)$$

Donde:

- D = diámetro de la polea mayor en pulgadas.
- d = diámetro de la polea menor en pulgadas.
- C = distancia centro a centro en pulgadas.

Por conveniencia, el factor de corrección está dado directamente en la tabla de la Pág. 20 en lugar de mencionar los arcos.

La fórmula aproximada es una simplificación de la teórica, la cual establece:

$$\text{Arco} = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ (en radianes)} \quad (22)$$

Esta fórmula es evidente en el siguiente dibujo:

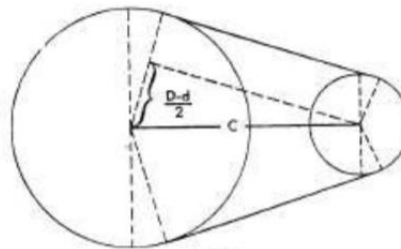


FIG. 8

Para ángulos pequeños, se puede asumir que el ángulo en radianes es igual a su seno, y entonces:

$$\text{Arco} = 180 - 57.3 \left(\frac{D-d}{C} \right) \text{ (en grados)} \quad (23)$$

donde 57.3 es el factor para convertir radianes en grados. 57.3 es reemplazado por 60 de manera de compensar en algo el ligero error introducido por la primera suposición.

La fórmula aproximada (21) está dentro de una variación de 1° con respecto a la teórica entre 180° y 110°. Da arcos 3° más grandes a 100° y 5° más grandes a 90°. Nosotros recomendamos usar la fórmula teórica para arcos menores de 100°.

Arco de Contacto vs. Area de Contacto

Del concepto básico de fricción entre dos superficies, el área no influye en la cantidad de fricción. De otra manera, la fricción depende solamente del carácter de las caras y de la fuerza total normal a las mismas. Es posible aumentar el área de contacto y al mismo tiempo disminuir la capacidad de transmitir potencia. La investigación ha demostrado que cuando la capacidad de transmitir potencia aumenta, esto es factible mediante el aumento de uno de los factores vitales, tal como: arco de contacto, ancho de correa o diámetro de las poleas y velocidad de la correa. Muy frecuentemente el área de contacto es aumentada accidentalmente, pero también frecuentemente sucede que de dos mandos, aquél con área mucho menor tiene la capacidad mayor.

Fórmula de Largo

La fórmula correcta para determinar el largo de una correa alrededor de 2 poleas, como se muestra en la Fig. 8, es como sigue:

$$L = 2C \cos \theta + \frac{\pi (D+d)}{2} + \frac{\pi \theta (D-d)}{180} \quad (24)$$

Donde: L = largo de correa
C = distancia centro a centro
D = diámetro de polea mayor
d = diámetro de polea menor

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ (en grados)}$$

L, C, D y d deben todas ser expresadas en la misma unidad de longitud.

La siguiente fórmula aproximada es más fácil de usar y es exacta dentro del 0,15 % con relación de transmisión 7 a 1 y distancia centro a centro de 6d, y aún más exacta para el promedio de los mandos.

$$L = 2C + 1,57 (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (25)$$

De esta fórmula puede resolverse la distancia centro a centro conociendo el largo de correa como sigue:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 32(D-d)^2}}{16} \quad (26)$$

Donde:

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.

Correa N°	A		B		C		D		E	
	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.
15	16.3	414	—	—	—	—	—	—	—	—
16	17.3	439	—	—	—	—	—	—	—	—
17	18.3	465	—	—	—	—	—	—	—	—
18	19.3	490	—	—	—	—	—	—	—	—
19	20.3	516	—	—	—	—	—	—	—	—
20	21.3	541	—	—	—	—	—	—	—	—
21	22.3	566	—	—	—	—	—	—	—	—
22	23.3	592	—	—	—	—	—	—	—	—
23	24.3	617	—	—	—	—	—	—	—	—
24	25.3	643	—	—	—	—	—	—	—	—
25	26.3	668	—	—	—	—	—	—	—	—
26	27.3	693	—	—	—	—	—	—	—	—
27	28.3	719	—	—	—	—	—	—	—	—
28	29.3	744	—	—	—	—	—	—	—	—
29	30.3	770	—	—	—	—	—	—	—	—
30	31.3	795	31.8	808	—	—	—	—	—	—
31	32.3	820	—	—	—	—	—	—	—	—
32	33.3	846	—	—	—	—	—	—	—	—
33	34.3	871	34.8	884	—	—	—	—	—	—
34	35.3	897	35.8	909	—	—	—	—	—	—
35	36.3	922	36.8	935	—	—	—	—	—	—
36	37.3	947	—	—	—	—	—	—	—	—
37	38.3	973	38.8	986	—	—	—	—	—	—
38	39.3	998	39.8	1011	—	—	—	—	—	—
40	41.3	1049	41.8	1062	—	—	—	—	—	—
42	43.3	1100	43.8	1113	—	—	—	—	—	—
44	45.3	1151	45.8	1163	—	—	—	—	—	—
45	—	—	46.8	1189	—	—	—	—	—	—
46	47.3	1201	47.8	1214	—	—	—	—	—	—
47	48.3	1227	—	—	—	—	—	—	—	—
48	49.3	1252	—	—	—	—	—	—	—	—
49	50.3	1278	—	—	—	—	—	—	—	—
50	51.3	1303	—	—	—	—	—	—	—	—
51	52.3	1328	52.8	1341	53.9	1369	—	—	—	—
52	53.3	1354	53.8	1367	—	—	—	—	—	—
53	54.3	1379	54.8	1392	—	—	—	—	—	—
54	55.3	1405	55.8	1417	—	—	—	—	—	—
55	56.3	1430	56.8	1443	—	—	—	—	—	—
56	—	—	57.8	1468	—	—	—	—	—	—
58	59.3	1506	—	—	—	—	—	—	—	—
59	—	—	60.8	1544	—	—	—	—	—	—
60	61.3	1557	61.8	1570	62.9	1598	—	—	—	—
62	63.3	1608	—	—	—	—	—	—	—	—
63	—	—	64.8	1646	—	—	—	—	—	—
65	66.3	1684	66.8	1697	—	—	—	—	—	—

a

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

Correa N°	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
270	—	—	270.3	6866	270.9	6881	270.8	6878	271.0	6883
300	—	—	300.3	7628	300.9	7643	300.8	7640	301.0	7645
330	—	—	—	—	330.9	8405	330.8	8402	331.0	8407
360	—	—	—	—	360.9	9167	360.8	9164	361.0	9169
380	—	—	—	—	—	—	380.8	9672	381.0	9677
400	—	—	—	—	—	—	400.8	10180	401.0	10185
420	—	—	—	—	—	—	420.8	10688	421.0	10693
440	—	—	—	—	—	—	440.8	11196	441.0	11201
460	—	—	—	—	—	—	460.8	11704	461.0	11709
480	—	—	—	—	—	—	480.8	12212	481.0	12217

FACTORES PARA CORREGIR EL ARCO DE CONTACTO EN TRANSMISIONES A CORREAS EN V

Multiplíquese H.P. a 180° por el factor indicado en esta tabla para obtener los H.P. en las condiciones dadas

Diferencia entre diám. de poleas (pulg.)	Distancia entre centros (pulgadas)																
	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	200	
2	.98	.98	.99	.99	.99	.99	.99										
4	.94	.96	.97	.98	.99	.99	.99										
6	.91	.93	.95	.97	.98	.98	.99										
8	.86	.91	.94	.95	.97	.97	.98	.98									
10	.83	.89	.92	.94	.95	.97	.98	.98									
12	.78	.86	.90	.92	.94	.95	.97	.98	.98								
14	.71	.84	.89	.91	.93	.95	.97	.97	.98								
16		.81	.87	.89	.91	.93	.95	.96	.97								
18		.78	.85	.87	.90	.93	.95	.95	.96	.97							
20		.74	.83	.86	.89	.92	.94	.95	.96	.96							
22		.69	.80	.85	.88	.91	.93	.94	.95	.96							
24			.78	.84	.87	.90	.92	.93	.95	.96	.96						
26			.74	.82	.85	.89	.92	.93	.94	.95	.96	.96					
28			.72	.80	.84	.88	.91	.93	.94	.95	.95	.96	.96				
30			.69	.78	.83	.87	.90	.92	.93	.94	.95	.96	.96				
32				.76	.82	.87	.89	.91	.93	.94	.95	.96	.96	.96			
34				.73	.80	.86	.89	.91	.92	.93	.94	.95	.96	.96			
36				.71	.78	.85	.88	.90	.91	.93	.94	.95	.96	.96			
42					.72	.82	.86	.88	.90	.91	.93	.93	.94	.95	.96		
48						.78	.84	.87	.89	.90	.91	.93	.94	.95	.96		
54							.74	.81	.85	.87	.89	.90	.91	.93	.94	.95	.96
60							.69	.78	.83	.86	.88	.89	.90	.92	.93	.94	.96
66								.74	.81	.84	.86	.88	.89	.91	.92	.93	.95
72								.71	.78	.82	.85	.87	.88	.90	.91	.92	.94
78									.75	.80	.84	.85	.87	.89	.90	.91	.93
84									.72	.78	.82	.84	.86	.88	.89	.90	.93
90									.69	.75	.80	.83	.85	.87	.88	.90	.93

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

Quando el arco de contacto es conocido o se determina de la ecuación dada más abajo, el factor de arco puede ser determinado de la tabla 12. Los factores para mandos V-V (ambas poleas ranuradas) y mandos V-Plana son dados.

* Un mando V-Plana es aquel compuesto por una polea pequeña ranurada y una mayor plana. El arco de contacto puede ser determinado por la fórmula:

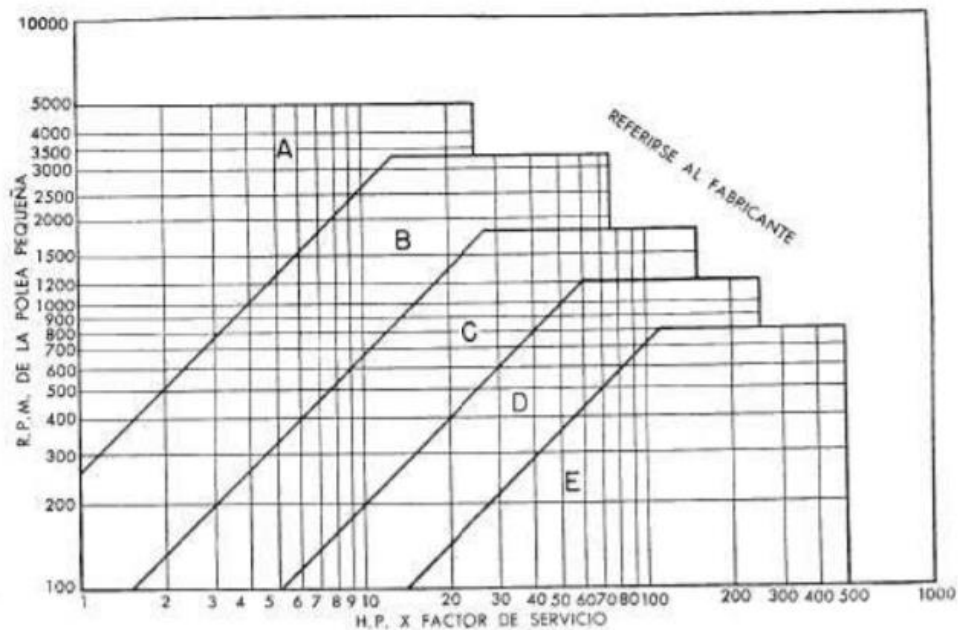
$$\text{Arco de contacto} = 180 - \frac{(D - d) 60}{C}$$

donde:

D = Diámetro de la polea mayor (plana).

d = Diámetro de la polea pequeña.

C = Distancia entre centros.



ACLARACION SOBRE LAS CAPACIDADES EN H.P. ASIGNADAS A CORREAS MULTIPLES EN V

Las capacidades para las correas múltiples en V Goodyear toman en consideración:

1. Para poleas más pequeñas, más severa es la acción de flexionado.
2. El tamaño de la segunda polea del mando afecta la vida en servicio, a menos que el diámetro de la polea mayor sea substancialmente más grande que el de la polea más chica.
3. La severidad de un mando a correas en V, también depende del largo de correa; correas más cortas más frecuentemente flexionan alrededor de las poleas y consecuentemente mayor es la severidad.

4. Estos factores de severidad pueden ser evaluados en su efecto combinado de manera que la capacidad en H.P. pueda ser ajustada convenientemente. Para mandos más severos corresponderá menor capacidad por correa; inversamente, capacidades más altas serán asignadas para condiciones de servicio menos severas.

Las capacidades en H.P. indicadas en las tablas están establecidas para un arco de contacto de 180°, mandos de dos poleas ranuradas, para un largo promedio de correa y factor de servicio igual a 1.00.

$$\text{H.P. por correa} = \text{H.P. de las tablas} \times \text{factor arco contacto} \times \text{factor largo.}$$

CORRECCION POR LARGO

Es obvio señalar que la frecuencia con la cual una correa flexiona alrededor de las poleas es inversamente proporcional a su largo. Mandos cortos desgastan las correas más rápido que los mandos con distancias entre centros mayores y teóricamente por esta razón cada largo debe

ría tener una capacidad distinta. Tomando en cuenta lo dicho precedentemente, los factores de corrección de largo indicados en la tabla 13 deberán ser aplicados a los valores tomados de las tablas de capacidad.

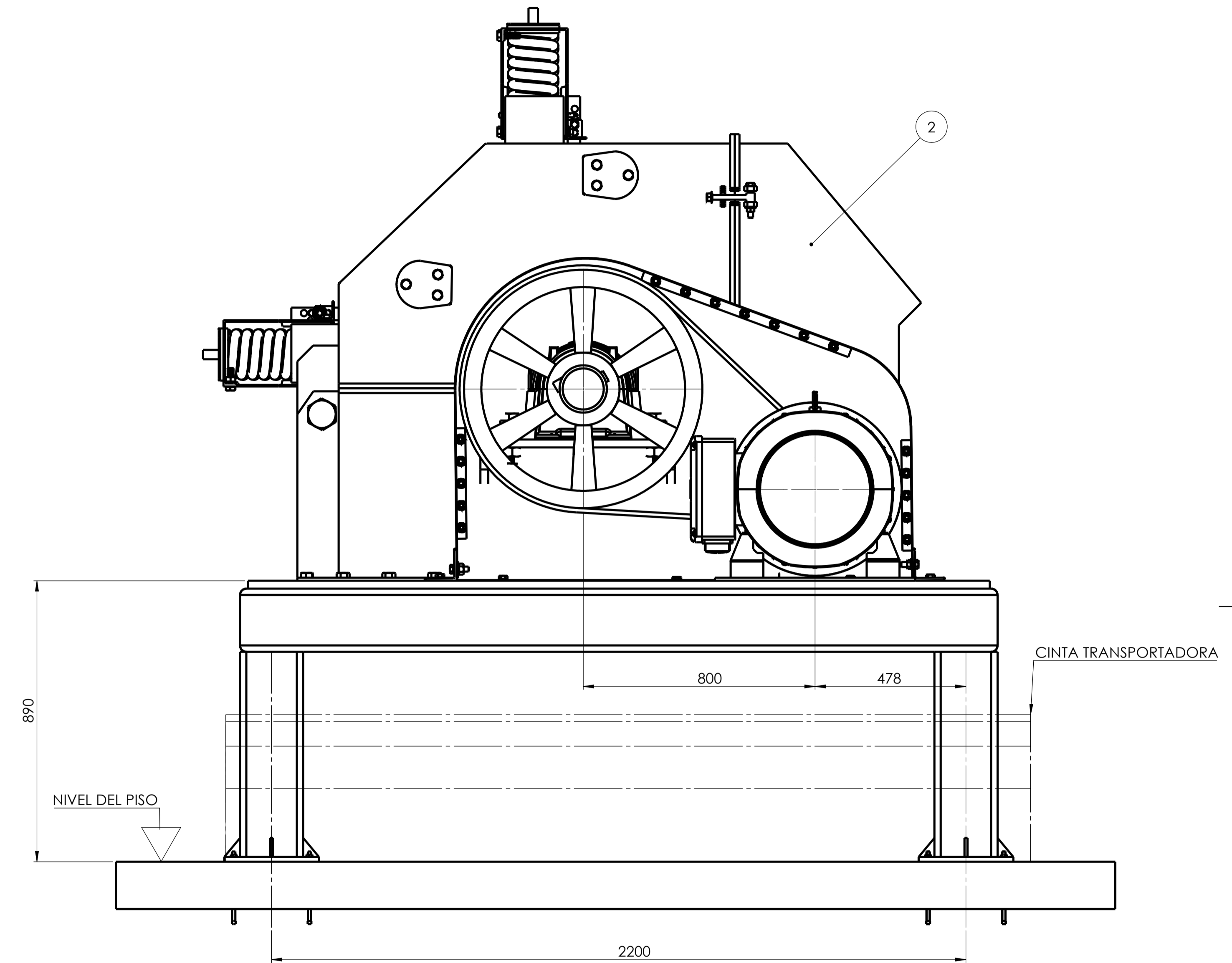
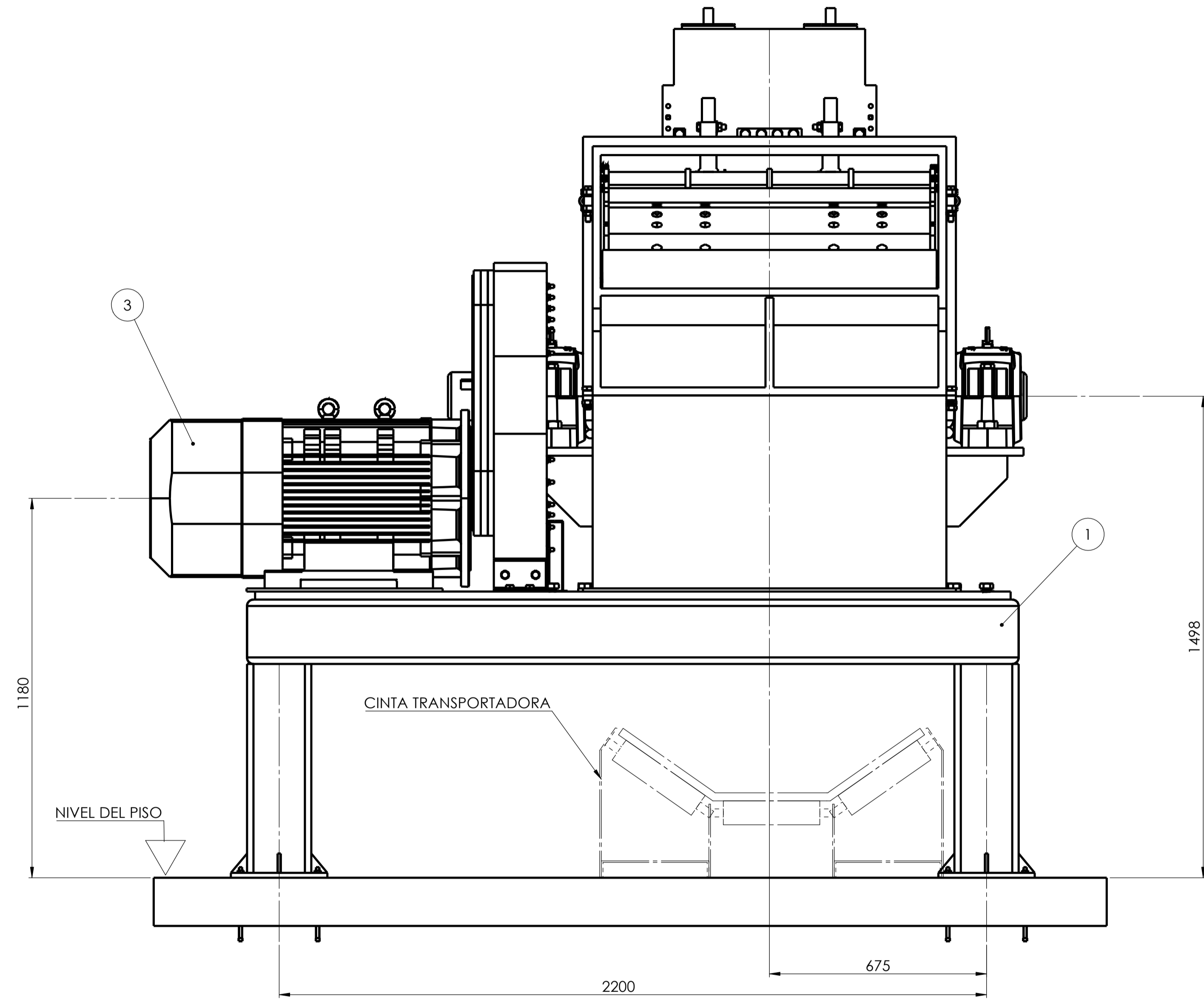
TABLA 13 FACTORES CORRECCION DE LARGO

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.

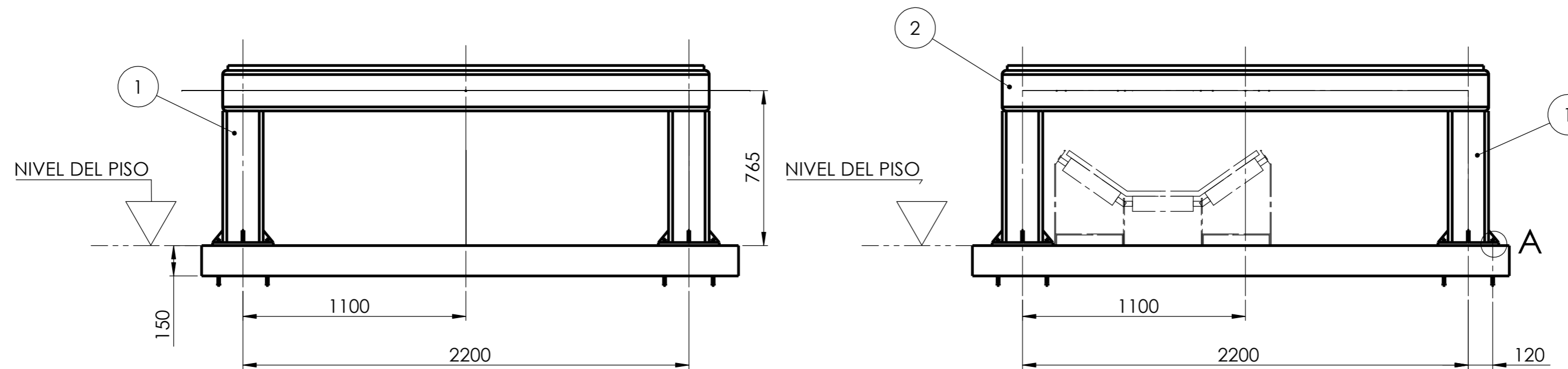
8 Planos

VISTA FRONTAL

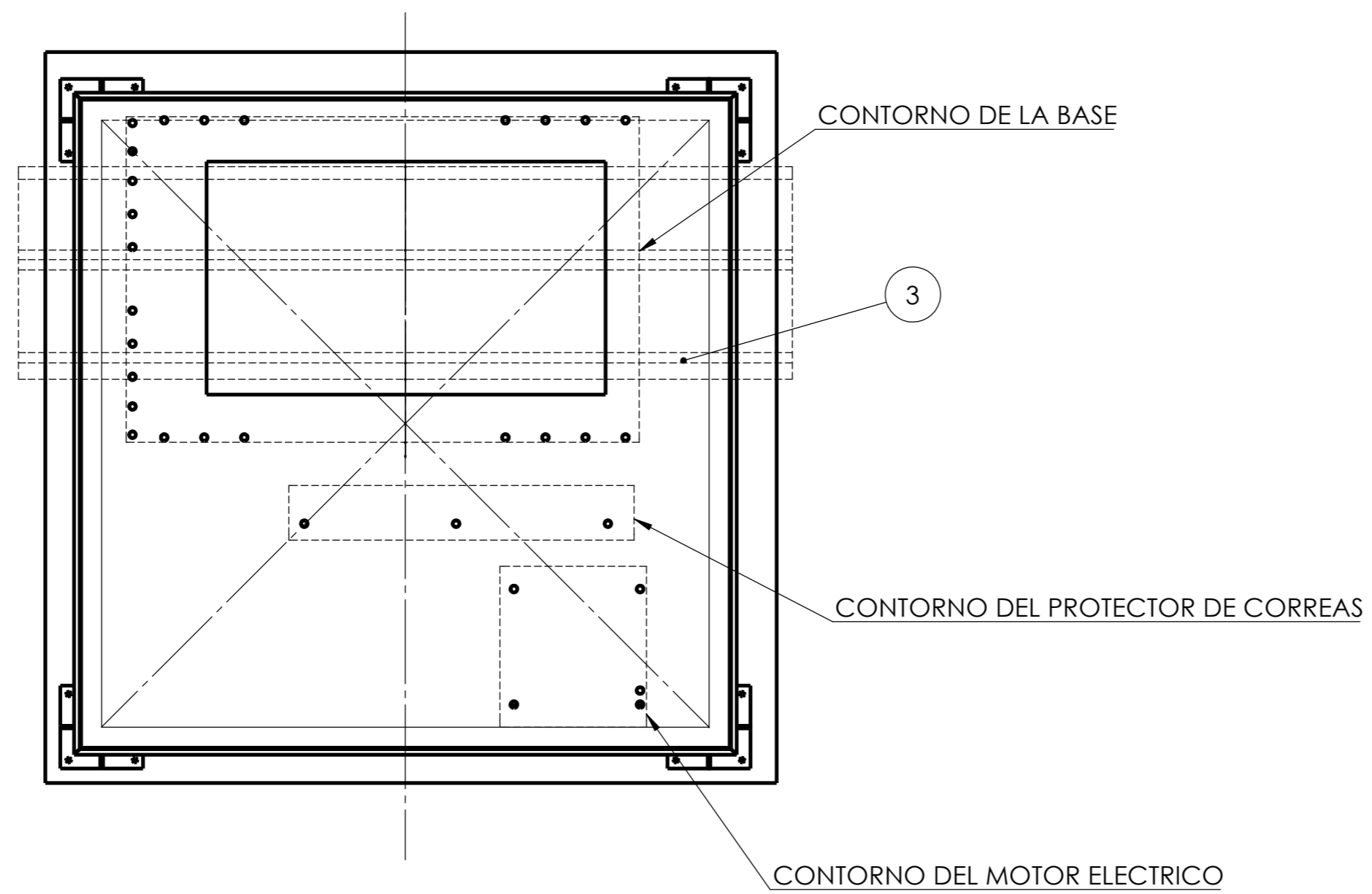
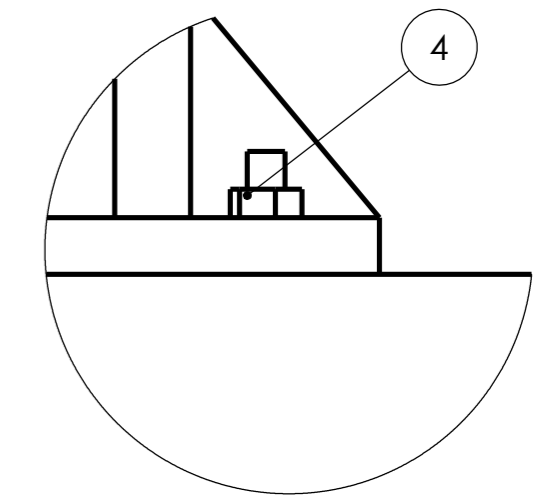


POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT.
3	SIST. DE TRANSMISION	VARIOS	--	21-PF-03	1
2	TRITURADORA	VARIOS	--	21-PF-02	1
1	BASTIDOR	VARIOS	--	21-PF-01	1

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 10 mm Chafilanes no acotados 10x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguina		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	TRITURADORA DE IMPACTO CONJUNTO GENERAL		PLANO: 21-PF-00	
				INGENIERIA MECANICA

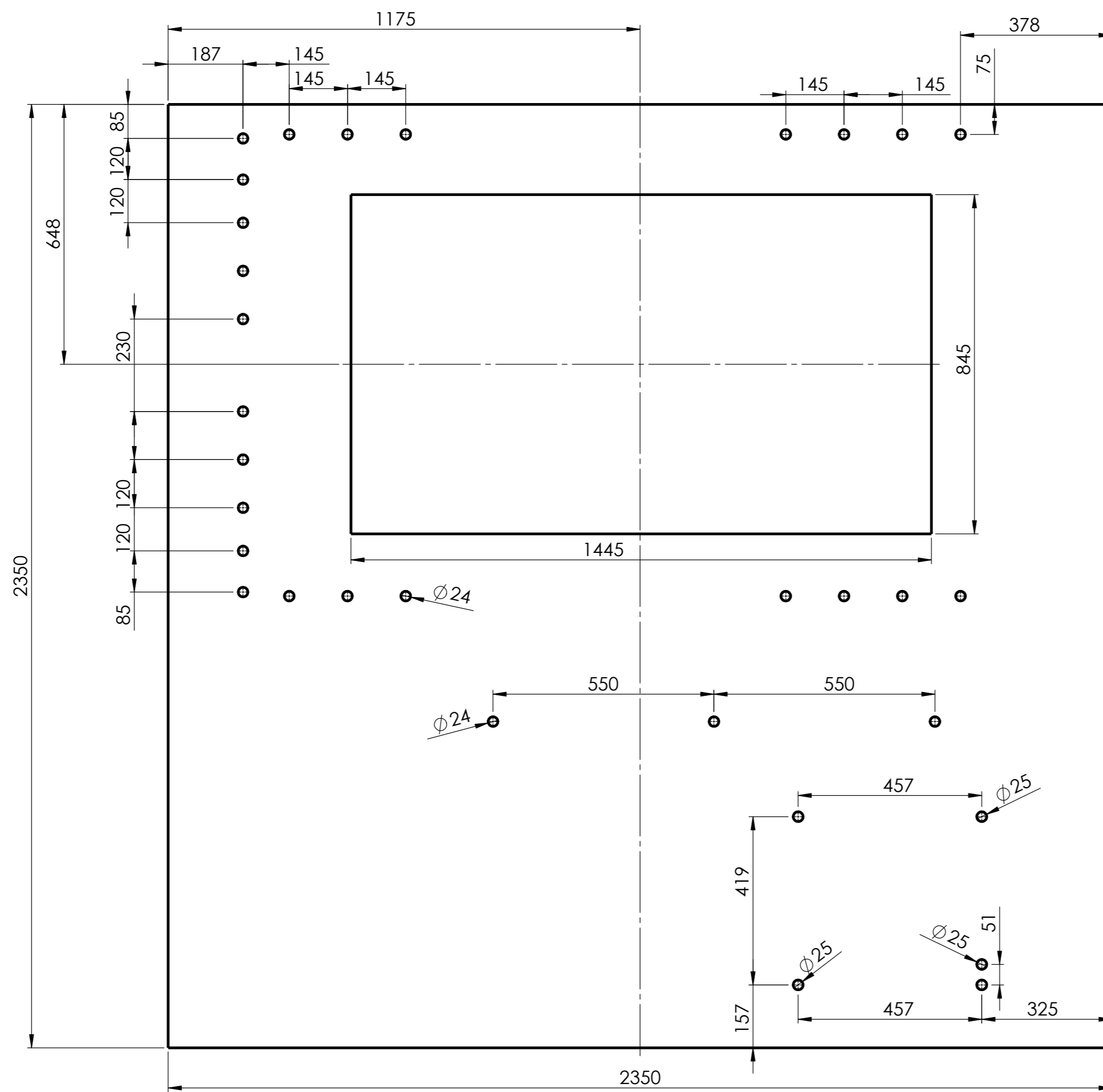


DETALLE A



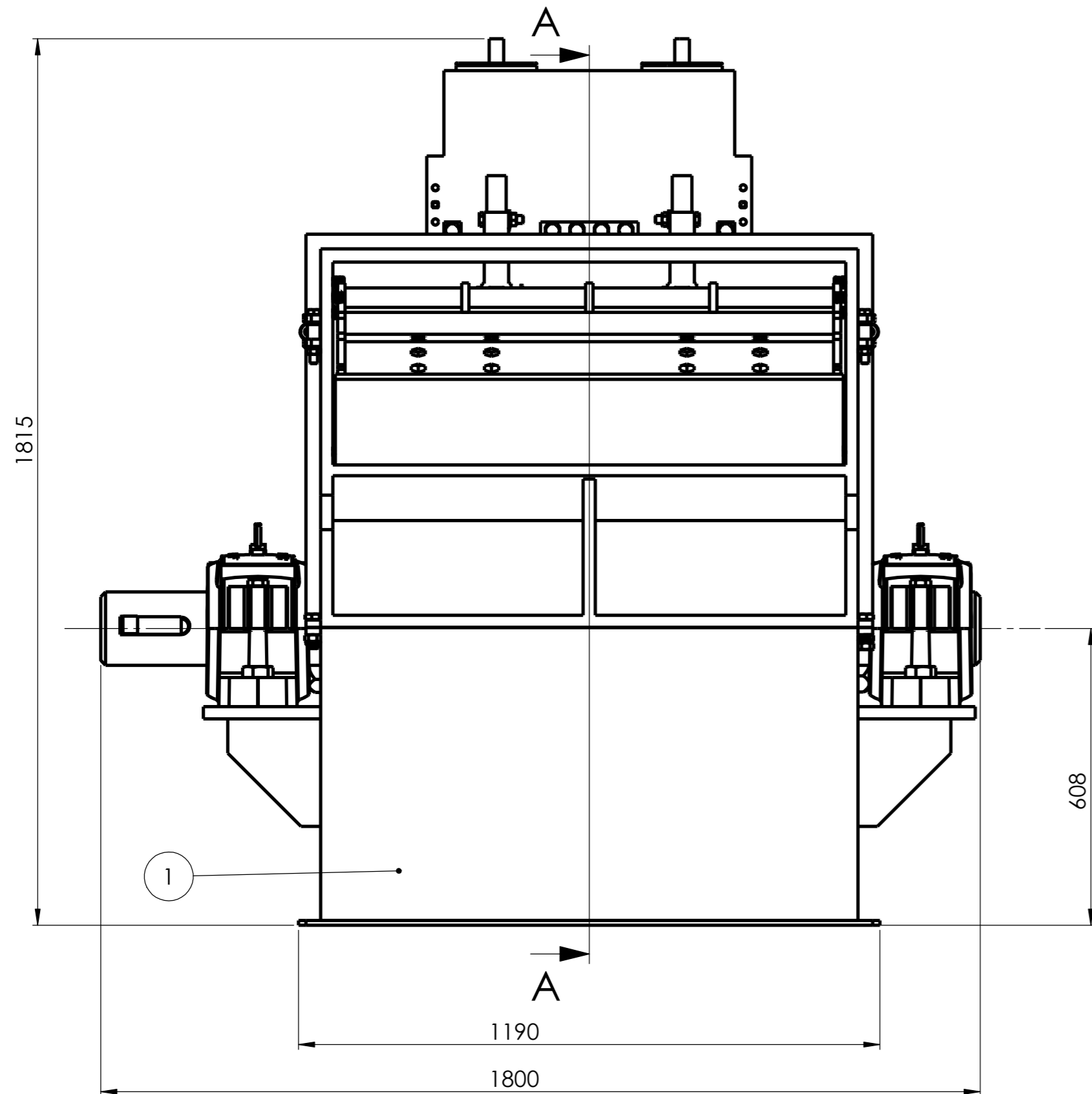
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT.
4	BROCA MECANICA	FISCHER FBN II 10/20	SAE 4130	--	16
3	BASE	PLACA 2350x2350x25	SAE 1010	21-PF-01-01	1
2	ESTRUCTURA CENTRAL	PERFIL CUAD. 200x200x10	SAE 1010	--	1
1	PATA SOPORTE	PERFIL CUAD. 200x200x10	SAE 1010	--	4

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguina		
	Aprobó				
	Escala 1:5	BASTIDOR			PLANO: 21-PF-01
Chaflanes no acotados 10x45°	INGENIERIA MECANICA				

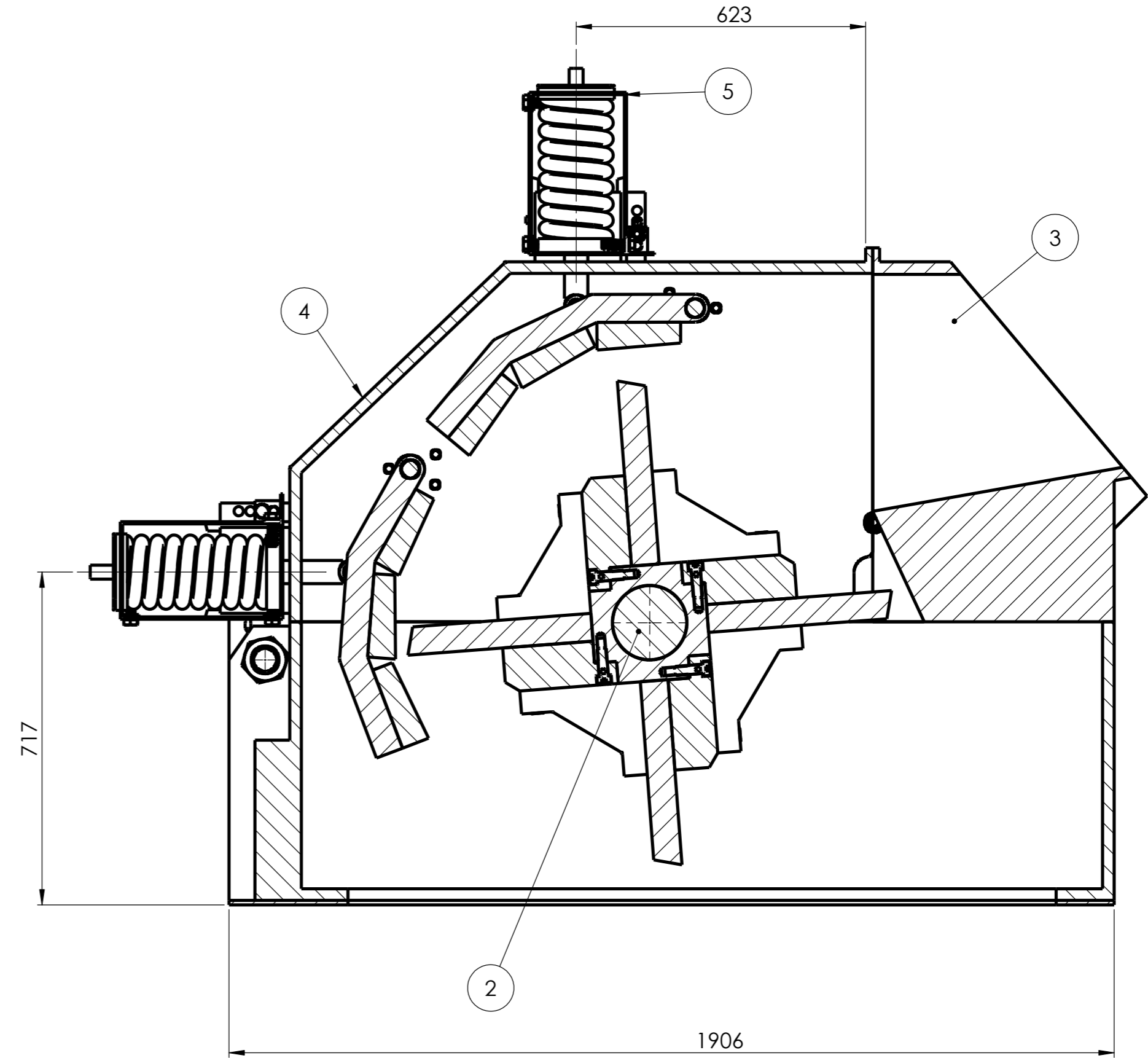


3	BASE	PLACA 2350x2350x25	SAE 1010	21-PF-01-01	1
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	BASE		PLANO: 21-PF-01-01	
Chafilanes no acotados 10x45°				INGENIERIA MECANICA	

VISTA FRONTAL

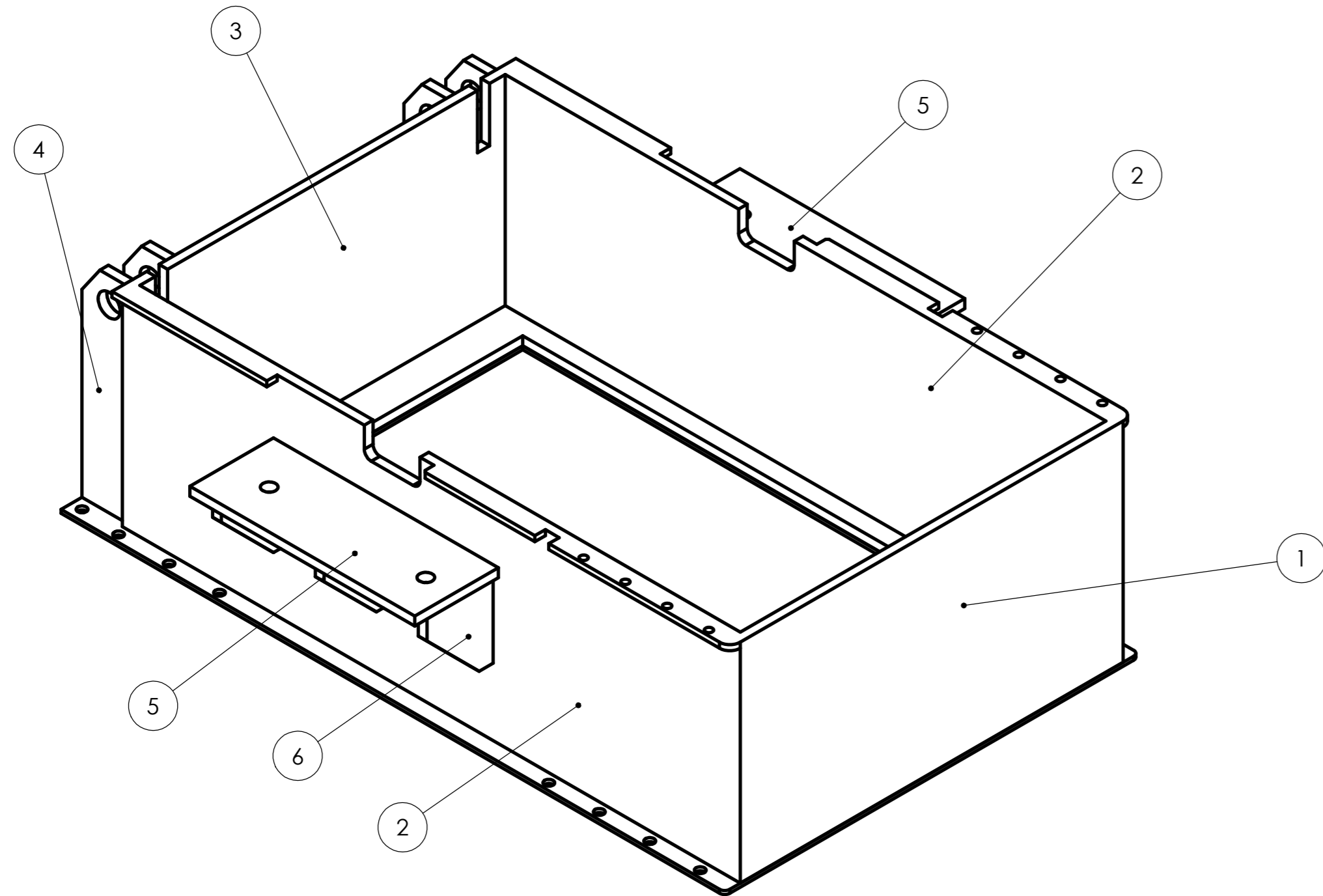
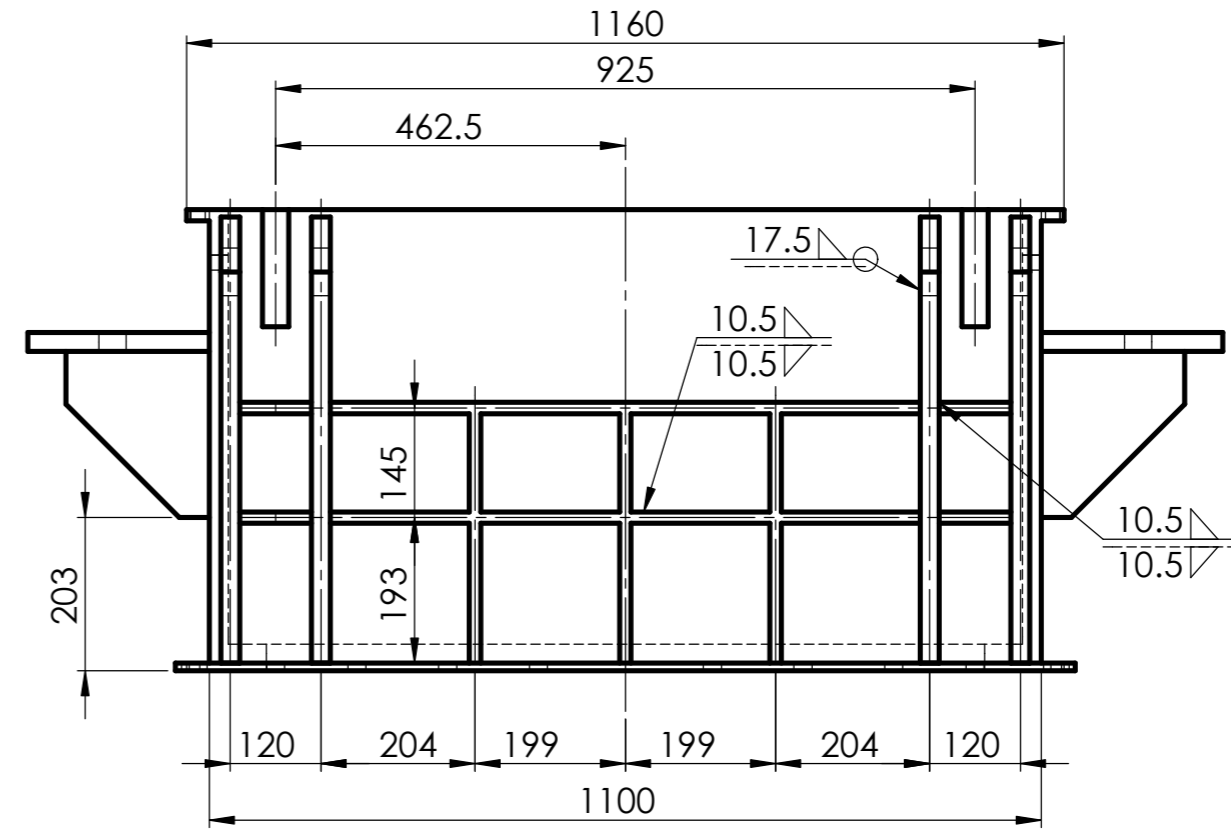
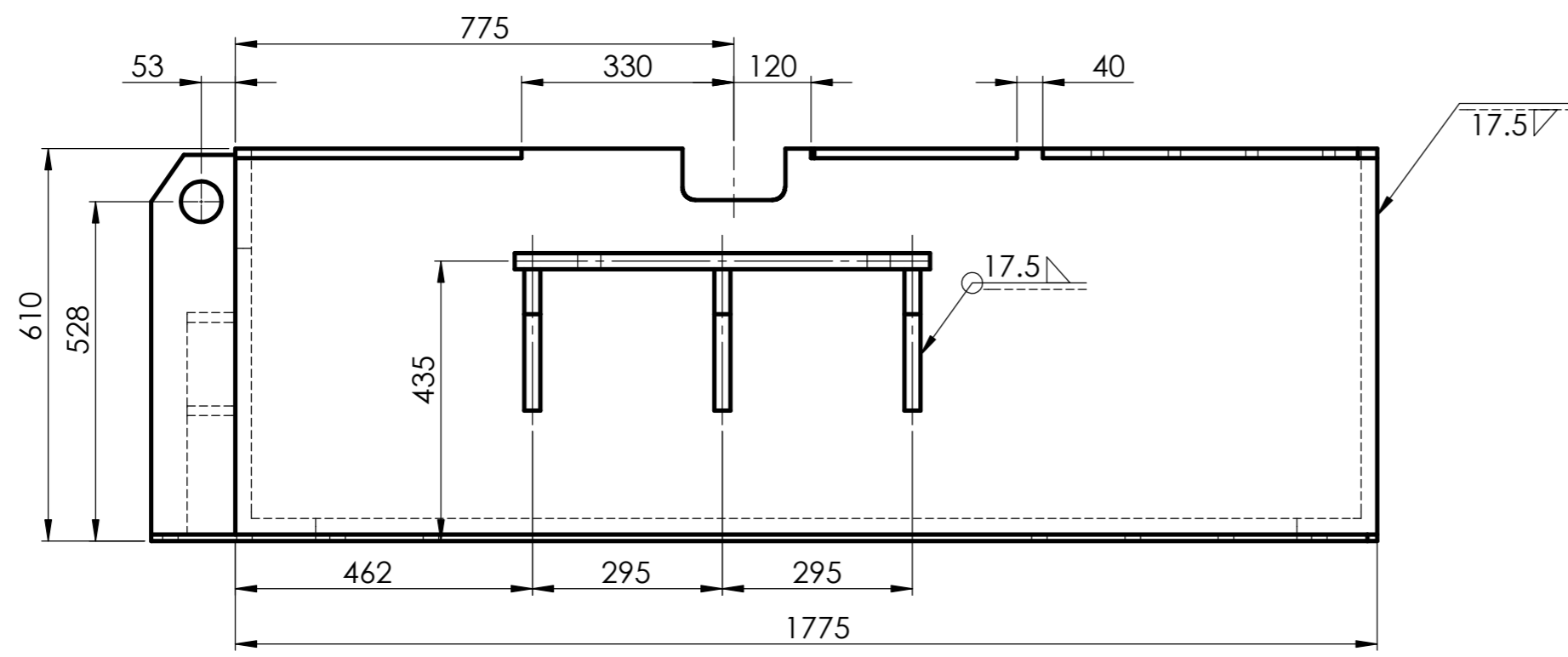


