



**UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA PARA RESIDUOS  
ELECTRÓNICOS**

POR

**Chris Roberto Yáñez Adonis**

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para  
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:  
Dr. Emilio Dufeu D.

Julio 2023  
Concepción (Chile)

© 2023 Chris Roberto Yáñez Adonis

© 2023 Chris Roberto Yáñez Adonis

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o  
procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

## Agradecimientos

*Quiero comenzar en agradecer a todas las personas que estuvieron apoyándome en esta gran parte de mi vida, en particular a mis compañeros y grandes amigos de universidad, Vicente, Rodrigo y Sebastián, por todo su cariño y apoyo en las difíciles situaciones de la vida que me tocó experimentar.*

*Quiero mencionar a mi querida hermana menor Emilia, que me ha entregado la madurez para poder crecer como persona y, además, el poder esforzarme aún más, para así llegar a ser un buen modelo a seguir.*

*Y por último y más importante, agradecer infinitamente al apoyo de mi padre y madre, por darme la educación y el sostén para poder superar esta etapa de mi vida, no me bastará esta vida para poder entregar todo el afecto y apoyo que me dieron. Muchas gracias, Roberto y Carolina por ser mis padres...*

## Resumen

El reciclaje de los distintos tipos de residuos ha tomado considerablemente una gran importancia en estos últimos años. Donde uno de los mayores porcentajes de basura que se han generado en esta última década, ha sido los residuos eléctricos. Por ende, la capacidad de poder reciclar este material se ha vuelto una tarea fundamental para aliviar la contaminación que está sufriendo el planeta.

En el proceso de reciclaje, una etapa primordial es la trituración. Este proceso comienza con la operación de reducir el material recaudado para poder derivarlo a una etapa de molienda, y posteriormente, a una de separación de los componentes reciclables. En el presente proyecto se diseña un modelo de una máquina trituradora, ideada para una compañía que comience en este proceso, con el fin de aplicar el modelo diseñado en un sistema de continuo reciclaje de residuos eléctricos que contribuya al desarrollo sustentable del país.

En una primera etapa de investigación, se recopila información del material a triturar y de los diferentes tipos de trituración que existen, además, con el apoyo de un proyecto de ingeniería mecánica que se desarrolló con anterioridad a esta memoria, se define un prototipo inicial de trituración con los requerimientos necesarios para cumplir la operación del reciclaje. En dicho proyecto se reflejan dos etapas de reducción de material, una por accionamiento de mandíbulas móviles y la segunda por medio de cilindros dentados, donde estarán presentes diferentes componentes, de los cuales es necesario conocer las cargas a las que estarán sometidas. Para ello, se desarrolla una etapa experimental, con el fin de determinar la fuerza necesaria de trituración para los casos de flexión y corte. Se realizan múltiples ensayos destructivos con una máquina de flexión instron y una guillotina. Utilizando los valores obtenidos de los ensayos, se efectúa el diseño y cálculo detallado de los componentes del sistema, donde se dimensionan los diámetros de los ejes y el cálculo de los componentes asociados, para así diseñar el sistema completo utilizando el software Autodesk Inventor. Por último, se realiza un análisis económico de la máquina con el fin de conocer un valor estimativo de fabricación.

De la etapa experimental, para las fuerzas de trituración por medio de flexión y corte se obtuvo un resultado de 600 [N] y 8.339 [N], respectivamente. Del diseño, cálculo y análisis de la estructura del sistema de trituración, se reflejó un coeficiente de seguridad de 1,15, en la condición más crítica de operación, comprobando el óptimo funcionamiento del equipo. Por otro lado, se evidencian potencias de operación relativamente altas, donde la etapa de trituración por mandíbula opera a 11 [kW] y el sistema de cilindros dentados a una potencia aproximada de 15 [kW]. Tras el análisis económico, se obtiene un valor para la implementación de la máquina de \$9.105.175, de la cual se divide en \$5.209.611 para la etapa de trituración por mandíbula y \$3.895.564 para la de cilindros dentados.

Finalmente, realizar ensayos que incluyan la variable de velocidad de impacto, mejorará la precisión en los datos obtenidos para el caso de flexión. En el caso de los ensayos de corte, verificar que no ocurra una flexión del material cuando se produce el corte, con el fin de no tener un sobredimensionamiento considerable del sistema. Se concluye que el sistema de biela-manivela soporta las condiciones de trabajo. Se recomienda realizar una comparación con respecto a un eje excéntrico, con el fin de seleccionar el mejor sistema de accionamiento. En cuanto a las distintas etapas, se considera que la trituración de cilindros dentados es la mejor alternativa a la hora de reducir residuos electrónicos, debido a su mayor eficacia en el corte del material.

## Abstract

The recycling of different types of waste has become considerably more important in recent years. One of the highest percentages of waste generated in the last decade has been electrical waste. Therefore, the ability to recycle this material has become a fundamental task to alleviate the pollution that the planet is suffering.

In the recycling process, a fundamental step is shredding. This process begins with the operation of reducing the collected material to be able to derive it to a grinding stage, and later, to a separation stage of the recyclable components. In the present project, a model of a shredding machine is designed for a company that starts in the recycling world, to apply the designed model in a system of continuous recycling of electrical waste that contributes to the sustainable development of the country.

In a first stage of research, information is gathered on the material to be crushed and the different types of crushing that exist, in addition, with the support of a mechanical engineering project that was developed prior to this report, an initial crushing prototype is defined with the necessary requirements to fulfill the recycling operation. This project reflects two stages of material reduction, one driven by mobile jaws and the second by means of toothed cylinders, where different components will be present, of which it is necessary to know the loads to which they will be subjected. For this purpose, an experimental stage is developed, in order to determine the necessary crushing force for the bending and shearing cases. Multiple destructive tests are carried out with an instron bending machine and a guillotine. Using the values obtained from the tests, the detailed design and calculation of the system components is carried out, where the shaft diameters and the calculation of the associated components are dimensioned, in order to design the complete system using Autodesk Inventor software. Finally, an economic analysis of the machine is performed in order to know an estimated manufacturing value.

From the experimental stage, for the crushing forces by bending and shearing, a result of 600 [N] and 8,339 [N], respectively, was obtained. From the design, calculation, and analysis of the structure of the crushing system, a safety coefficient of 1.15 was reflected, in the most critical operating condition, proving the optimum operation of the equipment. On the other hand, relatively high operating powers are evidenced, where the jaw crushing stage operates at 11 [kW] and the toothed cylinder system at an approximate power of 15 [kW]. After the economic analysis, a value for the implementation of the machine of \$9,105,175 is obtained, which is divided into \$5,209,611 for the jaw crushing stage and \$3,895,564 for the toothed roll stage.

Finally, performing tests that include the impact velocity variable will improve the accuracy of the data obtained for the bending case. In the case of shear tests, verify that no bending of the material occurs when shearing occurs, in order not to have a considerable oversizing of the system. It is concluded that the connecting rod-crank system withstands the working conditions. It is recommended to make a comparison with respect to an eccentric shaft, to select the best drive system. Regarding the different stages, it is considered that the toothed roll shredding is the best alternative when it comes to reducing electronic waste, due to its higher efficiency in cutting the material.

## Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	iii
Lista de Tablas .....	vi
Lista de Figuras .....	vii
Glosario .....	x
CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Presentación del problema.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivos generales .....	2
1.2.2 Objetivos específicos .....	2
1.3 Metodología de trabajo.....	2
1.4 Condición de diseño del proceso de trituración.....	3
CAPÍTULO 2: Marco teórico .....	4
2.1 Formas de trituración.....	4
2.2 Etapas de trituración .....	5
2.3 Tipos de materiales a triturar .....	6
2.3.1 Plástico (Policarbonato PC) .....	6
2.3.2 Cobre.....	7
2.3.3 Fibra de vidrio.....	7
2.4 Modelo conceptual de la máquina de trituración.....	8
2.5 Ensayos de flexión a las placas base de <i>notebooks</i> . .....	9
2.6 Ensayos de corte a placas base de <i>notebooks</i> .....	13
CAPÍTULO 3: Trituración por mandíbulas .....	16
3.1 Parámetros iniciales.....	16
3.2 Dimensiones generales para el sistema de trituración de mandíbulas (TM).....	16
3.2.1 Dimensiones de la placa de trituración .....	16
3.2.1.1 Ancho de la boca (A).....	16
3.2.1.2 Longitud de la boca (L <sub>B</sub> ).....	16
3.3 Sistema de accionamiento de mandíbula.....	18
3.4 Cálculo de la potencia requerida para la trituración ( <b>Pr</b> ). .....	18
3.5 Selección de motor. ....	19
3.6 Cálculos de fuerzas que actúan en la TM. ....	20
3.6.1 Cálculo del diámetro del eje pivote para placa móvil de trituración. ....	22
3.6.2 Cálculo del diámetro del eje superior. ....	25

3.6.3 Selección de rodamientos. ....	27
3.6.4 Cálculo de polea.....	27
3.6.4.1 Sección de la correa.....	27
3.6.4.2 Cálculo del diámetro de la polea menor.....	28
3.6.4.3 Longitud de correa.....	28
3.6.4.4 Ángulo de contacto de la polea.....	28
3.6.4.5 Verificación de la velocidad.....	29
3.6.4.6 Factores de corrección.....	29
3.6.4.7 Cálculo de potencia a transmitir para una correa.....	29
3.6.4.8 Cálculo de fuerzas generadas en correas.....	30
3.6.5 Cálculo de biela-manivela.....	31
3.6.5.1 Análisis de fuerzas en la manivela.....	31
3.6.5.2 Análisis de fuerzas en la biela.....	33
3.6.6 Cálculo de chavetas para trituración por mandíbula.....	33
CAPÍTULO 4: Trituración por cilindros dentados.....	35
4.1 Parámetros iniciales.....	35
4.2 Dimensiones generales para el sistema de trituración de cilindros dentados.....	35
4.3 Calculo de los ejes para el sistema de trituración por cilindros dentados.....	36
4.4 Calculo de engranajes rectos para la transmisión de la potencia.....	39
4.4 Acoplamiento entre eje de cilindros dentados y reductor.....	41
4.5 Selección de motor eléctrico y reductor de velocidades.....	42
4.6 Calculo de chavetas para etapa de cilindros dentados.....	42
CAPÍTULO 5: Uniones, producción, armazón del equipo de trituración y presupuesto.....	43
5.1 Uniones para trituradora de residuos electrónicos.....	43
5.1.1 Uniones por elementos roscados.....	43
5.1.1.1 Calculo por aplastamiento.....	43
5.1.1.2 Calculo por corte.....	43
5.1.1.3 Calculo por Tracción.....	44
5.1.2 Uniones por soldadura.....	45
5.2 Capacidad de producción.....	45
5.3 Análisis de la estructura de la máquina de trituración.....	46
5.4 Presupuesto final del proyecto.....	48
Capítulo 6: Conclusiones.....	52
6.1 Conclusiones.....	52

6.2 Perspectivas ..... 53

Referencias ..... 54

Anexos ..... 57

    Anexo 1: Figuras complementarias. .... 57

    Anexo 2: Planos. .... 80

## Lista de Tablas

<b>Tabla 1.</b> Propiedades mecánicas del policarbonato. [11] .....	7
<b>Tabla 2.</b> Propiedades mecánicas del cobre.[12] .....	7
<b>Tabla 3.</b> Propiedades mecánicas de la fibra de vidrio.[13] .....	8
<b>Tabla 4.</b> Valores máximos de cada ensayo de flexión. ....	13
<b>Tabla 5.</b> Valores para cada ensayo corte realizado. ....	15
<b>Tabla 6.</b> Distancias y Fuerzas involucradas en la plaza de trituración para los diferentes casos. ....	22
<b>Tabla 7.</b> Fuerzas involucradas en el eje inferior.....	23
<b>Tabla 8.</b> Reacciones en el eje de pivote de la placa de mandíbula móvil en puntos de interés.....	23
<b>Tabla 9.</b> Diámetro mínimo para el cambio de sección. ....	24
<b>Tabla 10.</b> Geometría para las distintas chavetas de la trituración por mandíbulas. ....	34
<b>Tabla 11.</b> Datos relevantes para la transmisión por engranajes. ....	38
<b>Tabla 12.</b> Valores respectivos para el eje del sistema de trituración por cilindros dentados. ....	38
<b>Tabla 13.</b> Diámetro mínimo para el eje de cilindros dentados.....	39
<b>Tabla 14.</b> Datos para el cálculo de engranajes rectos.....	39
<b>Tabla 15.</b> Datos para el cálculo de engranajes rectos para el esfuerzo por flexión y por picadura...	40
<b>Tabla 16.</b> Valores de $K_v$ y $K_m$ con sus respectivas formulas. ....	41
<b>Tabla 17.</b> Datos para el cálculo de engranajes rectos para el esfuerzo por flexión y por picadura...	41
<b>Tabla 18.</b> Geometría para las distintas chavetas de la trituración por cilindros dentados.....	42
<b>Tabla 19.</b> Datos para el cálculo de $kb$ . ....	44
<b>Tabla 20.</b> Datos para el cálculo de $kb$ . ....	45
<b>Tabla 21.</b> Datos de cada perno utilizado. ....	45
<b>Tabla 22.</b> Presupuesto de materiales para etapa de trituración por mandíbulas.....	49
<b>Tabla 23.</b> Presupuesto de materiales para etapa de trituración por cilindros dentados. ....	50
<b>Tabla 24.</b> Presupuesto de la estructura y sus elementos asociados. ....	50
<b>Tabla 25.</b> Presupuesto de mano de obra por día.....	51

## Lista de Figuras

Figura 2.1: Métodos para la reducción del material. [7].	4
Figura 2.2: Esquema de la reducción de tamaño. [7].	5
Figura 2.3: Los materiales más usados en la construcción de celulares. [8].	6
Figura 2.4: Diseño conceptual de máquina de trituración. [14].	9
Figura 2.5: Esquema de ensayo de flexión para las placas de notebooks o motherboard.	9
Figura 2.6: Distancia entre los dos soportes para el ensayo de flexión.	10
Figura 2.7: Resultados de ensayos de flexión de placas madre de <i>notebooks</i> .	10
Figura 2.8: Grafico de fuerza de ruptura para las placas madre de <i>notebooks</i> .	11
Figura 2.9: Grafico de fuerza de ruptura para las placas madre de <i>notebooks</i> .	11
Figura 2.10: Ensayo de flexión para soportes de discos duros.	12
Figura 2.11: Resultado de ensayos de flexión para soportes de discos duros.	12
Figura 2.12: Ensayo de flexión de los soportes de discos duros.	13
Figura 2.13: Ensayo de corte realizado a las placas base de notebooks.	14
Figura 2.14: Ensayo de corte realizado a las placas base de notebooks.	14
Figura 3.1: Dimensiones generales para la zona de trituración.	17
Figura 3.2: Sistema de accionamiento de mandíbula. a) sistema cerrado, b) sistema abierto.	18
Figura 3.3: Factor de servicio de acuerdo con el tipo de maquina impulsada. [17].	19
Figura 3.4: Fuerzas en la placa móvil de trituración.	20
Figura 3.5: Diagrama de cuerpo libre para la placa móvil.	21
Figura 3.6: Diagrama de cuerpo libre de eje inferior en 3 dimensiones.	22
Figura 3.7: Eje superior con rodamientos sometido a la fuerza de la biela-manivela.	26
Figura 3.8: SY 30 TF. [21].	27
Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre de la manivela.	31
Figura 3.10: Gráficos de Tensión de Von Mises (A) y Coeficiente de seguridad (B).	32
Figura 3.11: Chaveta paralela DIN-6885-1B.	33
Figura 4.1: Dimensiones generales de la cámara de trituración por cilindros dentados.	35
Figura 4.2: Diagrama de cuerpo libre para el eje principal.	36
Figura 4.3: Diagrama de cuerpo libre para el eje principal en la dirección y-z.	37
Figura 4.4: Diagrama de cuerpo libre para el eje principal en la dirección x-z.	37
Figura 4.5: Motor multimontaje IE3 20 HP (A) y reductor de velocidad Serie C tipo C 90 (B). [28].	42
Figura 5.1: Vista general de la estructura de la máquina (A) y coeficiente de seguridad de la estructura (B).	47
Figura 5.2: Coeficiente de seguridad para la carcasa cuando cambian las fuerzas generadas en la manivela.	47
Figura 5.3: Modos de vibrar de la estructura de la máquina de trituración a 178,31 [Hz].	48
Figura 5.4: Modos de vibrar de la manivela del sistema de trituración por mandíbula a 116.9 [Hz].	48
Figura 8.1: Motherboard o placa base de notebooks, LGA1155. [10].	58
Figura 8.2: Características del motor eléctrico. [Fuente:18].	58

Figura 8.3: Especificaciones del material ANSI 4140. [19].	58
Figura 8.4: Momento flector del eje pivote total y en sus respectivas direcciones (A).	59
Figura 8.5: Momento flector del eje pivote total y en sus respectivas direcciones (B).	60
Figura 8.6: Momento flector del eje pivote total y en sus respectivas direcciones (c).	61
Figura 8.7: Factor de modificación de la temperatura, $kd = StSRT$ . [20].	62
Figura 8.8: Factor de confiabilidad, $ke$ . [20].	62
Figura 8.9: Factores de la condición superficial. [20].	62
Figura 8.10: Sensibilidad a la muestra sometida a flexión, $q$ . [20].	63
Figura 8.11: Sensibilidad a la muestra sometida a torsión, $qs$ . [20].	63
Figura 8.12: Factor de concentración del esfuerzo, $kt$ . [20].	63
Figura 8.13: Factor de concentración del esfuerzo, $kt$ . [20].	64
Figura 8.14: Factor de concentración del esfuerzo para cuñas, $kt$ . [20].	64
Figura 8.15: Deflexiones permisibles para un eje. [20].	64
Figura 8.16: Deflexión del eje inferior [23].	65
Figura 8.17: Especificaciones técnicas para rodamiento SY 30 TF [21].	65
Figura 8.18: Selección de sección en base a potencia y rpm. [22].	66
Figura 8.19: Tabla de selección del diámetro de polea menor. [22].	66
Figura 8.20: Tipo de correa en base a la longitud primitiva nominal. [22].	66
Figura 8.21: Factor de corrección para arco de contacto. [22].	67
Figura 8.22: Factor de corrección para en función de la longitud de la correa. [22].	67
Figura 8.23: Prestación base y prestación de transmisión. [22].	67
Figura 8.24: Factores $Kb$ y $Kc$ (A), Factores $K$ y $b$ (B). [20].	68
Figura 8.25: Diagrama de cuerpo libre de la manivela en distintas posiciones.	68
Figura 8.26: Coeficiente de seguridad de la biela.	69
Figura 8.27: Geometría para las chavetas DIN – 6885-1B. [24]	69
Figura 8.28: Momento y torque del eje de cilindros dentados.	70
Figura 8.29: Deflexión para el eje de cilindros dentados. [23].	71
Figura 8.30: Factores de sobrecarga $K0$ . [20].	71
Figura 8.31: Factores dinámico $Kv$ . [20].	71
Figura 8.32: Factores del espesor del aro $KB$ . [20].	72
Figura 8.33: Factor geométrico para engranajes rectos $J$ . [20].	72
Figura 8.34: Coeficiente elástico $Cp$ . [20].	73
Figura 8.35: Numero de esfuerzo de flexión permisible $St$ . [20].	73
Figura 8.36: Factor de los ciclos de esfuerzos $YN$ . [20].	74
Figura 8.37: Factor de confiabilidad $KR$ . [20].	74
Figura 8.38: Resistencia a la fatiga por contacto $SC$ . [20].	75
Figura 8.39: Factor de ciclos de esfuerzos.	75
Figura 8.40: Factor de alineación de acoplamiento $Cma$ . [20].	75
Figura 8.41: Cadena. [27].	76
Figura 8.42: Motor de 15 kW. [28].	76
Figura 8.43: Reductor serie C tipo C90. [28].	76
Figura 8.44: Resistencia de prueba mínima $Sp$ [20].	77

<b>Figura 8.45: Área de esfuerzo por tensión <math>A_t</math> [20].</b> .....	<b>77</b>
<b>Figura 8.46: Altura de la tuerca <math>h</math> [20].</b> .....	<b>78</b>
<b>Figura 8.47: Representación gráfica de los factores geométrico para el caso de los pernos [20].</b> .....	<b>78</b>
<b>Figura 8.48: Parámetros de rigidez <math>A</math> y <math>B</math>. [20].</b> .....	<b>79</b>

## Glosario

AISI	:	Instituto Americano del Hierro y Acero
E-WASTE	:	Residuos electrónicos
RAEE	:	Residuos de aparatos eléctricos y electrónicos
TM	:	Trituradora de mandíbulas
SKF	:	Fábrica de rodamientos de bola sueca
DIN	:	Instituto Alemán de Normalización
AGMA	:	Asociación Americana de Fabricantes de Engranés