SECCION A-A



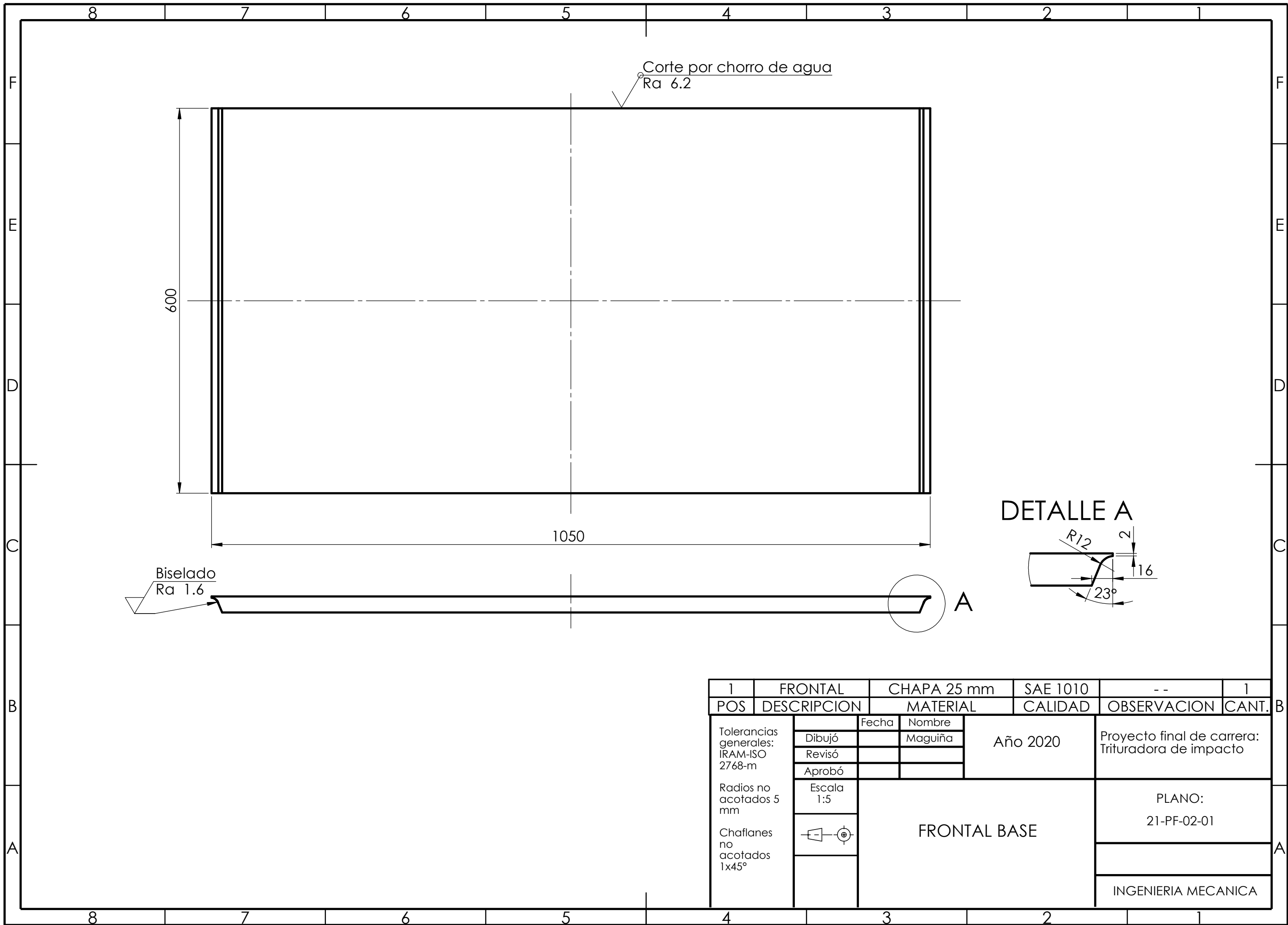
5	SISTEMA DE ABSORCION	--	VARIOS	21-PF-02-05	2
4	TAPA	--	SAE 1010	21-PF-02-04	1
3	CARCASA SUPERIOR	--	SAE 1010	21-PF-02-03	1
2	EJE ROTOR	--	SAE 4130	21-PF-02-02	1
1	CARCASA INFERIOR	--	SAE 1010	21-PF-02-01	1
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.

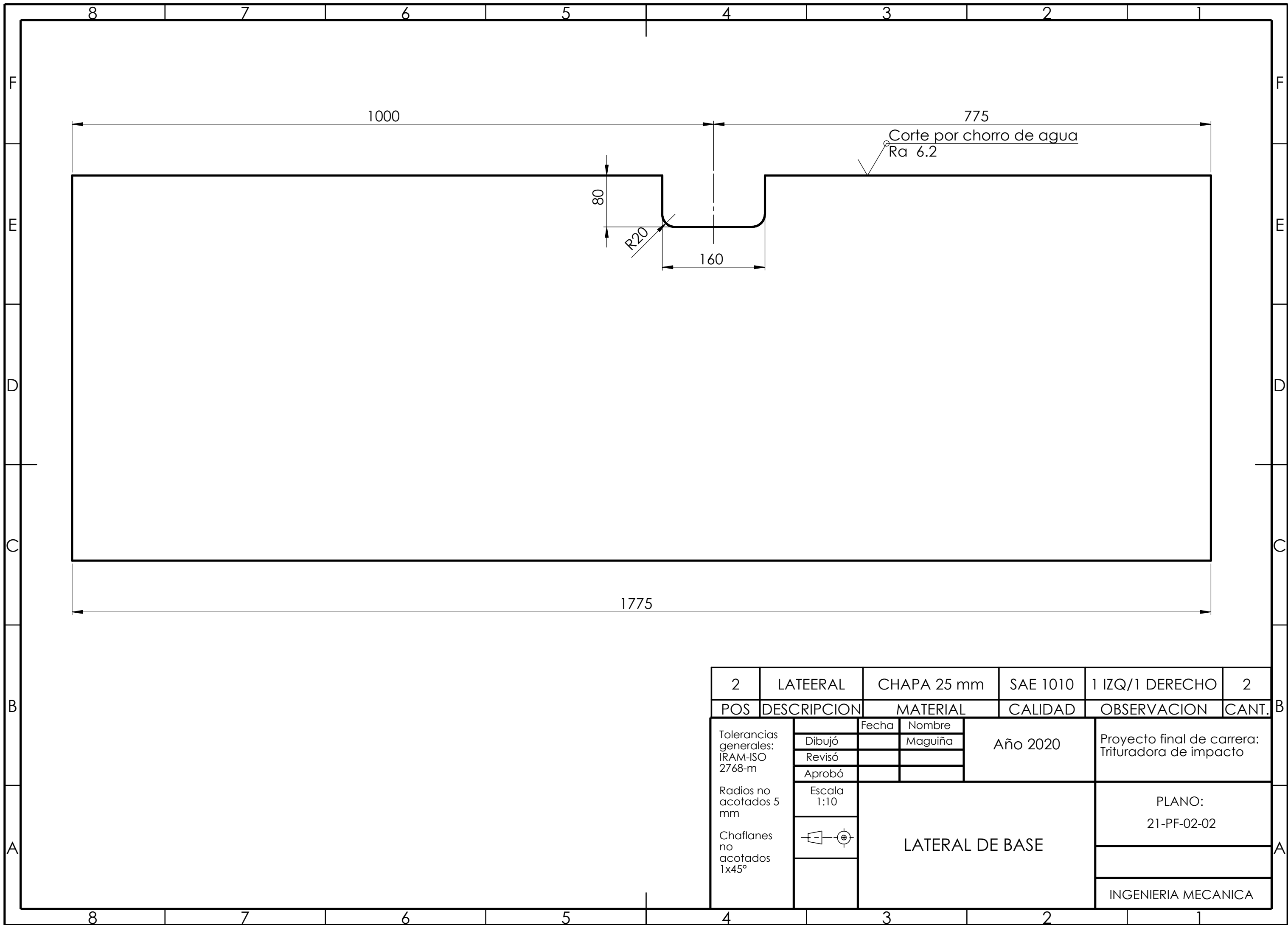
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	TRITURADORA		PLANO: 21-PF-02	
Chafilanes no acotados 10x45°				INGENIERIA MECANICA	



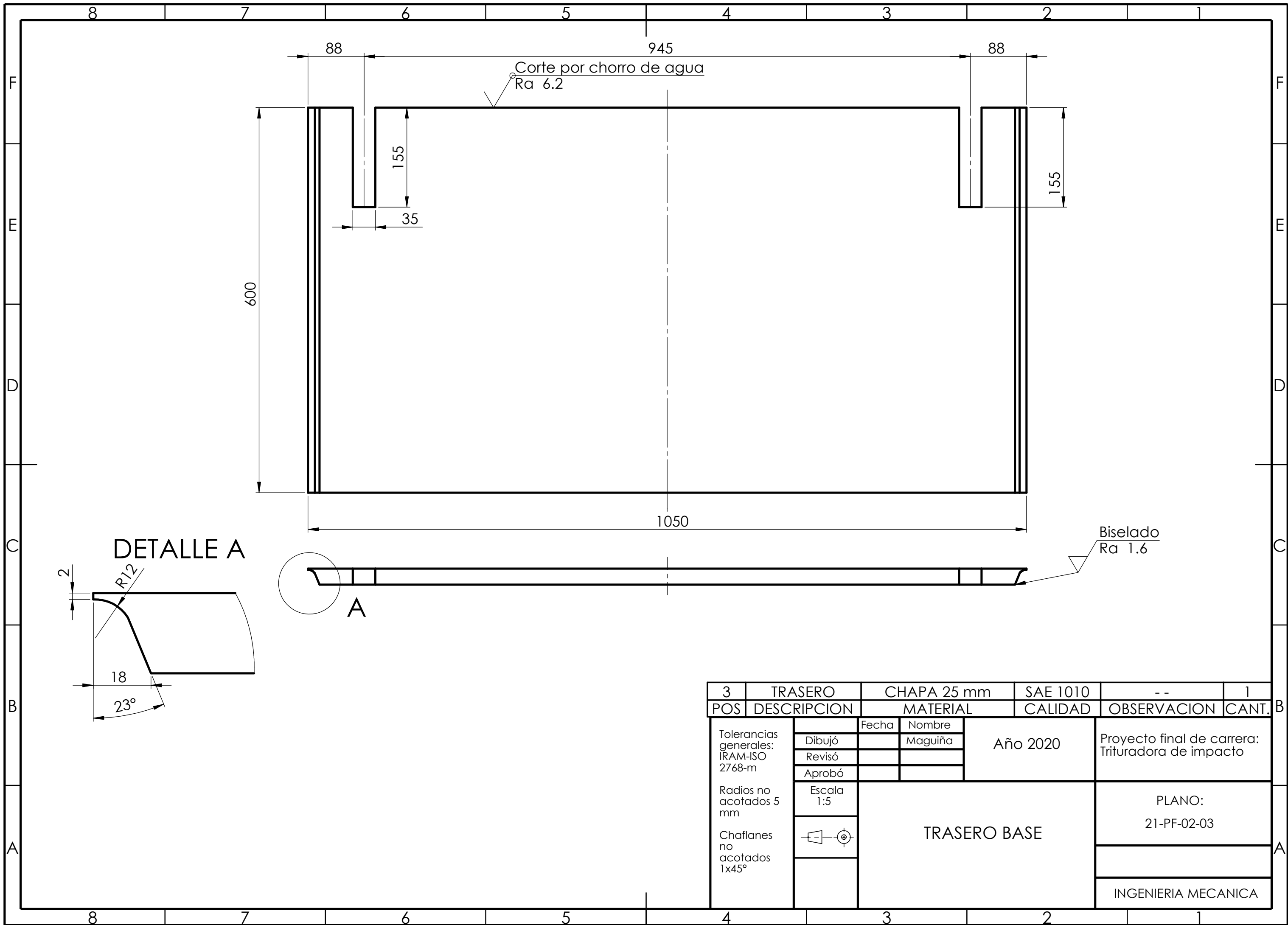
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
6	ESCUADRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-06	6
5	Apoyo de porta rodamiento	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-05	2
4	Bisagra	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04	4
3	Trasera	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03	1
2	Laterales	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-02	2
1	Frontal	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-01	1

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:10	CARCASA INFERIOR		PLANO: 21-PF-02
Chafilanes no acotados 1x45°				INGENIERIA MECANICA





2	LATEERAL	CHAPA 25 mm	SAE 1010	1 IZQ/1 DERECHO	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:10	LATERAL DE BASE		PLANO: 21-PF-02-02	
Chafilanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	



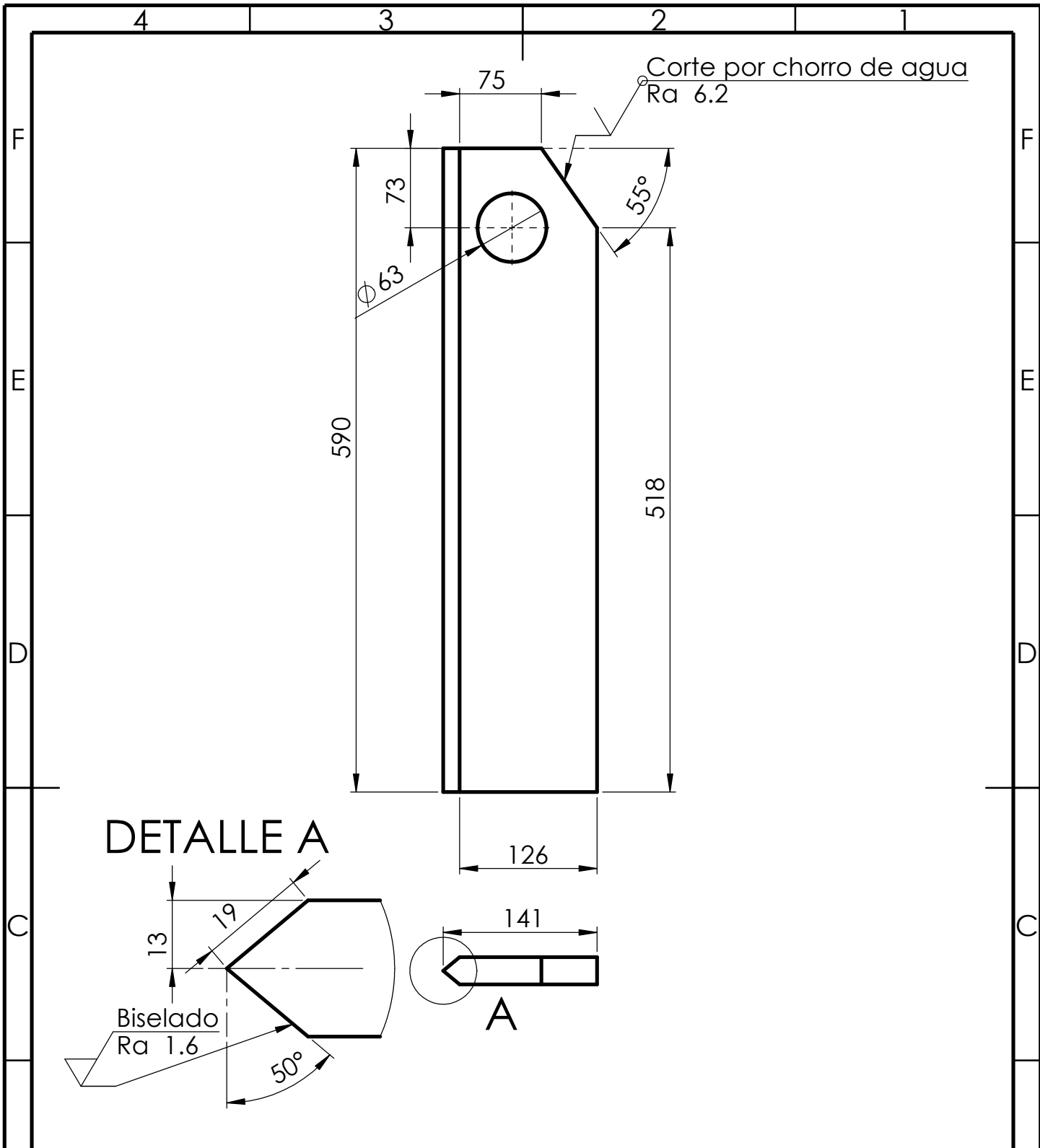
Corte por chorro de agua
Ra 6.2

Biselado
Ra 1.6

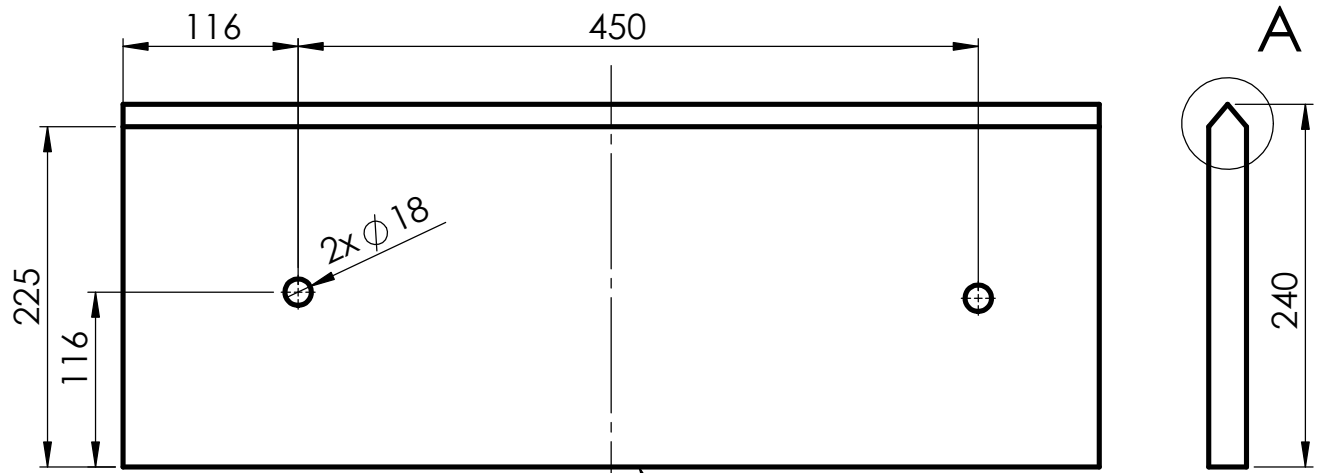
DETALLE A

A

POS	DESCRIPCION	MATERIAL	SAE 1010	OBSERVACION	CANT.
3	TRASERO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	1
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	
Radios no acotados 5 mm			Maguiña		
Chañanes no acotados 1x45°					
Escala 1:5				Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
				PLANO: 21-PF-02-03	
TRASERO BASE				INGENIERIA MECANICA	

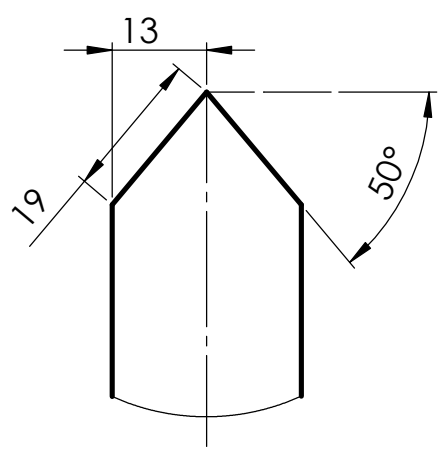


4	BISAGRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	4	
B	POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Dibujó	Maguiña			
		Revisó				
		Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	BISAGRA DE BASE				PLANO: 21-PF-02-04
Chaflanes no acotados 1x45°						HOJA: 5 DE 6



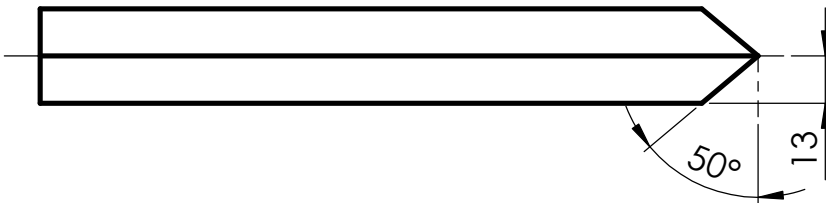
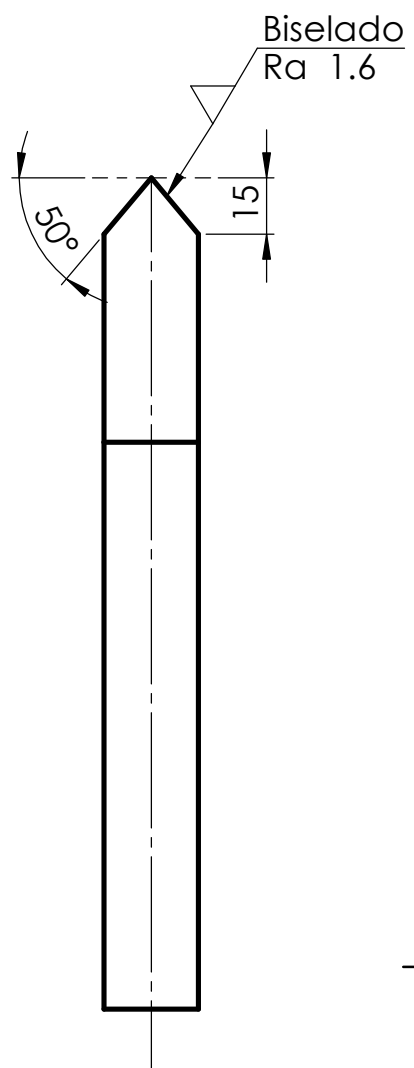
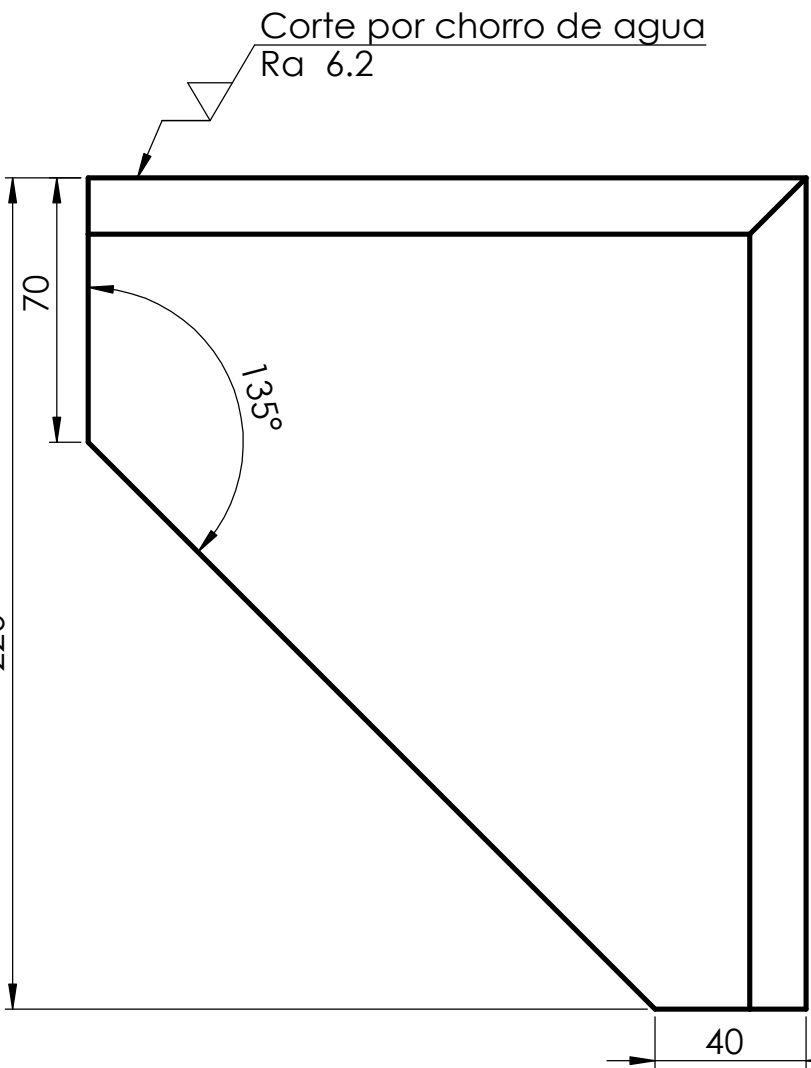
Corte por chorro de agua
Ra 6.2

Detalle A

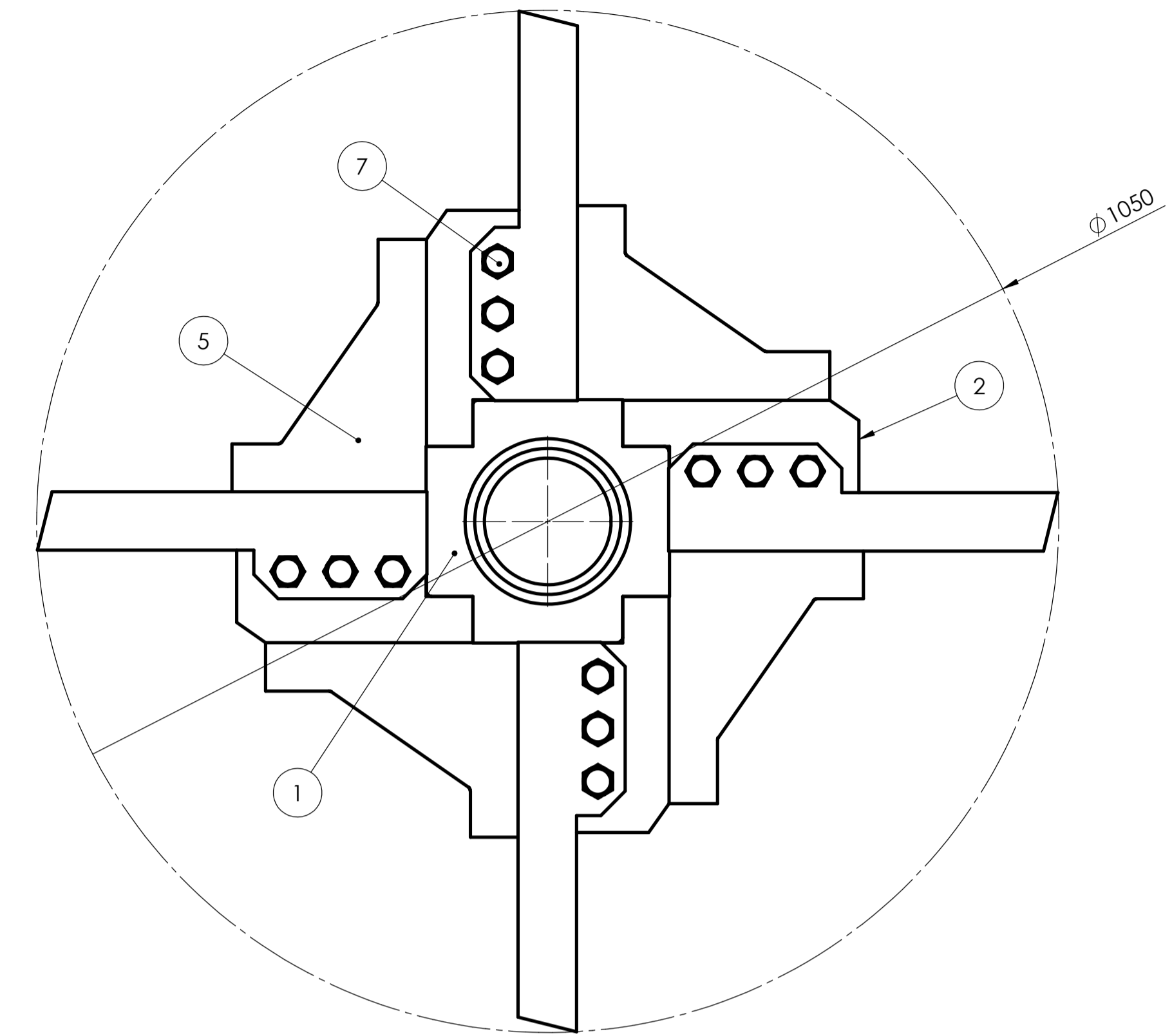
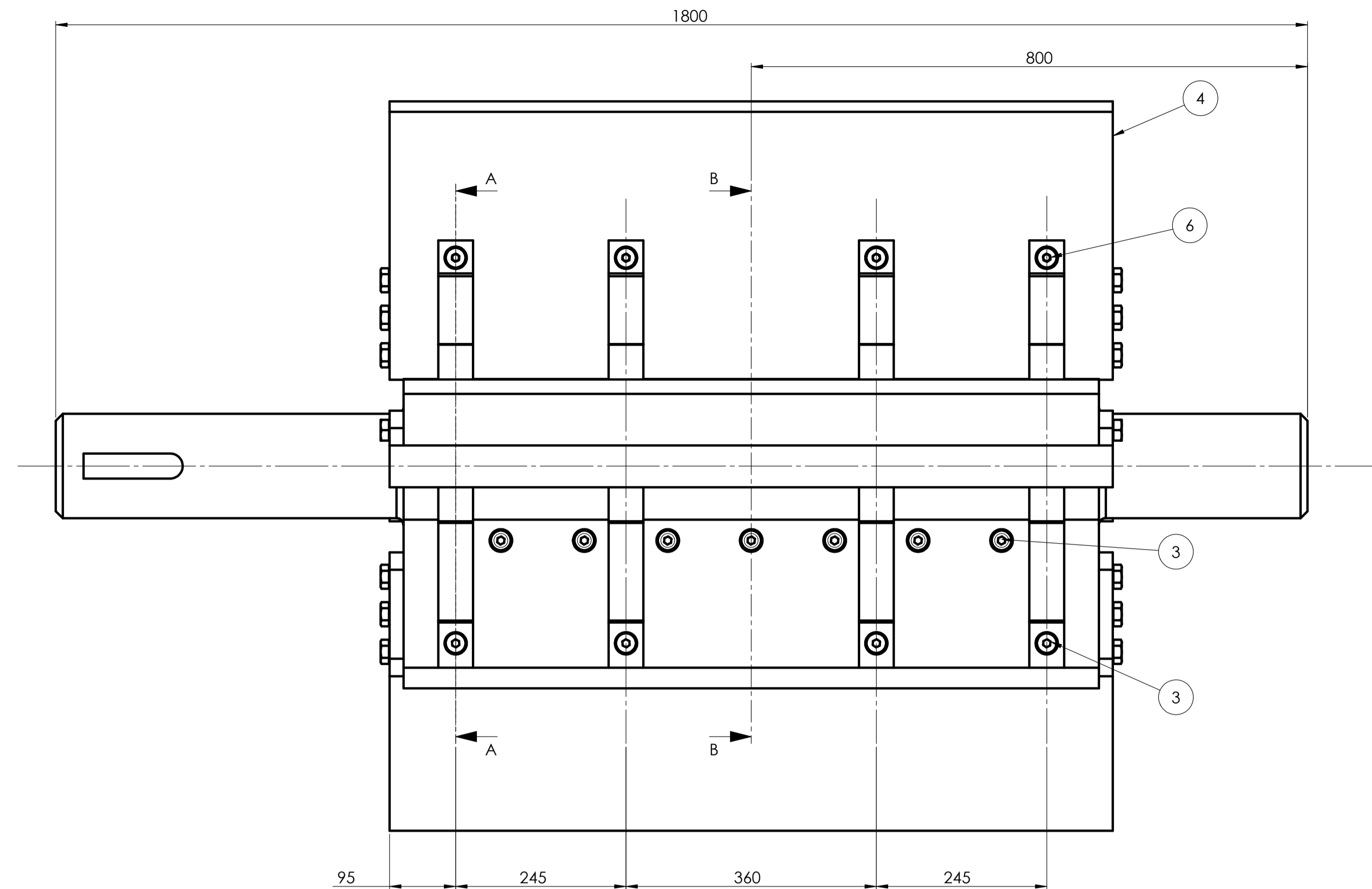


5	APOYO PORTA RODAMIENTO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 5 mm Chaflanes no acotados 1x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	APOYO PARA PORTA RODAMIENTO		PLANO:	
			21-PF-02-05	
			INGENIERIA MECANICA	

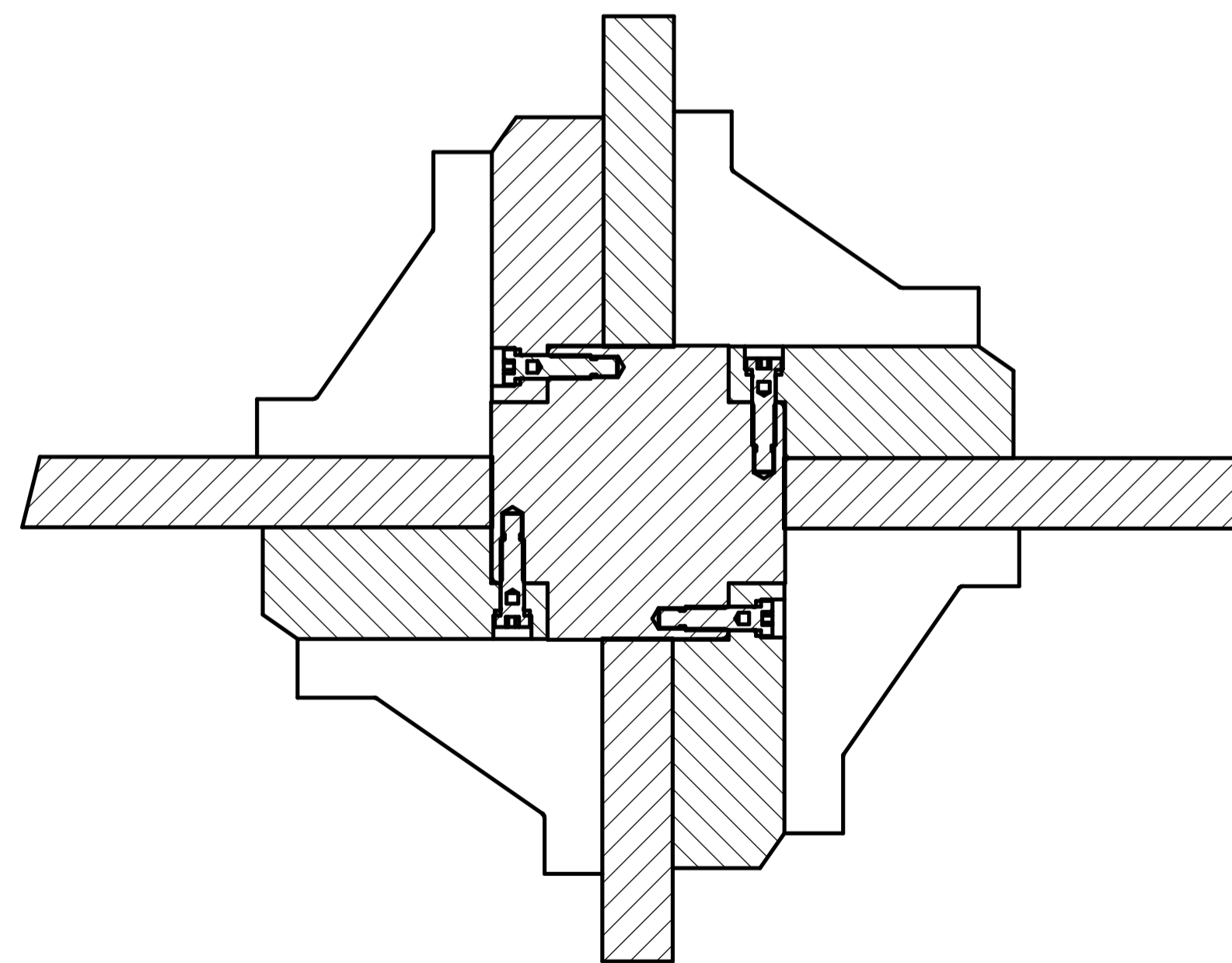
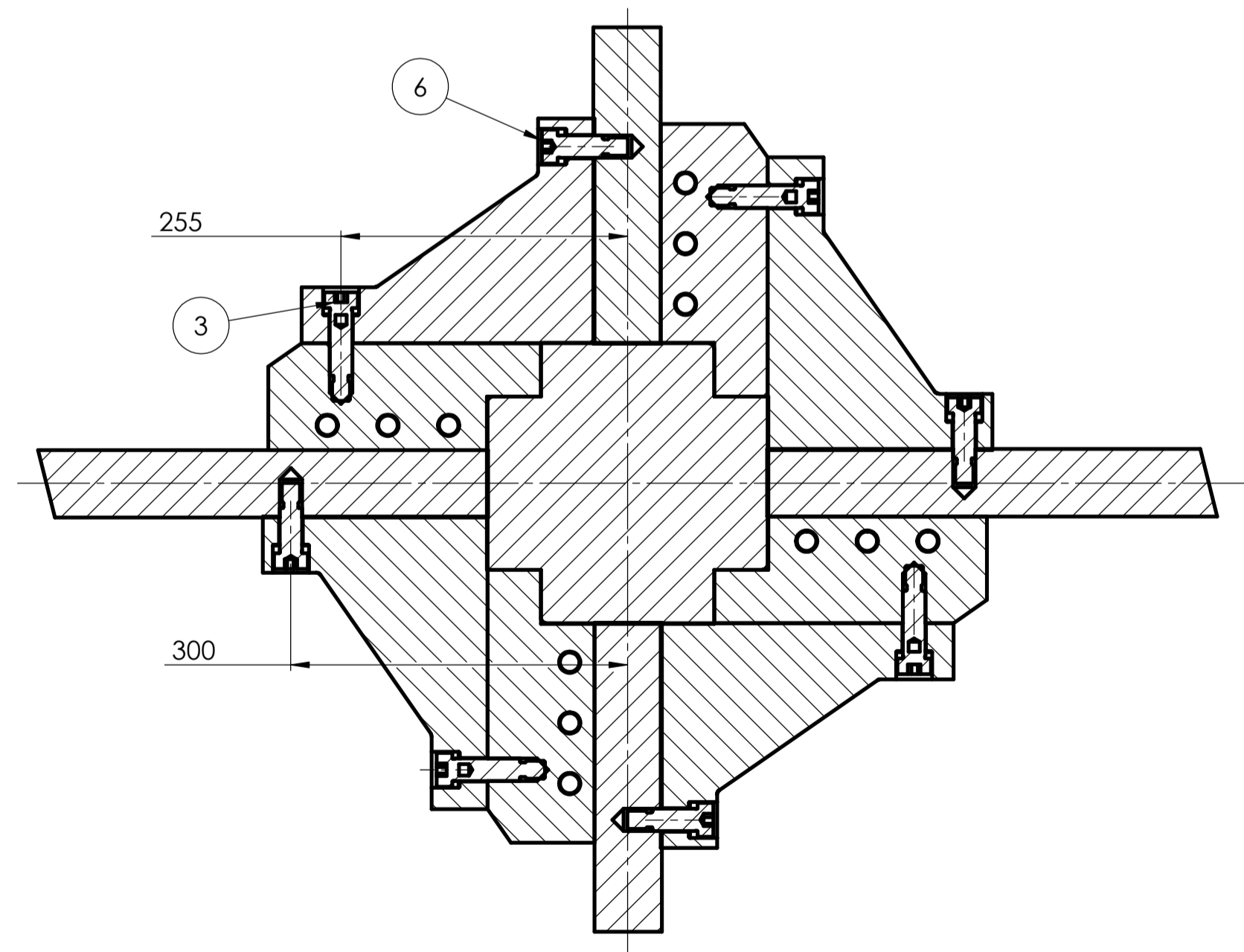


5	ESCUADRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 5 mm Chafilanes no acotados 1x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
		Dibujó	Maguiña		
		Revisó			
		Aprobó			
	Escala 1:5	ESCUADRA			PLANO: 21-PF-02-06
					INGENIERIA MECANICA