## Símbolos

<i>HP</i>	:	Caballos de fuerza
<i>kg</i>	:	Kilogramo
<i>kW</i>	:	Kilowatts
<i>in</i>	:	Pulgadas
<i>lbf</i>	:	Libra fuerza
<i>lbf – in</i>	:	Libra fuerza-pulgadas
<i>m</i>	:	Metros
<i>mm</i>	:	Milímetros
<i>min</i>	:	Minutos
<i>N</i>	:	Newton
<i>Nm</i>	:	Newton-metro
<i>psi</i>	:	Libra-pulgada cuadrada
<i>rad</i>	:	radianes
<i>RPM</i>	:	Revolución por minutos
<i>s</i>	:	Segundos
<i>W</i>	:	Watts
°	:	grados

## Letras griegas

$\emptyset$	:	Diámetro
$\alpha$	:	Angulo de apertura de mandíbula.
$\theta$	:	Angulo de correa
$\omega$	:	Velocidad angular

# **CAPÍTULO 1: Introducción**

## **1.1 Presentación del problema**

Uno de los mayores problemas que existen en la actualidad a nivel mundial es la gran contaminación que se genera por los diferentes desechos que origina el ser humano, como el cartón, papel, latas, plásticos, entre otros. Muchos de ellos se han ido reciclando para poder mitigar de alguna manera el aumento excesivo de todos estos elementos, sin embargo, existe un nuevo componente que se agrega a esta gran gama de desechos, el cual es, la chatarra electrónica o conocida internacionalmente como residuos electrónicos (E-WASTE) [1]. Este nuevo desecho es considerado como la nueva basura del siglo XXI. Nuestro país no está exento de esta nueva variante, dado que, de un estudio realizado por The global e-waste monitor [2], es considerado uno de los países que más residuos electrónicos genera en Latinoamérica. En promedio este estudio reflejó que un chileno produce 9,9 kilos de chatarra electrónica por año, lo que equivale a un total de 813,11 kilos de basura electrónica mensuales por cada mil habitantes. Sin embargo, el porcentaje de reciclado de este desecho es mínimo, ya que, en el país, solo un 3,4% de los residuos de aparatos eléctricos y electrónicos (RAEE) son reciclados [3], lo que conlleva a la necesidad de implementar un sistema de reciclaje de este tipo de residuos en nuestro país.

El reciclaje de basura, específicamente de E-WASTE, abarca diferentes etapas, empezando por la recolección de la materia prima, para poder ingresar al proceso de extracción de los diferentes componentes para volver a utilizar, además de tratar los residuos peligrosos que contienen los equipos electrónicos como es el caso del mercurio, plomo, cadmio, arsénico o antimonio [4], los cuales pueden llegar a afectar la salud de la población. Existen diferentes tipos de procedimientos para tratar los residuos eléctricos, esto dependerá de a que aparatos esté enfocado y a la cantidad de residuos que ingresa al proceso de tratamiento. Un proceso usual es el que se basa en primera instancia en la recolección de la basura electrónica, luego, se clasifica por tipo y se retiran los componentes que son potencialmente contaminantes. Dichos desechos son derivados a lugares especializados para ser tratados. Finalmente, se procesa el material en un sistema industrial, el cual está compuesto por una trituración, molienda y complejas técnicas de separaciones. [5]

Del proceso anterior se obtienen diferentes productos que pueden ser utilizados como materias primas secundarias, como son los plásticos y componentes metálicos, para reincorporarlos a un nuevo sistema productivo. Para poder aplicar esa metodología de reciclaje, una de las etapas fundamentales para el reciclado es la trituración. En esta fase el elemento pasa de su estado original a uno completamente fragmentado, lo cual proporciona al material una geometría que permite que este pueda ser trabajado en el sistema de molienda.

En este proyecto se conformará el diseño de una máquina de trituración para el reciclaje de aparatos electrónicos, con el propósito de analizar la implementación de dicha máquina y así facilitar el reciclaje ante la constante generación de residuos electrónicos que enfrenta nuestro país. El diseño de esta máquina abordará tanto su forma, dimensiones y materiales a utilizar, como también su costo de fabricación.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivos generales

Diseñar y dimensionar el modelo de una máquina trituradora para residuos electrónicos.

### 1.2.2 Objetivos específicos

1. Definir los requerimientos que debe cumplir el sistema de reciclaje.
2. Definir el sistema conceptual del diseño de la maquina trituradora.
3. Dimensionar el mecanismo y los componentes de trituración para las diferentes etapas de reducción.
4. Analizar la factibilidad económica del diseño de la máquina de trituración.

## 1.3 Metodología de trabajo

La metodología por seguir en el diseño de la máquina de trituración para el reciclaje de aparatos tecnológicos será establecida a partir de la siguiente secuencia:

1. Lo primero a realizar será definir los requerimientos que debe tener el diseño de la máquina para llevar a cabo su operación, como también identificar con qué residuos electrónicos se trabajará en el proceso de reciclaje. Para determinar las propiedades del material a triturar se utilizará información recopilada en sitios web y revistas científica.
2. Para establecer el modelo conceptual de reducción de los residuos electrónicos, se identificará el sistema de trituración explicando las diferentes etapas de reducción y su operación. Para ello se acudirá a un estudio realizado en la etapa previa a este proyecto.
3. Como tercer paso, se realizarán ensayos experimentales para calcular las fuerzas necesarias para la trituración de los residuos. Estos se llevarán a cabo en los laboratorios de la Universidad de Concepción, donde para los ensayos destructivos se hará uso de máquina instron para flexión y una guillotina.
4. Como cuarto paso, se identificará los diferentes componentes de las etapas de trituración, con el objetivo de estudiar su funcionamiento, y con esto, determinar los diferentes parámetros para su óptimo diseño.
5. Con la información recopilada tanto en investigación como de los datos obtenidos experimentalmente, se procederá a formar el diseño de los diferentes elementos para los mecanismos de trituración. Para ello, se realiza una memoria de cálculo con el análisis de fuerzas para así efectuar un dimensionamiento inicial de los ejes. Luego, utilizando el *Software* de Autodesk Inventor se diseña cada una de las componentes de la máquina trituradora y se analizarán los esfuerzos a los que estarán sometidos, para verificar que la máquina opera bajo un factor de seguridad adecuado. Con el programa

computacional Blueketchep, se comprobará la deflexión de los ejes para garantizar un óptimo funcionamiento.

6. Por último, para analizar la viabilidad económica de implementar una máquina de este tipo, se realizará un análisis económico para obtener un valor referencial, donde se detallará el precio de cada material a utilizar y la mano de obra para la confección de este proyecto.

#### **1.4 Condición de diseño del proceso de trituración**

El proceso de reducción de material depende de distintos factores, por ende, se definen a continuación los requerimientos específicos o condiciones de diseño en las que estará sometida la máquina de trituración.

- Residuo electrónico de entrada: Celulares y placas madre de computadoras.
- Flujo de residuos entrantes: 1,7 kg/min.
- Tamaño requerido de la maquina: Maximizar la altura de la máquina.
- Tamaño resultante del material triturado: 5 x 5 x 5 cm.

En base a estos requerimientos se determinará el mejor diseño para su óptimo funcionamiento.

## CAPÍTULO 2: Marco teórico

La trituración es un proceso que tiene como objetivo principal la reducción del material en diferentes tamaños. En este proceso se pueden descomponer distintos materiales, tales como minerales, trozos de plásticos, aceros, entre otros. El resultado de esta descomposición estará dado por diferentes condiciones, como es el caso del tipo de trituración que se esté usando o el material que se esté reduciendo. Las empresas pueden optar por procesos húmedos o secos, dependiendo de los materiales con los que trabajen y cómo se planeen utilizar los materiales triturados [6]. Por ende, en este capítulo se definirán y mostrarán los requerimientos que debe cumplir la máquina de trituración, las formas y etapas de trituración, las propiedades del material a triturar y, además, el modelo conceptual de acuerdo con un estudio ya realizado con anterioridad, el cual se mostrará en el apartado 2.4.

### 2.1 Formas de trituración

Para la reducción de tamaño en la industria, se puede encontrar diferentes formas de ruptura del material. Una de ellas y una de las formas más utilizadas, es la compresión, la cual se utiliza para reducir sólidos con una dureza elevada y con un tamaño considerable. Este método usualmente se utiliza en la primera etapa de reducción debido que el material ingresa sin ninguna preparación previa. El cortado es un proceso que se utiliza para obtener materiales con un tamaño prefijado. Por otro lado, el de impacto produce diferentes tamaños, ya sean, gruesos, medianos o finos y, por último, se encuentra la frotación o cizalla la cual se usa para obtener partículas finas. Este último tipo de ruptura lo podemos encontrar en las últimas etapas de trituración del material, debido a que se requiere un tamaño de material muy pequeño [7]. Dichas etapas de trituración serán explicadas en detalle en el apartado a continuación. Los tipos de rupturas se evidencian de manera conceptual en la Figura 2.1.

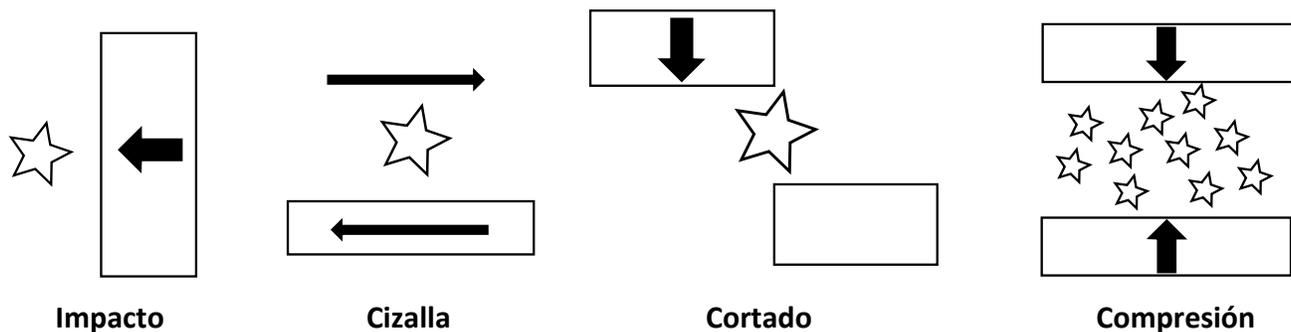


Figura 2.1: Métodos para la reducción del material. [7].

## 2.2 Etapas de trituración

Normalmente en el proceso de trituración se presentan dos etapas fundamentales, una de esas es la trituración primaria, en la cual entra el material en bruto, es decir, sin ninguna preparación previa. En esta etapa el objetivo es reducir el material entre 8 a 6 pulgadas (200 a 150 [mm]) [7], dependiendo de las capacidades de la máquina y de los elementos que se están triturando. El material triturado que cumple con este rango continúa con el proceso, sin embargo, si este no tiene el rango requerido, se desvía del camino definido, para luego ser acumulados en un recipiente, el cual puede estar dentro o fuera de la máquina, esto con el fin de poder reincorporarlos a la primera etapa, hasta cumplir con el rango requerido.

La segunda etapa de trituración continúa con la primera, con la diferencia de que el material se trabaja en otro rango de tamaño, en el rango de 3 o 2 pulgadas [7]. Lo que genera que en esta segunda etapa, el equipo de trituración debe tener una velocidad más alta que en la primera etapa, en el orden de las 500 [RPM]. [8]

Cabe recalcar que, si se necesita un rango de tamaño más pequeño, se deberá agregar más etapas al proceso hasta poder llegar al tamaño esperado. Dado que de un sistema de reducción de material de varias etapas se puede alcanzar una reducción del material a partículas del orden de 1,25 a 0,2 pulgadas [8], estos sistemas se pueden encontrar en la minería, donde el tamaño de la materia prima reducida ronda en estos valores. En la Figura 2.2 se muestra un esquema de la reducción de tamaño donde se consideran las formas de trituración, los tipos de equipos y la operación de estos.

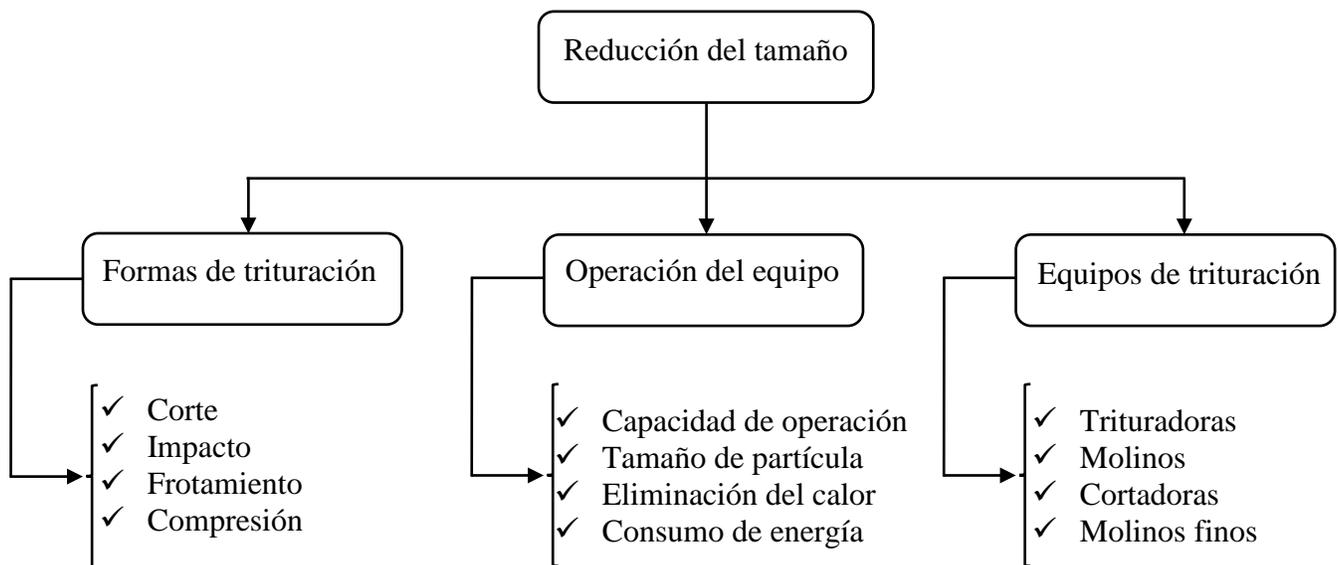


Figura 2.2: Esquema de la reducción de tamaño. [7].

## 2.3 Tipos de materiales a triturar

En el proceso de trituración de desechos tecnológicos se encuentran diferentes tipos de elementos, entre los cuales predomina de mayor medida el aluminio, plástico y el cobre [8]. En el caso de los dispositivos móviles, el plástico es el material que entrega la mayor resistencia debido a que se presenta en una gran cantidad, y además proporciona la resistencia a los dispositivos electrónicos. En la Figura 2.3 se puede evidenciar las proporciones de los materiales para los celulares.

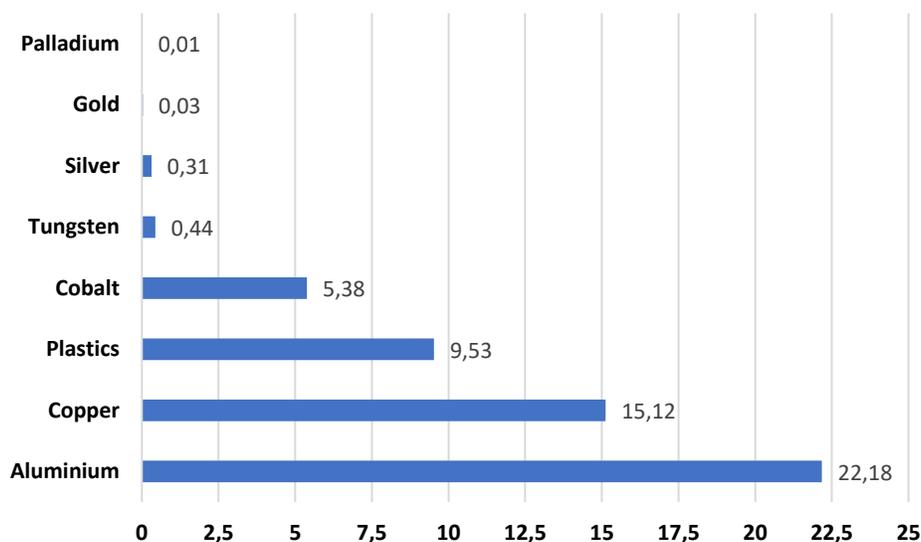


Figura 2.3: Los materiales más usados en la construcción de celulares. [8]

En el caso de los *notebooks* se presenta una diferencia, la cual radica en sus *motherboard* o placas base, (ver Figura 8.1), el cual está compuesto principalmente por un revestimiento de cobre que se conforma por resina epoxi reforzada con fibra de vidrio [9]. Debido a esto se vuelve el elemento más crítico para ser reducido.

A continuación, se presentan las características mecánicas tanto para el plástico como para el cobre ocupado para la confección de los dispositivos electrónicos, en específicos para celulares y notebooks, como también para las placas base de computadoras, con el fin de determinar la influencia de sus propiedades mecánicas en el proceso de trituración.

### 2.3.1 Plástico (Policarbonato PC)

Este material es uno de los que se presenta en mayor medida en todos los aparatos tecnológicos, específicamente se utiliza en carcasas de ordenador o herramientas eléctricas. Este plástico cuenta con mejores propiedades mecánicas que los polímeros comerciales más baratos [11], donde sus propiedades se muestran en la Tabla 1.

**Tabla 1.** Propiedades mecánicas del policarbonato. [11]

<b>Propiedades mecánicas</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad de medida</b>
Módulo de Young	2 - 2,44	<i>GPa</i>
Módulo de corte	0,789 - 0,872	<i>GPa</i>
Límite elástico	59 - 70	<i>MPa</i>
Coefficiente de Poisson	0,391 - 0,408	-
Elongación	70 - 150	% de deformación
Resistencia a la tracción	60 - 72,4	<i>MPa</i>
Resistencia a la compresión	69 - 86,9	<i>MPa</i>
Resistencia a la fractura	2,1 - 4,6	<i>MPa.m</i> <sup>0.5</sup>
Dureza - Vickers	17,7 - 21,7	<i>HV</i>

### 2.3.2 Cobre

Este elemento, debido a su alta conductividad eléctrica, es utilizado en las mayorías de las conexiones para transmitir la corriente de los dispositivos electrónicos, además de ser excepcionalmente duradero, lo hace un material fundamental en el diseño de elementos tecnológicos [12]. Al igual que en el apartado anterior se presenta sus propiedades mecánicas en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Propiedades mecánicas del cobre.[12]

<b>Propiedades mecánicas</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad de medida</b>
Módulo de Young	112 - 148	<i>GPa</i>
Módulo de corte	45 - 52	<i>GPa</i>
Límite elástico	30 - 350	<i>MPa</i>
Coefficiente de Poisson	0,34 - 0,35	-
Elongación	3 - 50	% de deformación
Resistencia a la tracción	100 - 400	<i>MPa</i>
Resistencia a la compresión	30 - 350	<i>MPa</i>
Resistencia a la fractura	30 - 90	<i>MPa.m</i> <sup>0.5</sup>
Dureza - Vickers	44 - 180	<i>HV</i>

### 2.3.3 Fibra de vidrio

Este material es uno de los grandes inventos del siglo XX. Su alta rigidez y resistencia lo vuelven un elemento fundamental a la hora de proporcionar ductilidad y tenacidad [13]. Dicho material se presenta en la mayoría de los dispositivos electrónicos, específicamente en las placas madre de computadoras, donde se compone principalmente de fibra de vidrio con múltiples tipos de metales (cobre, estaño y plomo, entre otros). Al igual que en el apartado anterior, se presenta las propiedades mecánicas en la Tabla 3.

**Tabla 3.** Propiedades mecánicas de la fibra de vidrio.[13]

<b>Propiedades mecánicas</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad de medida</b>
Módulo de Young's	15 - 28	<i>GPa</i>
Módulo de corte	6 - 11	<i>GPa</i>
Límite elástico	110 - 192	<i>MPa</i>
Coefficiente de Poisson	0,314 - 0,315	-
Elongación	0,85 - 0,95	% de deformación
Resistencia a la tracción	138 - 241	<i>MPa</i>
Resistencia a la compresión	138 - 207	<i>MPa</i>
Resistencia a la fractura	7 - 23	<i>MPa.m</i> <sup>0.5</sup>
Dureza - Vickers	10,8 - 21,5	<i>HV</i>

## 2.4 Modelo conceptual de la máquina de trituración

Para el modelo óptimo de trituración se tienen que plantear equipos de reducción con características que requieren aplicar fuerzas elevadas. Para esto, se debe realizar un levantamiento de información en base a los requerimientos solicitados en el proceso de trituración con el fin de llegar al mejor diseño. Este trabajo ya se realizó con anterioridad [14], donde el resultado del modelo conceptual se evidencia en la Figura 2.4, donde se representan dos etapas de trituración, la primera es una reducción efectuada por dos placas dentadas, una fija y otra móvil, llamadas mandíbulas, donde la mandíbula móvil aplasta al material que se quiere reducir contra la otra mandíbula fija. Este procedimiento se realiza en reiteradas ocasiones hasta llegar a la reducción requerida, debido al efecto de aplastamiento contra el material, es decir, genera una compresión y flexión que produce la ruptura de este. De aquí surge su nombre de trituradora de mandíbula, dado que reduce el material de una forma similar a la masticación del ser humano [15].