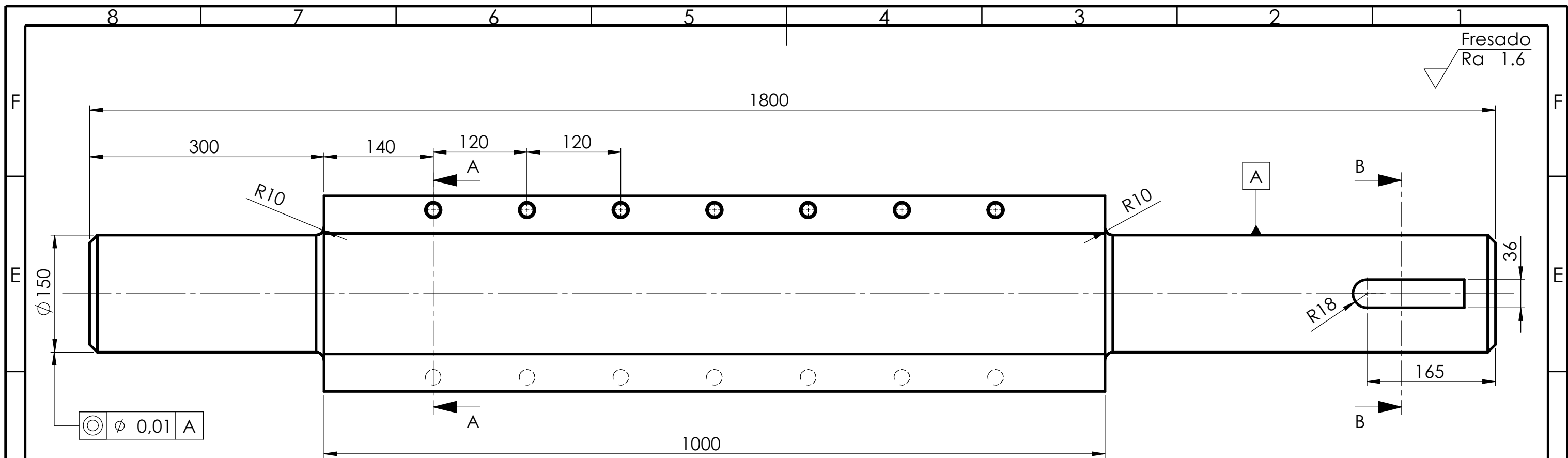
SECCION A-A

SECCION B-B



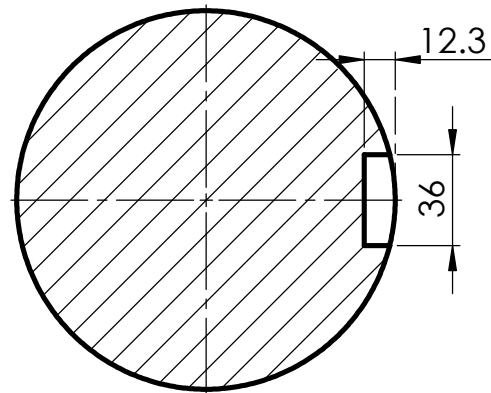
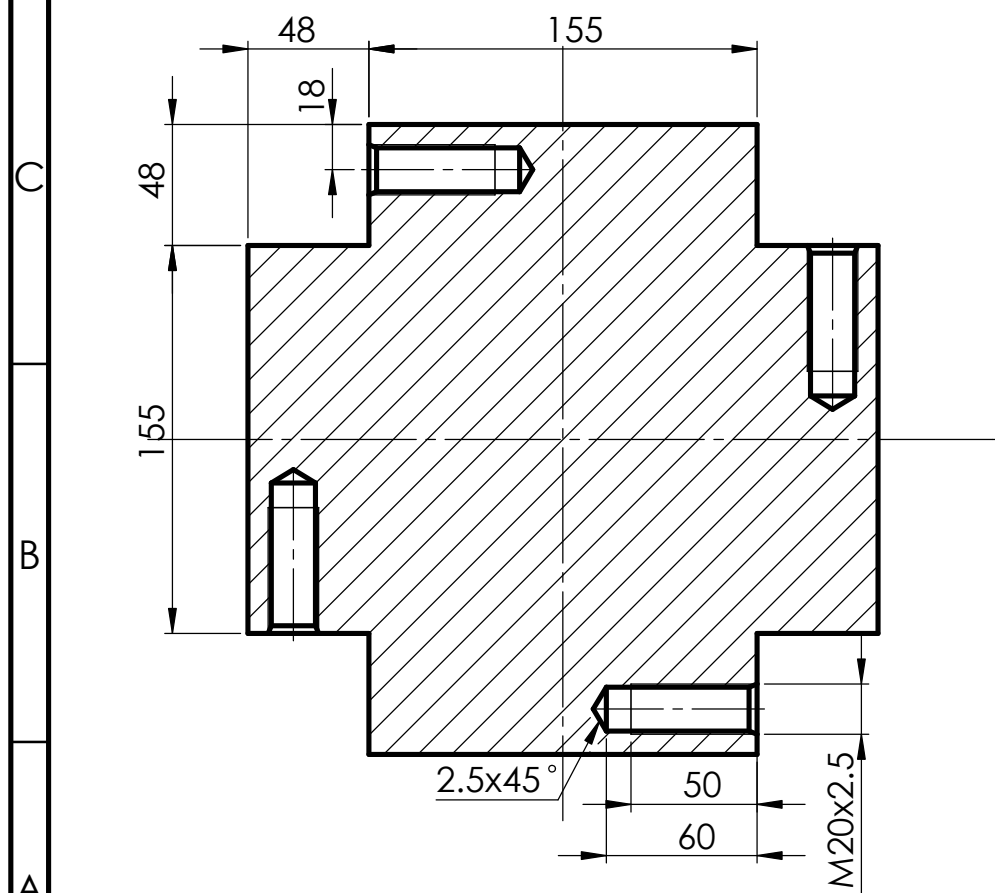
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT
7	BULON B18.2.3M	M20x2,5x50	SAE 4130	USAR CABEZA FRESADA	24
6	BULON B18.3.3M	M20x2,5x40	SAE 4130	--	32
5	SOPORTE 2	CUADRADO FORJ. 400x400 MM	SAE 4130	21-PF-02-02-04	16
4	BARRA DE IMPACTO	CUADRADO FORJ. 300x300 MM	SAE 4130	21-PF-02-02-03	4
3	BULON B18.3.3M	M20x2,5x40	SAE 4130	--	28
2	SOPORTE 1	CUADRADO FORJ. 400x400 MM	SAE 4130	21-PF-02-02-02	4
1	EJE CENTRAL	CUADRADO FORJ. 250x250 MM	SAE 4130	21-PF-02-02-01	1

Tolerancias generales: ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Magüña		
	Revisó			
Radio no acotados 10 mm	Escala 1:5	EJE ROTOR		PLANO
Chafilanes no acotados 10x45°				21-PF-02-02
				INGENIERIA MECANICA



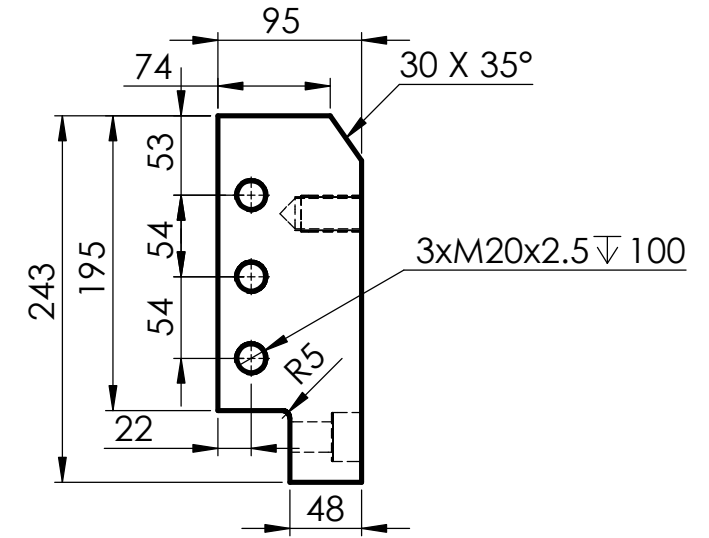
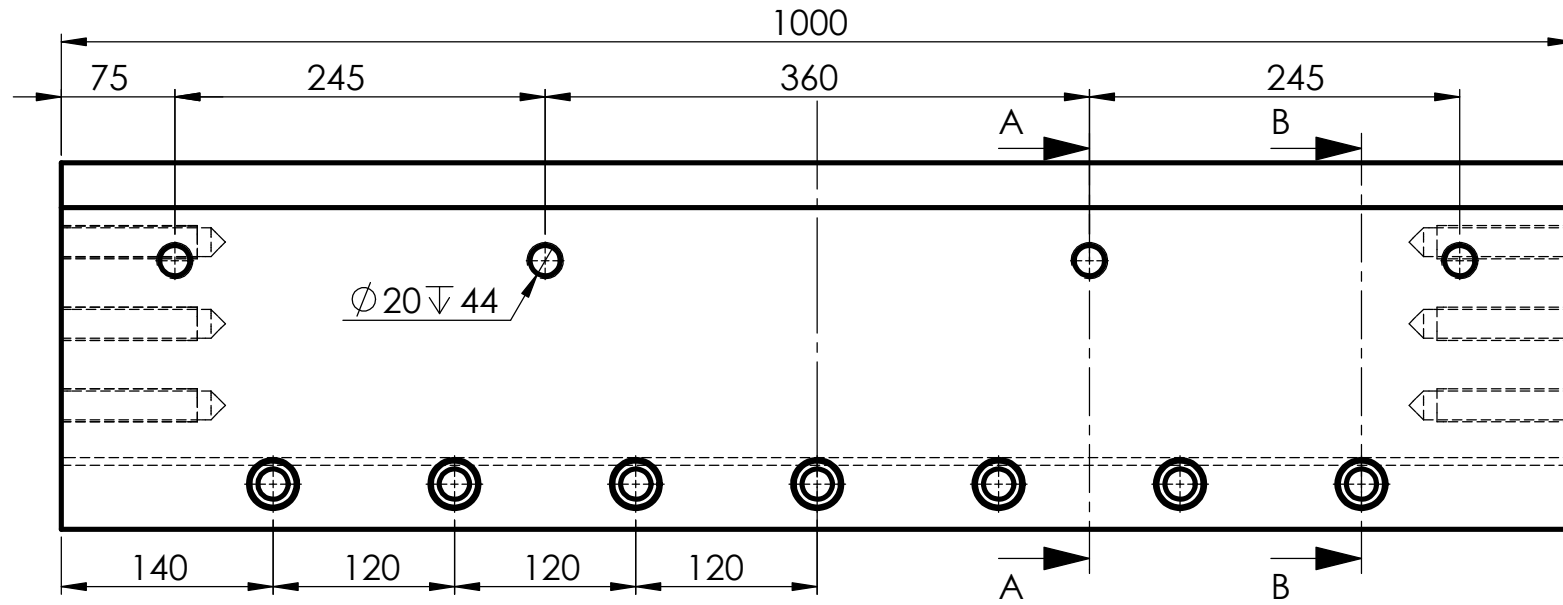
SECCION A-A

SECCION B-B



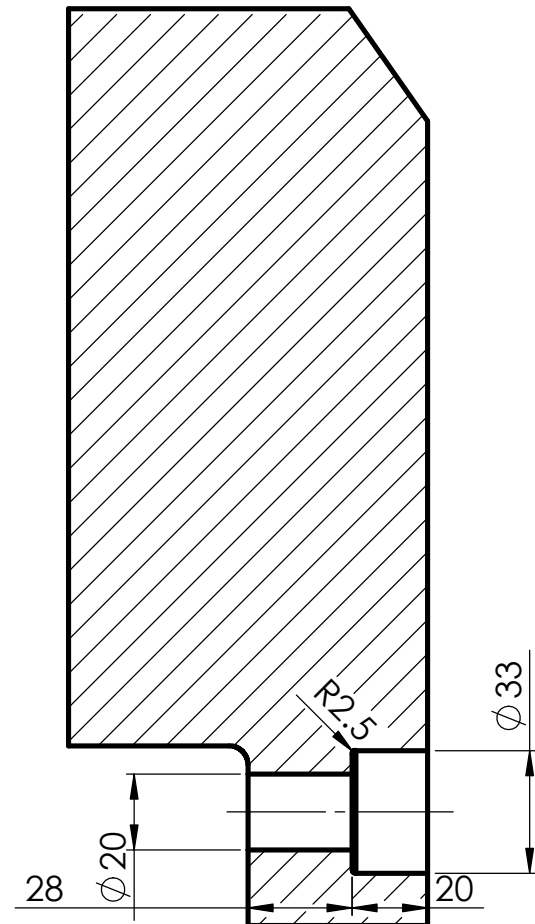
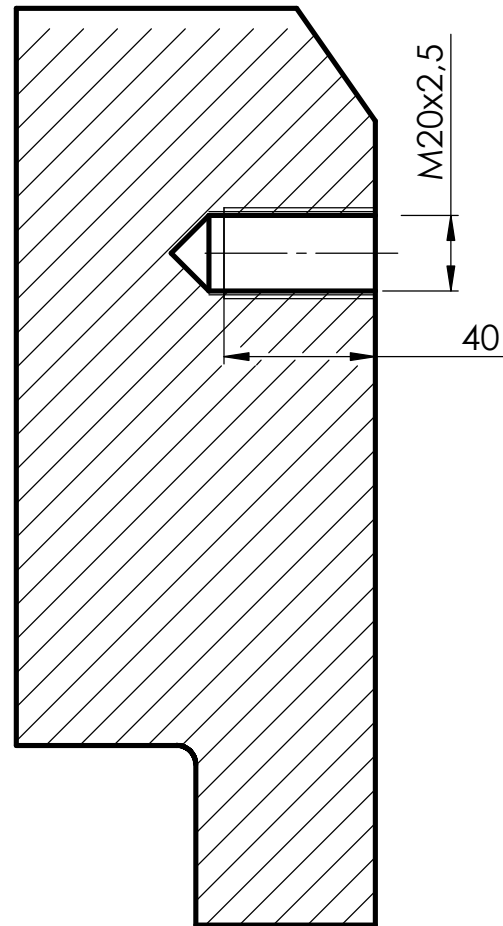
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
1	EJE CENTRAL	CUADRADO FORJ. 250x250 MM	SAE 4130	--	1
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	
Radios no acotados 10 mm		Dibujó	Maguiña		
Chañales no acotados 10x45°		Revisó			
		Aprobó		Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Escala 1:5	EJE CENTRAL		
				PLANO: 21-PF-02-02-01	
				INGENIERIA MECANICA	

Fresado
Ra 1.6

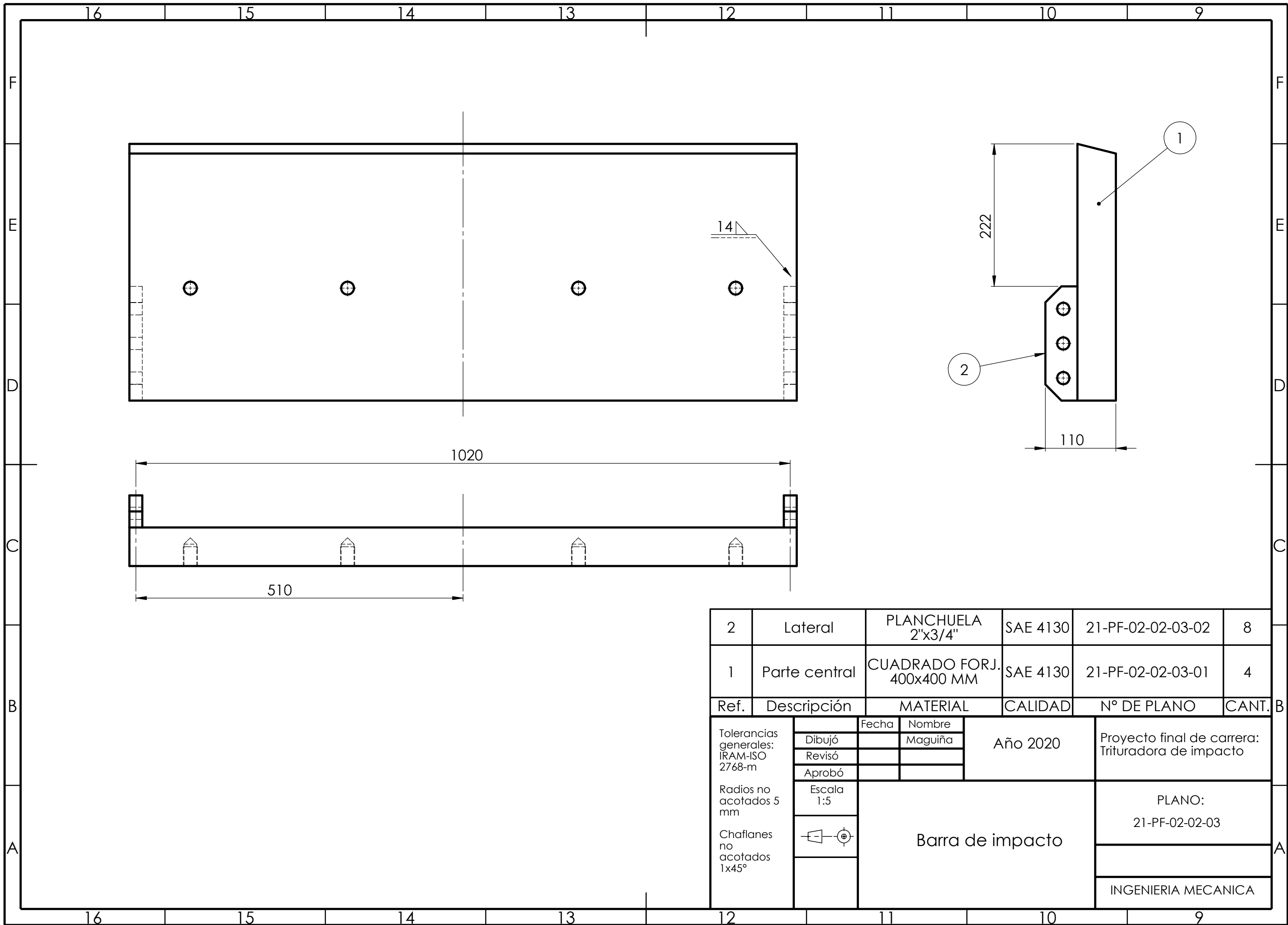


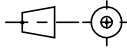
SECCION A-A

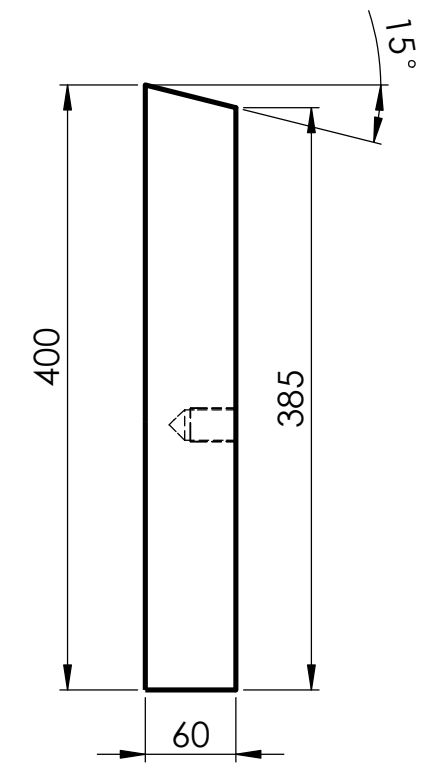
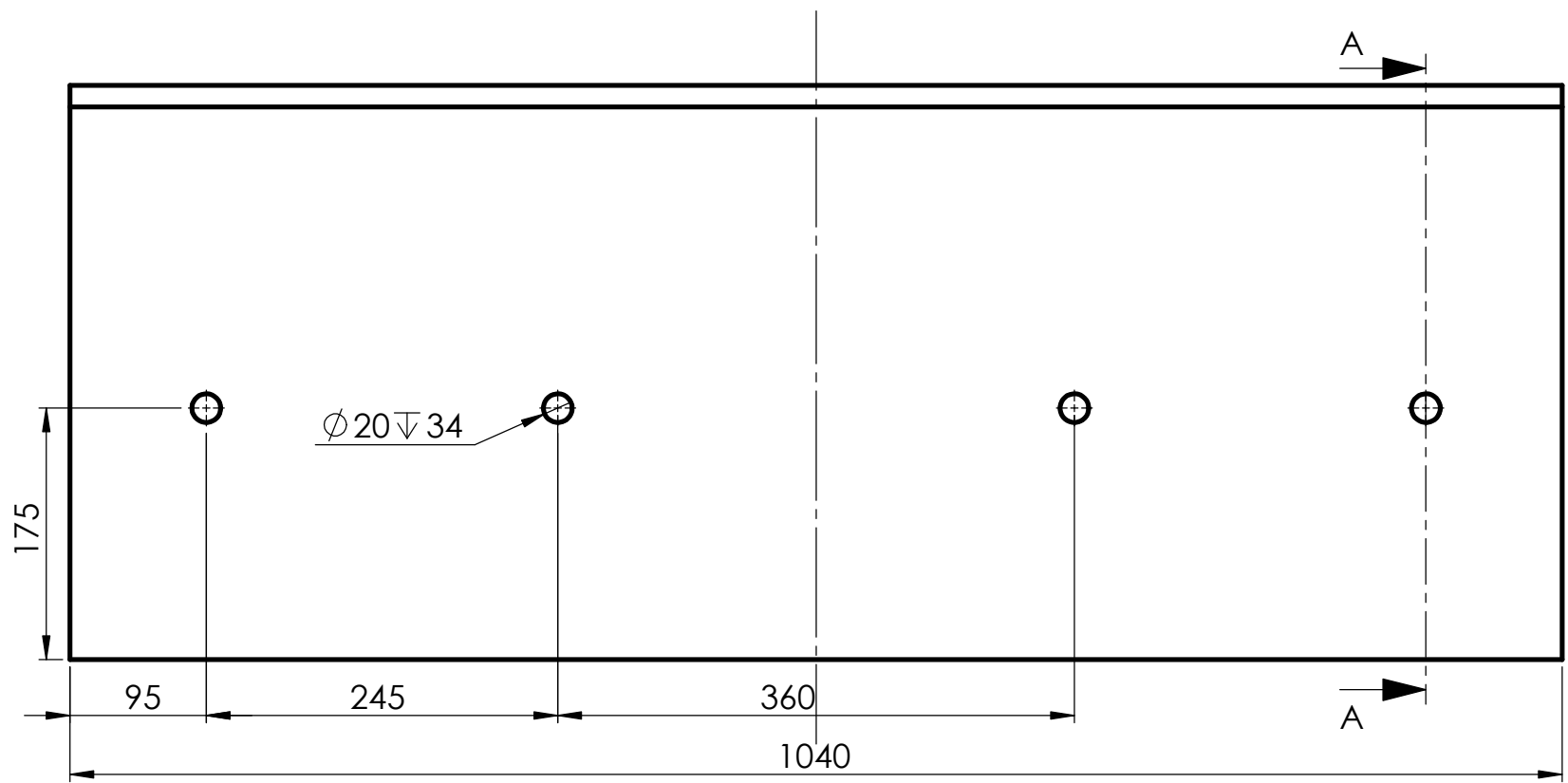
SECCION B-B



POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
2	SOPORTE	CUADRADO FORJ. 300x300 MM	SAE 4130	--	4
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	
Radios no acotados 5 mm		Dibujó	Maguiña	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
Chafilanes no acotados 1x45°		Revisó		PLANO: 21-PF-02-02-02	
		Aprobó		INGENIERIA MECANICA	
		Escala 1:5			
		SOPORTE			

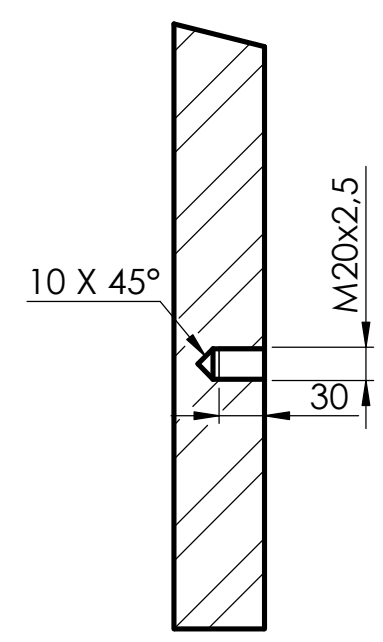


2	Lateral	PLANCHUELA 2"x3/4"	SAE 4130	21-PF-02-02-03-02	8
1	Parte central	CUADRADO FORJ. 400x400 MM	SAE 4130	21-PF-02-02-03-01	4
Ref.	Descripción	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Escala 1:5				
Radios no acotados 5 mm		Barra de impacto		PLANO: 21-PF-02-02-03	
Chafilanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	



Fresado
Ra 1.6

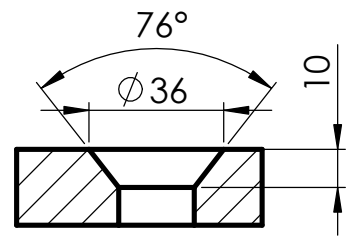
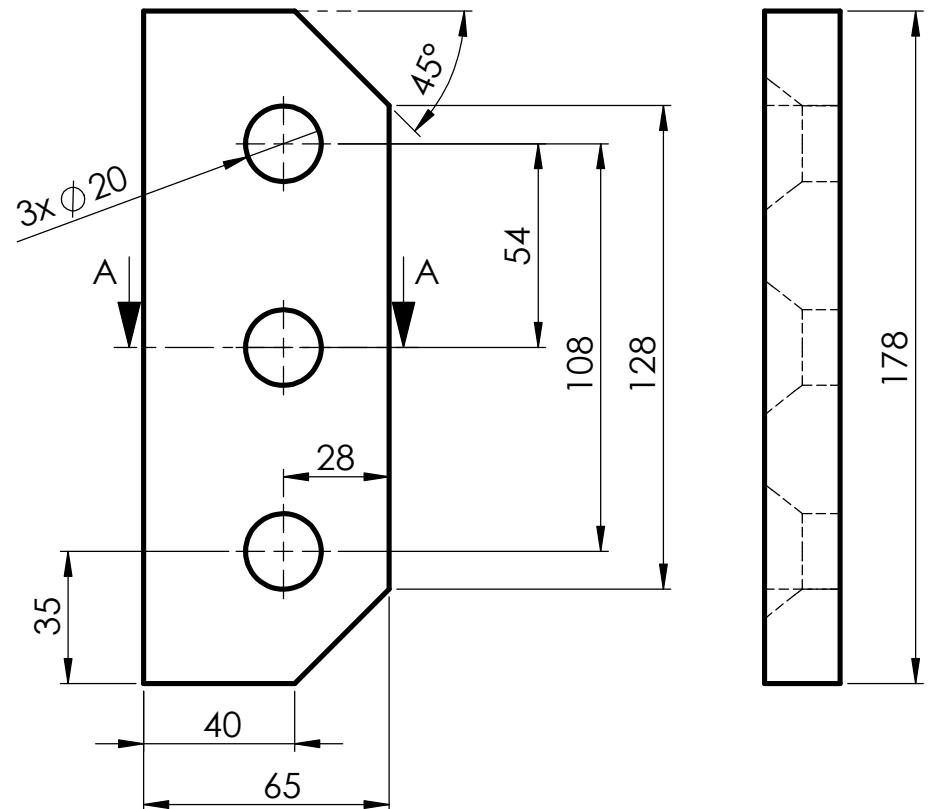
SECCION A-A



1	Parte central barra de impacto	CUADRADO FORJ. 400x400 MM	SAE 4130	--	4
POS	Descripcion	Material	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	Parte central de barra de impacto		PLANO: 21-PF-02-02-03-01	
Chafilanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	

16 15 14 13

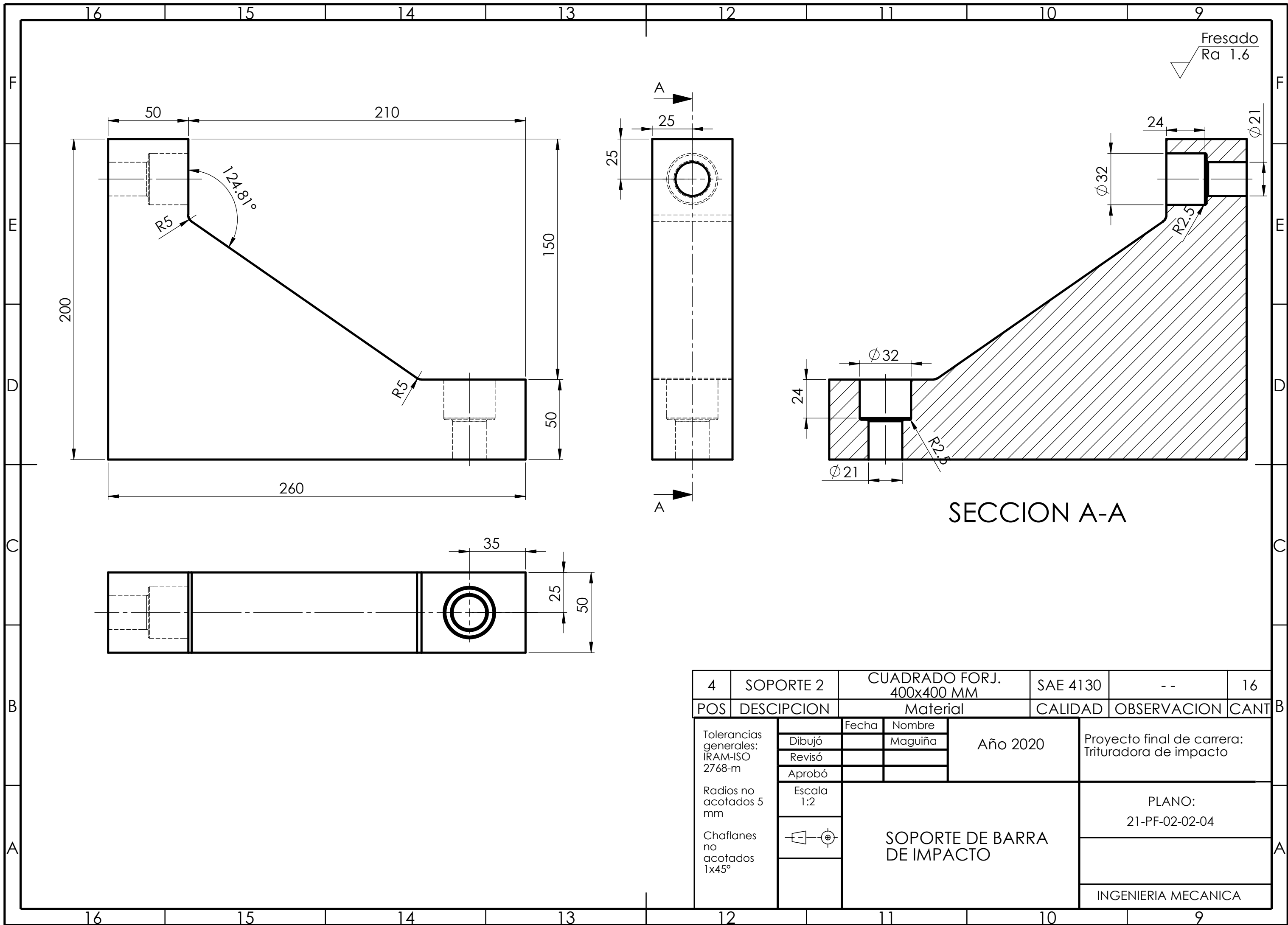
Fresado
Ra 1.6



SECTION A-A

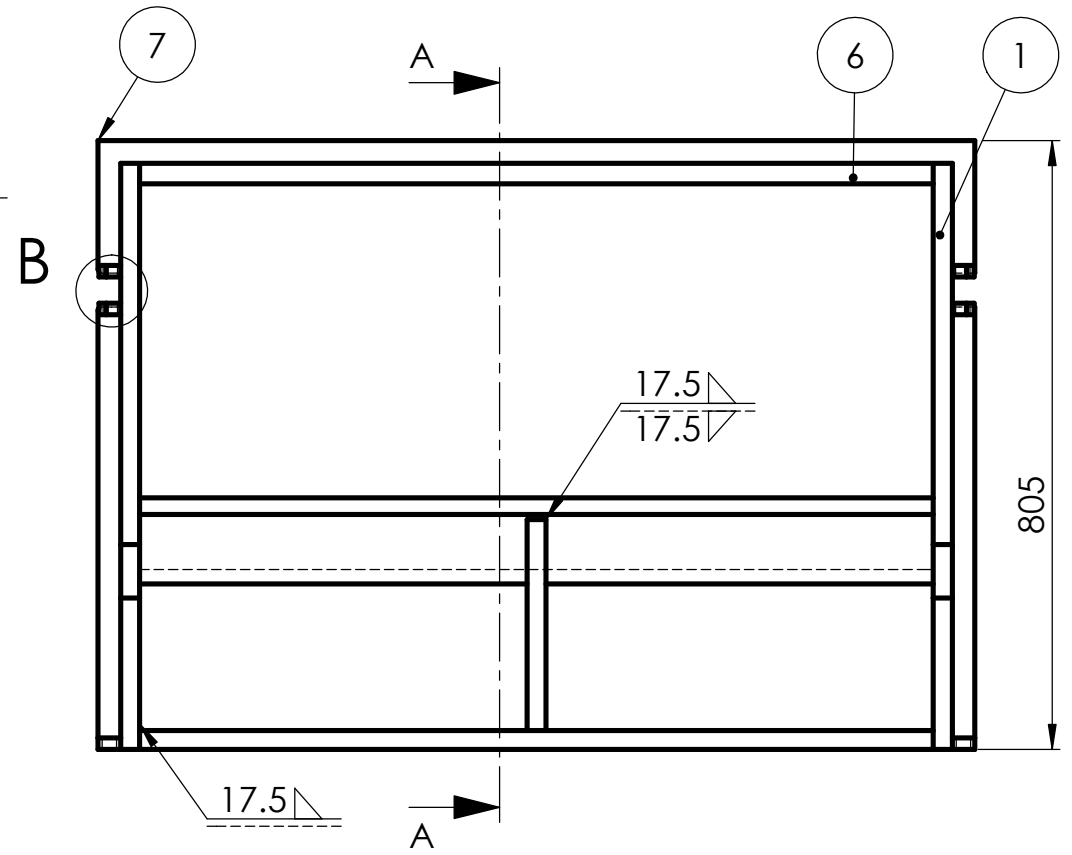
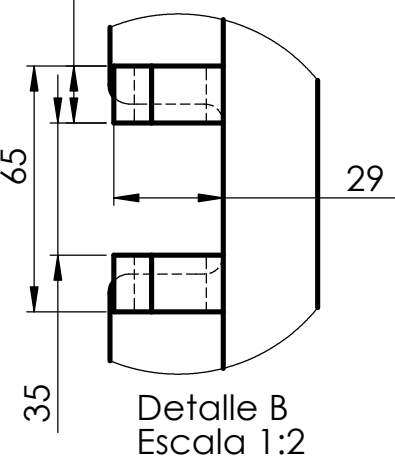
2	Lateral	PLANCHUELA 2"x3/4"	SAE 4130	--	8
POS	Descripción	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 5 mm Chaflanes no acotados 1x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
		Dibujó	Maguiña		
		Revisó			
		Aprobó			
	Escala 1:2	Lateral de barra de impacto			PLANO:
					21-PF-02-02-03-02
					INGENIERIA MECANICA

16 15 14 13

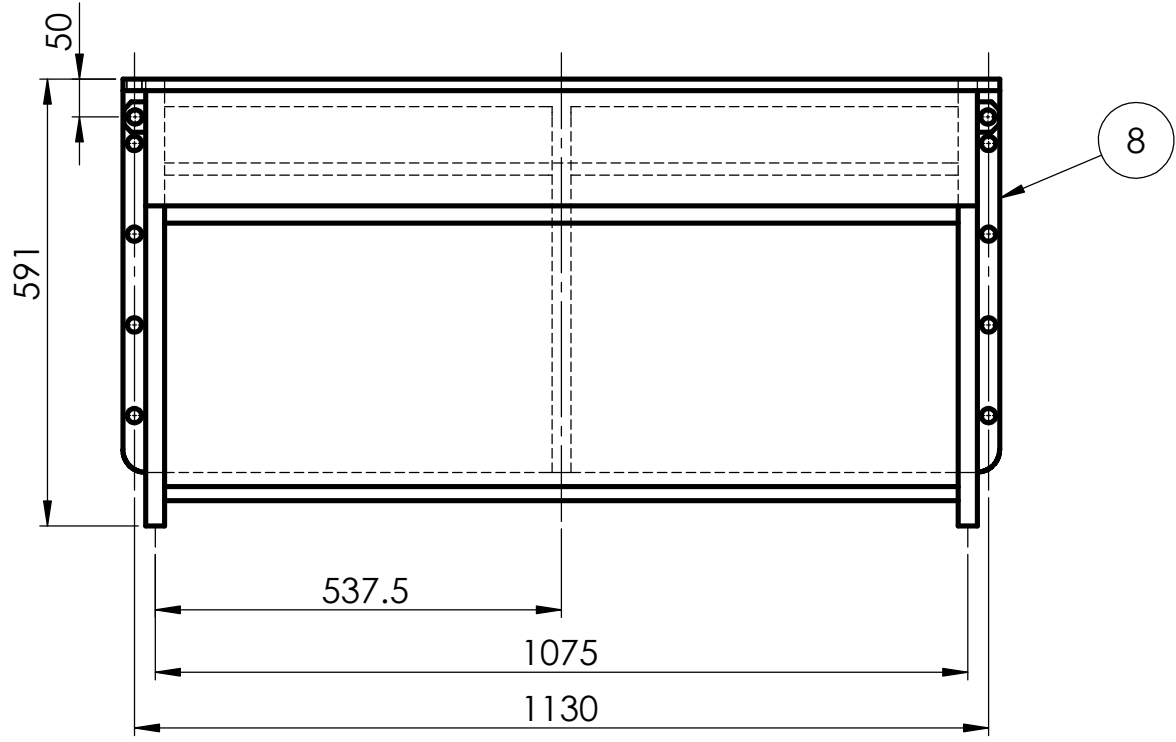
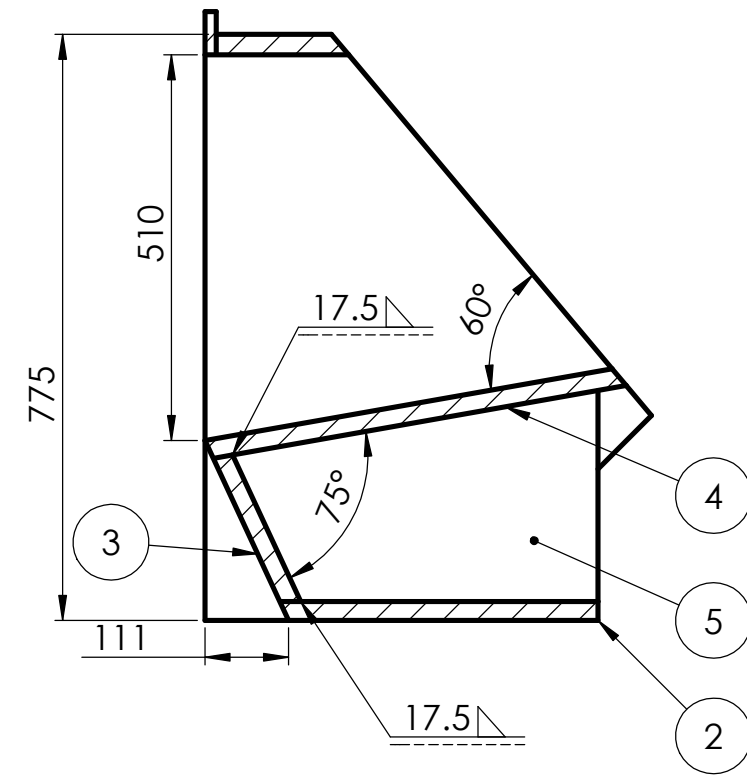


SECCION A-A

4	SOPORTE 2	CUADRADO FORJ. 400x400 MM	SAE 4130	--	16
POS	DESCIPCION	Material	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:2	SOPORTE DE BARRA DE IMPACTO			PLANO: 21-PF-02-02-04
Chafilanes no acotados 1x45°					INGENIERIA MECANICA

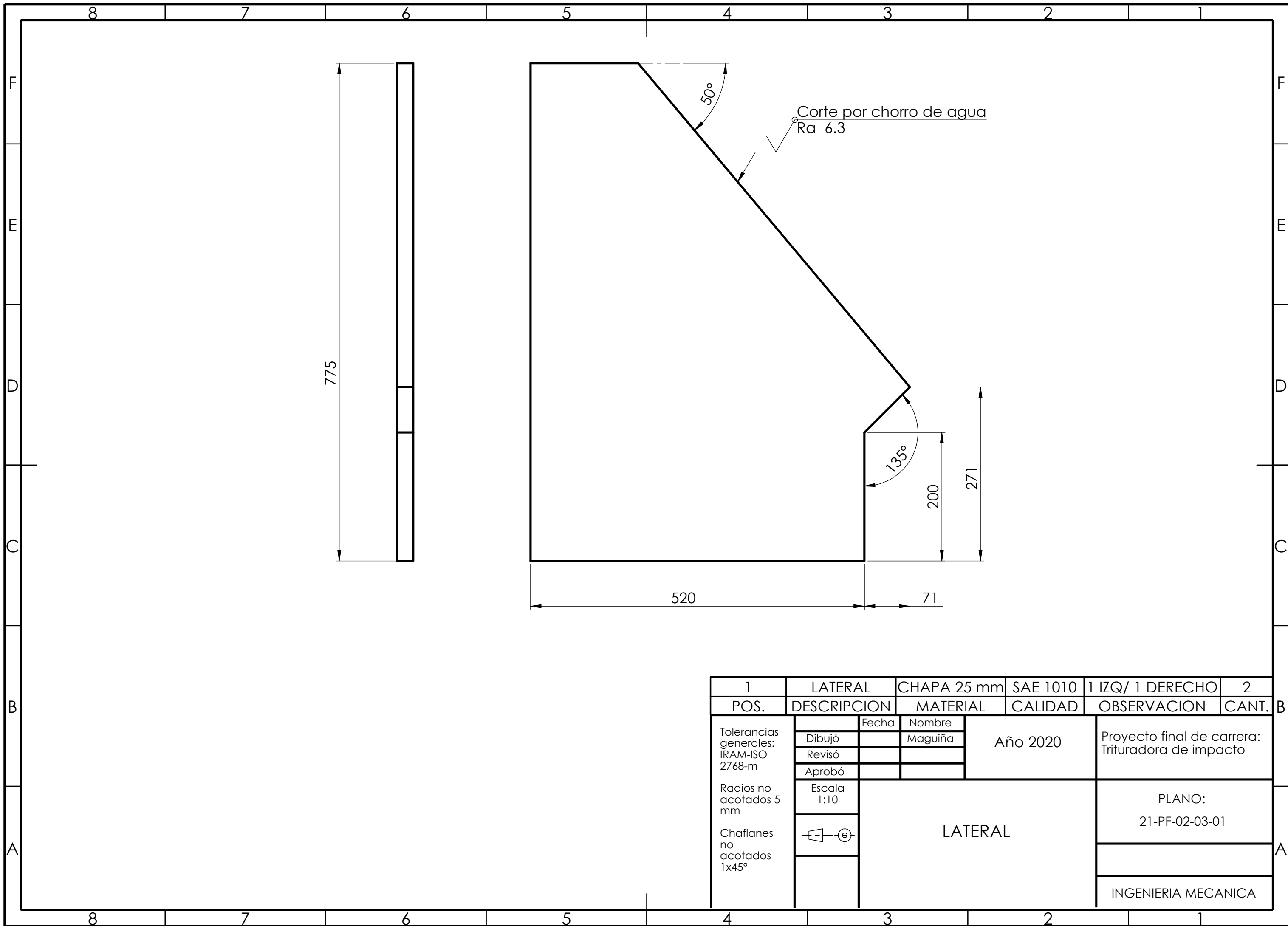


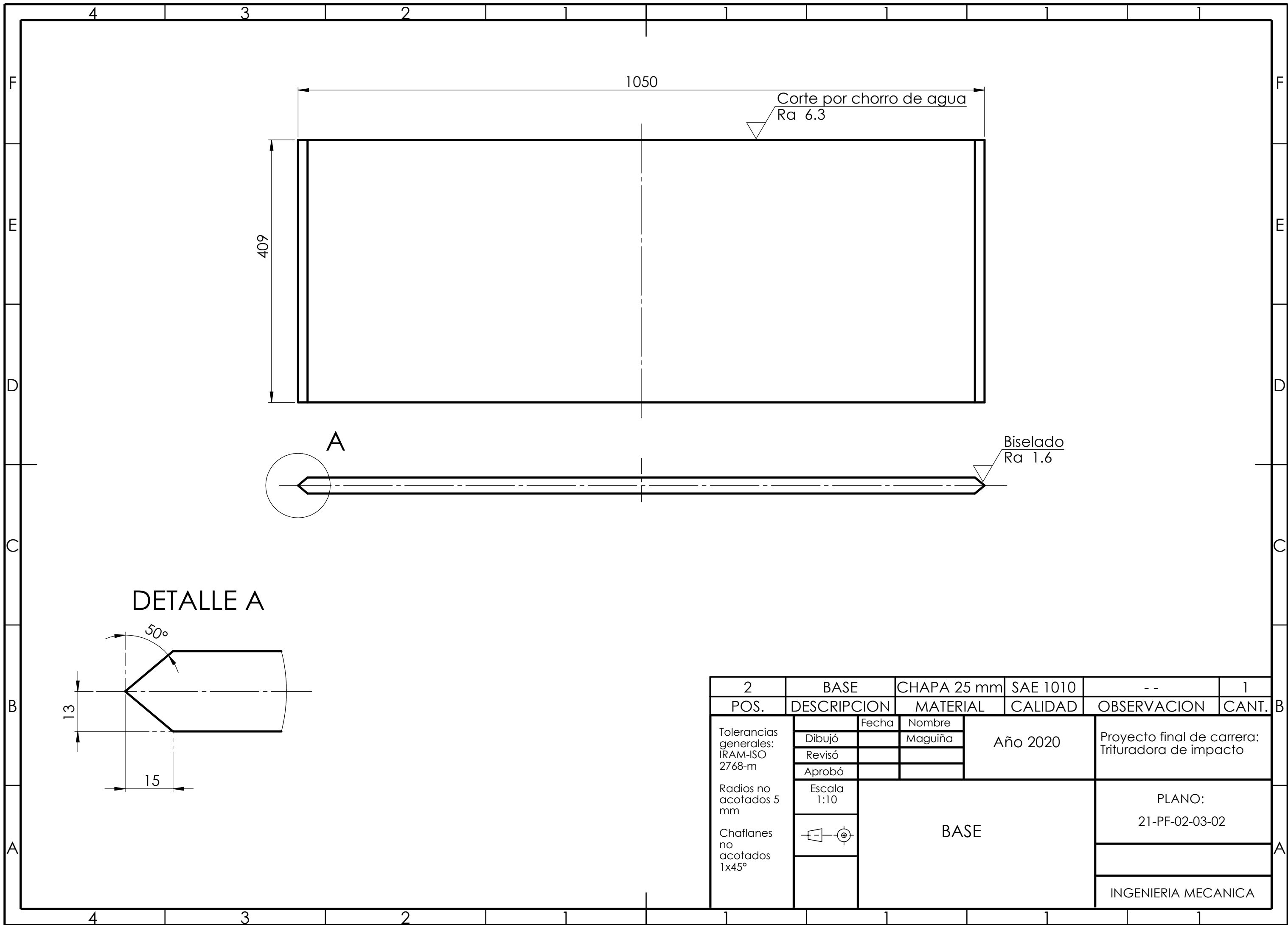
SECCION A-A



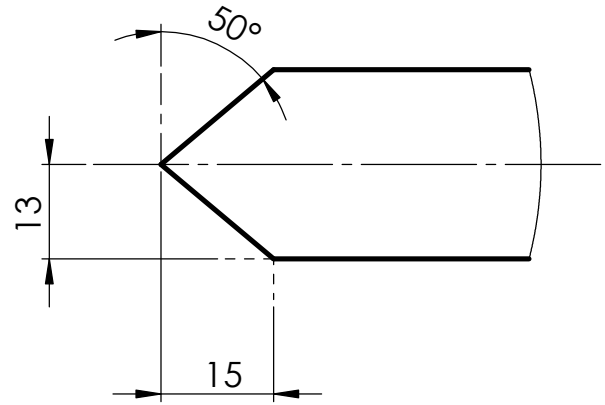
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.
8	APOYO 2	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-07	2
7	APOYO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-07	1
6	TECHO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-06	1
5	ESCUADRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-05	1
4	RAMPA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-04	1
3	UNION	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-03	1
2	BASE	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-02	1
1	LATERAL	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-03-01	2

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha		Nombre	
	Dibujó		Maguiña	
	Revisó			
Radios no acotados 5 mm	Aprobó		Año 2020	
	Escala 1:10		Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
Chafilanes no acotados 1x45°			PLANO: 21-PF-02-03	
	CARCASA SUPERIOR		INGENIERIA MECANICA	