Por otro lado, para la segunda etapa de reducción, se presenta una trituración de cilindros dentados, donde su funcionamiento se basa en dos cilindros paralelos entre sí y separados a una cierta distancia que es la que da el reglaje de la máquina. Dichos cilindros giran en sentido opuesto sobre sus propios ejes provocando un aplastamiento y corte del material de entrada, lo que produce la trituración de elemento [16].

Este mecanismo es un modelo conceptual de la máquina de trituración, el cual se detallará de forma específica en el capítulos 3, 4 y 5, dimensionando los mecanismos y componentes de trituración para las diferentes etapas de reducción.

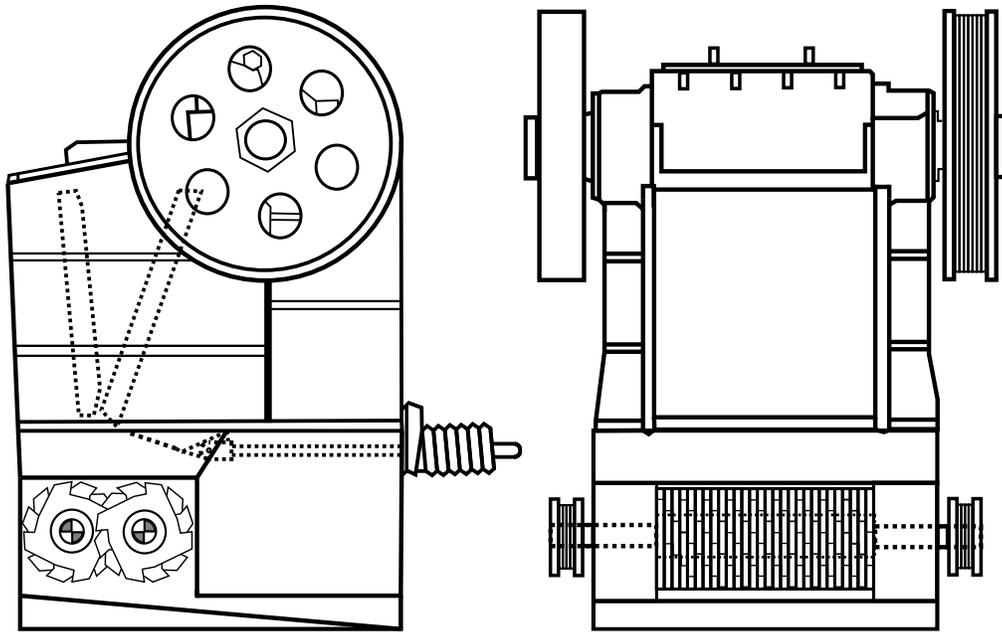


Figura 2.4: Diseño conceptual de máquina de trituración. [14]

### 2.5 Ensayos de flexión a las placas base de *notebooks*.

Ya conocido el diseño general de la máquina de trituración, se debe conocer la fuerza necesaria para la ruptura del material de entrada al sistema, para esto, se complementa la información entregada en el apartado 2.3, con la fuerza de ruptura de las *motherboard*, obtenida a partir de múltiples ensayos de flexión. En la Figura 2.5 se muestra el esquema general de dicho ensayo, el cual está compuesto por dos apoyos o soportes (S1 y S2) y por una fuerza (F) centrada en el centro de los soportes en la dirección que se muestra en la figura.

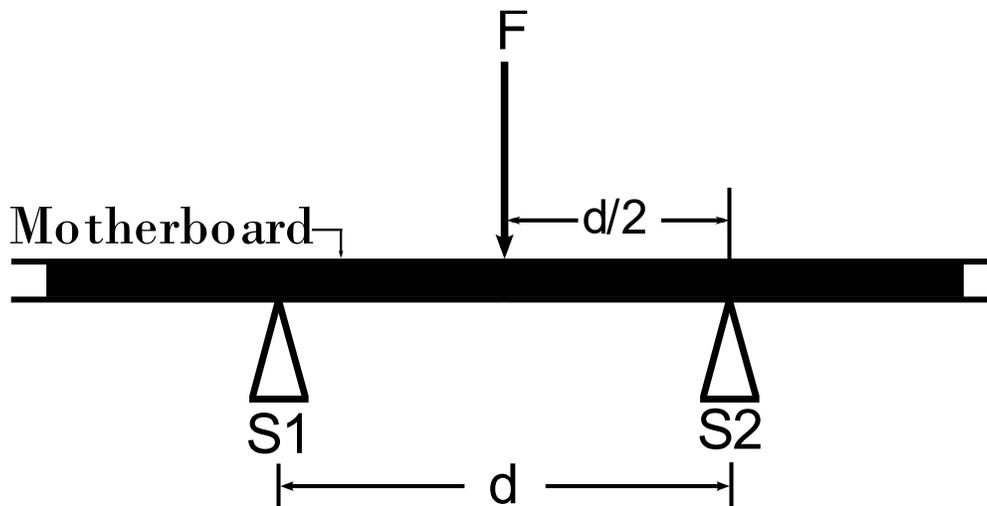


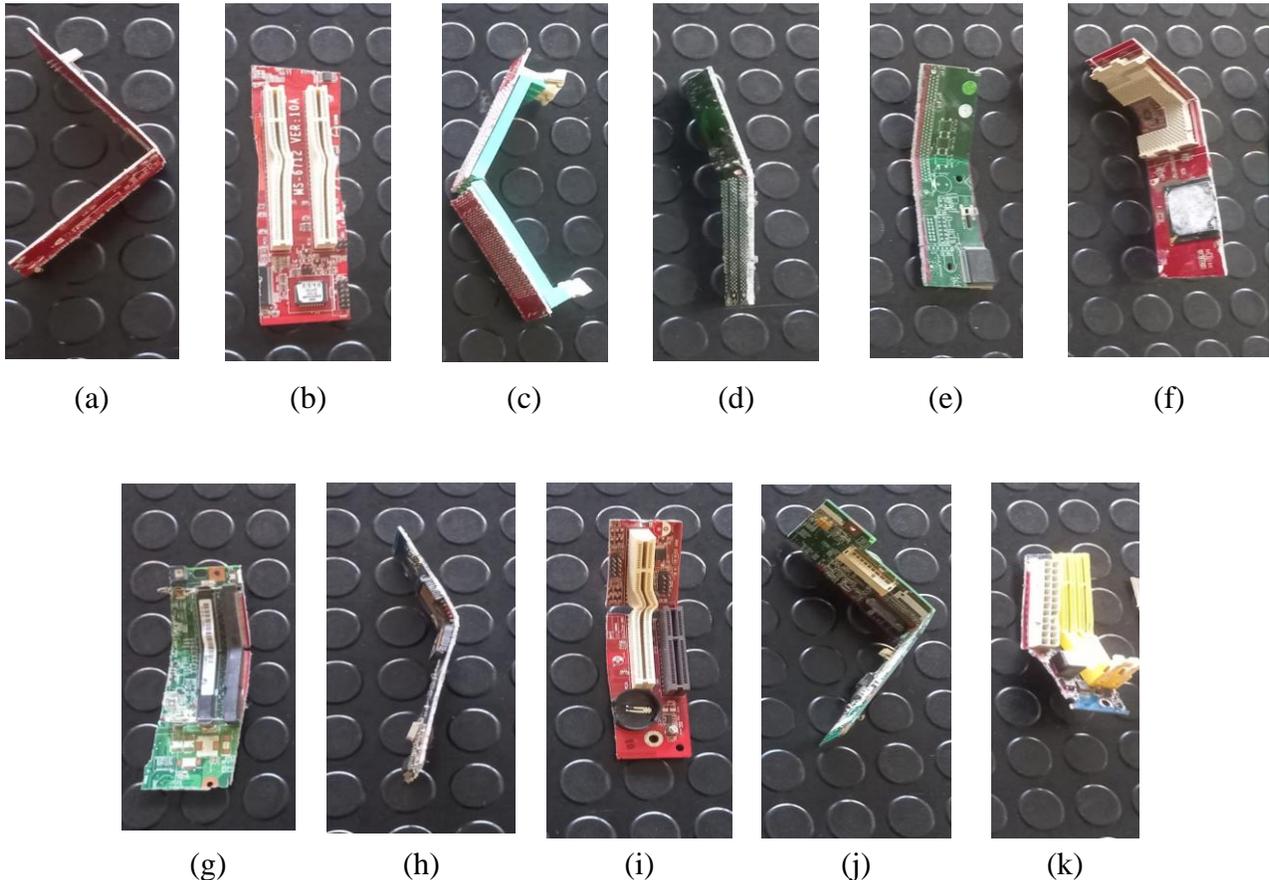
Figura 2.5: Esquema de ensayo de flexión para las placas de notebooks o motherboard.

Para la realización de este ensayo se debe establecer el parámetro de la distancia que existe entre los soportes, la cual se evidencia en la Figura 2.6, donde entrega un valor de 50 [mm], con el fin de que punzón de la máquina logre penetrar completamente el material a triturar.



**Figura 2.6:** Distancia entre los dos soportes para el ensayo de flexión.

Se realizaron 15 ensayos de flexión, donde se ocuparon diferentes modelos de placas madre, y se estudió su comportamiento en las diferentes zonas de estas. También, para conocer más información sobre los elementos tecnológicos que están involucrado en el proceso de reciclaje, se realizan dos ensayos a soportes de los discos duros de los *notebooks* para conocer la fuerza necesaria de ruptura de estos elementos, y así determinar si se pueden agregar al proceso de trituración. En la Figura 2.7 se muestra todos los ensayos realizados a las *motherboard*.



**Figura 2.7:** Resultados de ensayos de flexión de placas madre de *notebooks*.

A continuación, se muestran dos gráficos de flexión de las *motherboards*. Estos se diferencian por el rango de magnitud de la fuerza de ruptura. En la Figura 2.8, se muestran los ensayos realizados que no superaron los 600 [N] de fuerza. Por otro lado, en la Figura 2.9, se evidencian los ensayos con la mayor fuerza registrada, de hasta 2200 [N] aproximadamente. Dichos ensayos corresponden a los elementos b, c, i y k. Esta fuerza elevada se explica debido a la zona de aplicación de la fuerza. En estos lugares, se encuentran los soportes de las memorias RAM, lo que produce una mayor resistencia a la ruptura. En el caso de los elementos i y b, no alcanzan a dicha ruptura, ya que la deformación que se produce en el elemento es en su mayoría plástica. Por ende, la ruptura del material no se realizará en el espacio establecido entre los soportes. Esto se debe a que, si se sigue aplicando la fuerza, el sistema de ensayo se atascará por el tamaño del elemento.