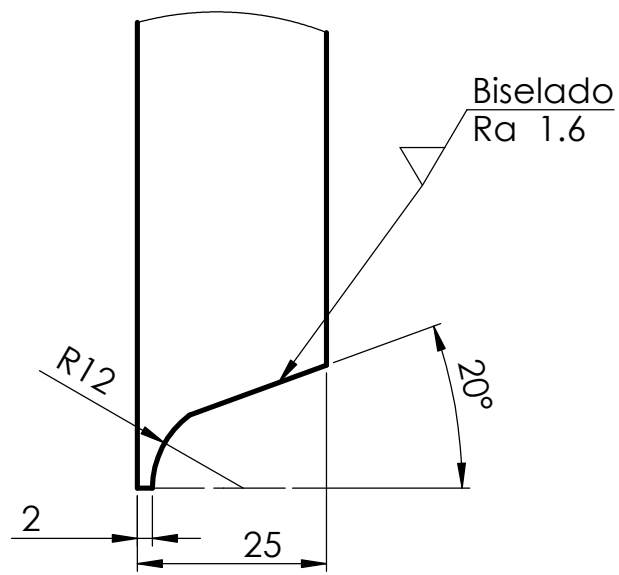
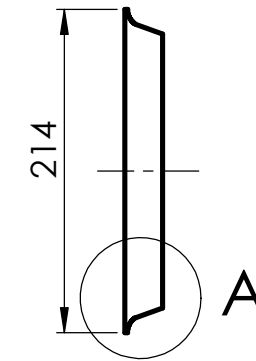
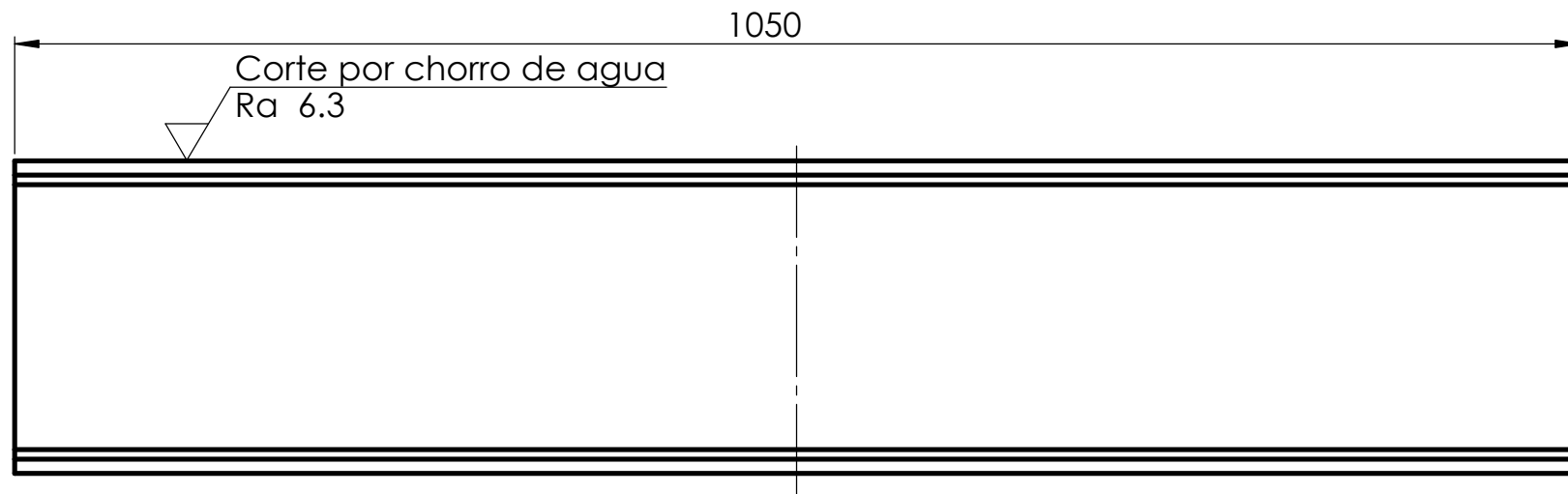




DETALLE A

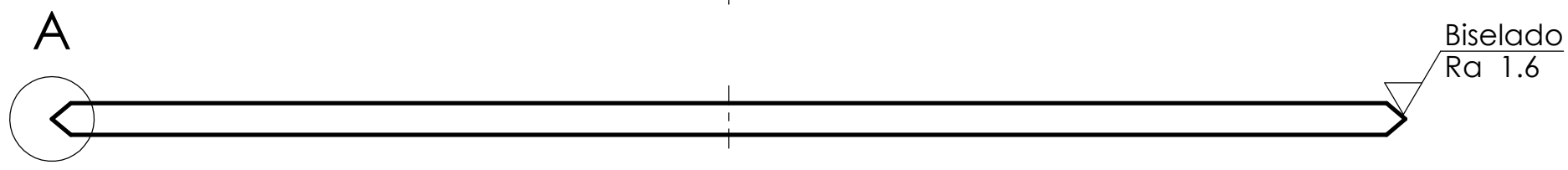
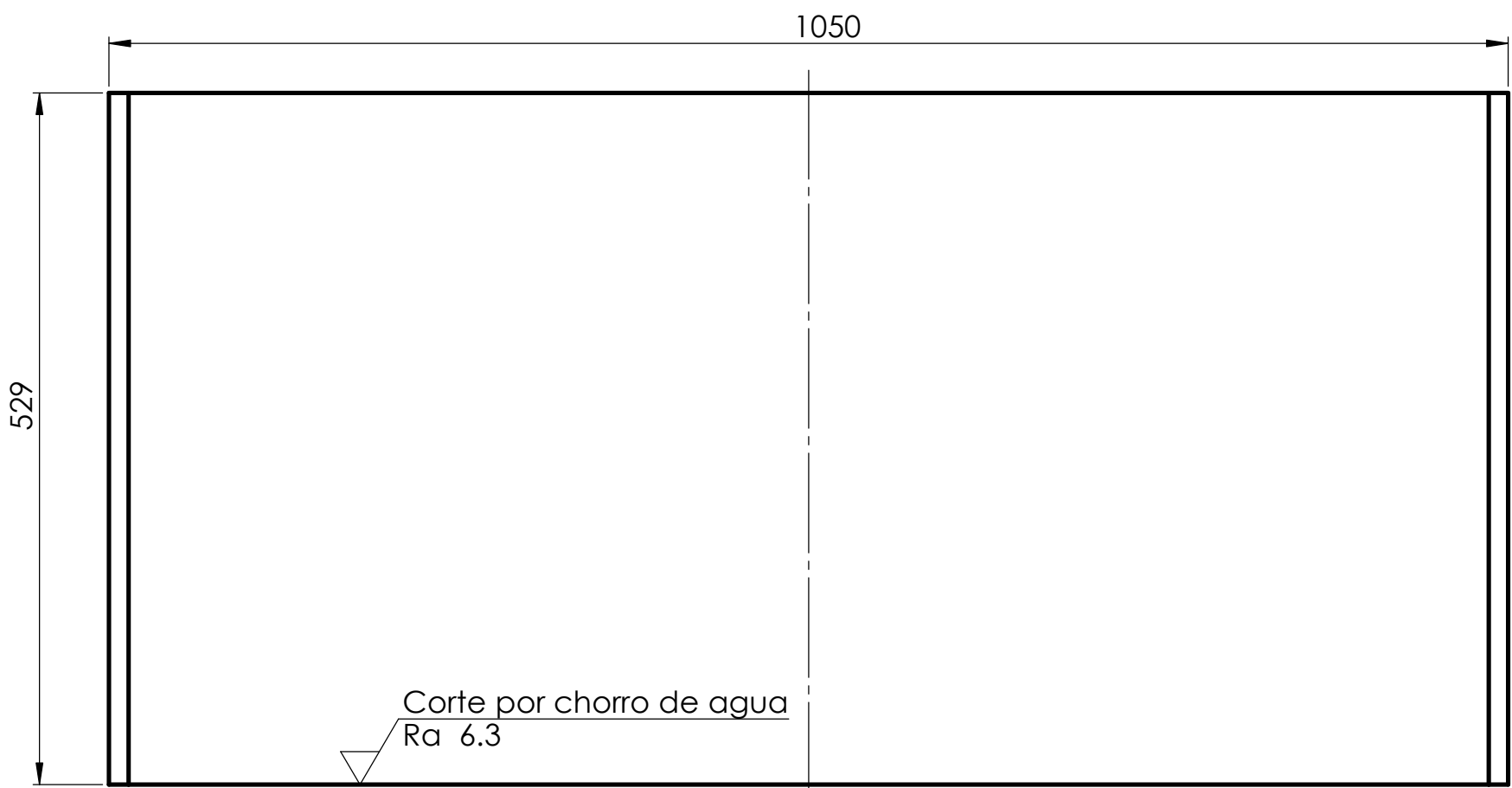
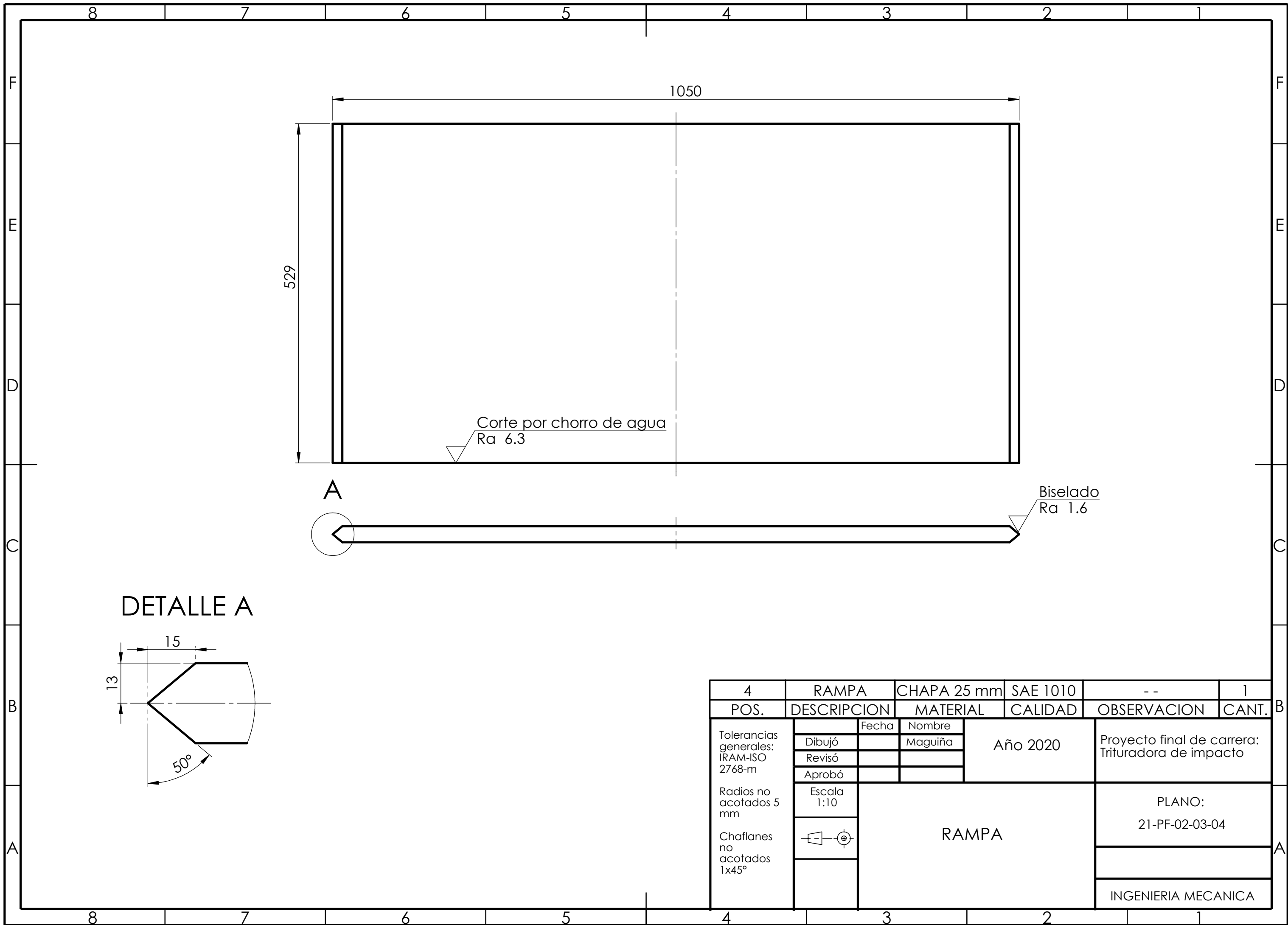


2	BASE	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	1
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Escala 1:10				
Radios no acotados 5 mm		BASE			PLANO: 21-PF-02-03-02
Chafilanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	

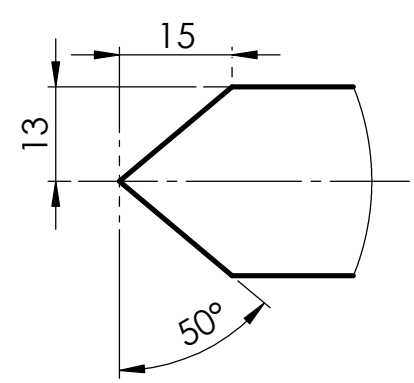


DETALLE A

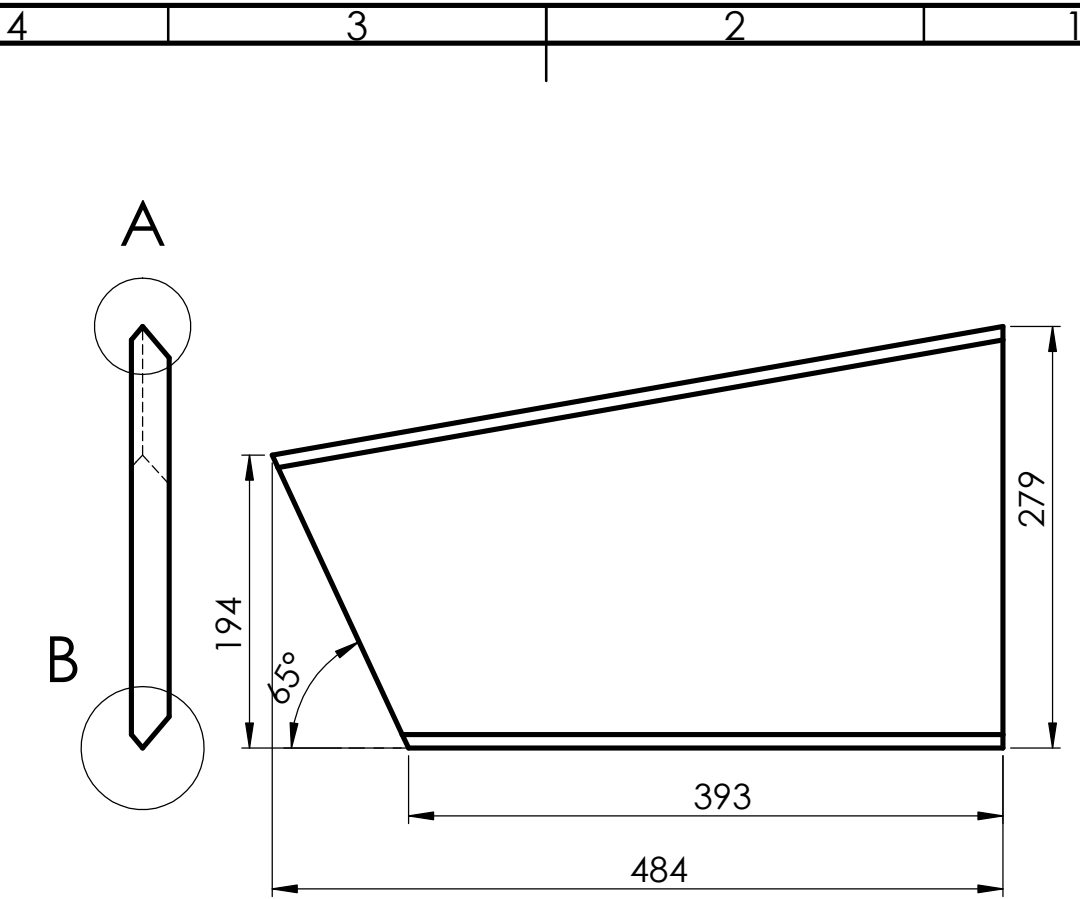
3	UNION	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	1
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:10	UNION		PLANO: 21-PF-02-03-03	
Chafilanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	



DETALLE A

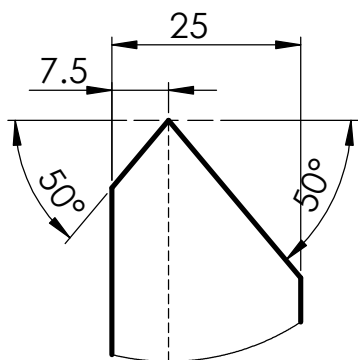
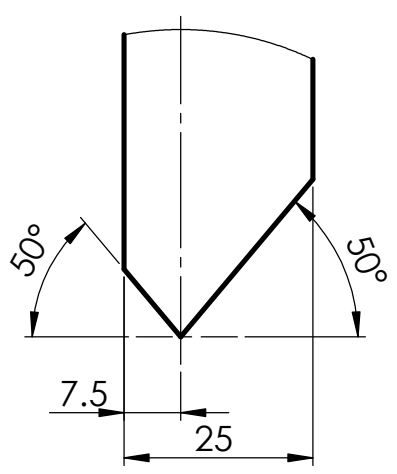


POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
4	RAMPA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	1
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó		Maguiña		
	Revisó				
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:10	RAMPA		PLANO: 21-PF-02-03-04	
Chaflandes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	

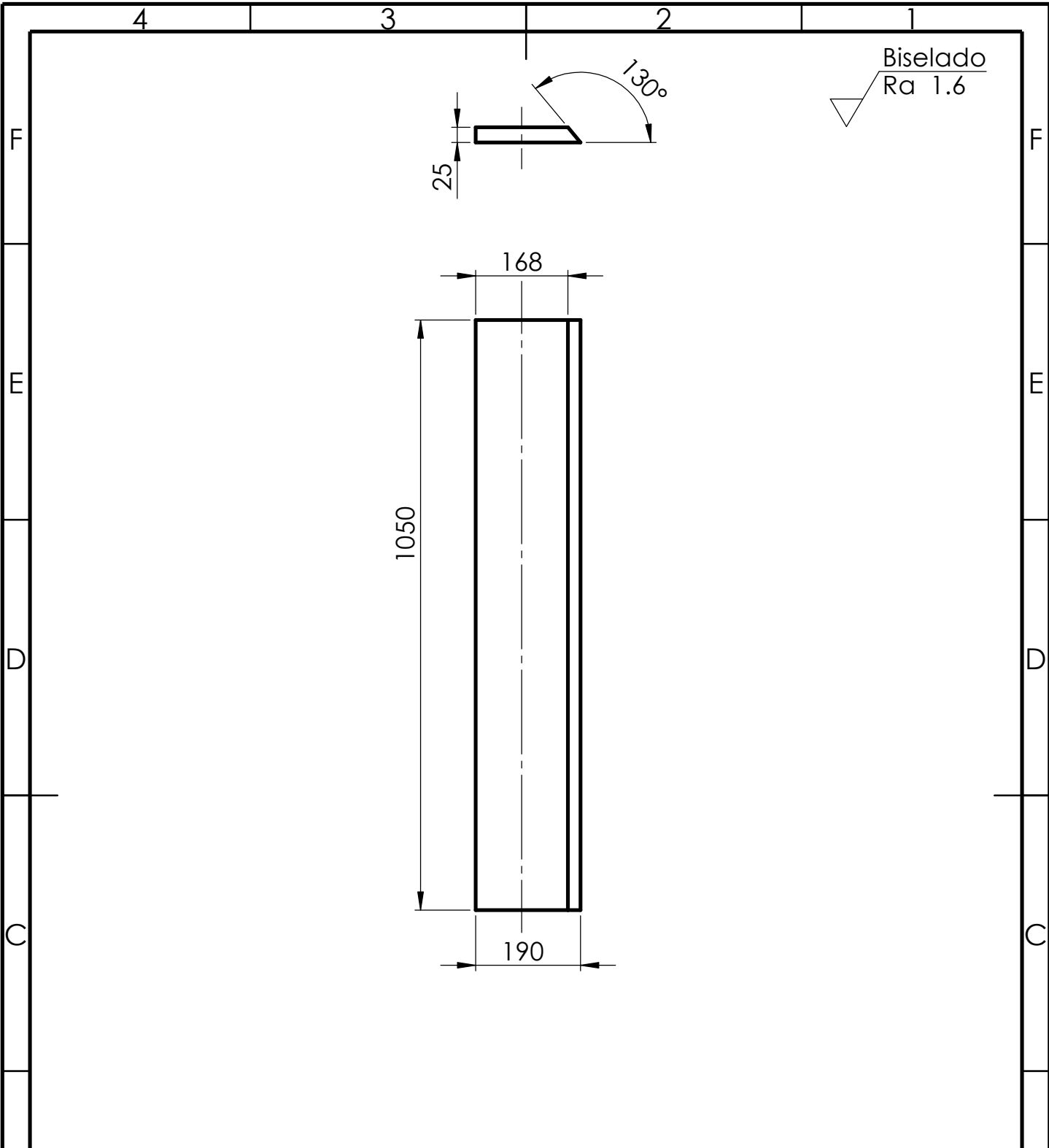


DETALLE B

DETALLE A

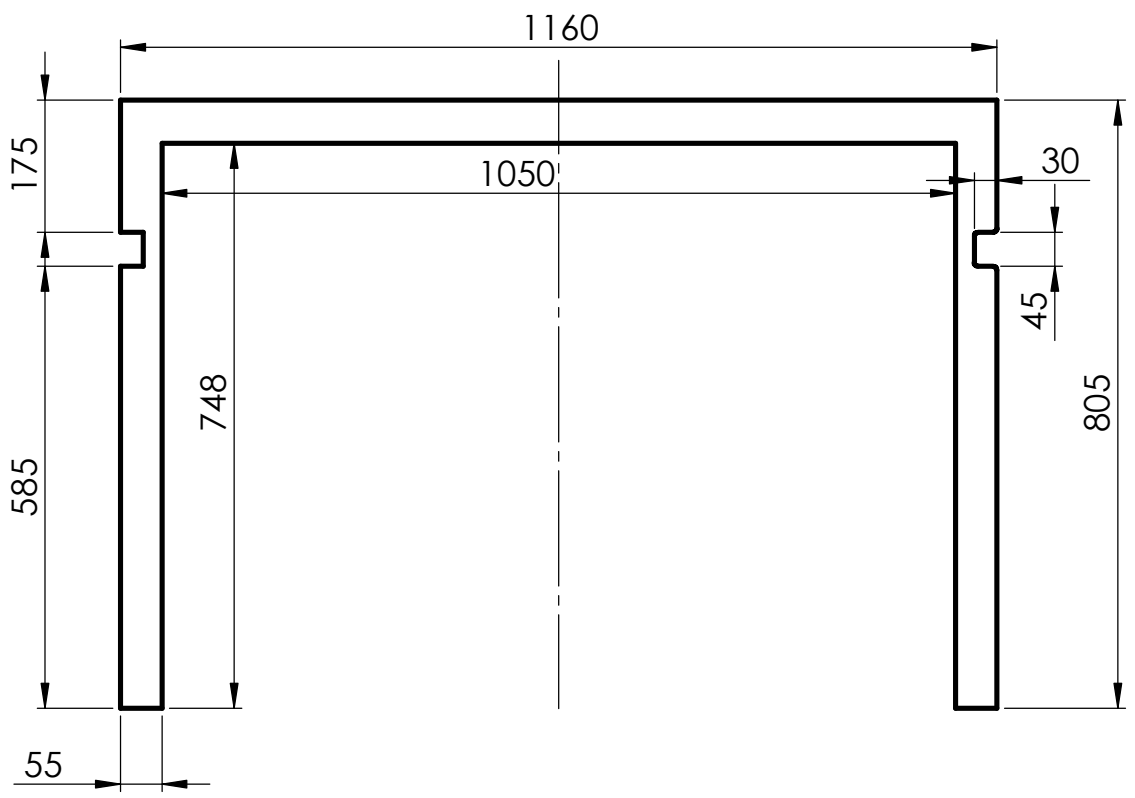


5	ESCUADRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	1
REF.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
	Dibujó	Maguiña			
	Revisó				
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	ESCUADRA		PLANO: 21-PF-02-03-05	A
Chaflandes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	

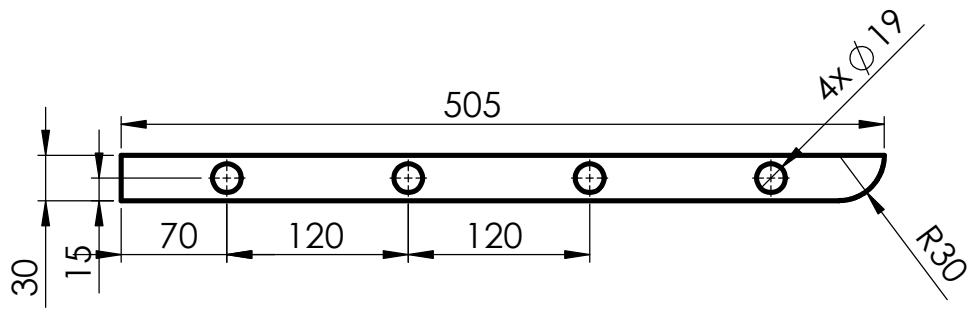


6	TECHO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	1	
B	POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Dibujó	Maguiña			
		Revisó				
		Aprobó				
A	Radios no acotados 5 mm	Escala 1:10	TECHO		PLANO: 21-PF-02-03-06	
	Chafilanes no acotados 1x45°				INGENIERIA MECANICA	

7

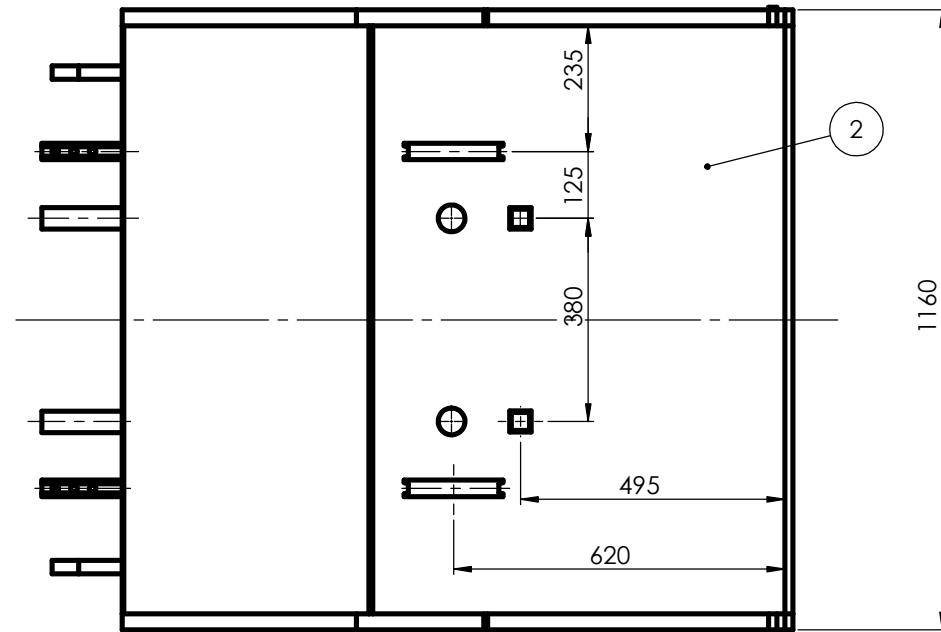
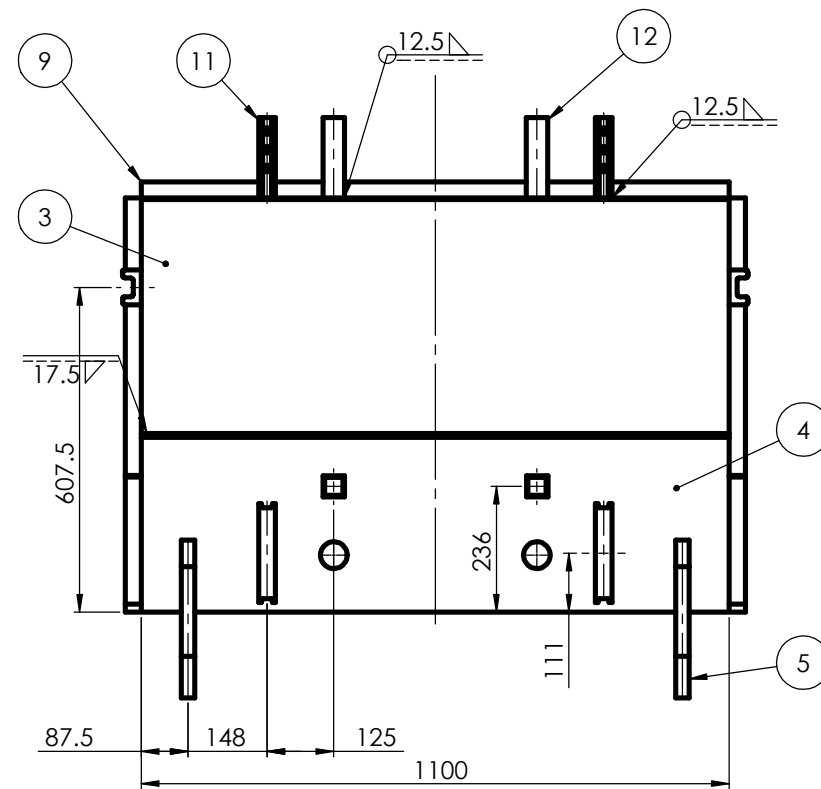
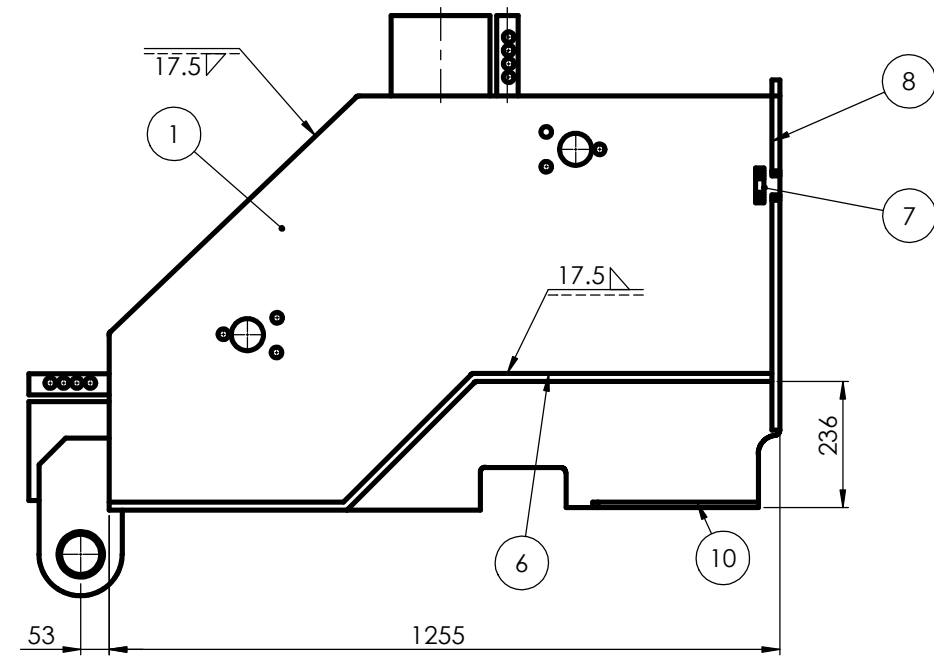


8



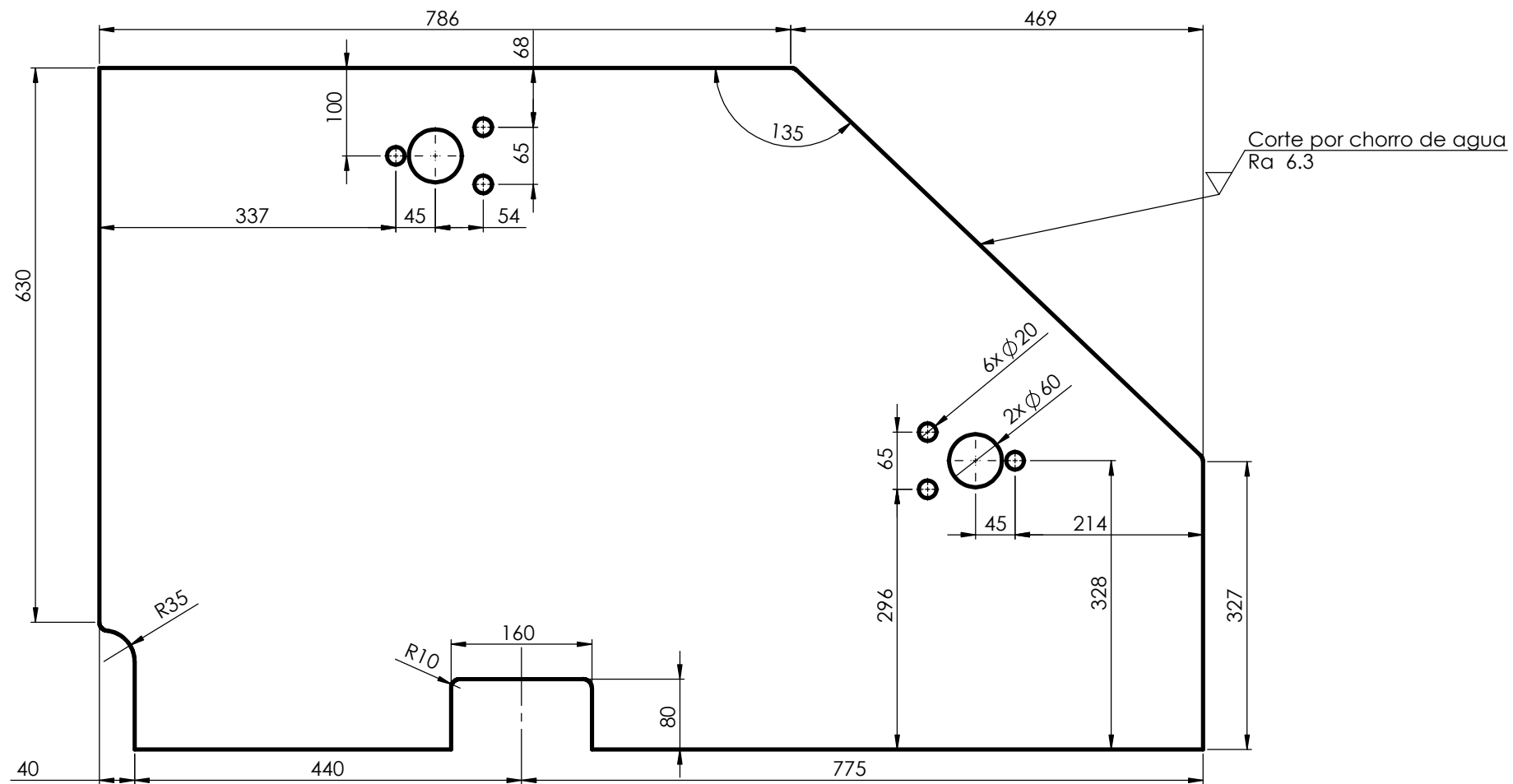
8	APOYO 2	CHAPA 15 mm	SAE 1010	1 IZQ/1 DERECHO	2	
7	APOYO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	1	
B	POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 5 mm Chafilanes no acotados 1x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	APOYOS		PLANO: 21-PF-02-03-07	
			INGENIERIA MECANICA	

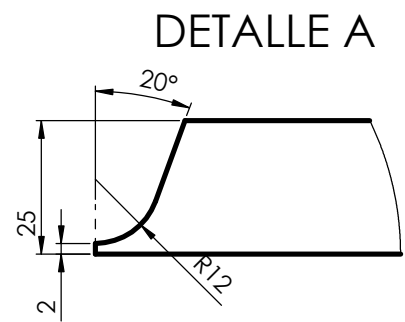
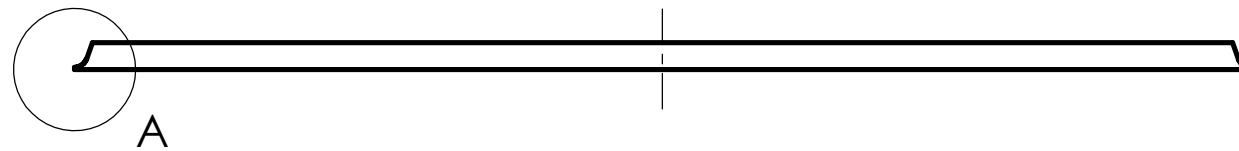
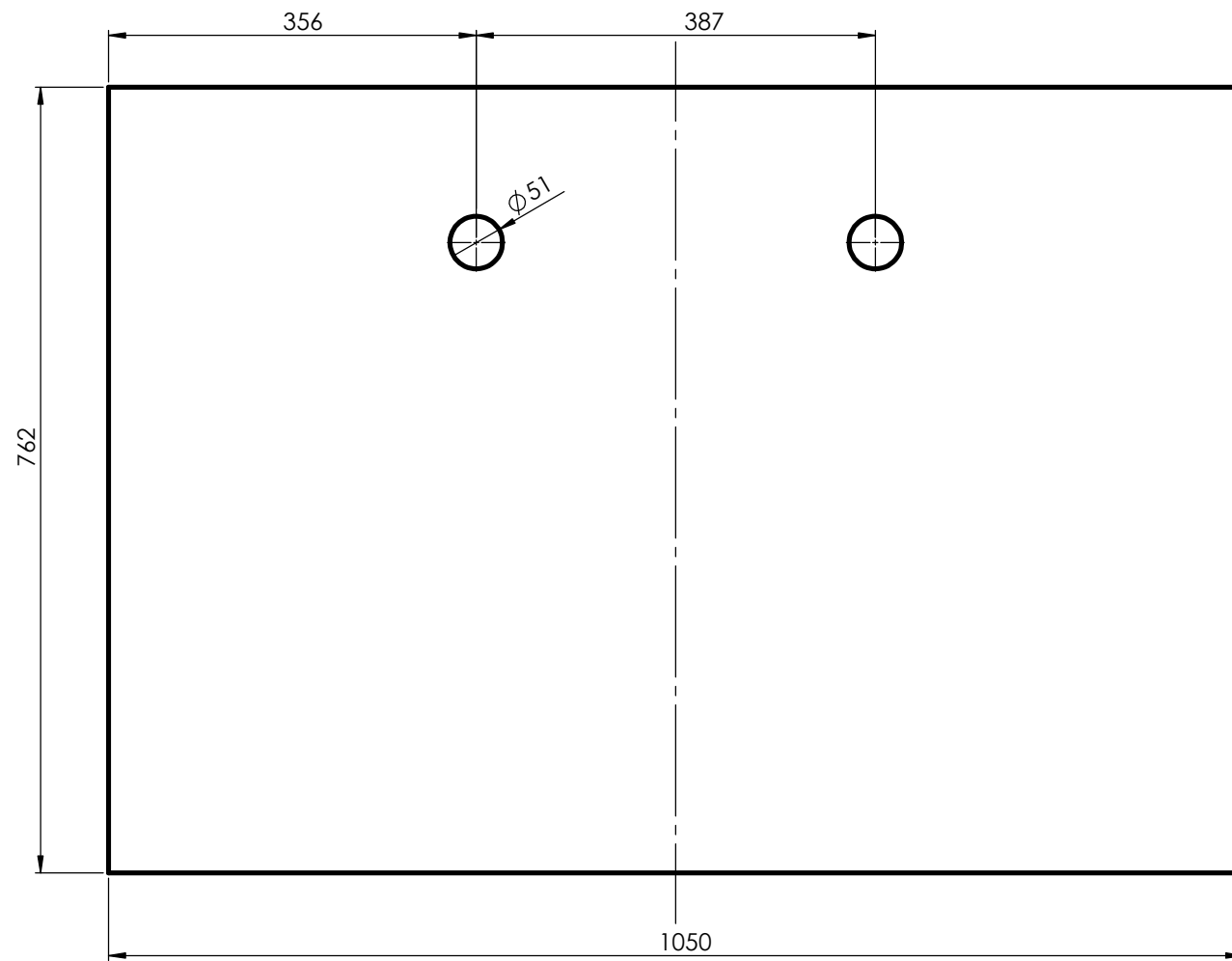


POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.
12	GUIA 2	CAÑO CUAD. 40X40 E: 3 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-08	4
11	GUIA	CUADRADO FORJ. 300X300 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-07	4
10	APOYO 3	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-06	2
9	APOYO SUP	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-06	1
8	APOYO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-06	2
7	PERFIL PARA SEGURO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-06	2
6	REFUERZO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-06	2
5	BISAGRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-05	2
4	PARTE BAJA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-04	1
3	CENTRO TECHO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-03	1
2	TECHO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-02	1
1	LATERAL	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-01	2

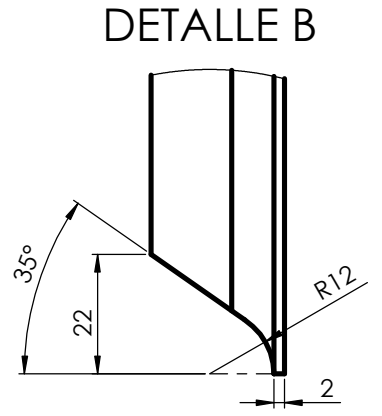
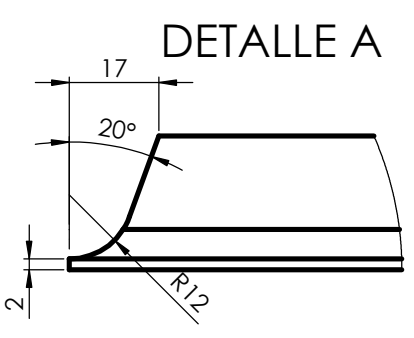
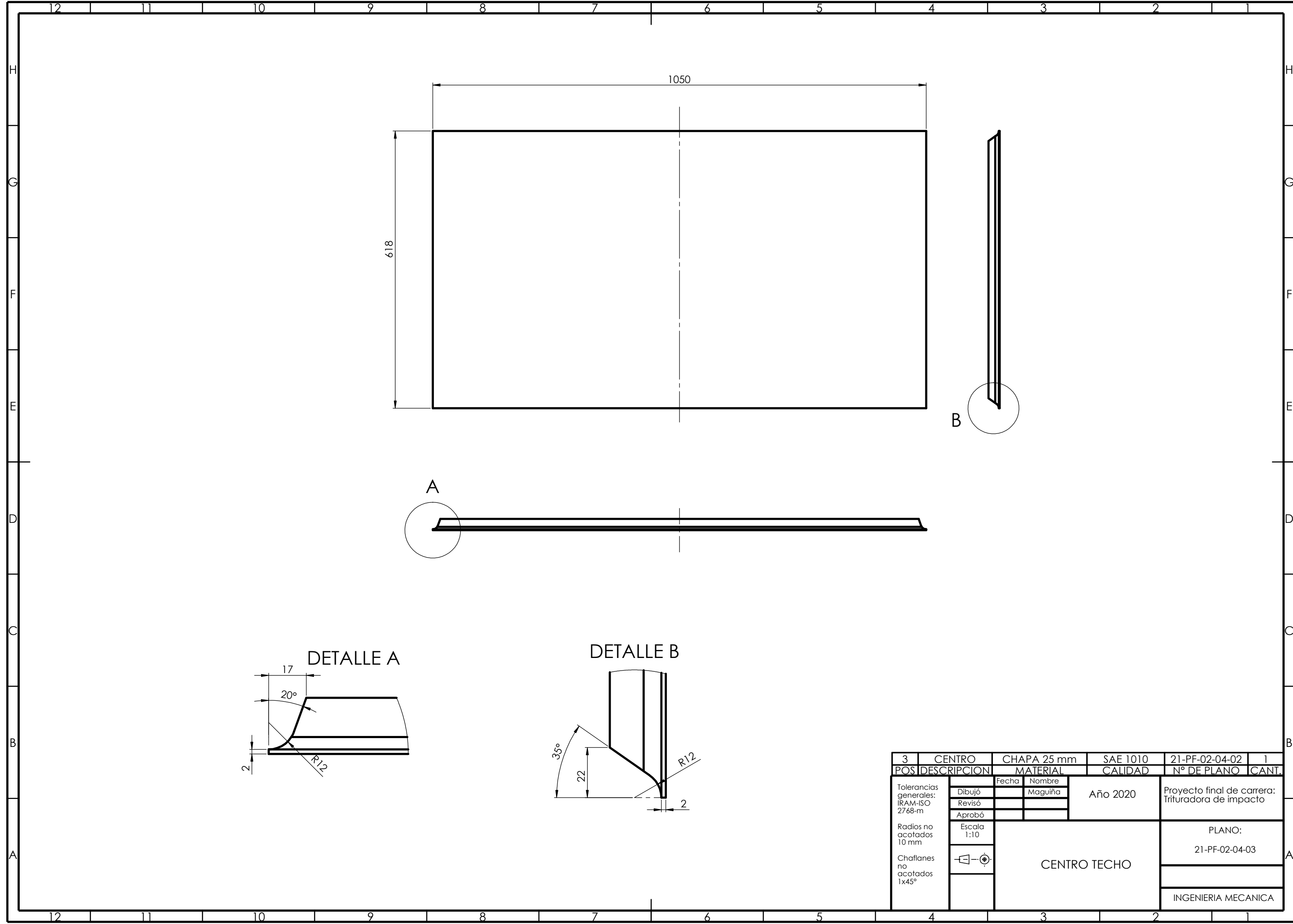
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:10	TAPA		PLANO: 21-PF-02-04
Chiflones no acotados 1x45°				INGENIERIA MECANICA



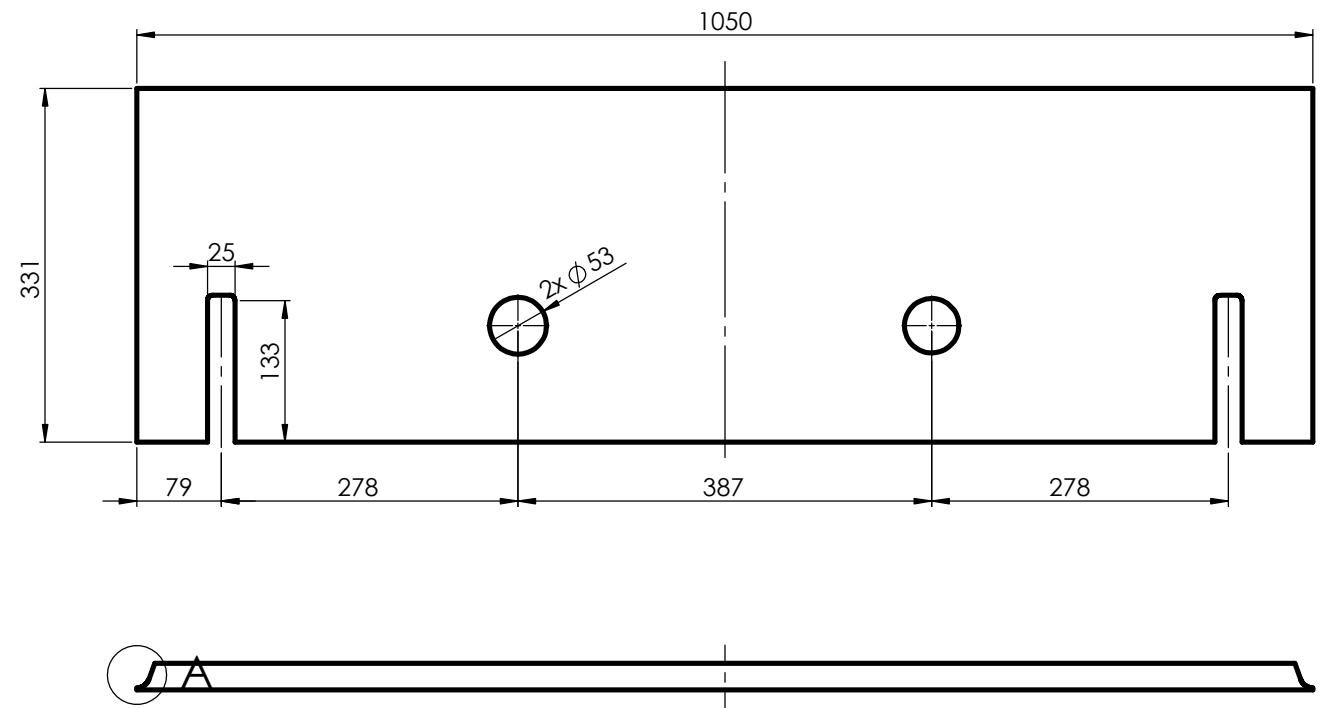
1	LATERAL	CHAPA 25 mm	SAE 1010	1 IZQ/1 DERECHO	2
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Escala 1:10				
Chafilanes no acotados 1x45°				LATERAL	PLANO: 21-PF-02-04-01
					INGENIERIA MECANICA



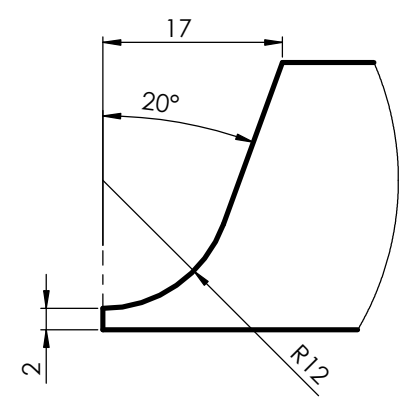
2	TECHO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-02	1
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Radios no acotados 10 mm	Escala 1:10	TECHO		PLANO: 21-PF-02-04-02
Chafilanes no acotados 1x45°				INGENIERIA MECANICA	



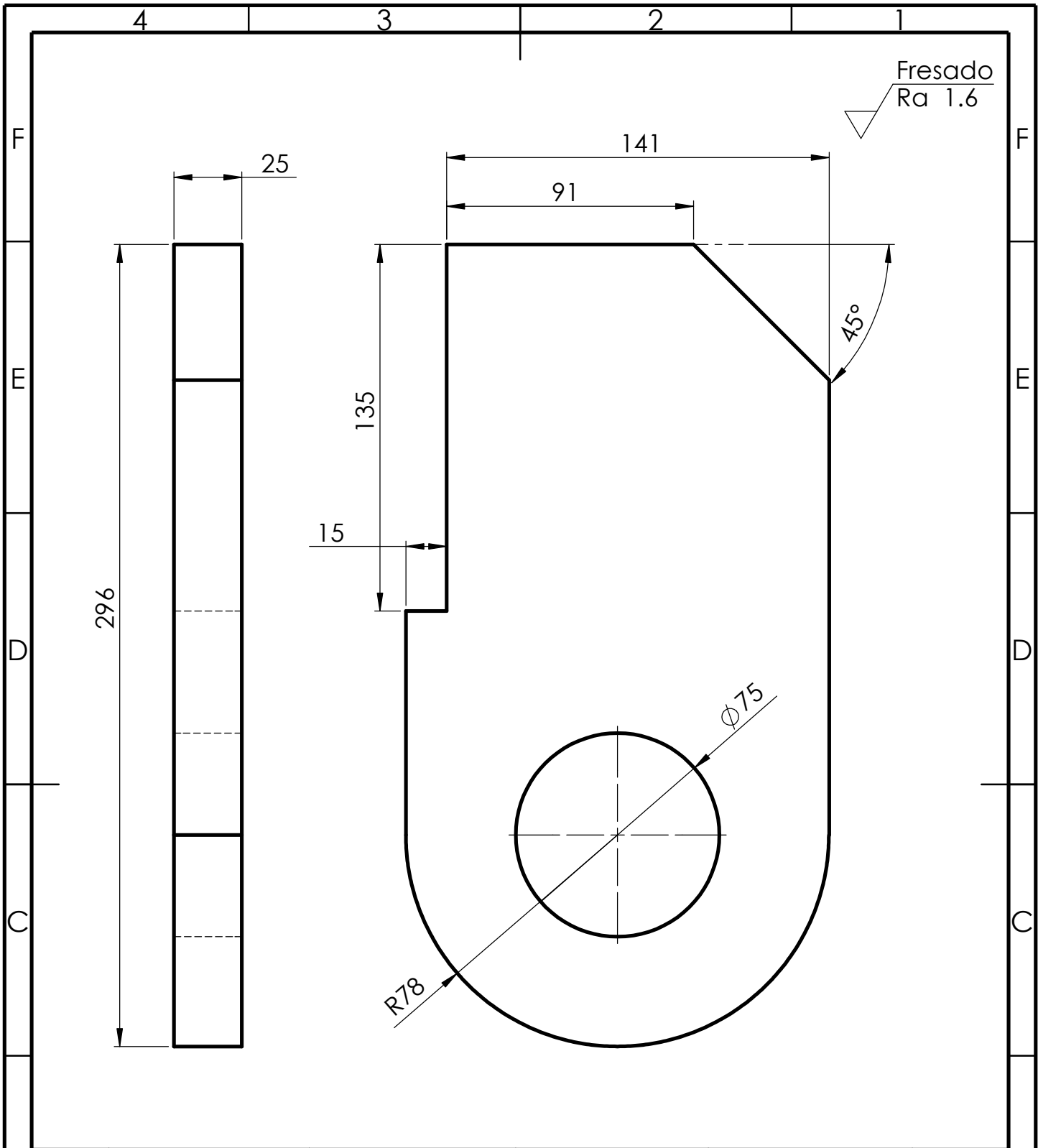
3	CENTRO	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-02	1
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:10	CENTRO TECHO		PLANO: 21-PF-02-04-03	
Chaflanes no acotados 1x45°				INGENIERIA MECANICA	



DETALLE A



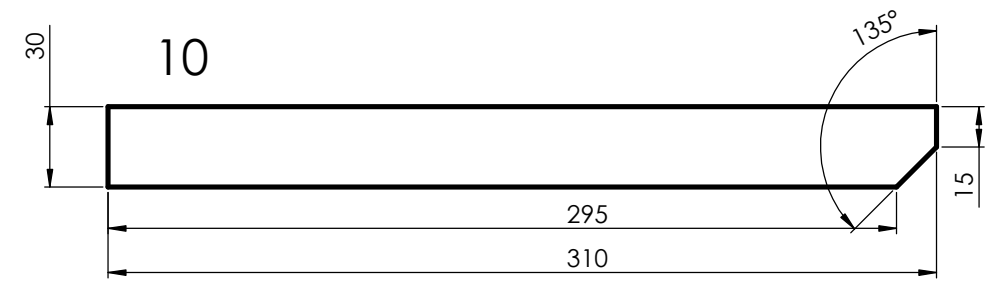
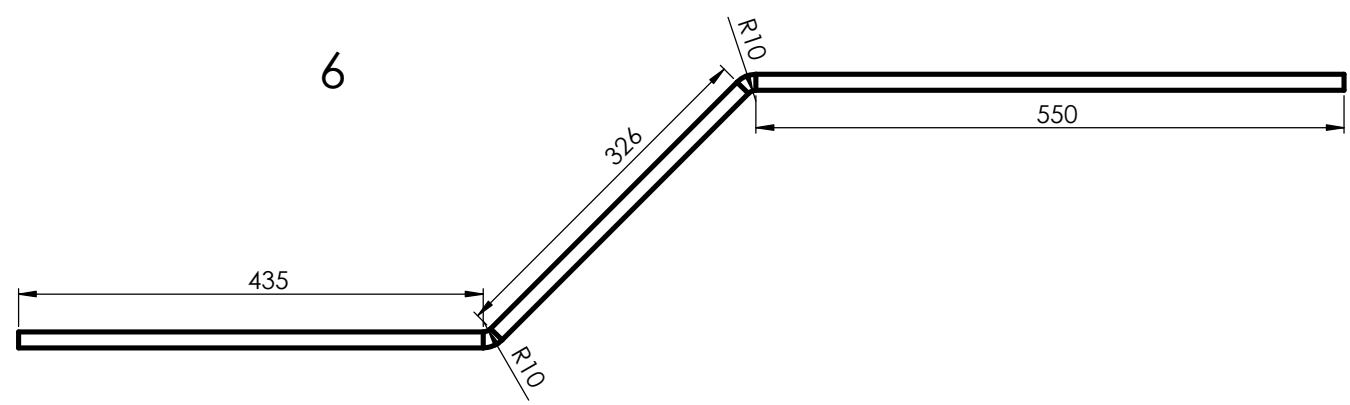
4	PARTE BAJA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	21-PF-02-04-02	1
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
	Revisó	Nombre			
	Aprobó	Maguiña			
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:10	PARTE BAJA		PLANO: 21-PF-02-04-04	
Chaflanes no acotados 1x45°					
INGENIERIA MECANICA					



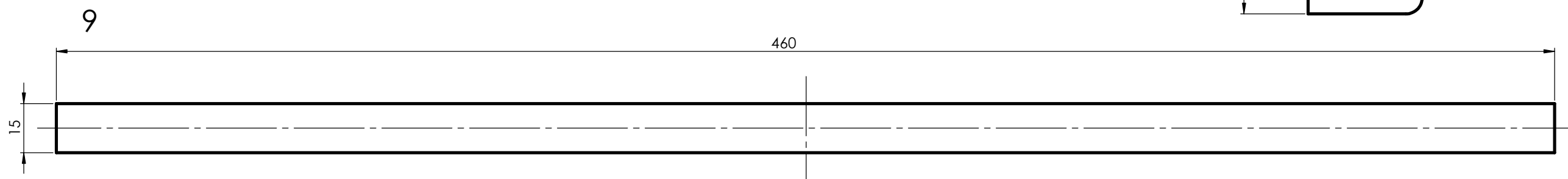
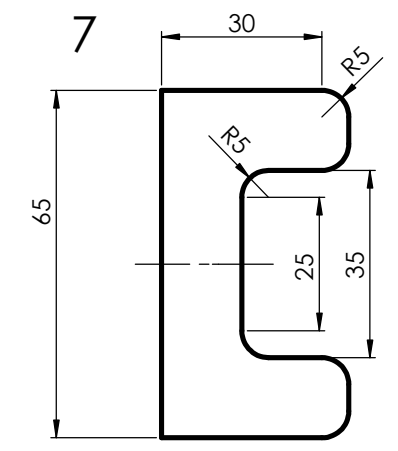
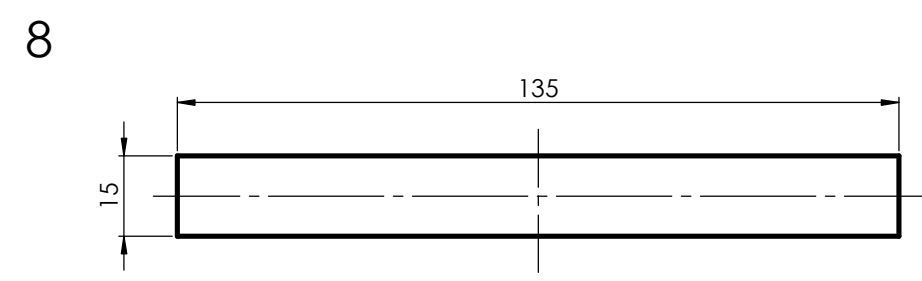
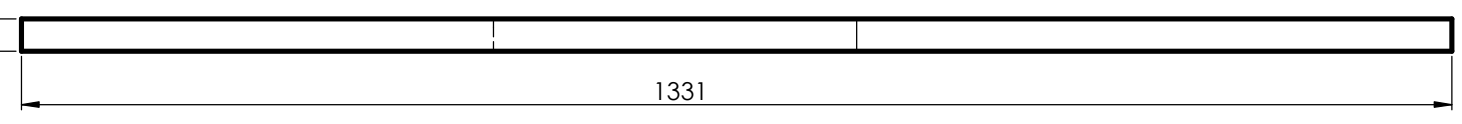
6	BISAGRA	CHAPA 25 mm	SAE 1010	--	2	
B	POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Dibujó	Maguiña			
		Revisó				
		Aprobó				
A	Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	BISAGRA		PLANO: 21-PF-02-04-05	A
	Chafilanes no acotados 1x45°				INGENIERIA MECANICA	

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H
G
F
E
D
C
B
A



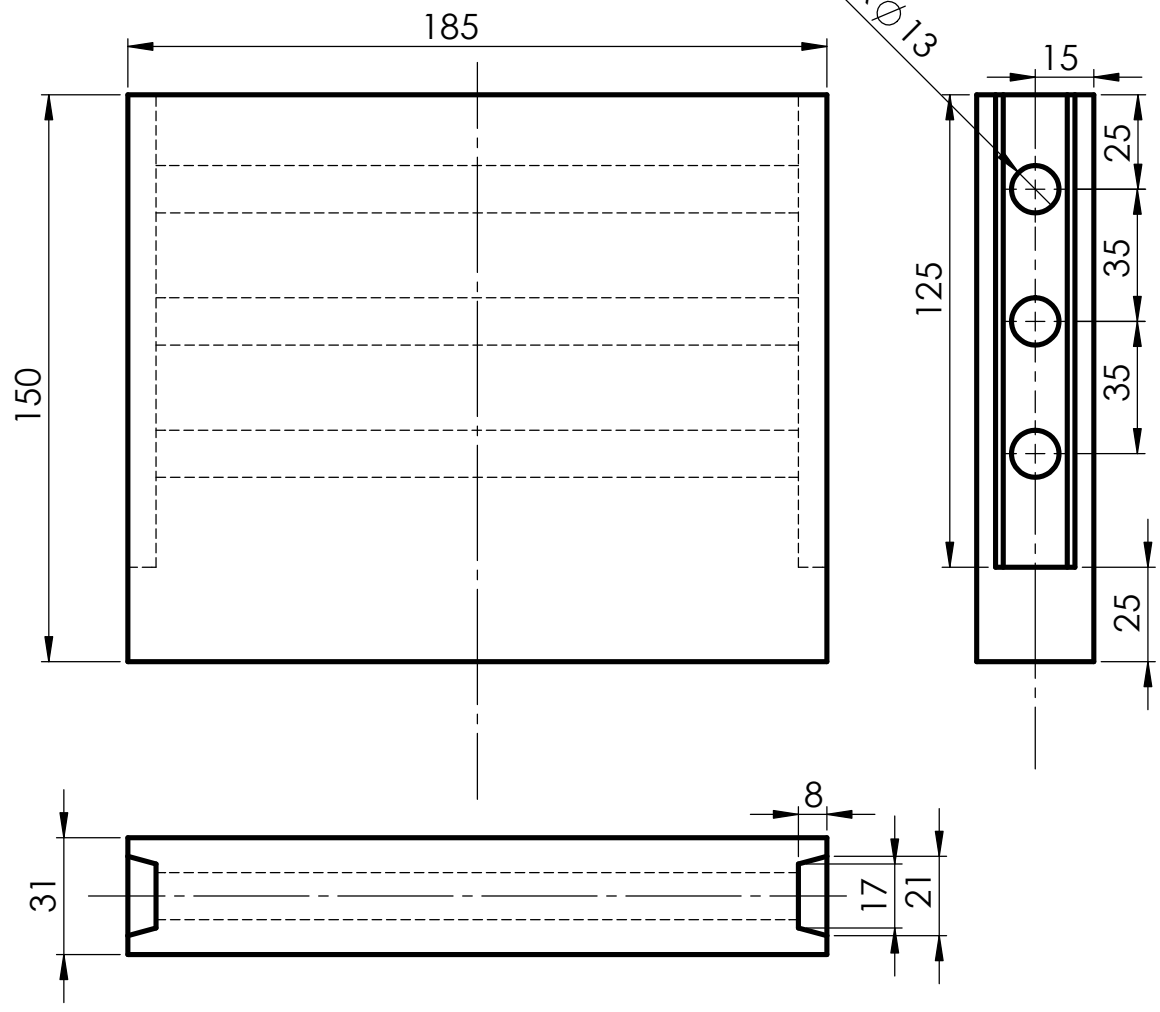
DESARROLLO DE CHAPA REF. "6"



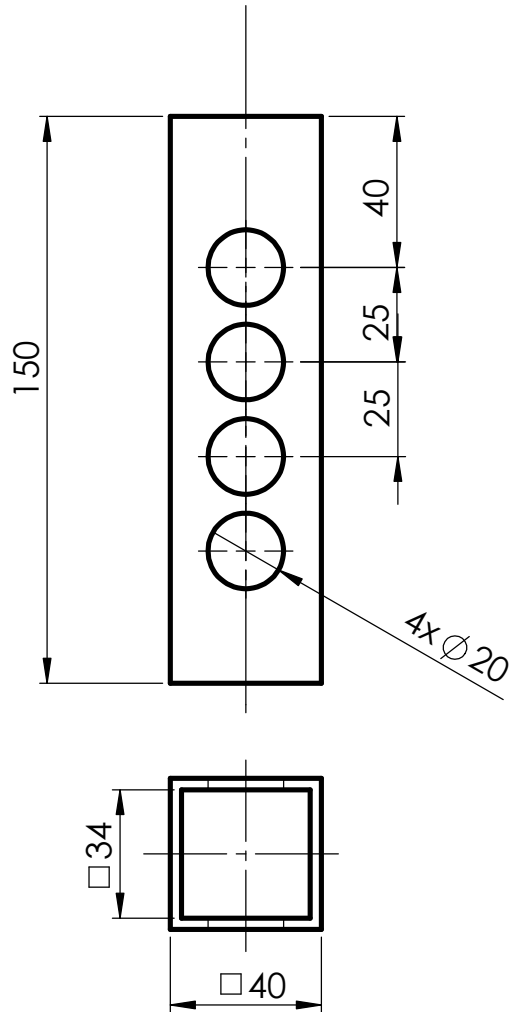
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
10	APOYO 3	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
9	APOYO SUP	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	1
8	APOYO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
7	PERFIL PARA SEGURO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
6	REFUERZO	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Escala 1:10				
Chiflones no acotados 1x45°	Escala 1:10	CORTE CHAPAS 15 mm		PLANO: 21-PF-02-04-06	
				INGENIERIA MECANICA	

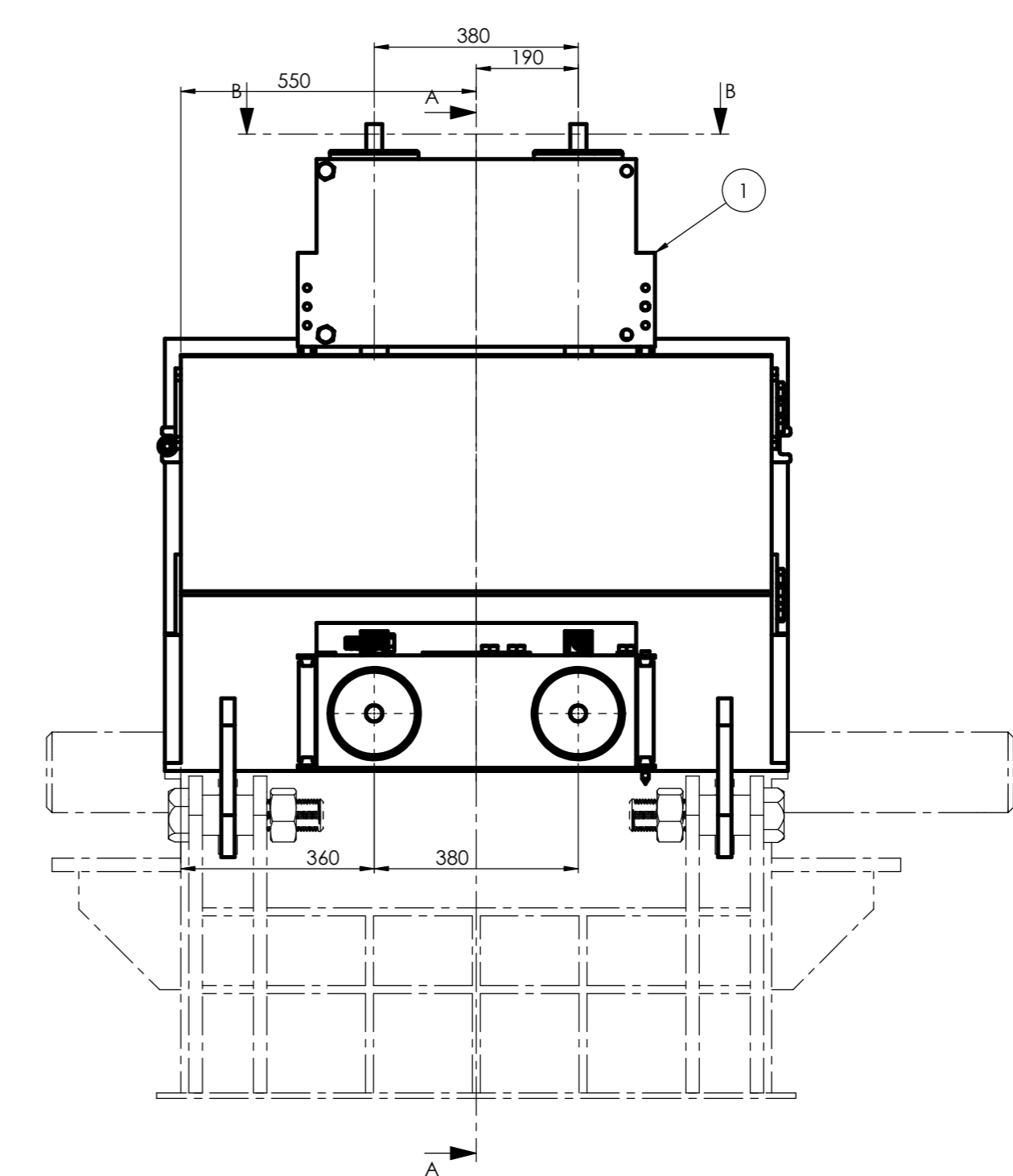
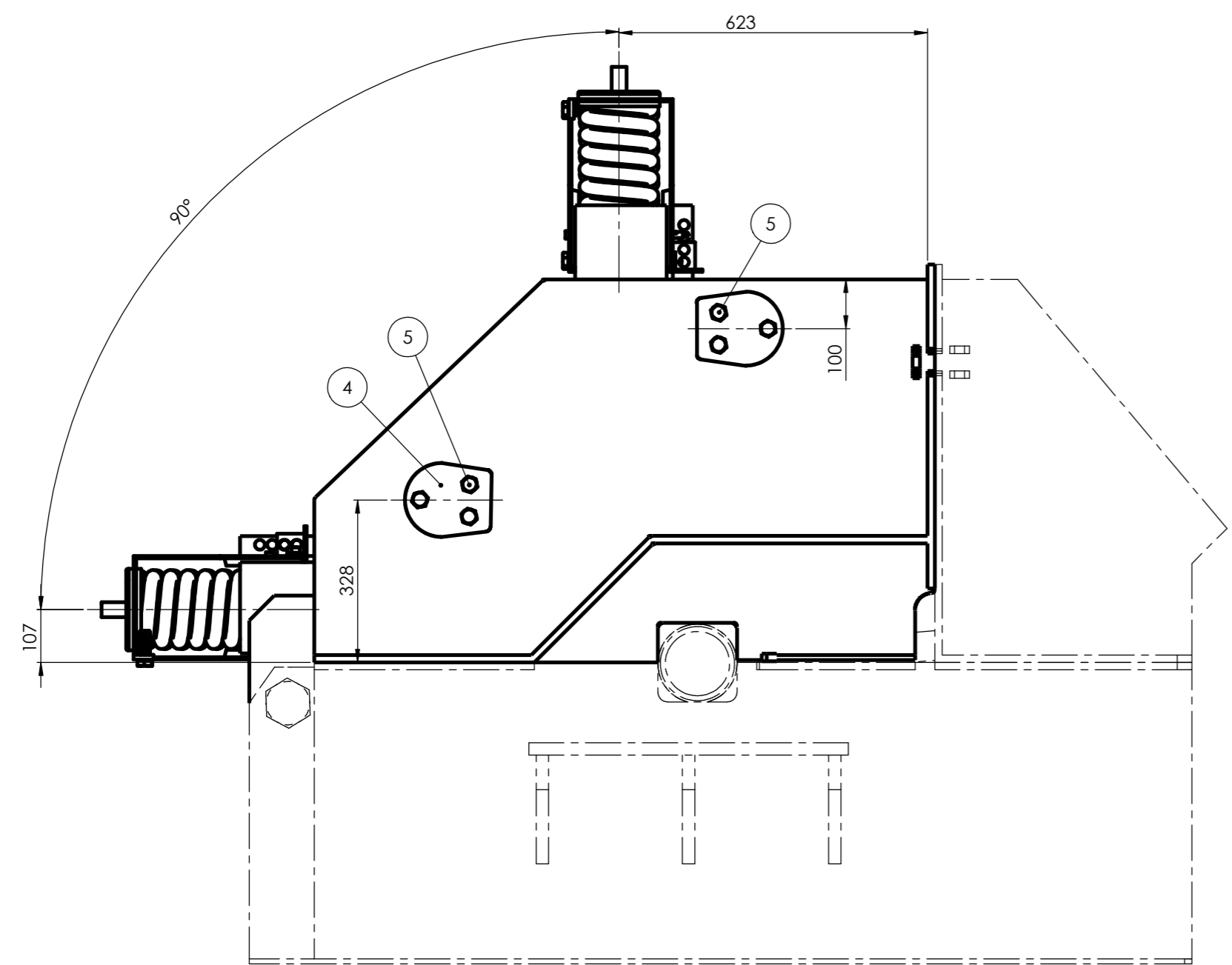
12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



11	GUIA	CUADRADO FORJ. 300x300 mm	SAE 1010	--	4
REF.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Escala 1:10	GUIA			
Chafilanes no acotados 1x45°					
	INGENIERIA MECANICA				



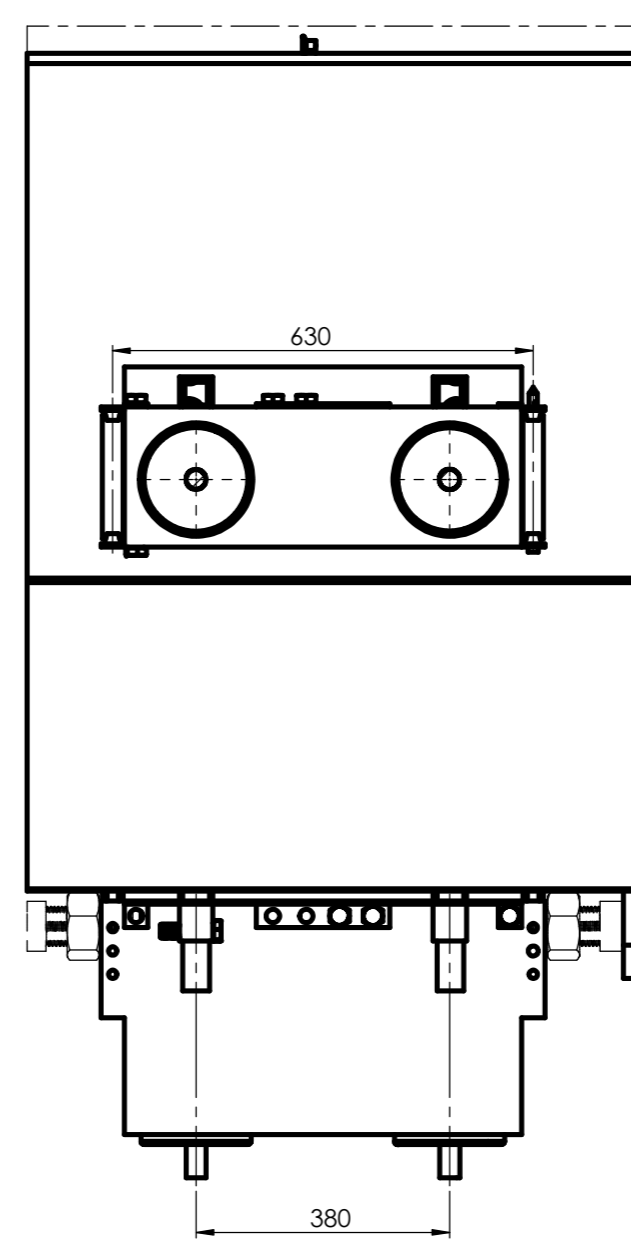
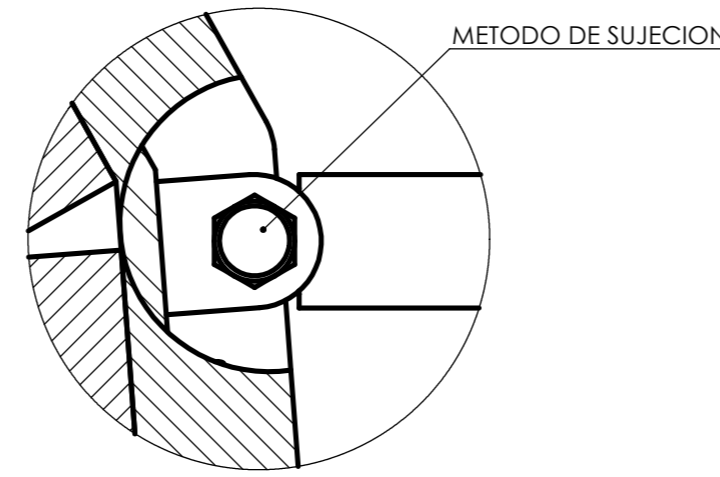
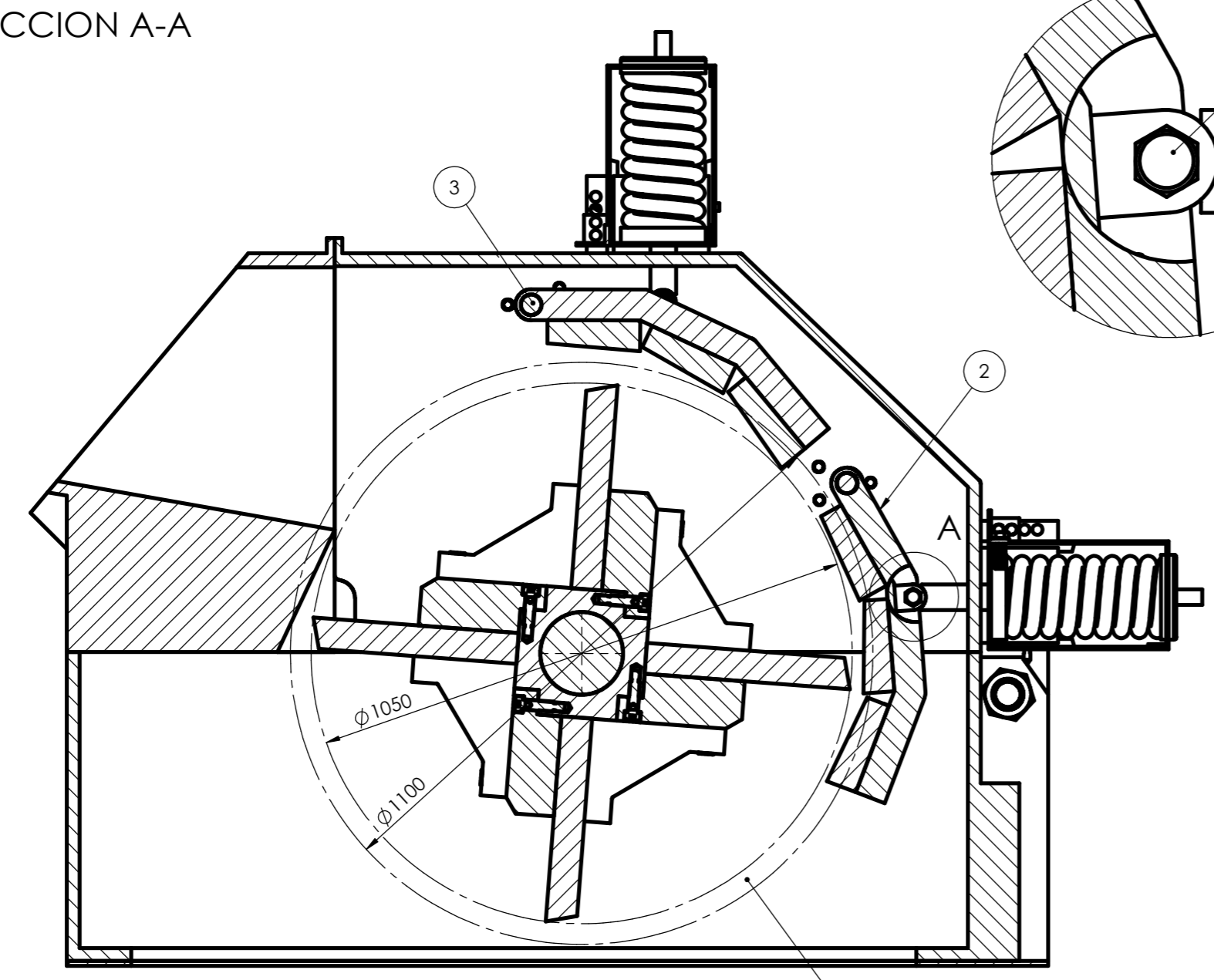
12	GUIA 2	CAÑO CUAD. 40x40 e: 3 mm	SAE 1010	--	4	
B	POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Dibujó	Maguiña			
		Revisó				
		Aprobó				
	Radios no acotados 10 mm	Escala 1:10	GUIA 2		PLANO: 21-PF-02-04-08	
Chaflanes no acotados 1x45°						
		INGENIERIA MECANICA				



SECCION A-A

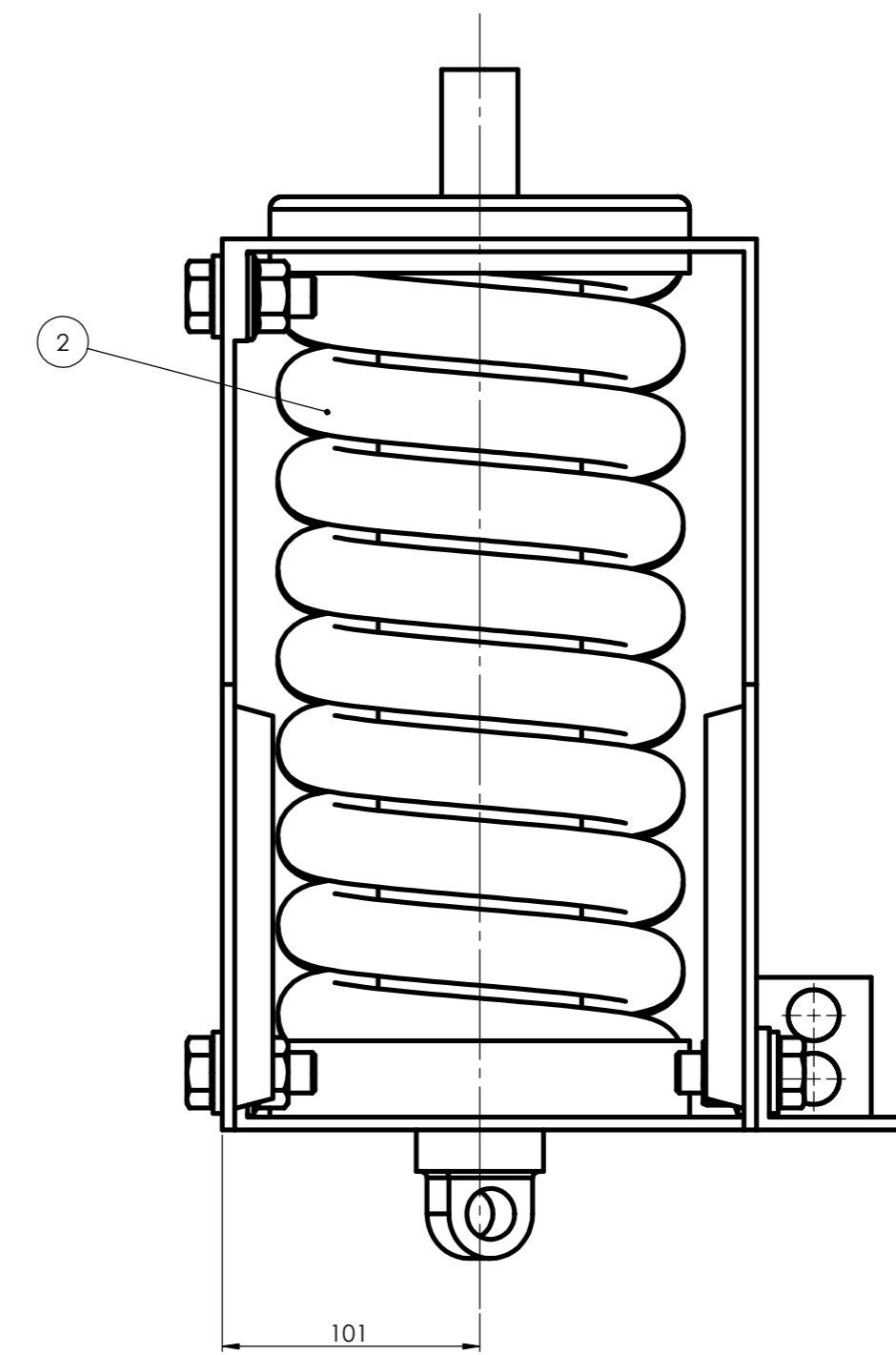
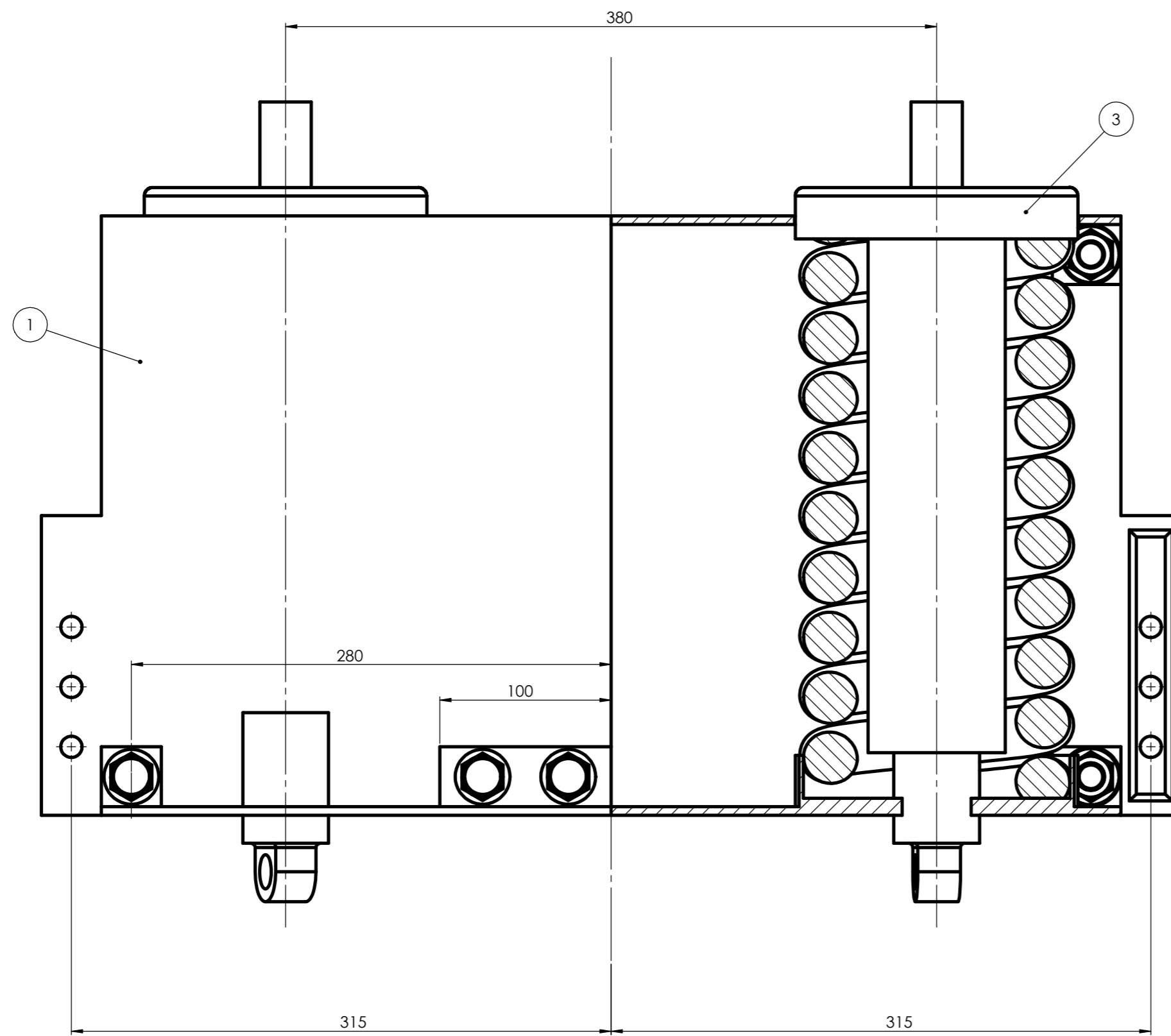
DETALLE A

SECCION B-B



POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT
5	BULON	M20x1,5x80	SAE 4130	--	14
4	BUJE PARA EJE	VARIOS	--	21-PF-02-05-04	4
3	EJE PASANTE	REDONDO Ø40	SAE 4130	21-PF-02-05-03	2
2	PLACA DE IMPACTO	VARIOS	--	21-PF-02-05-02	2
1	SISTEMA DE RESORTE	VARIOS	--	21-PF-02-05-01	2

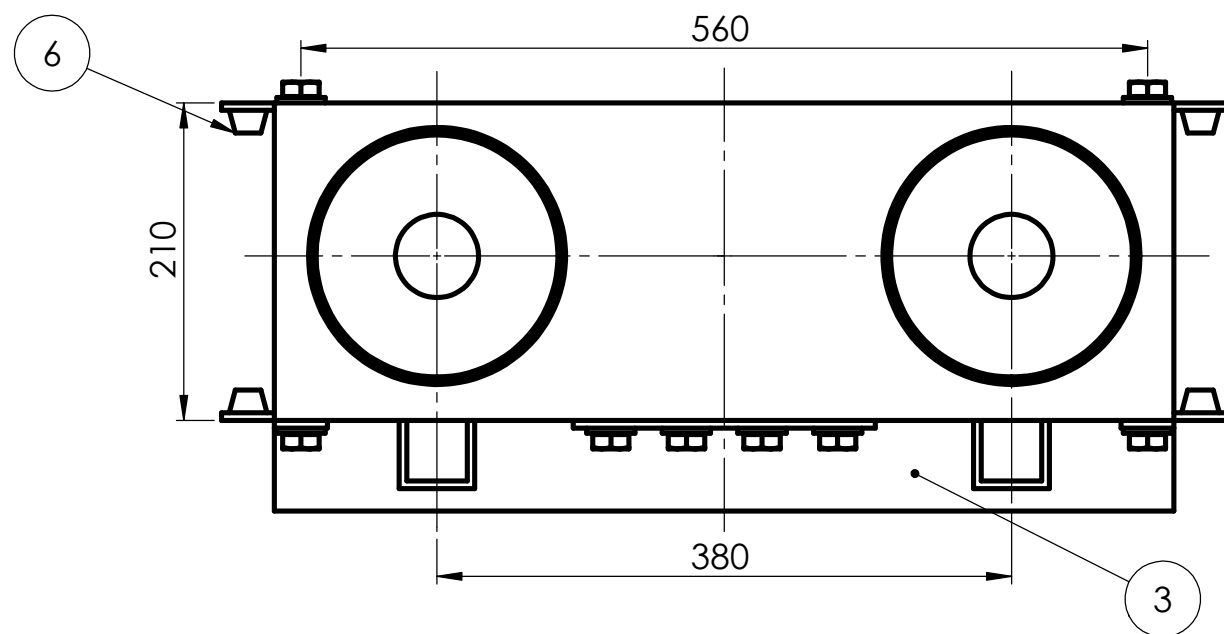
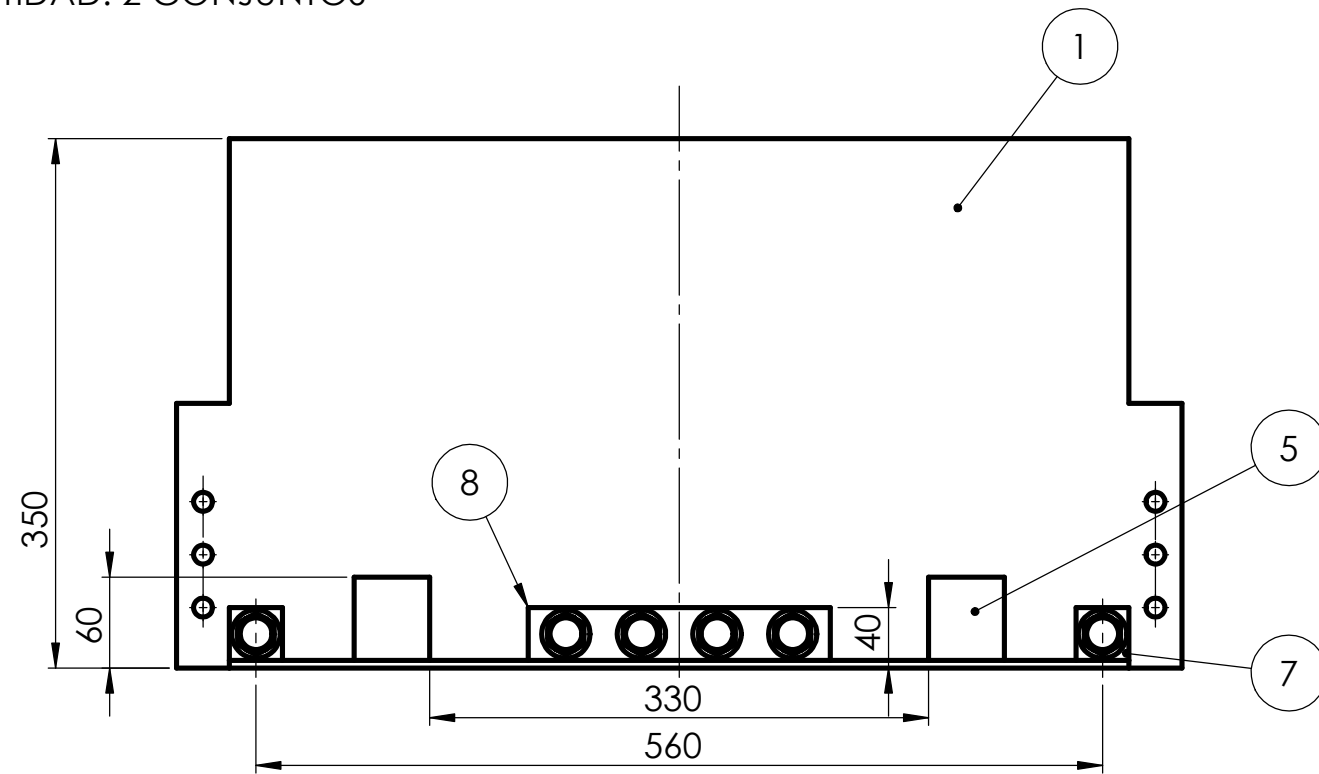
Tolerancias generales: IRAIN-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Magaña		
	Revisó			
Radios no acofados 5 mm	Aprobo		PLANO: 21-PF-02-05	INGENIERIA MECANICA
	Escala 1:5			
Chafanes no acofados 1x45°	SISTEMA DE ABSORCION			