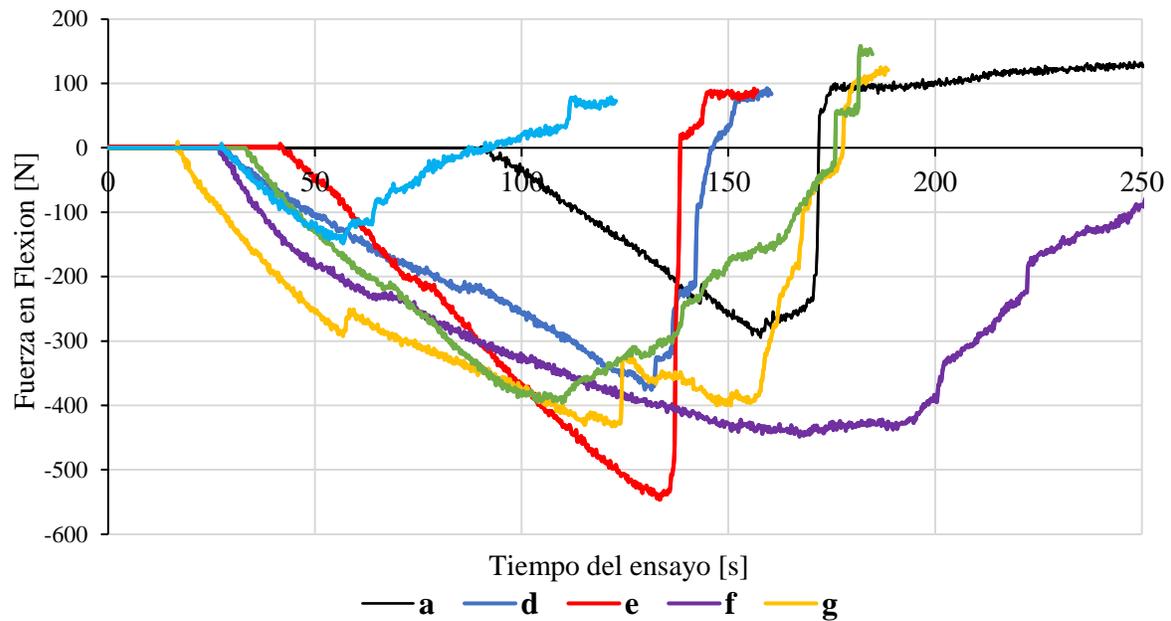


Figura 2.8: Gráfico de fuerza de ruptura para las placas madre de *notebooks*.

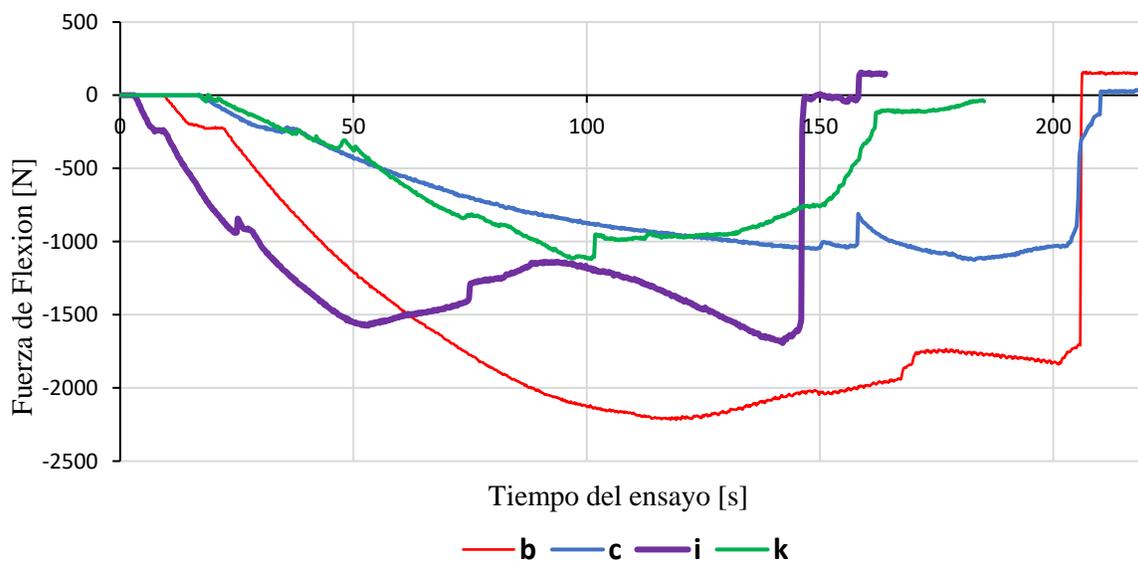
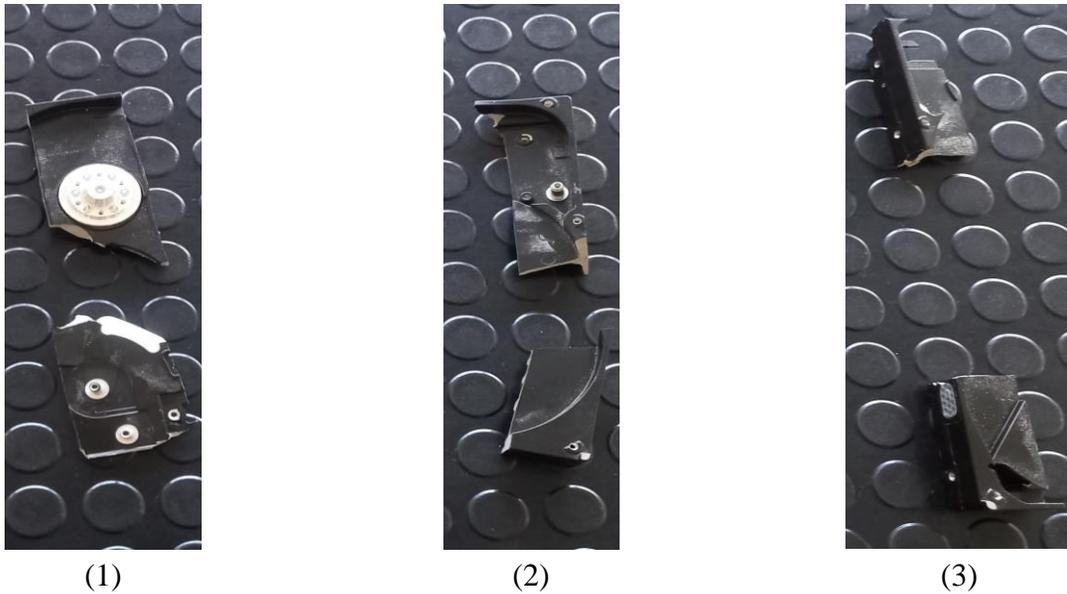


Figura 2.9: Gráfico de fuerza de ruptura para las placas madre de *notebooks*.

Por último, en la Figuras 2.10 y 2.11, se muestra el ensayo realizado a los soportes de discos duros mencionados anteriormente. Este elemento evidencia una elevada resistencia a la ruptura que se comprobó con el ensayo realizado. La Figura 2.12 se muestra el grafico de fuerza de ruptura, registrando un valor máximo de 7194 [N].



**Figura 2.10: Ensayo de flexión para soportes de discos duros.**



**Figura 2.11: Resultado de ensayos de flexión para soportes de discos duros.**

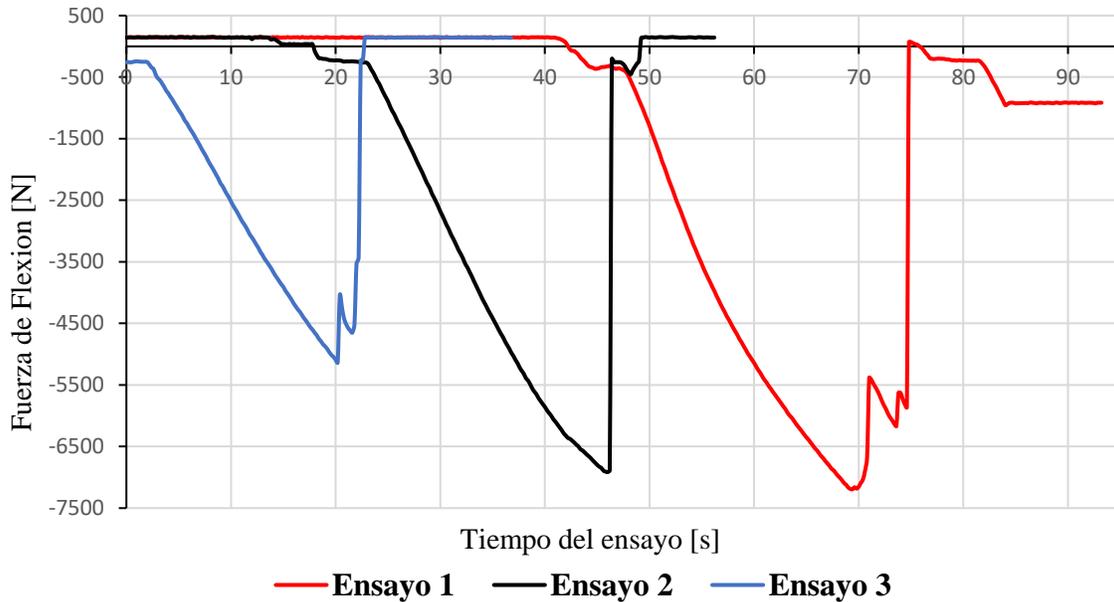


Figura 2.12: Ensayo de flexión de los soportes de discos duros.

Con toda esta información recopilada se confecciona la Tabla 4, con los valores máximos de cada ensayo, especificando si estos alcanzaron o no la ruptura.

Tabla 4. Valores máximos de cada ensayo de flexión.

Placas madre de notebooks			Soportes de discos duros		
Ensayos	Valor [N]	Ruptura	Ensayos	Valor [N]	Ruptura
a	295	Sí	1	7194	Sí
b	2219	No	2	6900	Sí
c	1125	Sí	3	5135	Sí
d	376	Sí			
e	546	Sí			
f	449	Sí			
g	433	Sí			
h	397	Sí			
i	1694	No			
j	148	Sí			
k	1120	Sí			

## 2.6 Ensayos de corte a placas base de notebooks

De igual manera que en el punto anterior, se debe determinar la fuerza necesaria para romper el material; sin embargo, en este caso, la diferencia radica en que se aplicará un corte al material. Para conocer la fuerza de corte ( $F_c$ ) del material, se utilizó una guillotina. En la palanca de esta, se dispusieron diferentes pesos con el objetivo de medir la fuerza ejercida para cortar el material, como se puede observar en la Figura 2.13-(A). Para medir una fuerza mayor, se empleó una báscula de gancho (ver Figura 2.13-(B)).