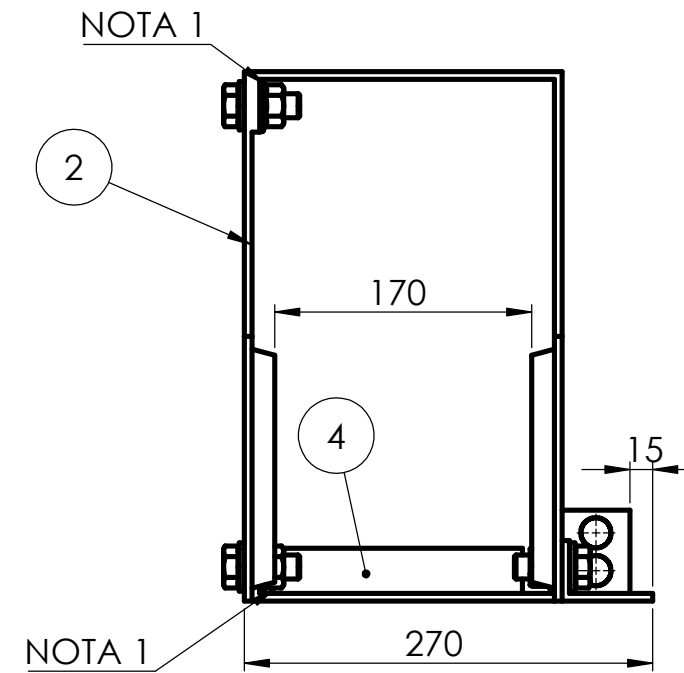
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT
3	AMORTIGUADOR	VARIOS	--	21-PF-02-05-01-03	4
2	RESORTE	ALAMBRE Ø30,15 mm	ASTM A689	21-PF-02-05-01-02	4
1	SOPORTE	VARIOS	--	21-PF-02-05-01-01	2

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguñá		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	SISTEMA DE RESORTE		PLANO: 21-PF-02-05-01	
Chalfanes no acotados 1x45°			INGENIERIA MECANICA	

CANTIDAD: 2 CONJUNTOS

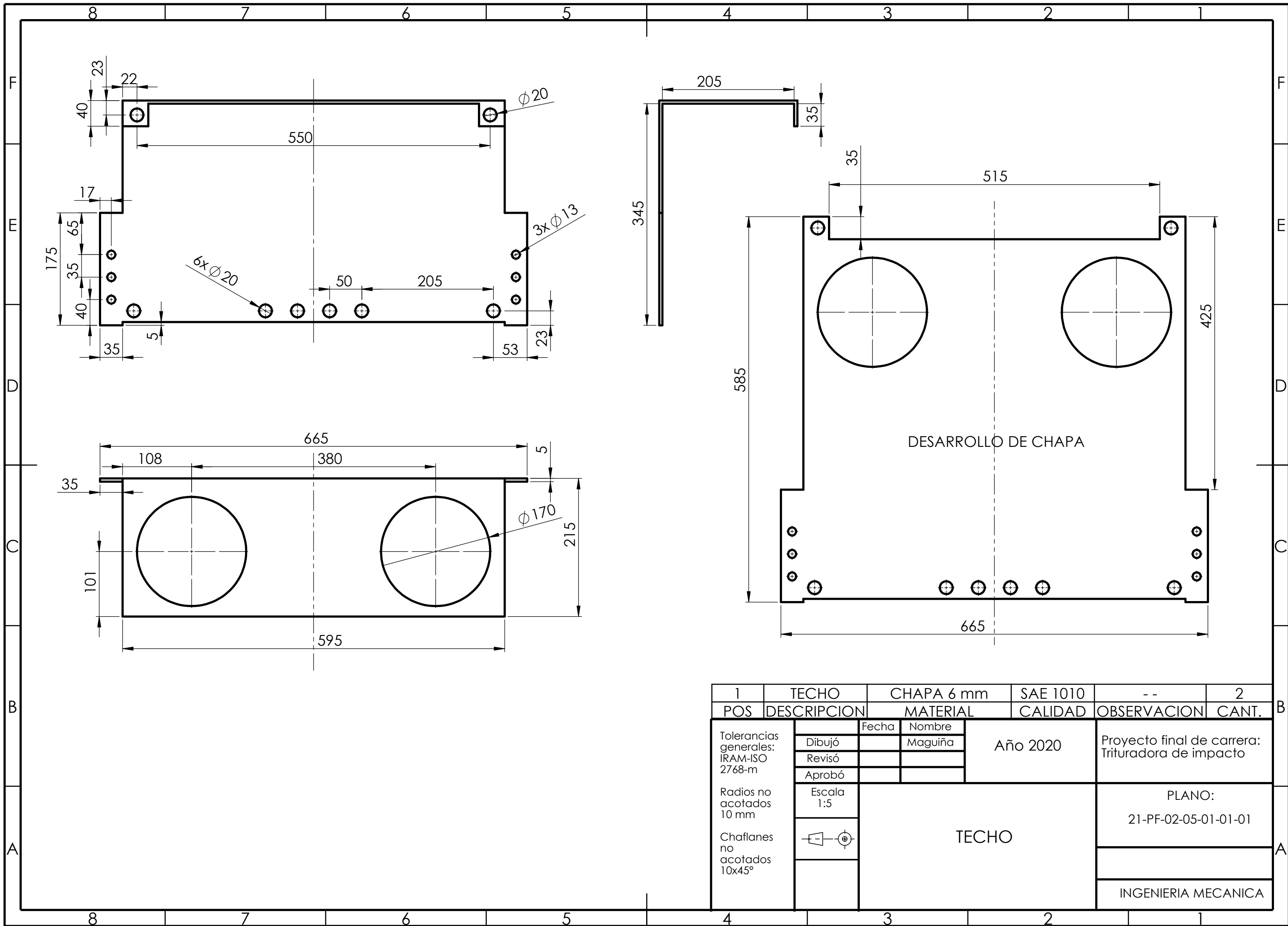


NOTA 1: SOLDAR TODAS LAS TUERCAS INTERNAS A LA CHAPA

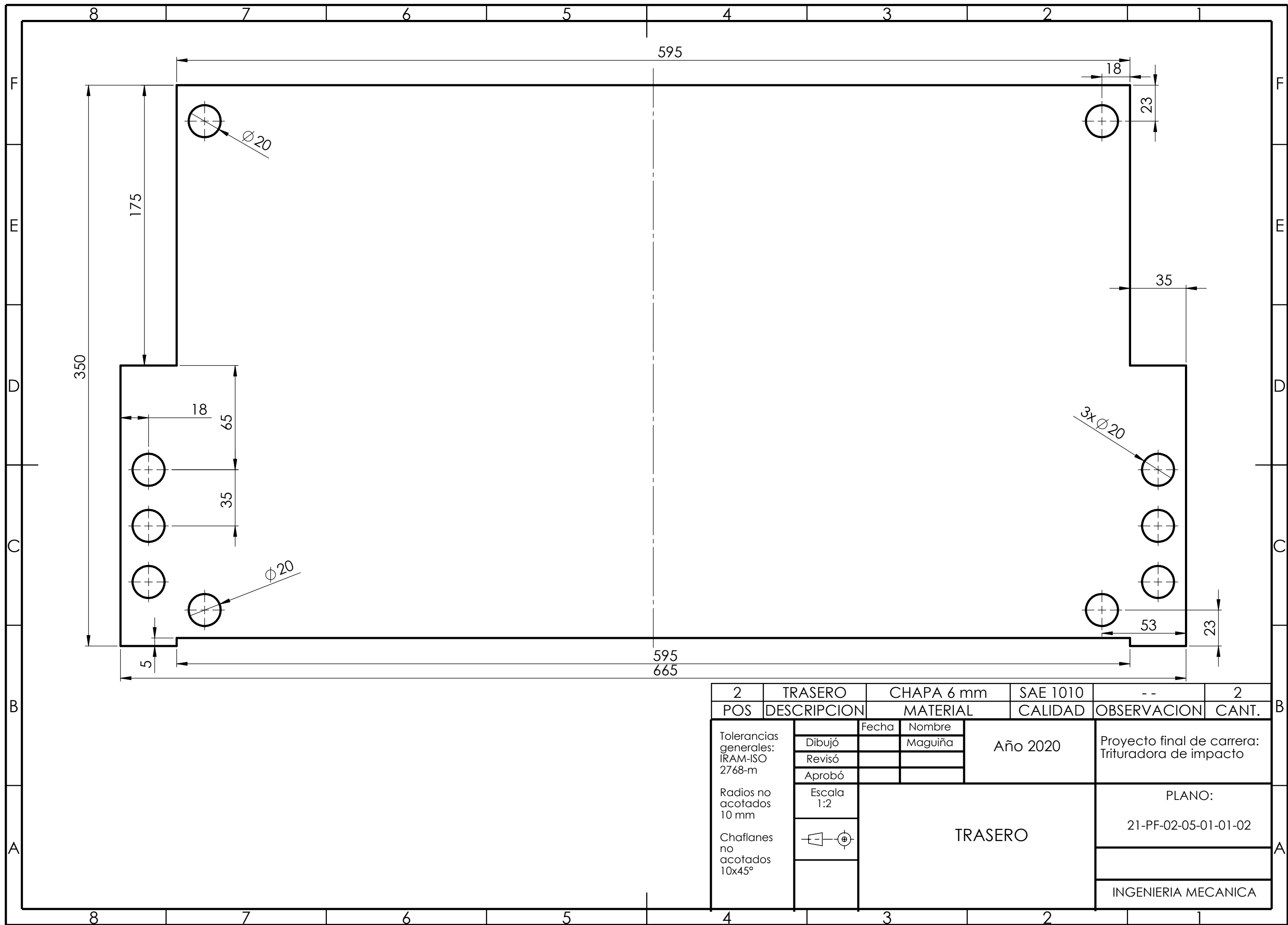


9	BULON COMP.	M16x1,5x40 mm	SAE 4130	BULON+TUERCA+ ARANDELA PLANA+GROWER	20
8	REFUERZO 2	CHAPA 6 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-04	2
7	REFUERZO	CHAPA 6 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-04	4
6	GUIA 2	CUADRADO FORJ. 200x200	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-04	8
5	GUIA	CAÑO CUAD. 45x45 e:2,5 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-04	4
4	CONTENEDOR	TUBO SCH 40 Dnom: 6"	SAE 1010	--	4
3	BASE	CHAPA 6 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-03	2
2	TRASERO	CHAPA 6 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-02	2
1	TECHO	CHAPA 6 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-01-01	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.

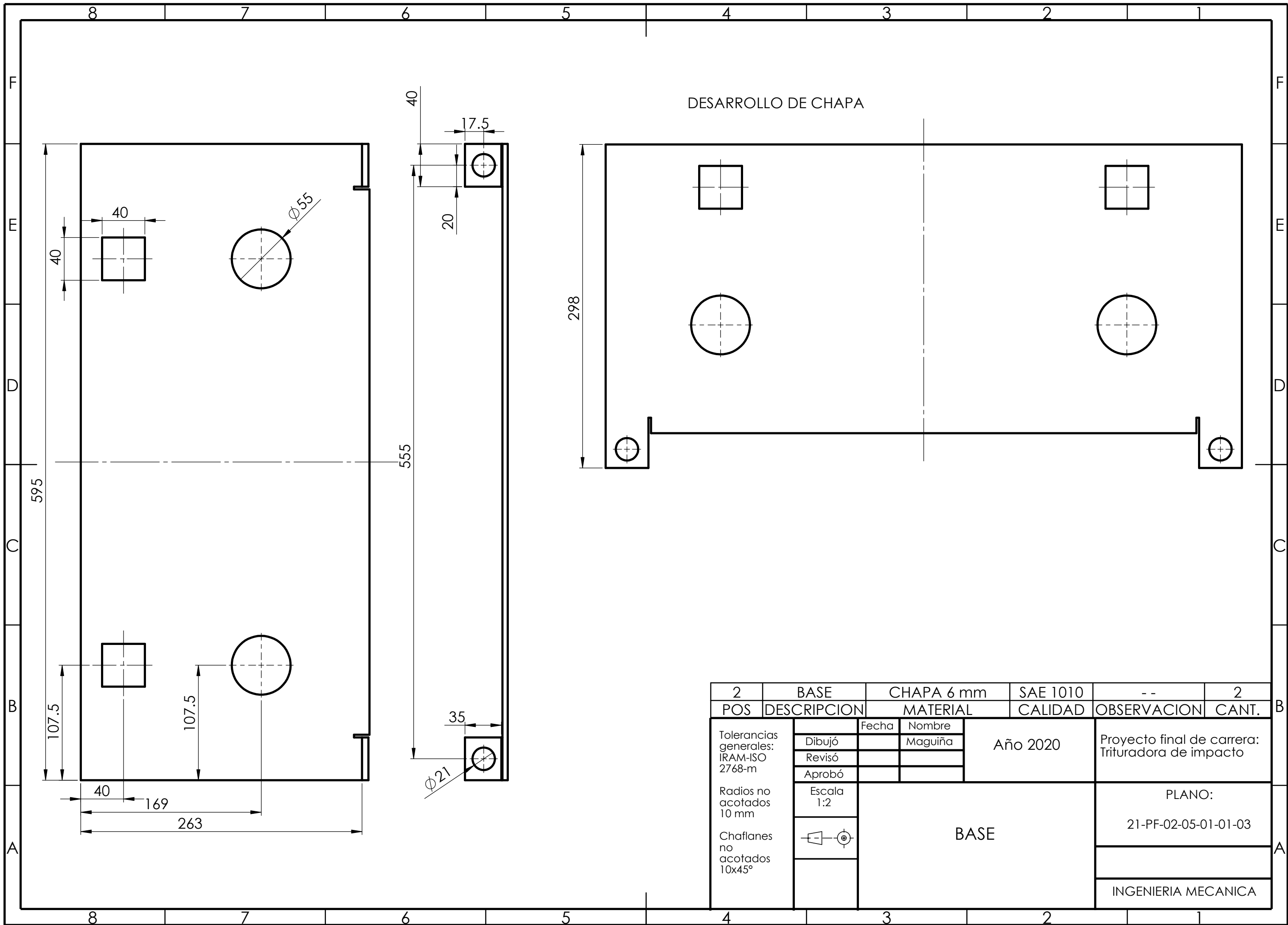
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	SOPORTE		PLANO: 21-PF-02-05-01-01	
Chafilanes no acotados 10x45°				INGENIERIA MECANICA	



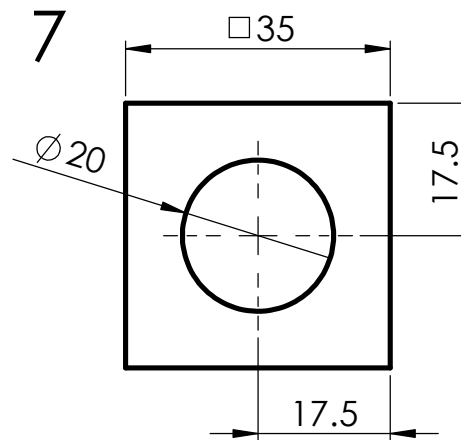
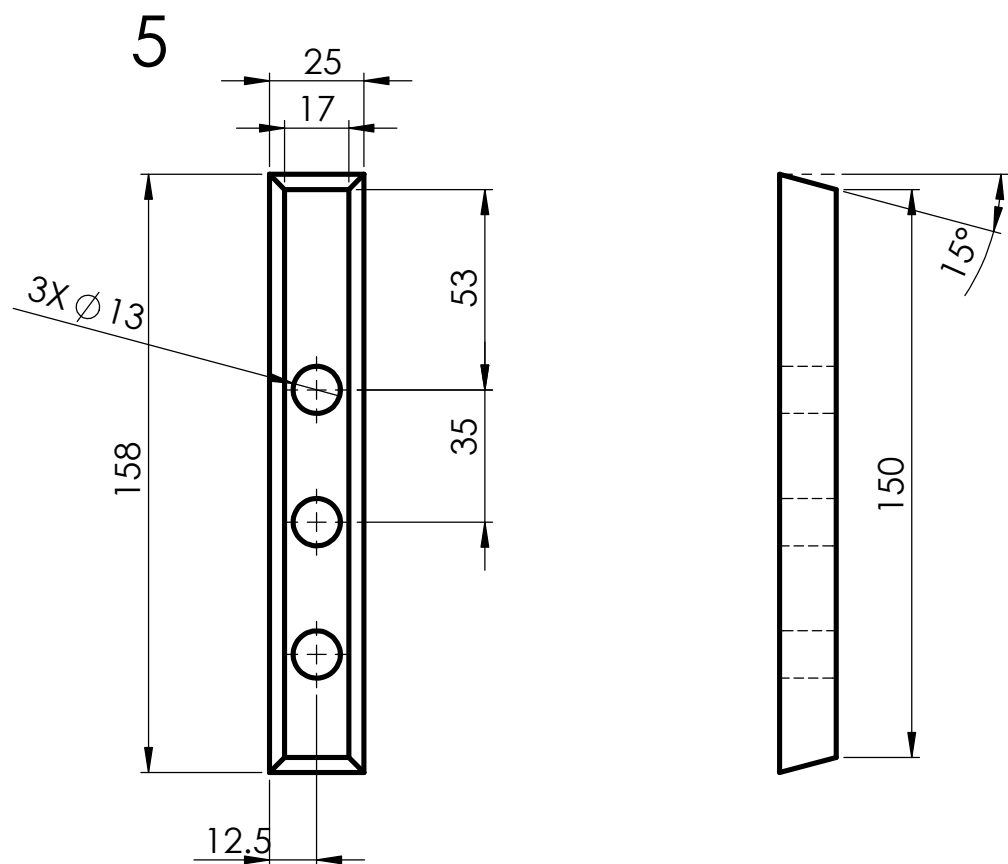
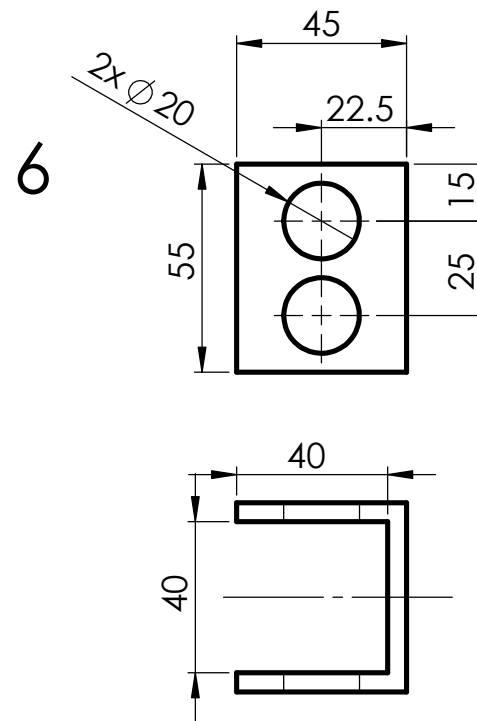
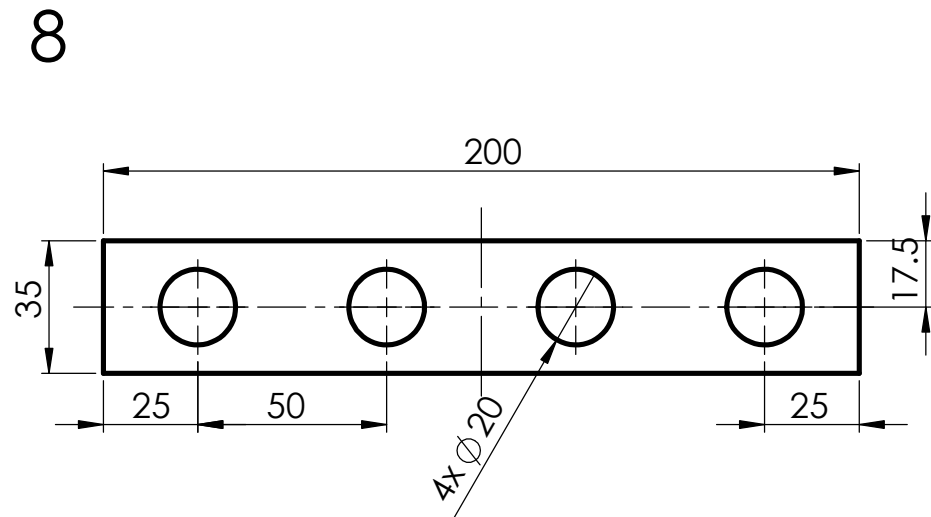
1	TECHO	CHAPA 6 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	TECHO		PLANO:	
Chafilanes no acotados 10x45°				21-PF-02-05-01-01-01	
				INGENIERIA MECANICA	



POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
2	TRASERO	CHAPA 6 mm	SAE 1010	--	2
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	
Radios no acotados 10 mm		Dibujó	Maguiña		
Chafilanes no acotados 10x45°		Revisó			
		Aprobó		Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Escala 1:2	TRASERO		PLANO: 21-PF-02-05-01-01-02
					INGENIERIA MECANICA

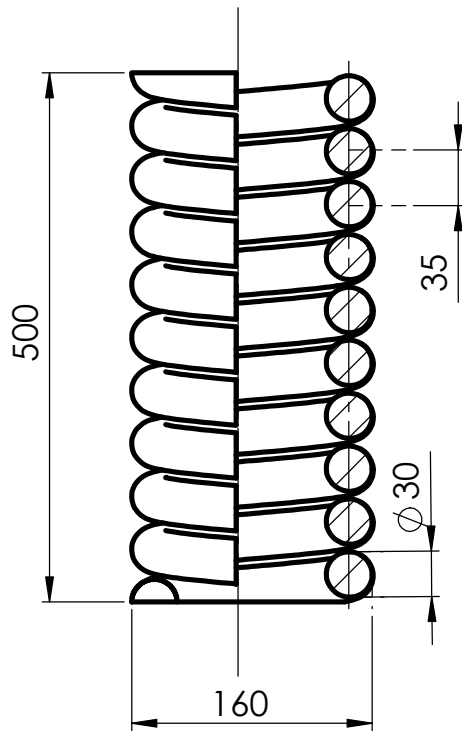


2	BASE	CHAPA 6 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:2	BASE		PLANO: 21-PF-02-05-01-01-03	
Chafilanes no acotados 10x45°					
				INGENIERIA MECANICA	



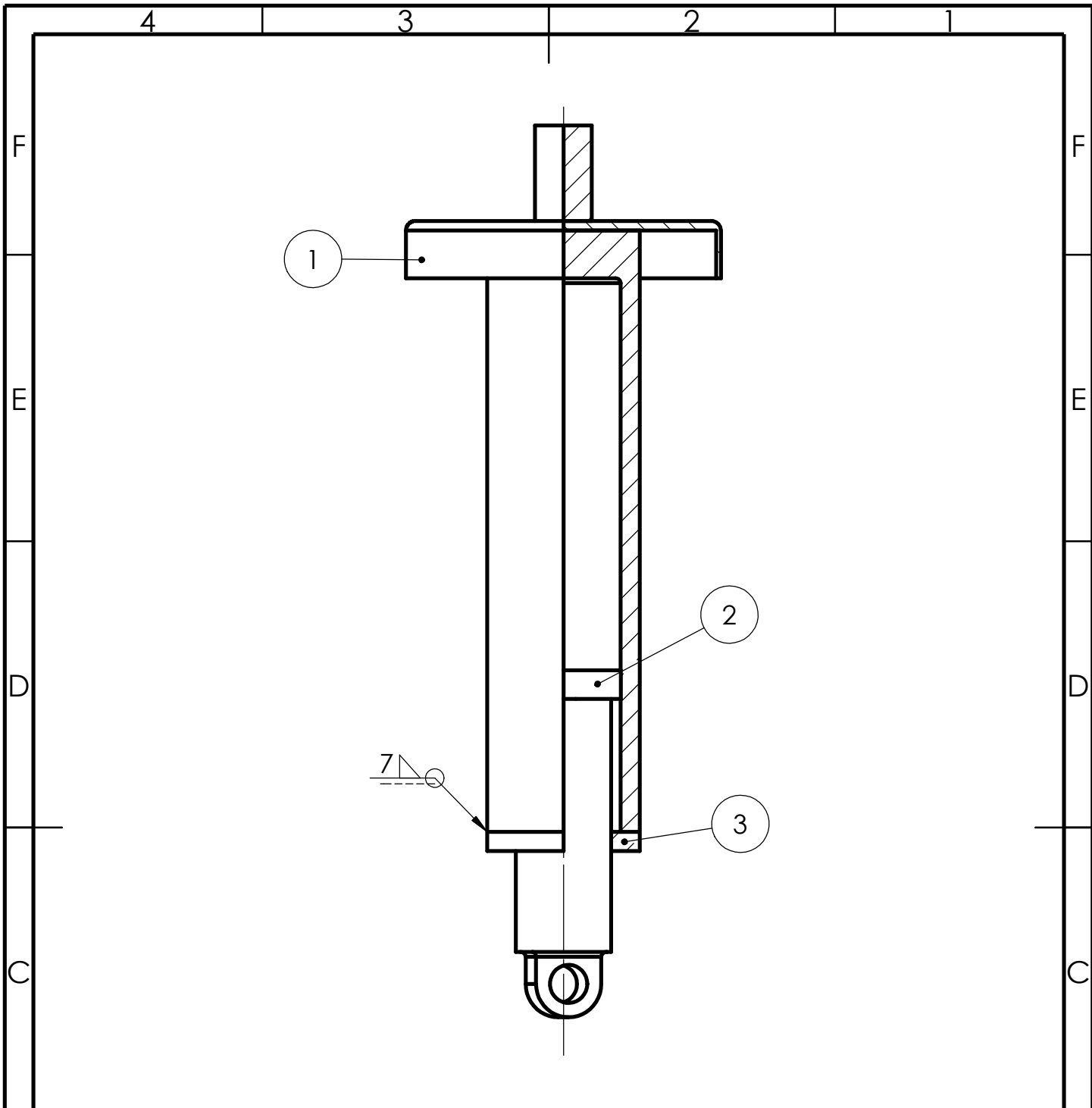
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
8	REFUERZO 2	CHAPA 6 mm	SAE 1010	--	2
7	REFUERZO	CHAPA 6 mm	SAE 1010	--	4
6	GUIA 2	CUADRADO FORJ. 200x200	SAE 1010	--	8
5	GUIA	CAÑO CUAD. 45x45 e:2,5 mm	SAE 1010	--	4

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:2	VARIOS		PLANO: 21-PF-02-05-01-01-04	
Chaflanes no acotados 10x45°					
INGENIERIA MECANICA					



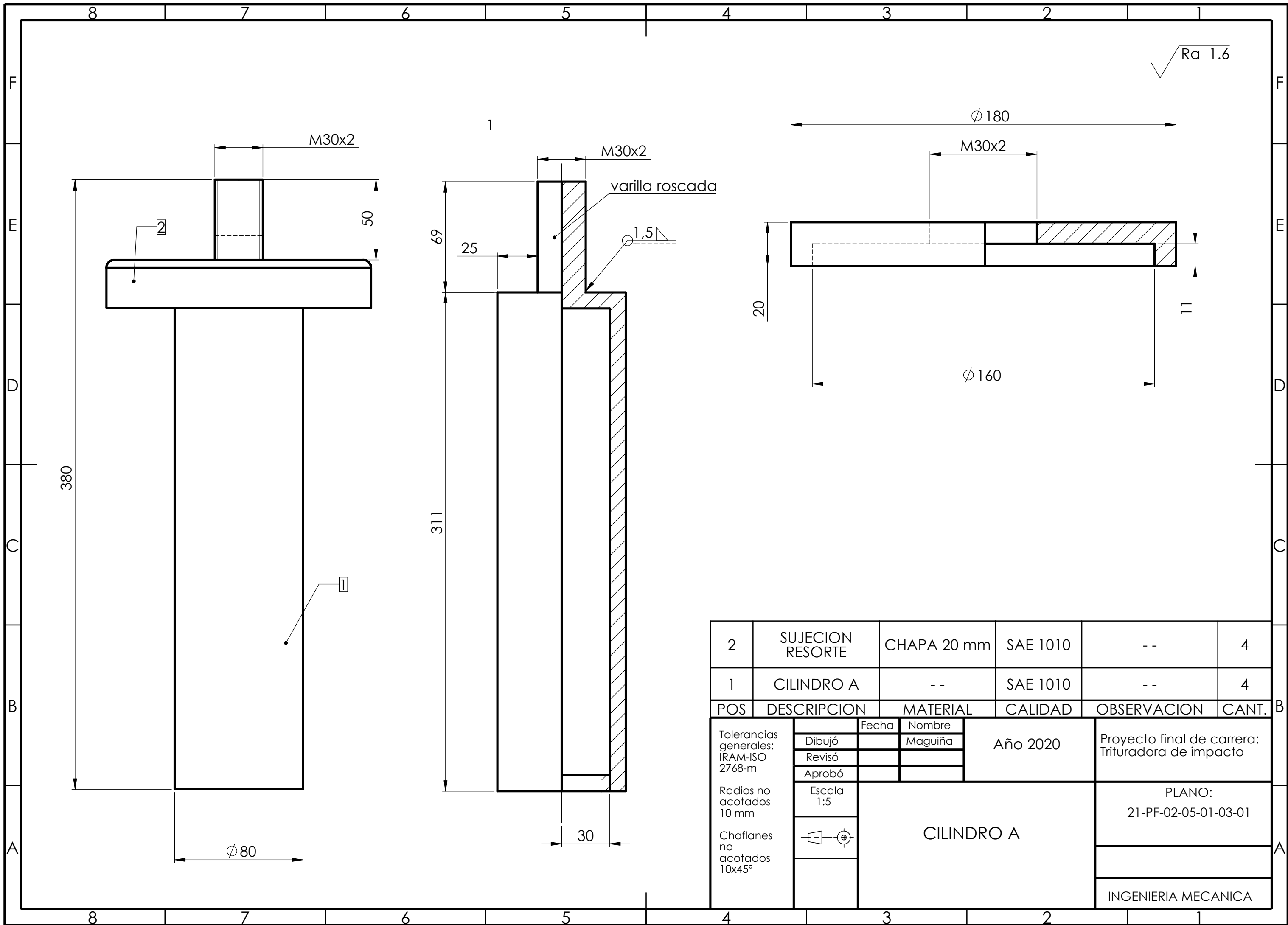
Numero de espiras	15
Numero de espiras activas	13
Material del resorte	ASTM A689

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 10 mm Chaflanes no acotados 10x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	RESORTE		PLANO: 21-PF-02-05-01-02	
			INGENIERIA MECANICA	



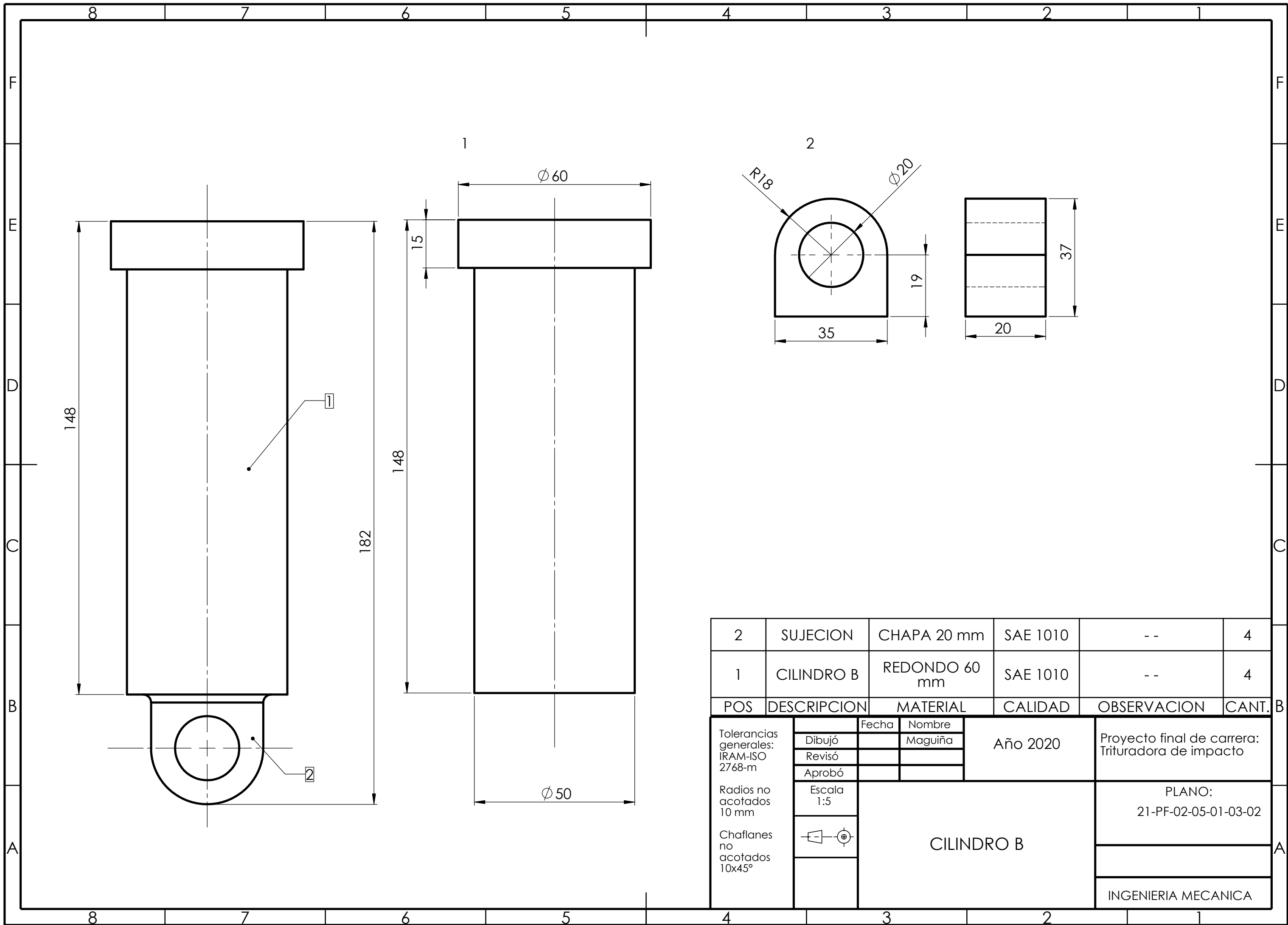
3	TAPA	CHAPA 10 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-01-03-03	4	
2	CILINDRO 2	VARIOS	--	21-PF-02-05-01-03-02	4	
1	CILINDRO 1	VARIOS	--	21-PF-02-05-01-03-01	4	
B	POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT

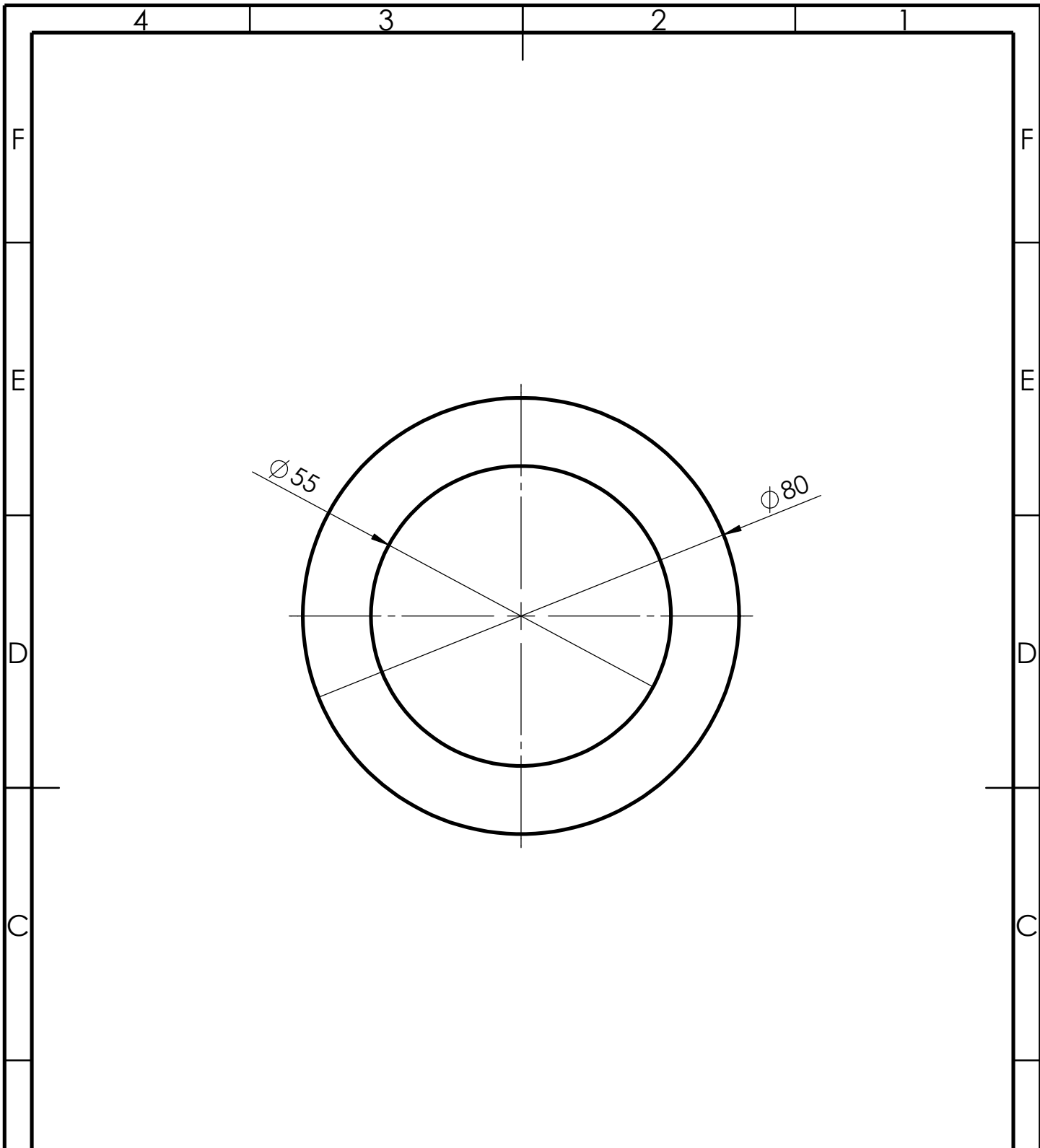
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 10 mm Chaflanes no acotados 10x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			
Escala 1:5	AMORTIGUADOR		PLANO: 21-PF-02-05-01-03	
			INGENIERIA MECANICA	



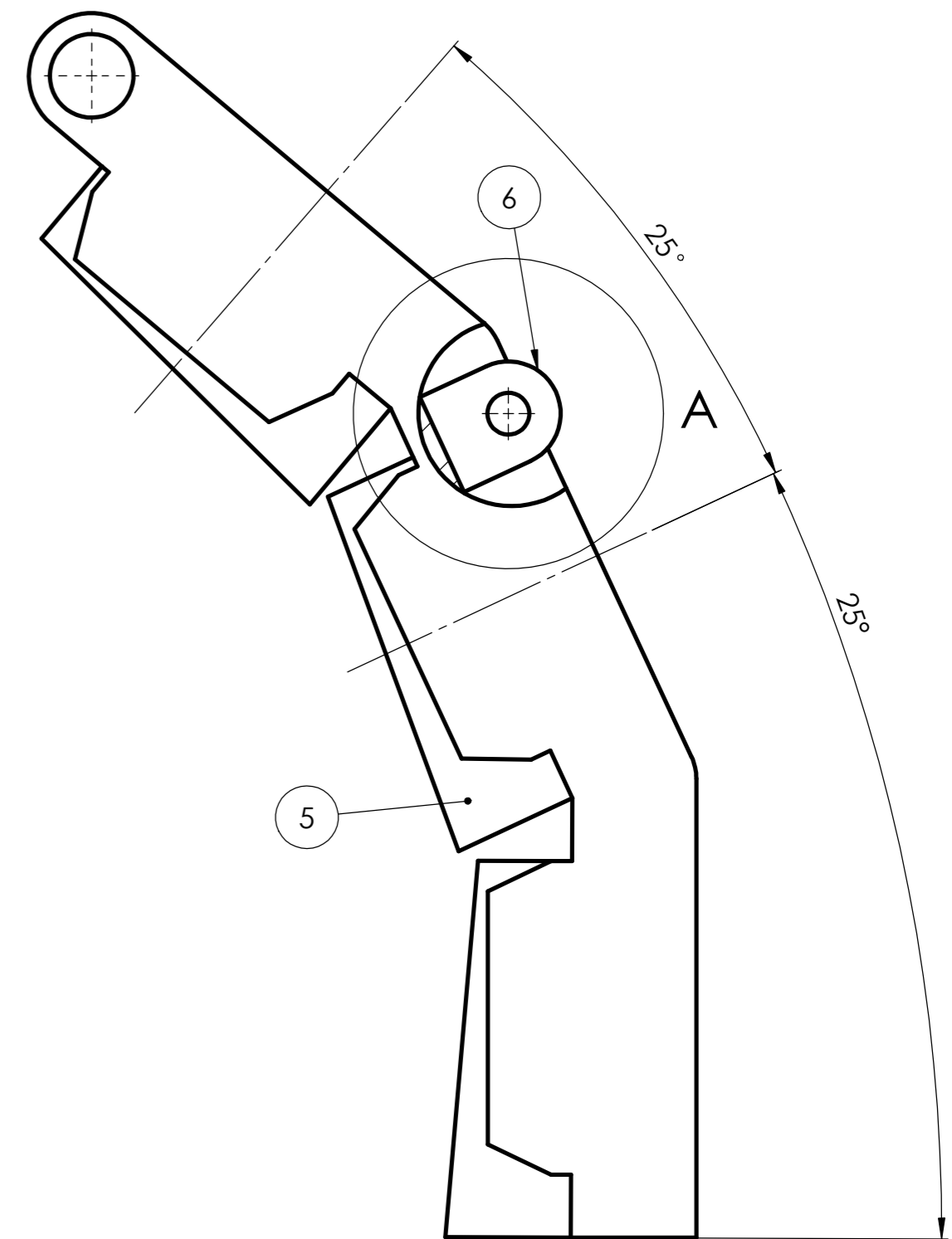
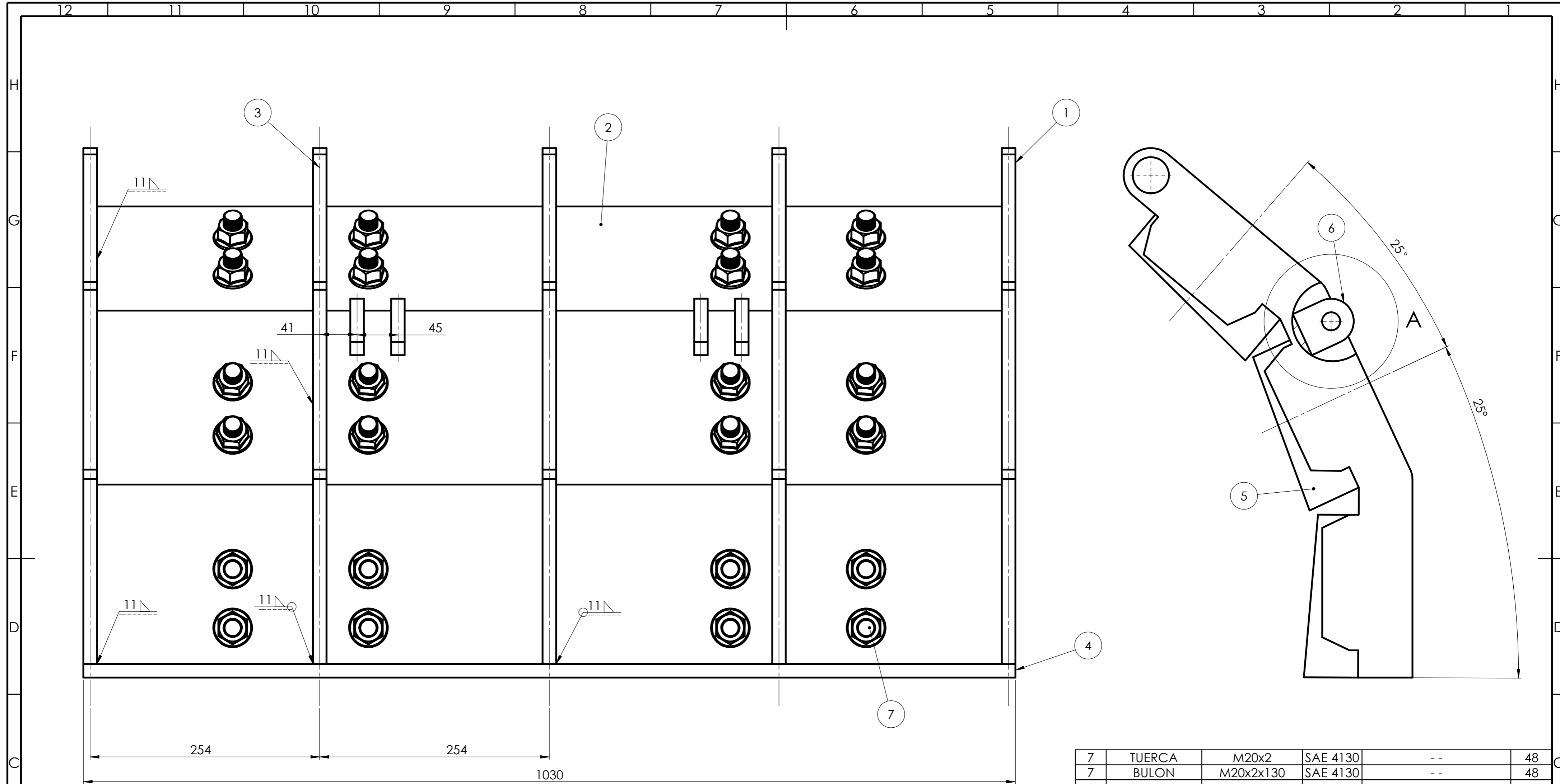
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
2	SUJECION RESORTE	CHAPA 20 mm	SAE 1010	--	4
1	CILINDRO A	--	SAE 1010	--	4

		Fecha	Nombre		
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó		Maguiña	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó				
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	CILINDRO A		PLANO: 21-PF-02-05-01-03-01	
Chafilanes no acotados 10x45°				INGENIERIA MECANICA	

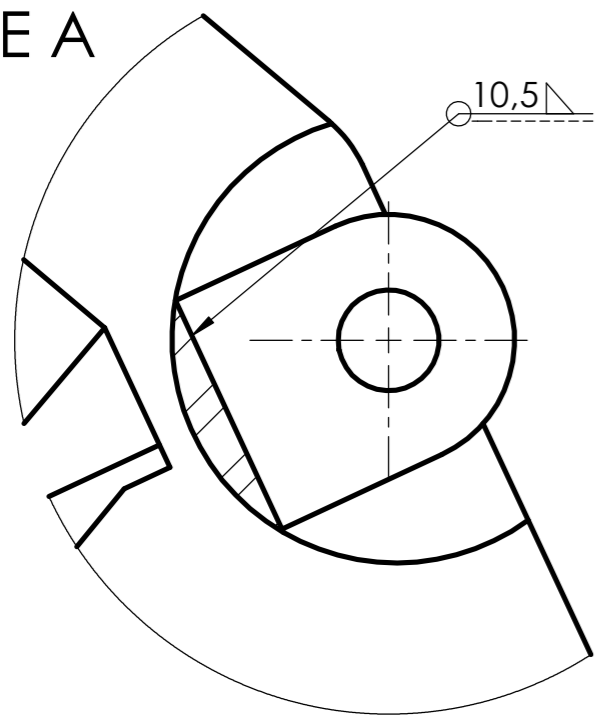




POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT
3	TAPA	CHAPA 10 mm	SAE 1010	--	4
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 10 mm Chaflanes no acotados 10x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
		Dibujó	Maguiña		
		Revisó			
		Aprobó			
	Escala 1:5	TAPA			PLANO: 21-PF-02-05-01-03-03
				INGENIERIA MECANICA	

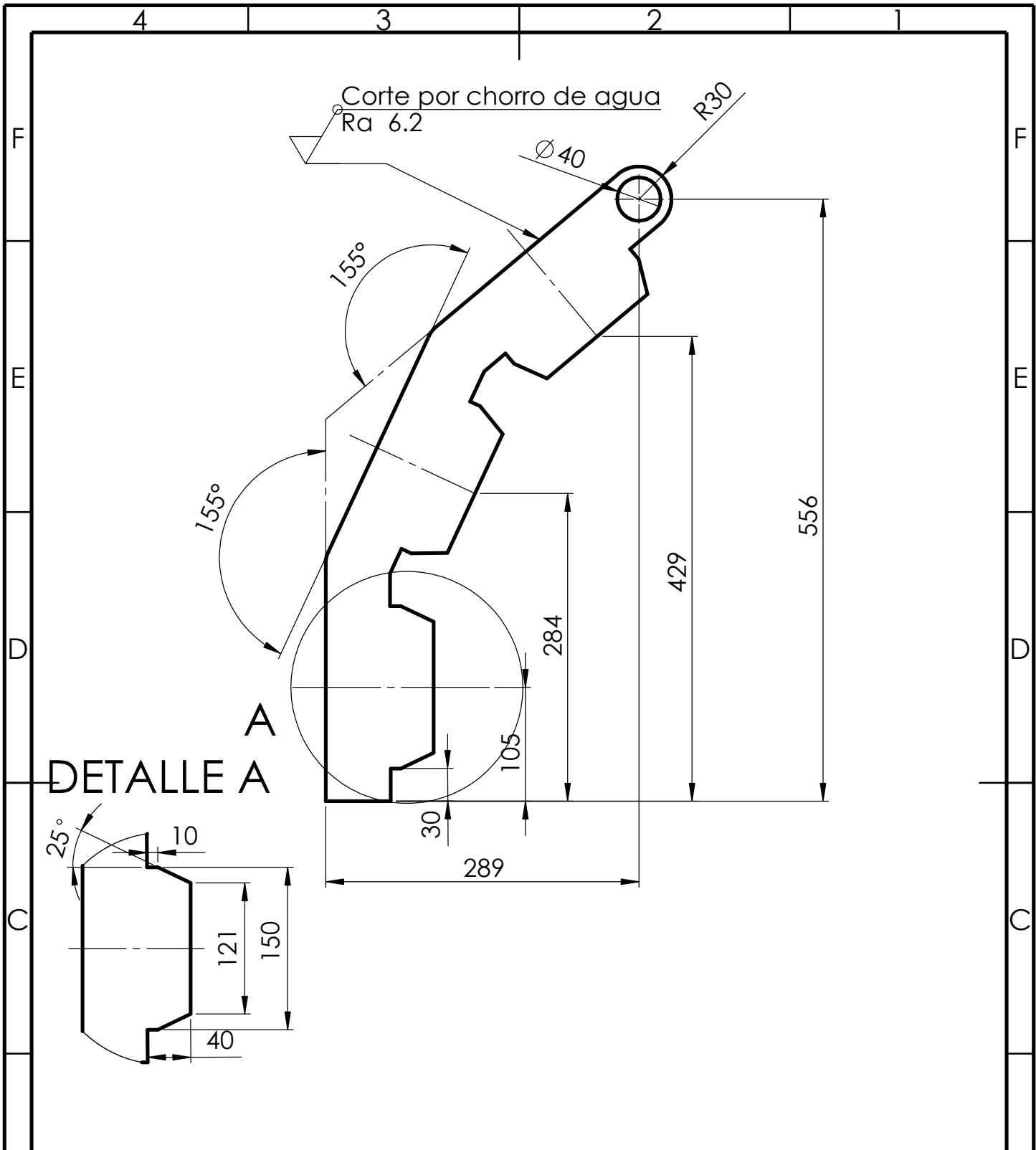


DETALLE A

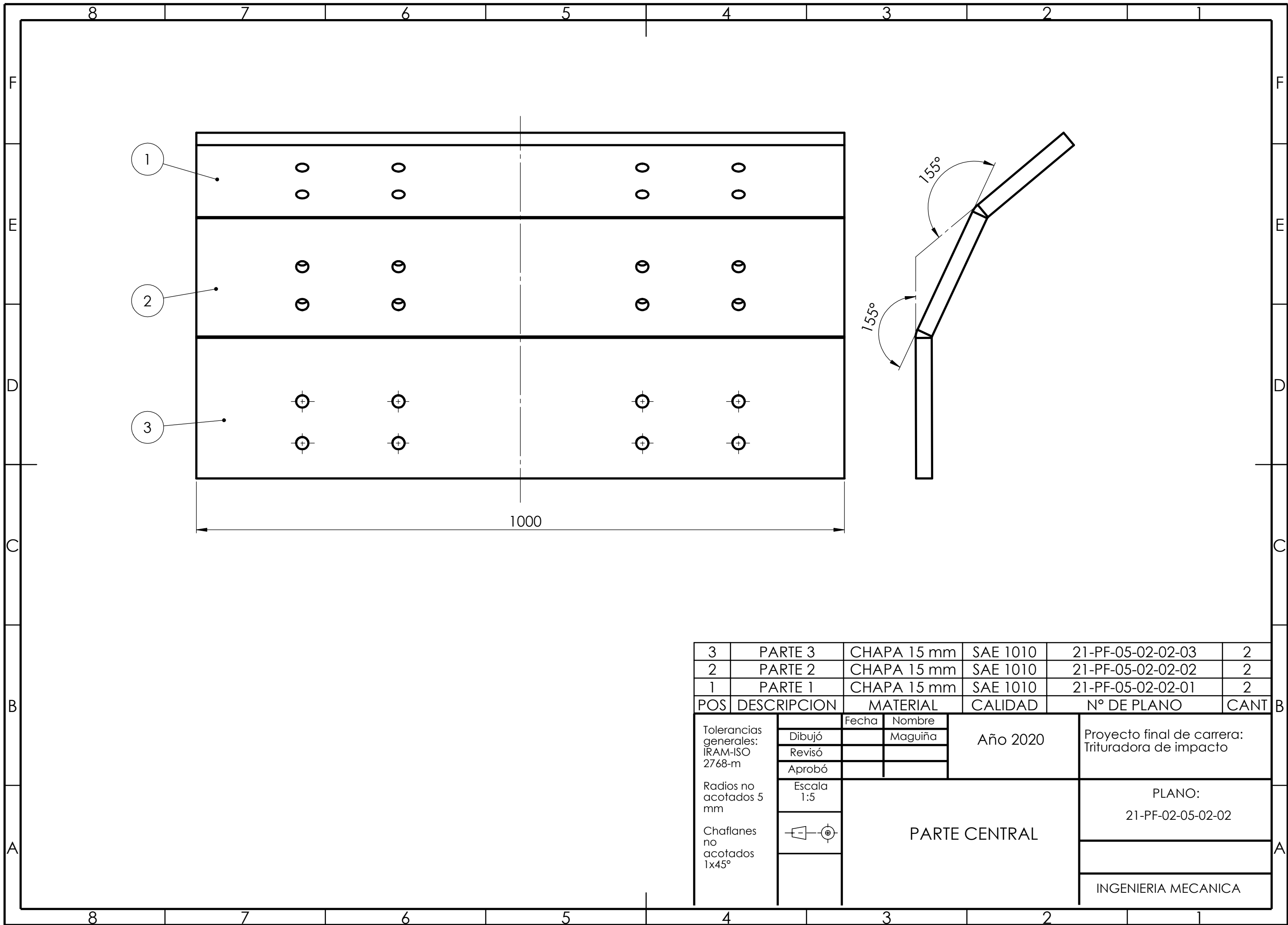


POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT
7	TUERCA	M20x2	SAE 4130	--	48
7	BULON	M20x2x130	SAE 4130	--	48
6	SUJECION	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-02-06	8
5	BARRA DE IMPACTO	CUADRADO FORJ 200x200	SAE 4130	21-PF-02-05-02-05	6
4	BASE	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-02-04	2
3	NERVIOS CENTRALES	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-02-03	6
2	PARTE CENTRAL	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-02-02	2
1	LATERALES	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-02-05-02-01	4

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Escala 1:5				
Radios no acotados 5 mm	PLACA DE IMPACTO		PLANO: 21-PF-02-05-02		
Chafilanes no acotados 1x45°			INGENIERIA MECANICA		



1	LATERALES	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	4
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACIONES	CANT
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 5 mm Chaflanes no acotados 1x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
		Dibujó	Maguiña		
		Revisó			
	Aprobó				
	Escala 1:5	LATERALES			PLANO: 21-PF-02-05-02-01
					INGENIERIA MECANICA

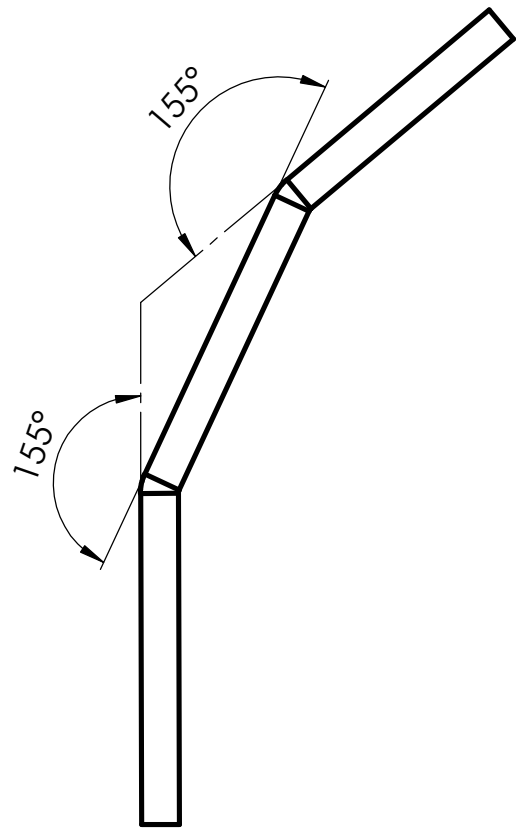


1

2

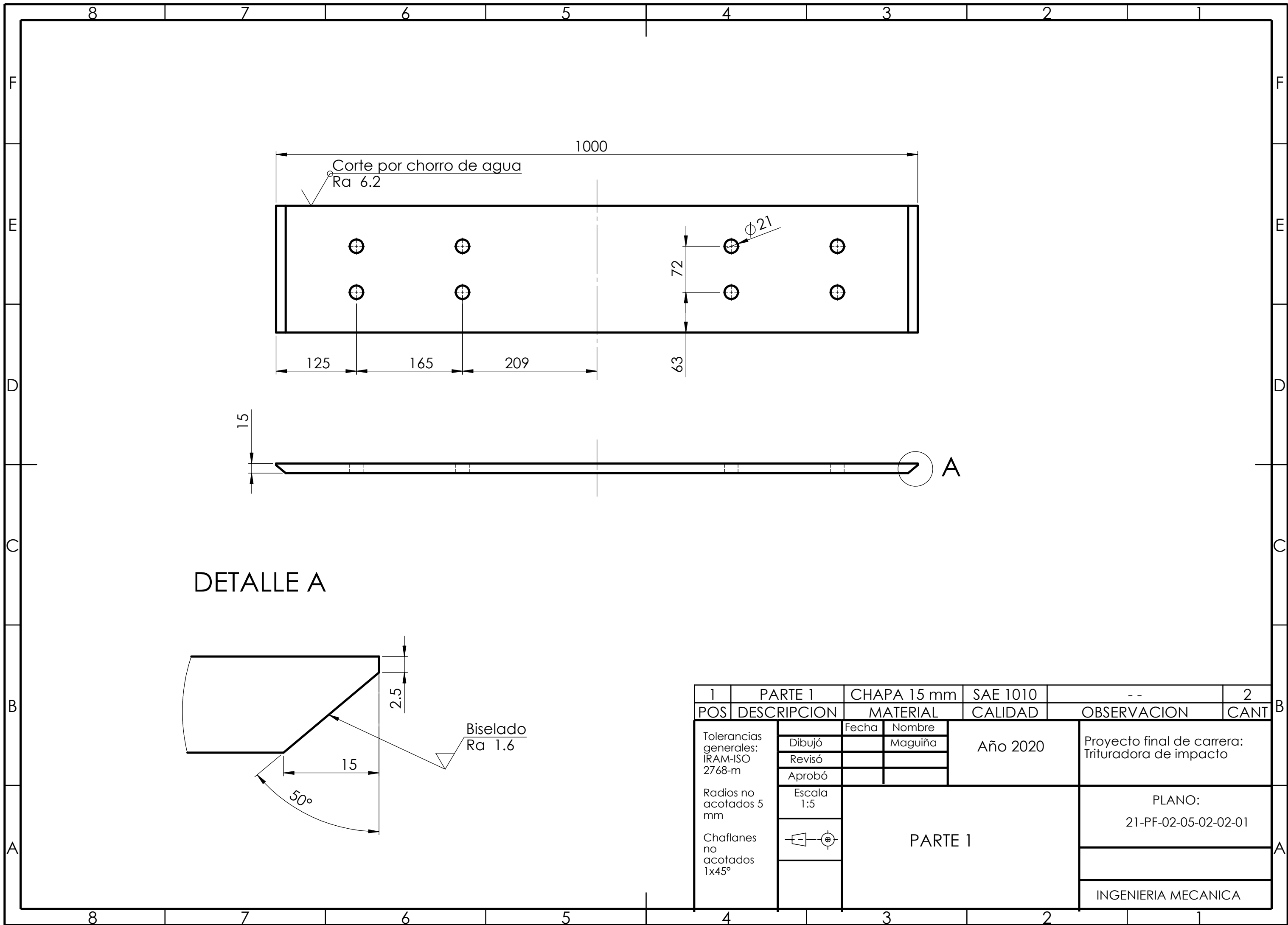
3

1000

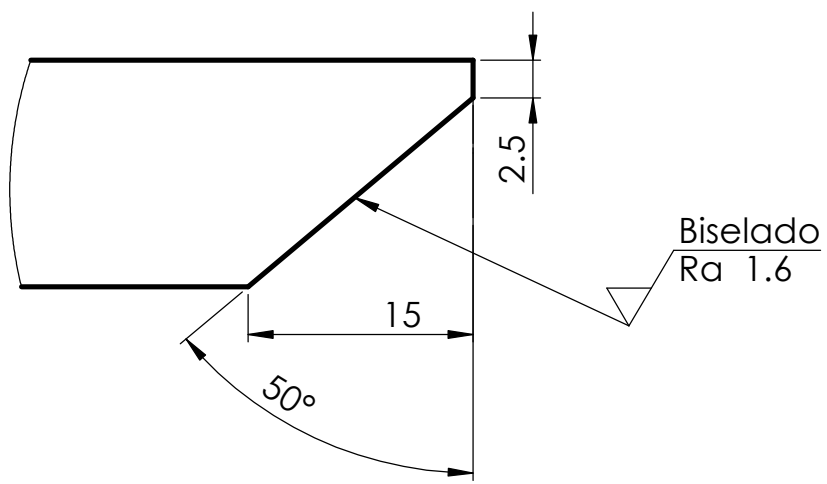


POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT
3	PARTE 3	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-05-02-02-03	2
2	PARTE 2	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-05-02-02-02	2
1	PARTE 1	CHAPA 15 mm	SAE 1010	21-PF-05-02-02-01	2

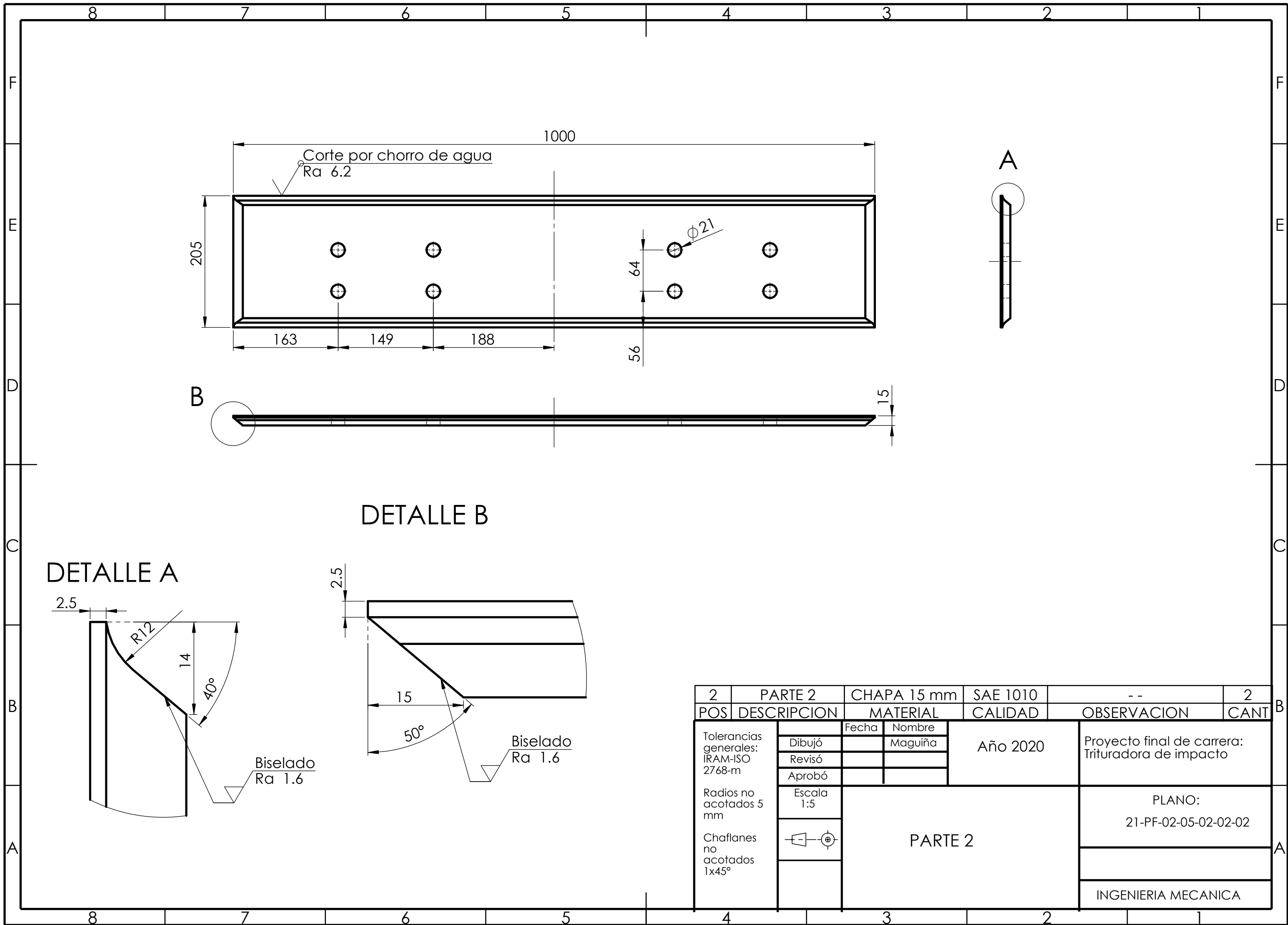
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
	Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	PARTE CENTRAL		PLANO: 21-PF-02-05-02-02
Chaflanes no acotados 1x45°		INGENIERIA MECANICA			



DETALLE A



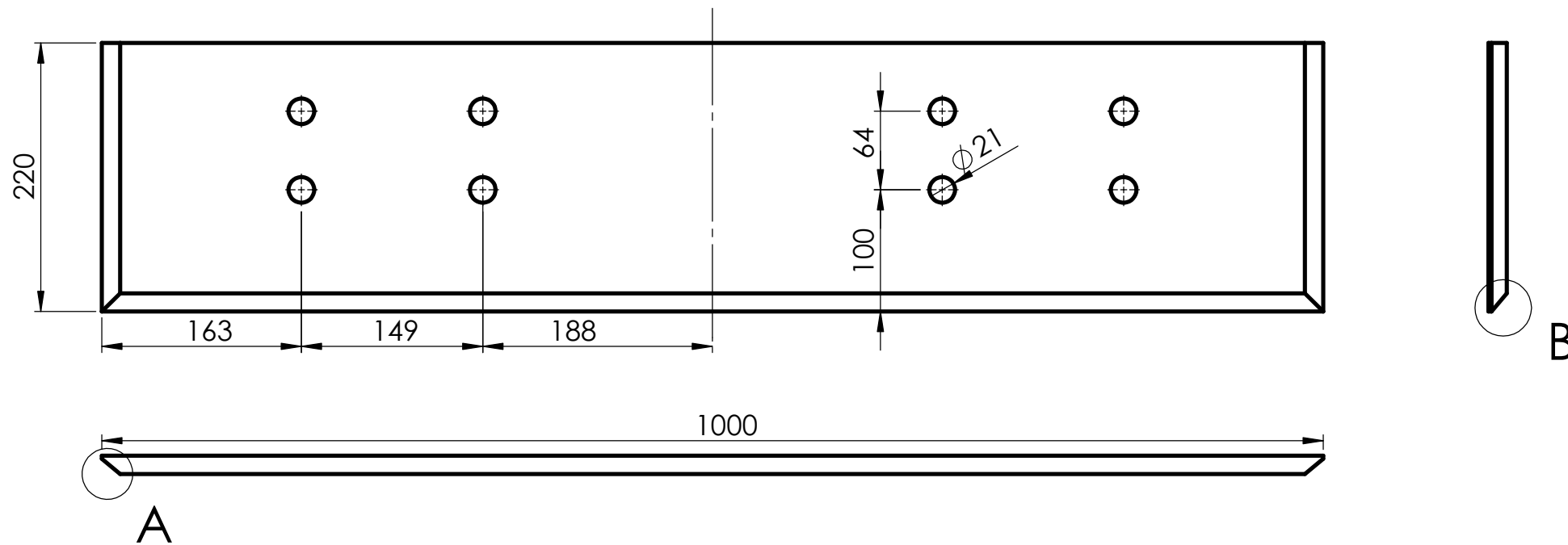
1	PARTE 1	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	PARTE 1		PLANO: 21-PF-02-05-02-02-01	
Chañanes no acotados 1x45°					
INGENIERIA MECANICA					



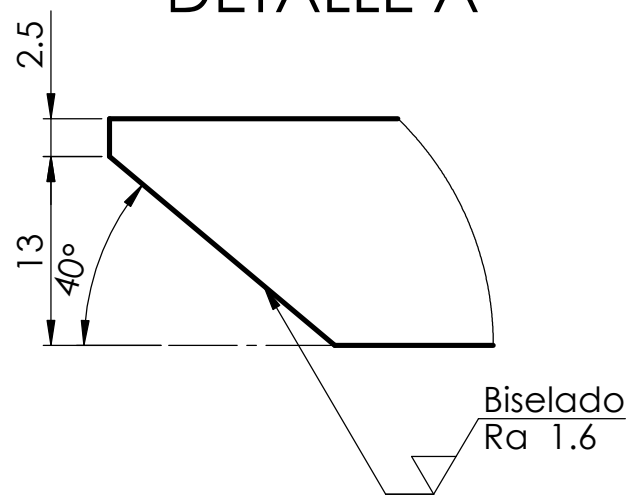
DETALLE B

DETALLE A

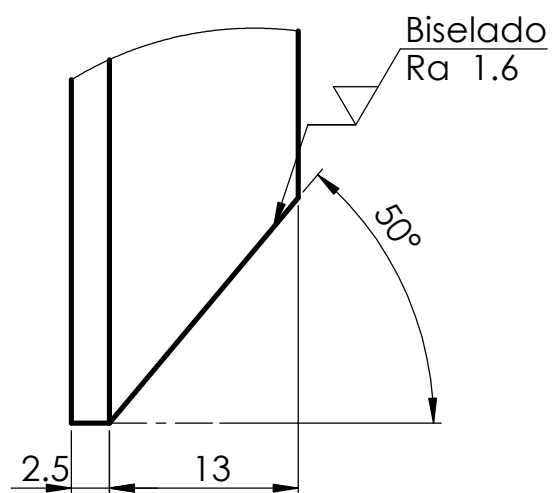
2	PARTE 2	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	PARTE 2			PLANO: 21-PF-02-05-02-02-02
Chafilanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	



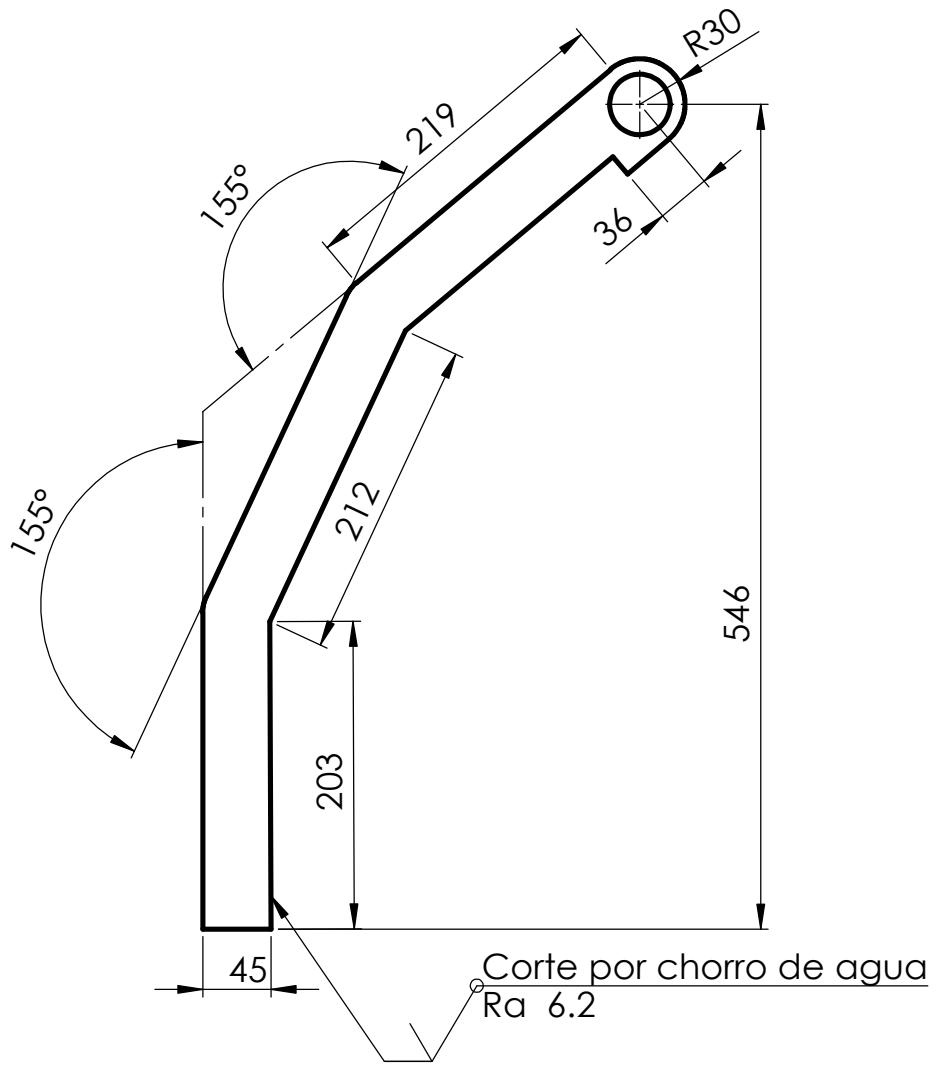
DETALLE A



DETALLE B

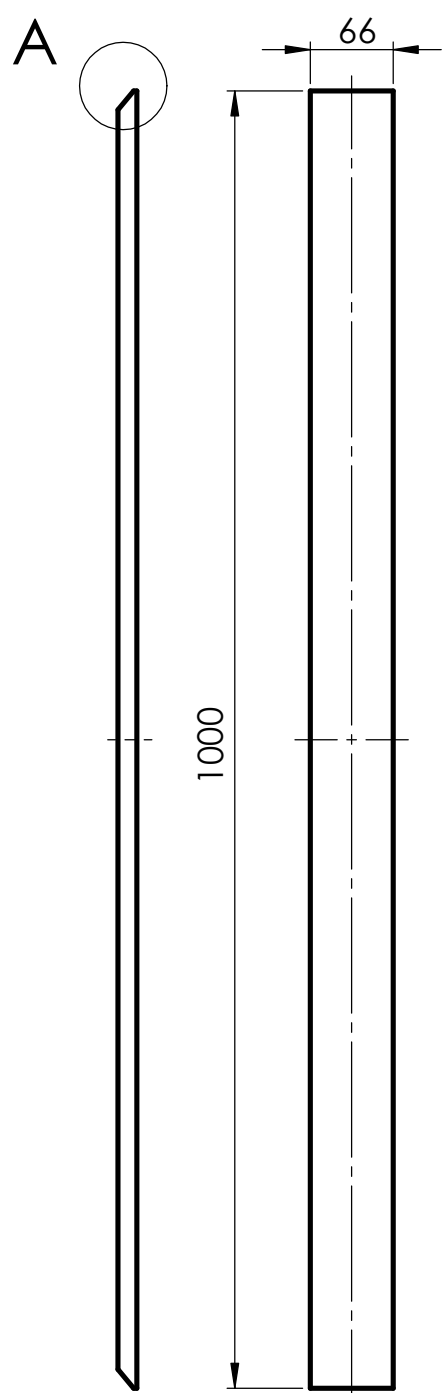


3	PARTE 3	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	PARTE 3		PLANO: 21-PF-02-05-02-02-03	
Chaflandes no acotados 1x45°					
INGENIERIA MECANICA					

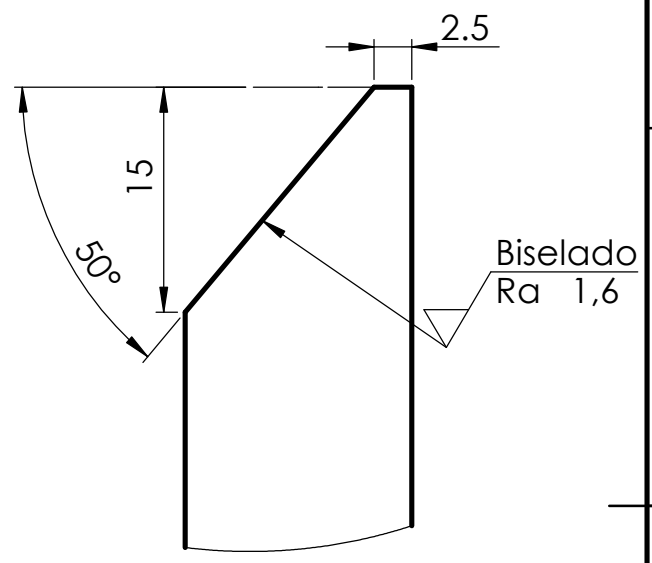


3	NERVIO CENTRAL	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	6
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACIONES	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	NERVIO CENTRAL			PLANO: 21-PF-02-05-02-03
	Chafilanes no acotados 1x45°				
				INGENIERIA MECANICA	

4 3 2 1

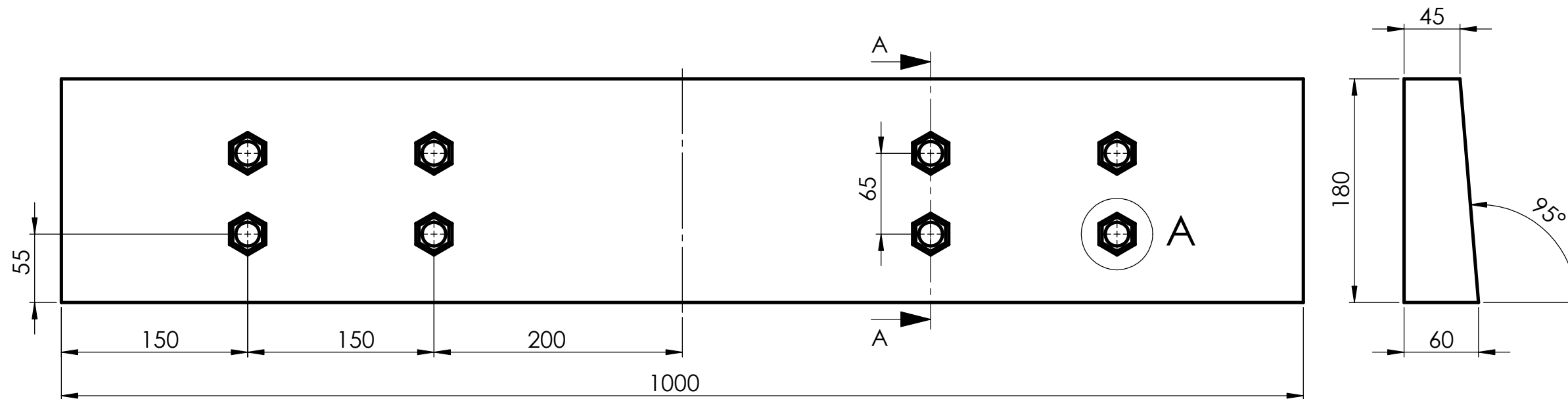


DETALLE A
SCALE 2 : 1



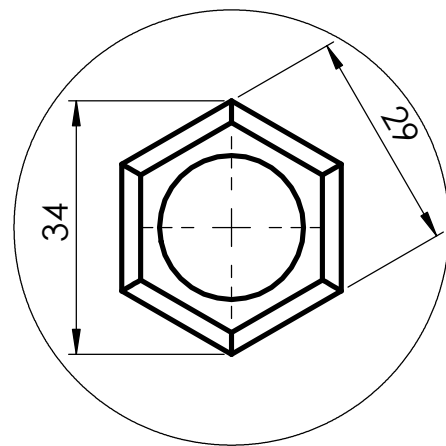
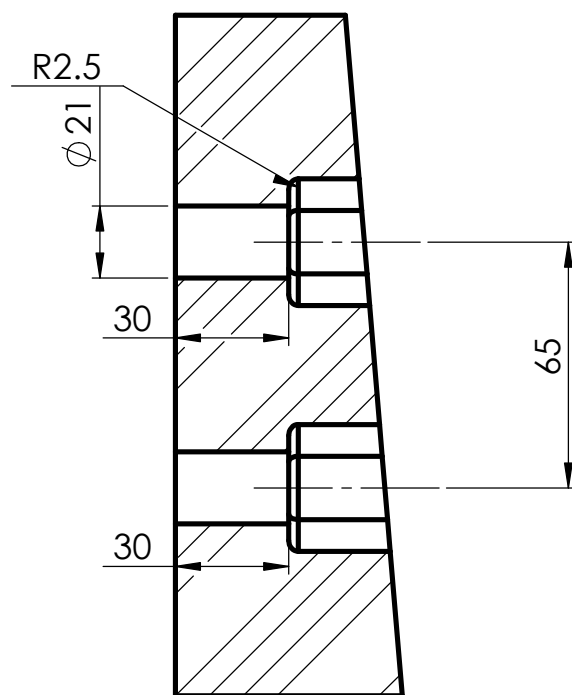
4	BASE	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 5 mm Chafilanes no acotados 1x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
		Dibujó	Maguiña		
		Revisó			
		Aprobó			
	Escala 1:5	BASE		PLANO:	21-PF-02-05-02-02-04
				INGENIERIA MECANICA	

4 3 2 1

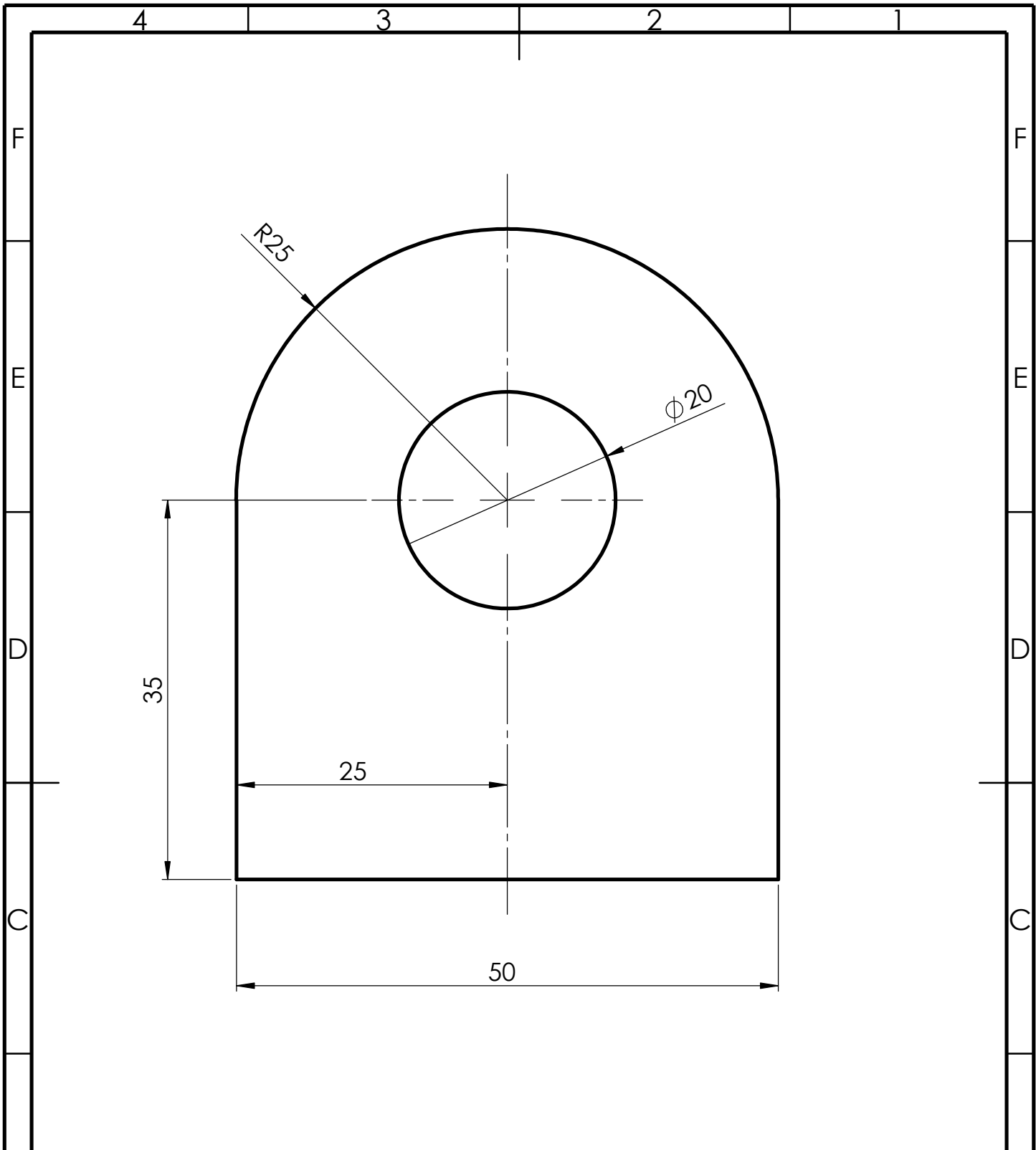


SECCION A-A
ESCALA 1:2

DETALLE A



5	BARRA DE IMPACTO	CUADRADO FORJ. 200x200	SAE 4130	--	6
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	BARRA DE IMPACTO			PLANO: 21-PF-02-05-02-02-05
Chafanes no acotados 1x45°					
				INGENIERIA MECANICA	



6	SUJECION	CHAPA 15 mm	SAE 1010	--	2	
B	POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Dibujó	Maguiña			
		Revisó				
		Aprobó				
A	Radios no acotados 5 mm	Escala 1:5	SUJECION		PLANO: 21-PF-02-05-02-02-06	
					INGENIERIA MECANICA	
A	Chafilanes no acotados 1x45°					