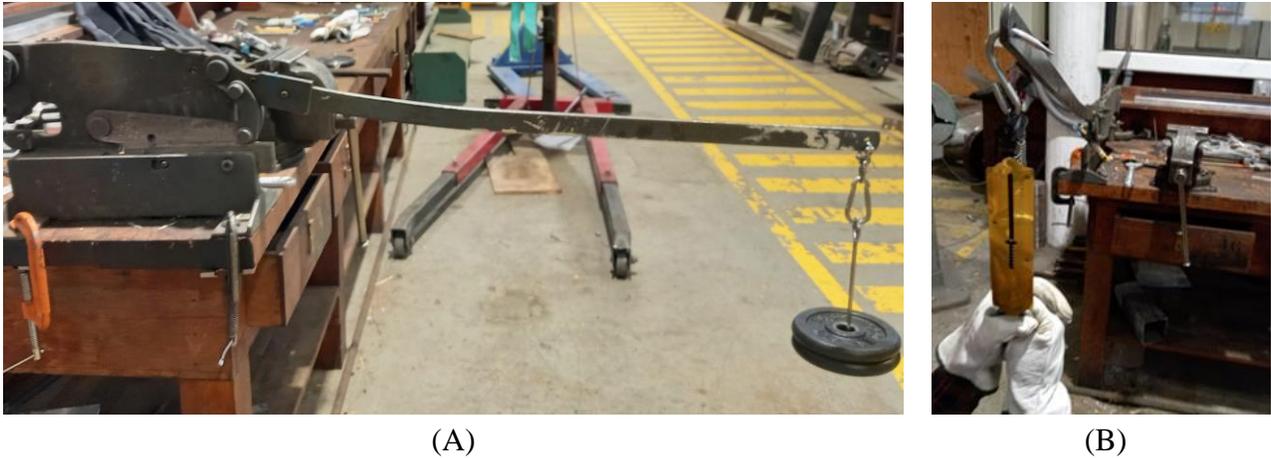


Figura 2.13: Ensayo de corte realizado a las placas base de notebooks.

Con esto se confecciona un diagrama de cuerpo libre con la fuerza en el extremo de la palanca y con las respectivas distancias a los puntos de interés (Figura 2.14).

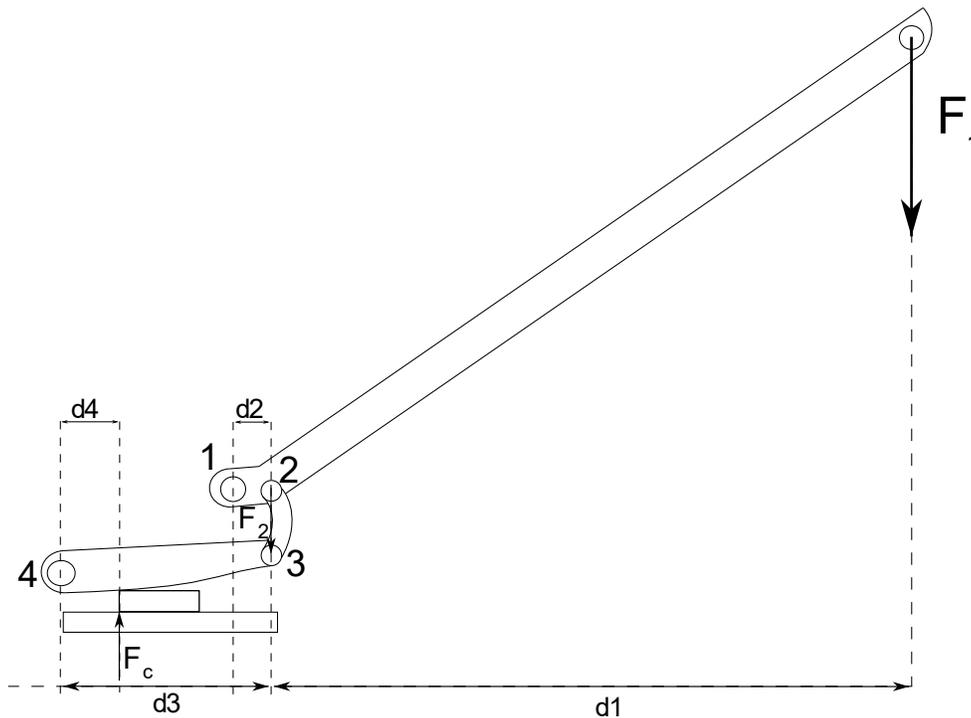


Figura 2.14: Ensayo de corte realizado a las placas base de notebooks.

Realizando sumatoria de momentos en el cuerpo en estudio, se obtiene la ecuación (2.1) y (2.2), donde las distancias  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  y  $d_4$  son las que se muestran en la figura 2.14.

$$d_1 * F_1 = d_2 * F_2 \quad (2.1)$$

$$d_3 * F_2 = d_4 * F_c \quad (2.2)$$

Con esto se llega a la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{d_3 * d_1 * F_1}{d_4 * d_2}$$

Ya determinada la relación teórica entre la fuerza de corte y la fuerza en el extremo de la palanca. Se deben reemplazar los valores obtenidos en laboratorio al utilizar diferentes pesos, para esto se confecciona la Tabla 5, donde se identifica las fuerzas de corte máxima para cada caso.

**Tabla 5.** Valores para cada ensayo corte realizado.

<b>Ensayos</b>	<b>Peso [kg]</b>	<b>Fuerza en el extremo de la palanca (<math>F_1</math>) [N]</b>	<b>Fuerza de corte (<math>F_c</math>) [N]</b>
1	2	19,62	461,65
2	4	39,24	923,29
3	4	39,24	923,29
4	8	78,48	1.846,59
5	4	39,24	923,29
6	10	98,1	2.308,24
7	10	98,1	2.308,24
8	15	147,15	3.462,35
9	17	166,77	3.924,00
10	18	176,58	6.003,72
11	27	264,87	7.504,65
12	20	196,2	6.670,80
13	30	294,3	8.338,50
14	23	225,63	7.671,42
15	18	176,58	6.003,72
16	22	215,82	7.337,88

Como se evidencia en la tabla anterior, el ensayo 13 tuvo la mayor fuerza de corte, la cual es de 8.339 [N]. Esto se explica debido a la zona donde se realizó el ensayo, donde se identificó que contenía materiales de una alta resistencia. Por lo cual, se considerará este valor de la fuerza de corte para los cálculos del sistema de cilindros dentados, el que se detallará en los apartados posteriores.

## CAPÍTULO 3: Trituración por mandíbulas

### 3.1 Parámetros iniciales

Para los parámetros iniciales, se define en primer lugar el tamaño máximo del material de entrada para el proceso de trituración, el cual determinará la distancia mínima paralela a la mandíbula fija, y además, la relación de reducción que indicará el tamaño de salida del material para esta etapa.

Tamaño máximo del material de entrada:

$$T_E = 400 [mm]$$

Relación de reducción entre el tamaño de entrada y el de salida:

$$r = 7$$

Tamaño de salida:

$$T_S = 57 [mm]$$

### 3.2 Dimensiones generales para el sistema de trituración de mandíbulas (TM)

Como primer paso se realizará la determinación de las dimensiones donde entrará el material que se quiere reducir.

#### 3.2.1 Dimensiones de la placa de trituración

##### 3.2.1.1 Ancho de la boca (A)

El ancho de la boca de entrada (A) tiene que ser generalmente de un 15 a 25% mayor que el material máximo de entrada [15]. En este caso, considerando un tamaño 25% mayor, se tiene:

$$A = (1,25 * 400) [mm]$$

$$A = 500 [mm]$$

##### 3.2.1.2 Longitud de la boca (L<sub>B</sub>)

En el caso de la longitud de la boca, esta también debe cumplir el criterio de que el tamaño debe ser mayor a la dimensión del tamaño de entrada ( $T_E$ ) y se puede determinar con la ecuación (3.1).

$$L_B = m * T_E + (q * T_E) [mm] \quad (3.1)$$

Donde  $m$  es la compensación de la longitud, la cual puede tomar valores desde 1, 2, 3, etc. Por otro lado,  $q$  es un porcentaje que se le agrega para asegurar un tamaño mayor al del material de entrada. Generalmente este valor fluctúa entre 15 y 50%, dependiendo de las consideraciones del diseñador [15]. En este caso, se ha considerado  $m=1$  y  $q=50\%$ , por lo tanto, la longitud de la boca está dada por:

$$L_B = [1 * 400 + (0,5 * 400)] [mm]$$

$$L_B = 600 [mm]$$

### 3.2.1.3 Altura de la boca o pared ( $H$ )

Para el caso de la pared se determina de manera geométrica, pero para esto, se necesita el Angulo de sujeción entre las mandíbulas ( $\alpha$ ), este Angulo se debe encontrar entre  $19$  a  $21^\circ$  con el fin de que el material de entrada no salga disparado fuera de la boca de entrada. Ya sabiendo esto se puede determinar que la altura con la ecuación (3.2), esta ecuación se deriva de las relaciones trigonométricas.

$$H = \frac{A}{\operatorname{tg}(\alpha)} [mm] \quad (3.2)$$

$$H = \frac{500}{\operatorname{tg}(21^\circ)} = 1300 [mm]$$

Así se tendría la altura de la mandíbula fija, la cual toma un valor de  $H=1.300 [mm]$ , y por teorema de Pitágoras se puede tener la altura de la mandíbula móvil, dando un resultado de  $L=1.400 [mm]$ .

Finalmente, todas estas dimensiones se evidencian de manera conceptual en la Figura 3.1.

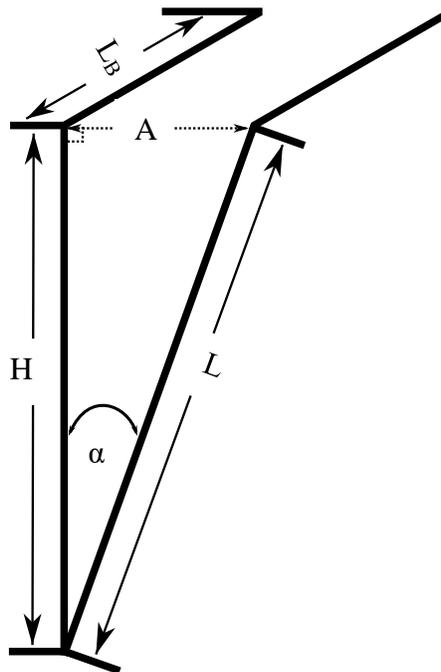


Figura 3.1: Dimensiones generales para la zona de trituración.