4 3 2 1

$\sqrt{Ra\ 1.6}$

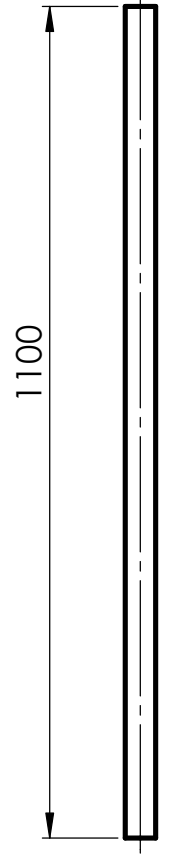
F

F

$\phi 40 \begin{matrix} +0.039 \\ 0.000 \end{matrix}$

E

E



D

D

C

C

B

B

A

A

4	EJE PASANTE	REDONDO $\phi 40$ mm	SAE 4130	--	2
---	-------------	----------------------	----------	----	---

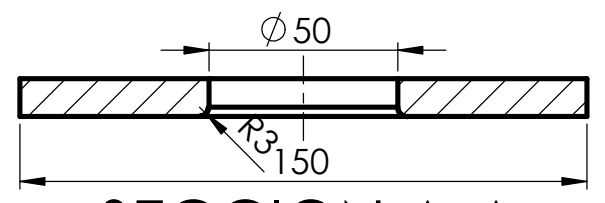
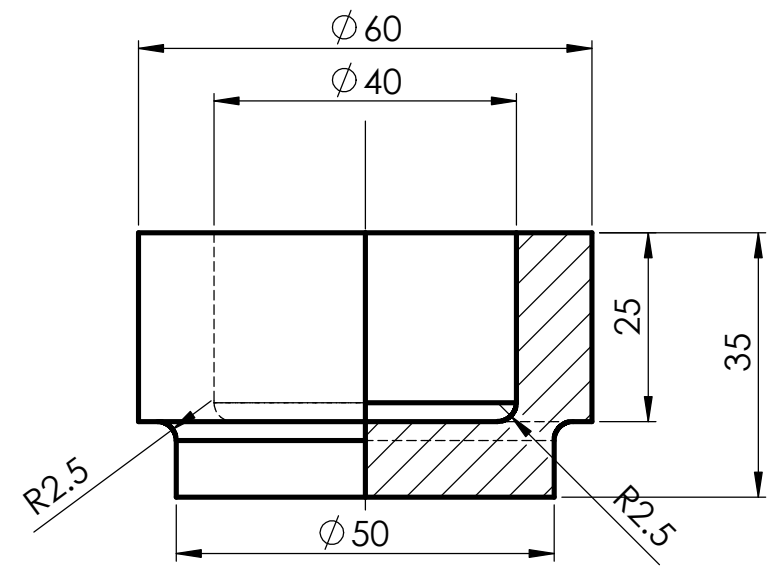
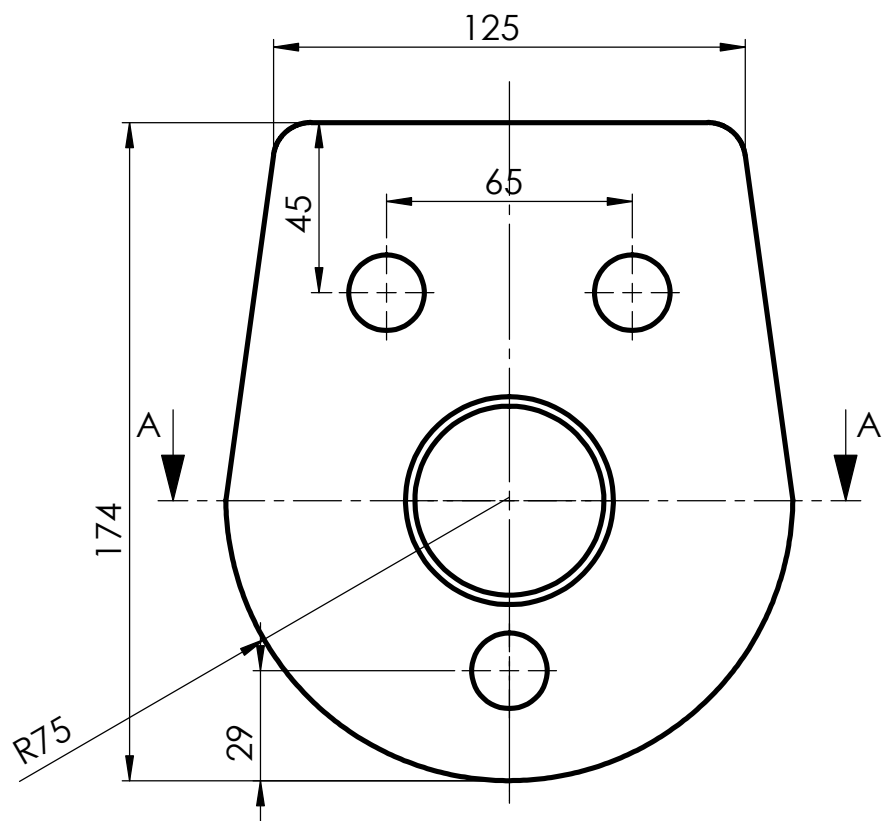
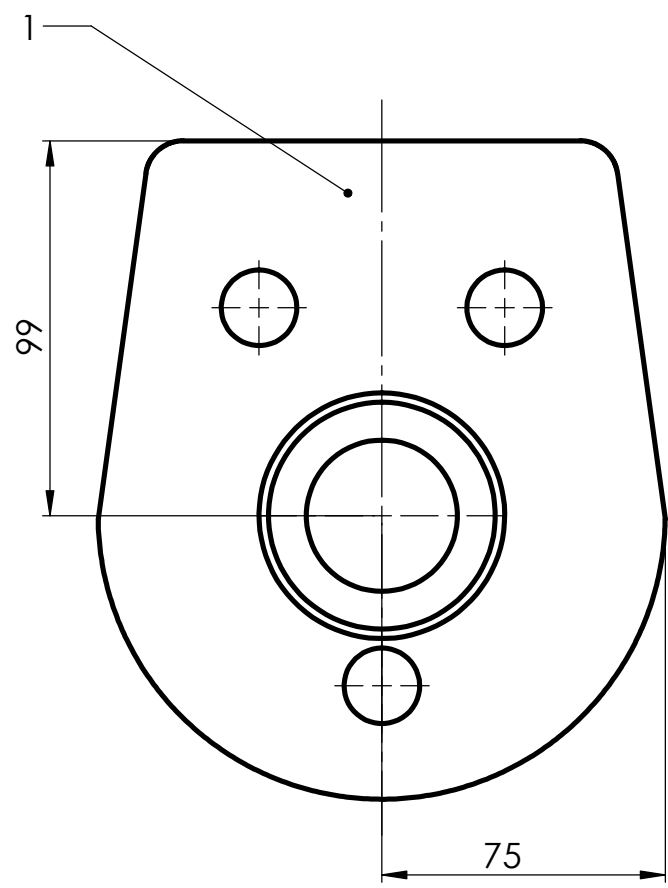
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
-----	-------------	----------	---------	-------------	-------

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Dibujó	Maguiña		
	Revisó			
	Aprobó			

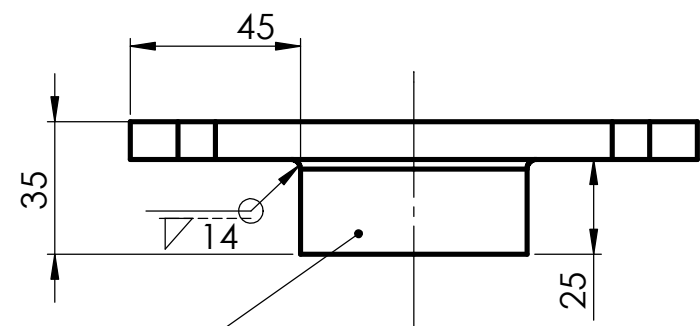
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:2	EJE PASANTE PARA PLACA DE IMPACTO	PLANO: 21-PF-02-05-03
-------------------------	------------	-----------------------------------	--------------------------

Chafilanes no acotados 1x45°		EJE PASANTE PARA PLACA DE IMPACTO	INGENIERIA MECANICA
------------------------------	--	-----------------------------------	---------------------

4 3 2 1

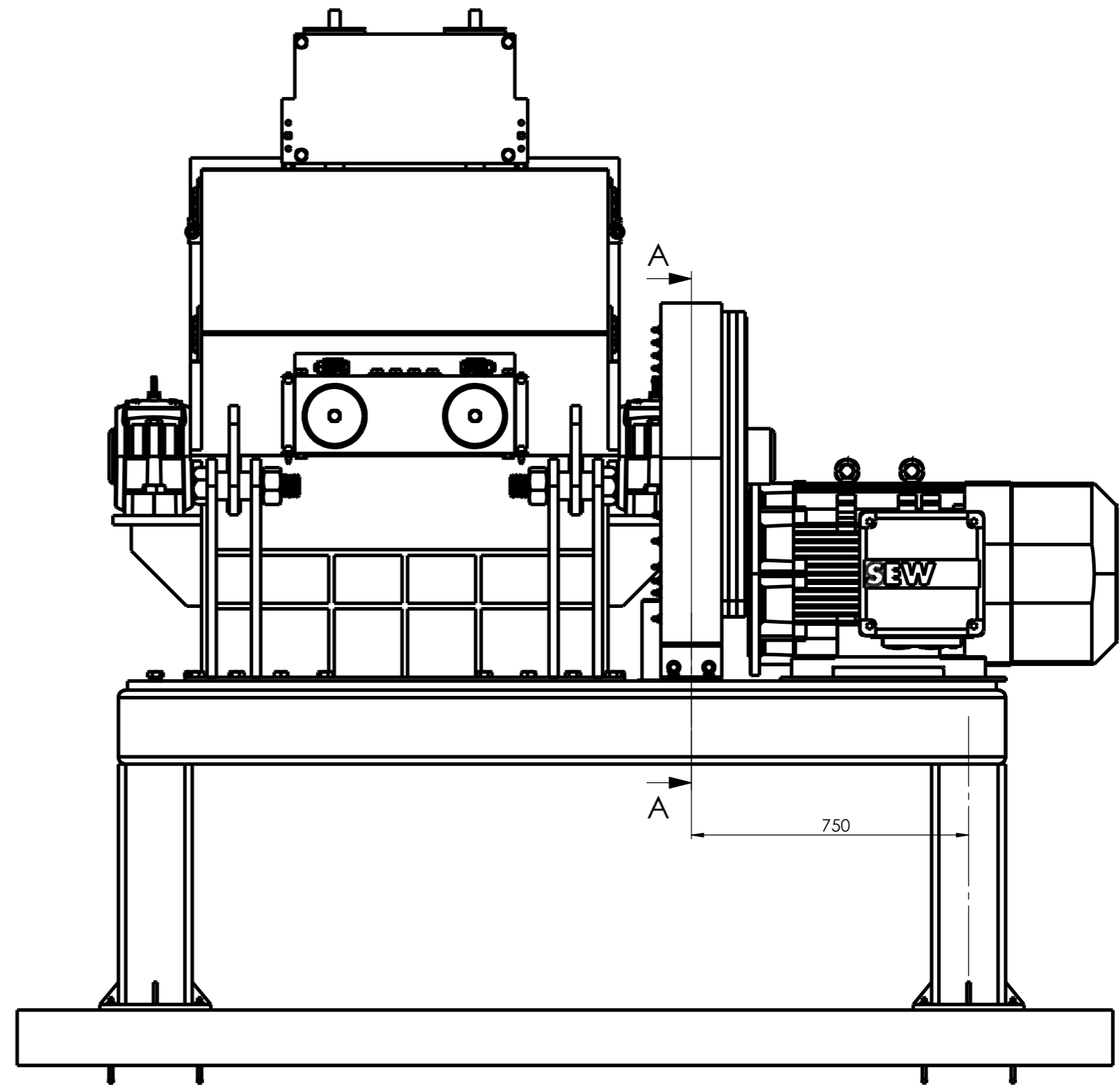
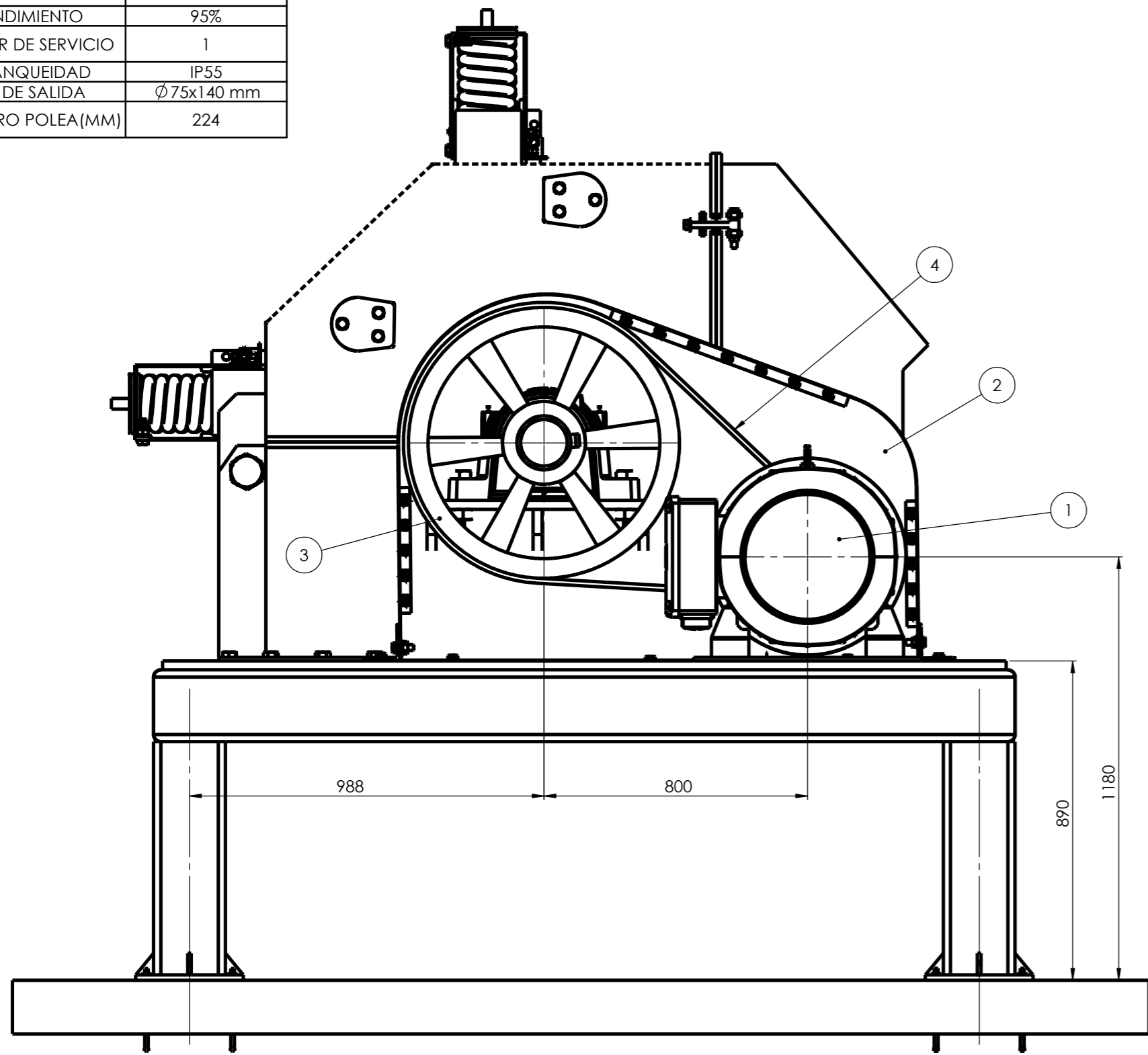


SECCION A-A

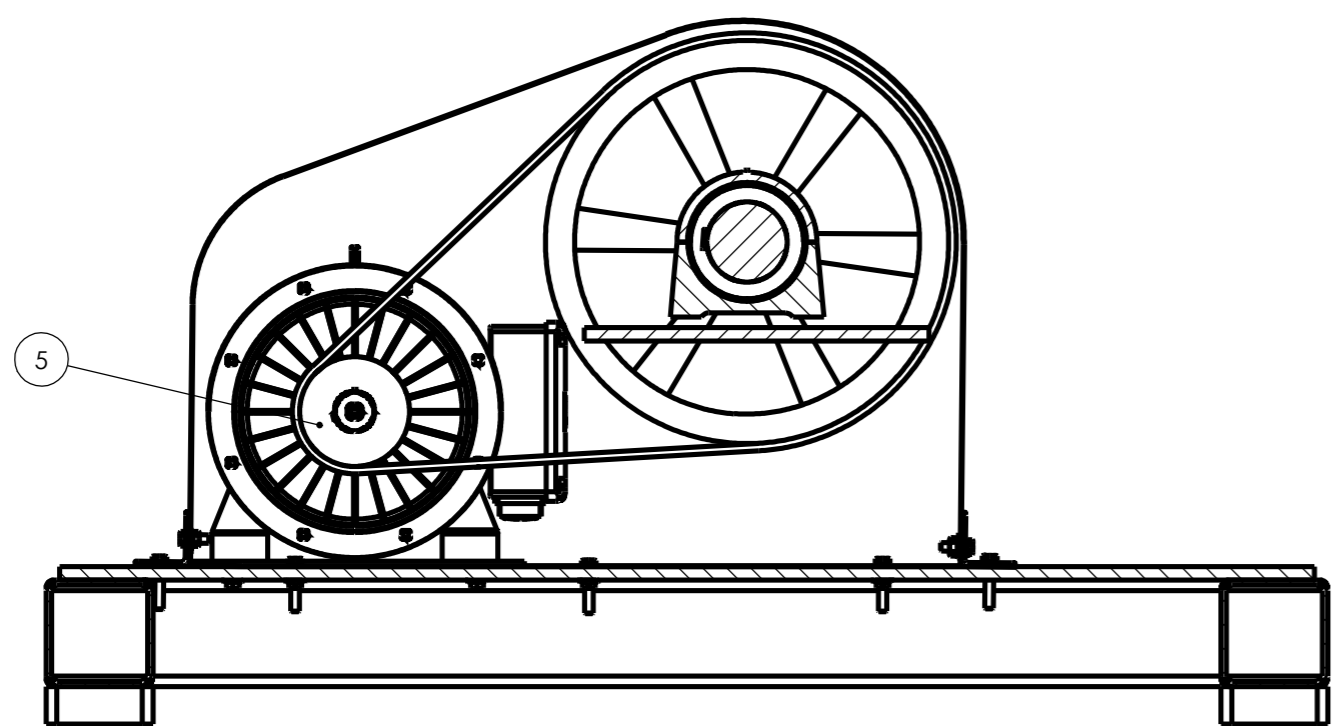


2	PARTE 2	REDONDO 60 mm	SAE 1010	--	4
1	PARTE 1	CHAPA 10 mm	SAE 1010	--	4
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 5 mm	Escala 1:2	BUJE PARA EJE PASANTE			PLANO: 21-PF-02-05-04
Chaflandes no acotados 1x45°					
					INGENIERIA MECANICA

ESPECIFICACION DEL MOTOR	
POSICION	1
MARCA	SEW-EURODRIVE
POTENCIA (Kw)	75
TENSION (V)	380/660
FRECUENCIA (Hz)	50
VELOCIDAD (RPM)	1482
CONTROL DE FRENO	BGE 1.5
RENDIMIENTO	95%
FACTOR DE SERVICIO	1
ESTANQUEIDAD	IP55
EJE DE SALIDA	Ø75x140 mm
DIAMETRO POLEA(MM)	224

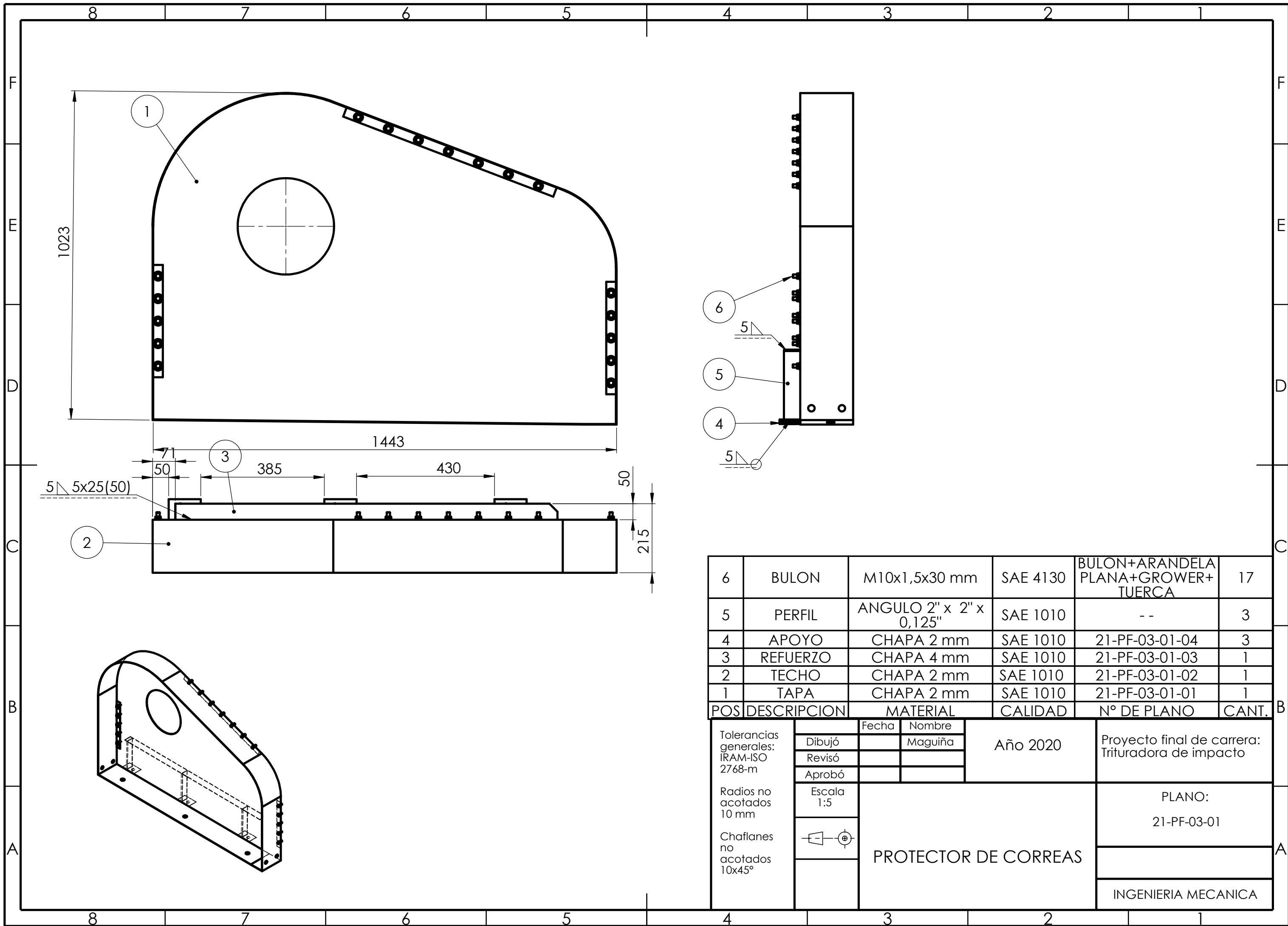


SECCION A-A



POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT.
5	POLEA CONDUCTORA	Ø e: Ø224 mm	ASTM25	21-PF-03-02	1
4	CORREA	GOODYEAR TIPO C	C120	--	11
3	VOLANTE DE INERCIA	Ø e: 830 mm	ASTM 25	--	1
2	PROTECTOR DE CORREAS	VARIOS	SAE 1010	21-PF-03-01	1
1	MOTOR ELECTRICO	VARIOS	--	--	1

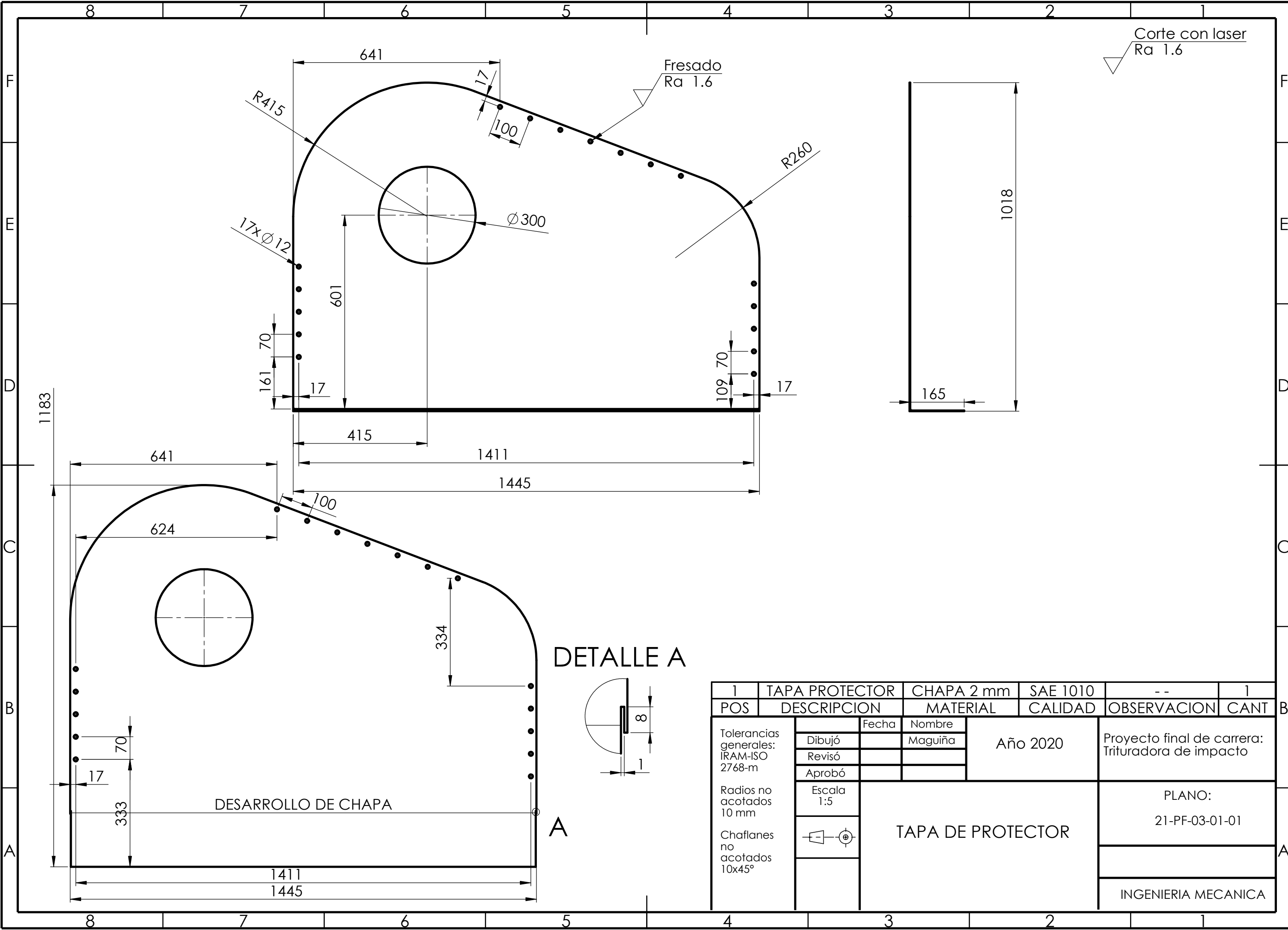
Tolerancias generales: IIRAH-ISO 2768-m		Fecha		Nombre		Año 2020		Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
Radios no acolados 10 mm		Dibujó		Magüña					
Chalfanes no acolados 10x45°		Revisó							
		Aprobó							
		Escala 1:5						PLANO: 21-PF-03	
		SISTEMA DE TRANSMISION						INGENIERIA MECANICA	



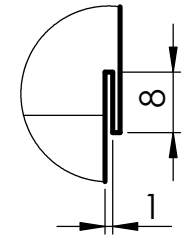
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	N° DE PLANO	CANT.
6	BULON	M10x1,5x30 mm	SAE 4130	BULON+ARANDELA PLANA+GROWER+TUERCA	17
5	PERFIL	ANGULO 2" x 2" x 0,125"	SAE 1010	--	3
4	APOYO	CHAPA 2 mm	SAE 1010	21-PF-03-01-04	3
3	REFUERZO	CHAPA 4 mm	SAE 1010	21-PF-03-01-03	1
2	TECHO	CHAPA 2 mm	SAE 1010	21-PF-03-01-02	1
1	TAPA	CHAPA 2 mm	SAE 1010	21-PF-03-01-01	1

Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	PROTECTOR DE CORREAS		PLANO: 21-PF-03-01	
Chafilanes no acotados 10x45°					
INGENIERIA MECANICA					

Corte con laser
Ra 1.6

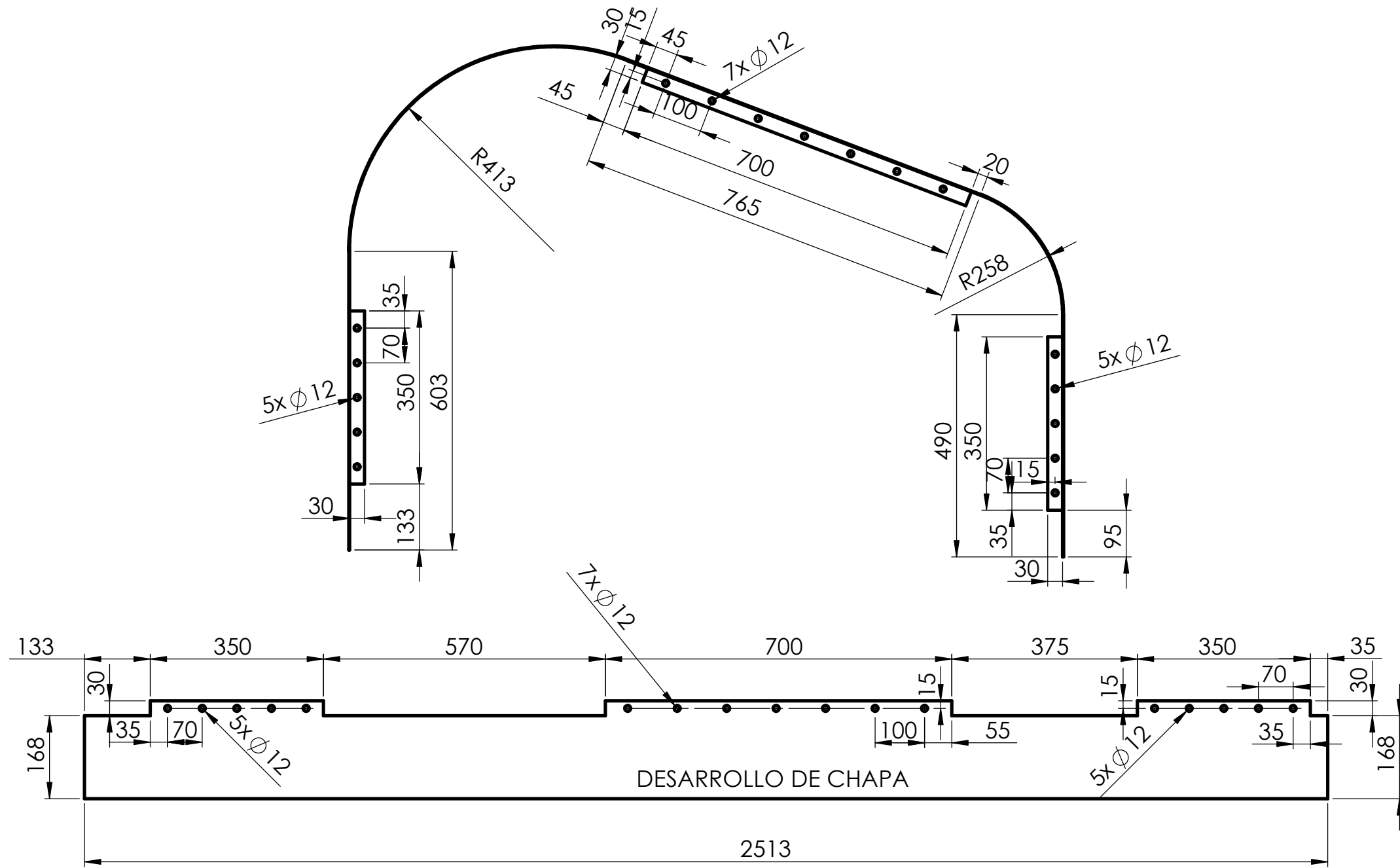


DETALLE A

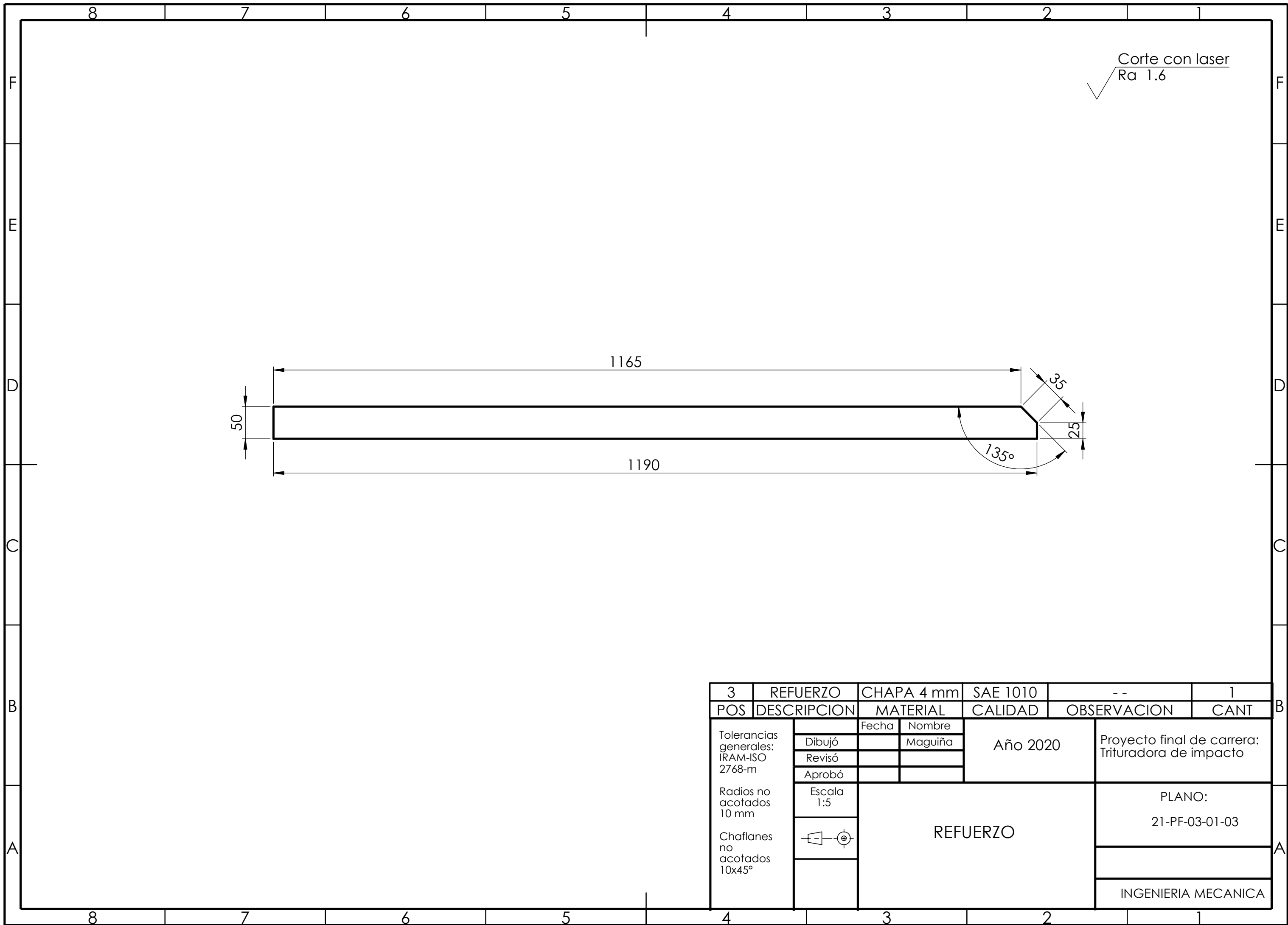


1	TAPA PROTECTOR	CHAPA 2 mm	SAE 1010	--	1
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Dibujó	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto
	Revisó		Maguiña		
	Aprobó				
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	TAPA DE PROTECTOR		PLANO: 21-PF-03-01-01	
Chaflanes no acotados 10x45°					
INGENIERIA MECANICA					

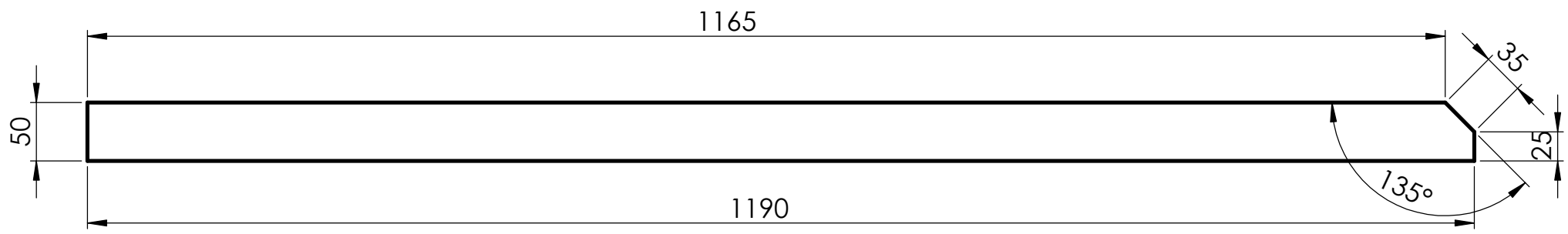
Corte con laser
Ra 1.6



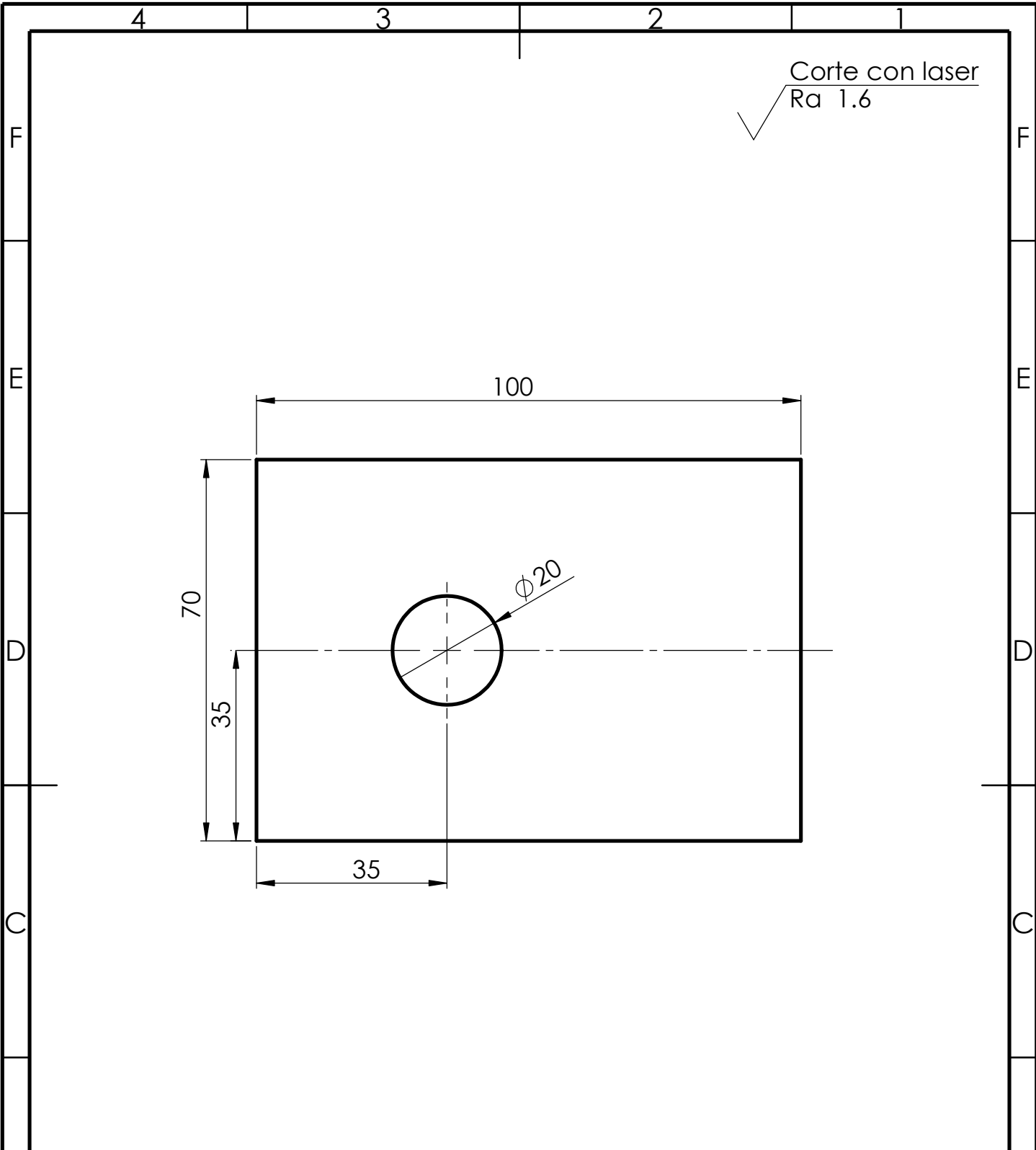
POS	DESCRIPCION	MATERIAL	SAE 1010 CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
2	TECHO	CHAPA 2 mm	SAE 1010	--	1
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	
Radios no acotados 10 mm		Dibujó	Maguiña		
Chaflandes no acotados 10x45°		Revisó			
		Aprobó		Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Escala 1:5	TECHO DE PROTECTOR		PLANO: 21-PF-03-01-02
				INGENIERIA MECANICA	



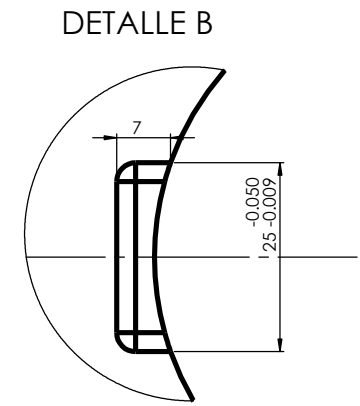
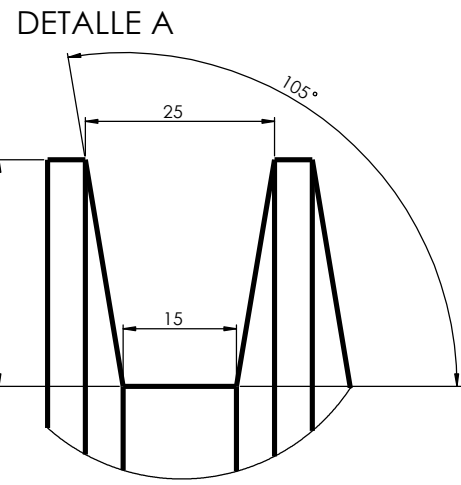
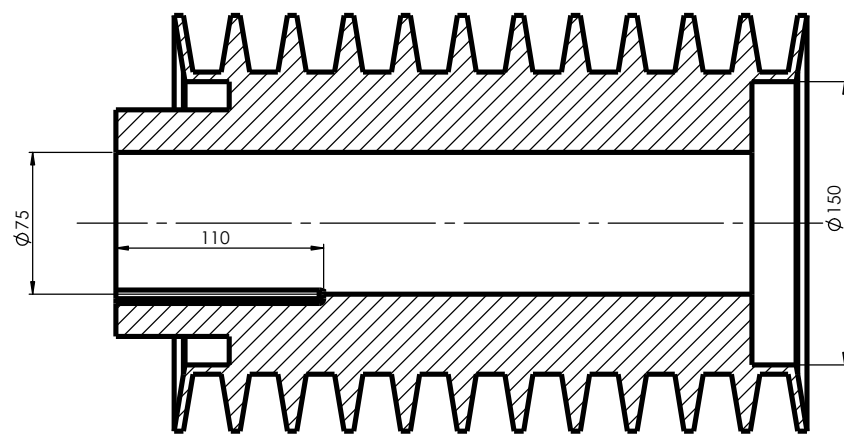
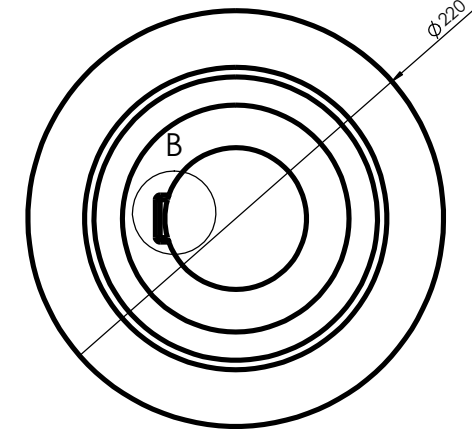
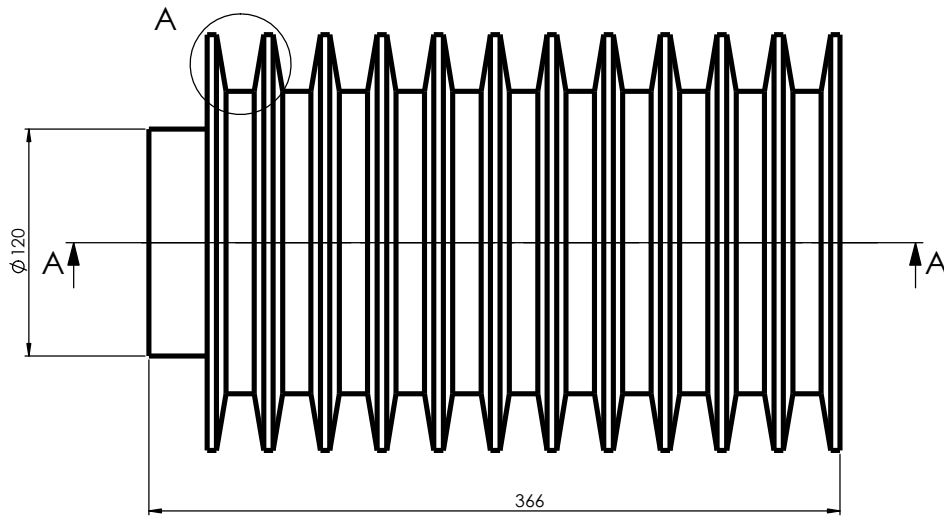
Corte con laser
Ra 1.6



3	REFUERZO	CHAPA 4 mm	SAE 1010	--	1	
POS	DESCRIPCION	MATERIAL		CALIDAD	OBSERVACION	CANT
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m		Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
	Dibujó		Maguiña			
	Revisó					
	Aprobó					
Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	REFUERZO			PLANO: 21-PF-03-01-03	
Chaflandes no acotados 10x45°						
					INGENIERIA MECANICA	



4	APOYO	CHAPA 4 mm	SAE 1010	--	3	
B	POS	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	OBSERVACION	CANT.
A	Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	
		Dibujó	Maguiña			
		Revisó				
		Aprobó				
A	Radios no acotados 10 mm	Escala 1:5	APOYO	PLANO: 21-PF-03-01-04		
	Chafilanes no acotados 10x45°			INGENIERIA MECANICA		
4		3	2	1		



SECCION A-A

5	POLEA CONDUCTORA	Øe: Ø 224 mm	ASTM25	21-PF-03-02	1
POS.	DESCRIPCION	MATERIAL	CALIDAD	Nº DE PLANO	CANT.
Tolerancias generales: IRAM-ISO 2768-m Radios no acotados 10 mm Chafilanes no acotados 10x45°	Fecha	Nombre	Año 2020	Proyecto final de carrera: Trituradora de impacto	PLANO: 21-PF-03-02
	Dibujó	Maguña			
	Revisó				
	Aprobó				
Escala 1:5	POLEA CONDUCTORA				
					INGENIERIA MECANICA

9 Bibliografía

<https://www.ecopen.com.ar/equipos-1/>

<https://www.multotec.com/en/rubcer-composite-wear-products>

<https://www.multotec.com/en/gallery/images/wear-solutions/wear-resistant-linings>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Escombro>

<http://www.residuosdeconstruccion.com/planta-de-gestion-de-residuos.php>

<https://www.youtube.com/watch?v=B3y3B4m5PBE>

https://www.hazemag.com/fileadmin/user_upload/hazemag/pdf/products/english/HAZE_MAG_HPI-H_ENG.pdf

<https://www.hazemag.com/es/productos/primaer-prallbrecher-hpi-h/>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Trituradora>

https://aulavirtual.fio.unam.edu.ar/pluginfile.php/17156/mod_resource/content/1/Manual%20de%20Correas%20en%20V7.pdf

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn129.html>

<https://www.vanel.com/compression.php?lang=spanish>