### 3.3 Sistema de accionamiento de mandíbula

En primera instancia se presentaría un sistema semejante al de trituración convencional para las TM de simple efecto, el cual se basa en un pequeño movimiento oscilante producido por un eje excéntrico, sin embargo, debido a que el tamaño puede variar radicalmente, se debe diseñar un sistema que proporcione una abertura y un cierre total, con el fin de asegurar la compresión al material de entrada. Para esto, se presenta la idea de un mecanismo de biela-manivela, el cual proporciona un movimiento angular de la placa, resultando en un cierre casi total de las placas. Este sistema, se evidencia conceptualmente en la Figura 3.2.

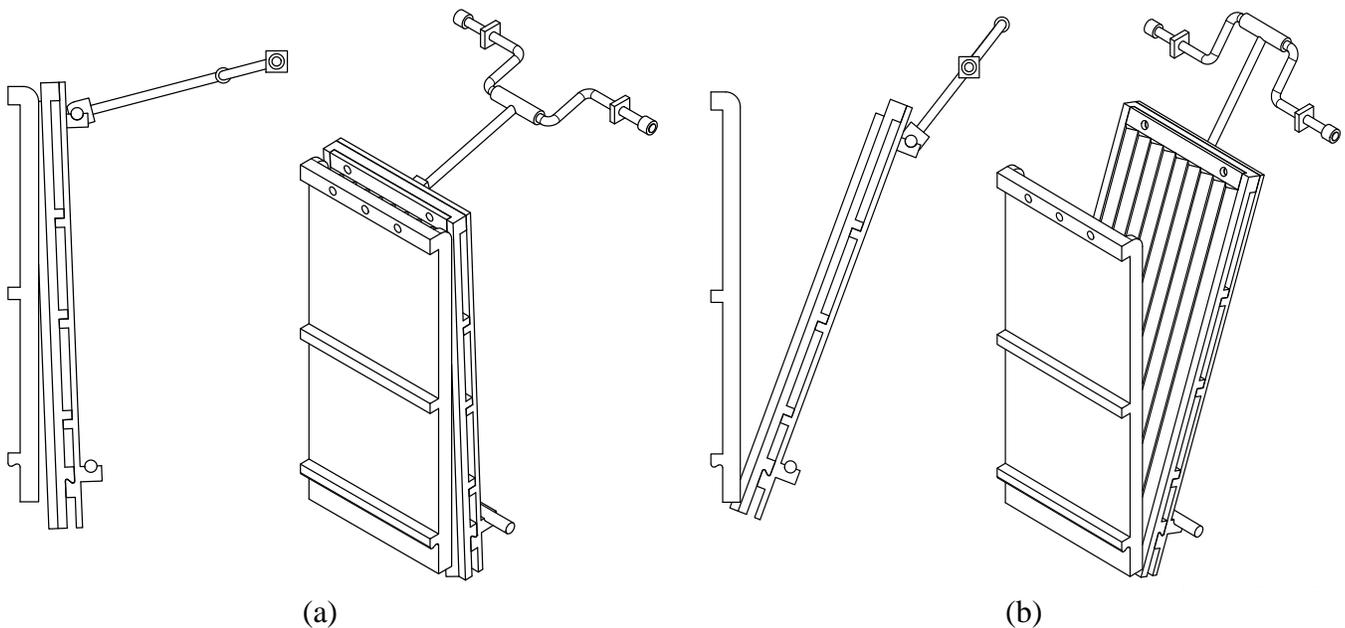


Figura 3.2: Sistema de accionamiento de mandíbula. a) sistema cerrado, b) sistema abierto.

Este sistema se dimensionará en los apartados siguientes, en los cuales, se detalla el diámetro del eje y las dimensiones de la manivela y biela.

### 3.4 Cálculo de la potencia requerida para la trituración ( $P_r$ ).

Para el cálculo de la potencia del sistema, se utiliza la mayor fuerza presentada en el Capítulo 2, apartado 2.5, donde no hubo deformación plástica, la cual es de 600 [N] aproximadamente, sin embargo, dicha fuerza es la necesaria para un solo sistema de diente, por ende, se debe extrapolar a las cantidades de dientes que estarán presentes en el sistema, donde será un total de 9 dientes, sin embargo, los dientes que estarán en contacto con las *motherboards* solo equivale a un 50% del total de los dientes, debido a que este es el tamaño máximo para una placas de computadoras, dando así un resultado de 2700 [N]. Con este dato ya conocido, se puede calcular la potencia requerida para el sistema de trituración de mandíbula con la ecuación (3.3) mostrada a continuación.

$$P_r = (F_1 * d) * \omega \quad (3.3)$$

Donde:

- $F_1$  : Fuerza necesaria de ruptura del material.
- $\omega$  : Velocidad angular del sistema, la cual será de 180 [RPM].
- $d$  : Distancia del brazo de la biela-manivela, la cual será de 180 [mm].

De dicha ecuación, se reemplazan los valores mencionados anteriormente, dando como resultado lo siguiente:

$$P_r = (2.700 \text{ N} * 0,18 \text{ m}) * 18,85 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 9.160 \text{ W} = 9,2 \text{ kW}$$

Con esto, se obtiene una potencia para el motor de 9,2 [kW] dadas las condiciones de diseño.

### 3.5 Selección de motor.

Para la selección se debe conocer el factor de servicio ( $F_s$ ) el cual representa un factor de seguridad para el motor, dependiendo del trabajo que este ejerciendo, donde puede ser bajo, medio o alto. Sin embargo, dado que este diseño en primera instancia se realizará para un prototipo previo, se considera un factor de servicio igual a 1, para analizar el comportamiento de este motor con el sistema en estudio. Para la aplicación industrial a gran escala se debe considerar un factor de servicio igual a 1,6 como se evidencia en la Figura 3.3 donde se muestra el factor de servicio ( $F_s$ ) según el tipo de maquina a impulsar.

Tipo de máquina impulsada	Factor de servicio ( $F_s$ )		
	Menor a 6 hr/día	De 6 a 15 hr/día	Mayor a 15 hr/día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros.	1,1	1,2	1,3
Generadores, máquinas herramientas, mezcladores.	1,2	1,3	1,4
Elevadores de cangilones, maquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados.	1,4	1,5	1,6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule.	1,5	1,6	1,8
Toda máquina que se pueda ahogar.	2	2	2

Figura 3.3: Factor de servicio de acuerdo con el tipo de maquina impulsada. [17].

Con esta información se selecciona el motor eléctrico trifásico siemens 11[kW]/14,8 [HP], 1000 [RPM], ver Figura 8.2 [18], que cumple con las especificaciones mencionadas.

### 3.6 Cálculos de fuerzas que actúan en la TM.

Para realizar el cálculo de las fuerzas que actúan en la trituradora de mandíbula, lo primero es realizar el diagrama de cuerpo libre de la placa móvil, con el fin de evidenciar las fuerzas que están presentes en esta estructura, esto se evidencia en la Figura 3.4.

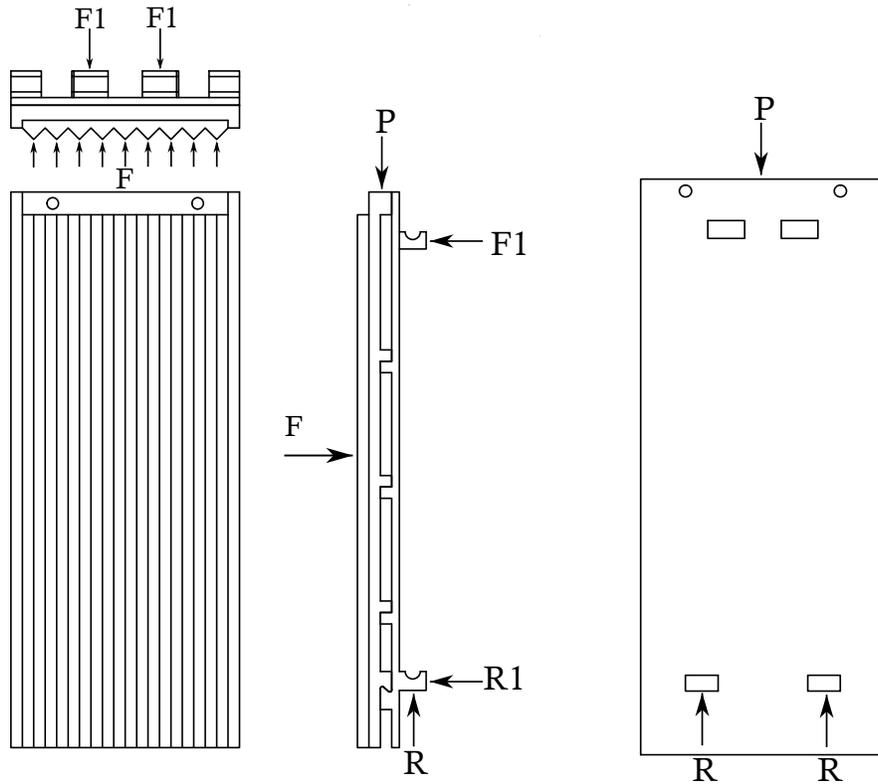


Figura 3.4: Fuerzas en la placa móvil de trituración.

Donde:

- F : Fuerza resistente del material a triturar.
- F1 : Fuerza ejercida para el cierre de la mandíbula efectuada por la biela-manivela.
- P : Peso del sistema completo de mandíbula móvil.
- R : Reacciones del eje pivote en la sección del rodamiento.

Ya contando con el diagrama de cuerpo libre para este caso, se puede calcular las reacciones respectivas de la placa móvil en la dirección y ver ecuación (3.4).

Fuerzas en la dirección vertical (eje y):

$$\sum F_y = 2R - P = 0 \quad (3.4)$$

$$R = \frac{P}{2} = \frac{\left(500 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) [\text{N}]}{2} = 2.453 [\text{N}]$$

Donde el peso del sistema completo es 500 [kg] aproximadamente, esto calculado mediante el programa de diseño Autodesk Inventor. Por otro lado, para las fuerzas horizontales, se tiene un procedimiento diferente debido al movimiento de la placa, ya que, el eje inferior debe soportar fuerzas tanto en la dirección x como en dirección y, por ende, se confecciona un diagrama de cuerpo libre en tres casos relevantes, los cuales se evidencia en la Figura 3.5.

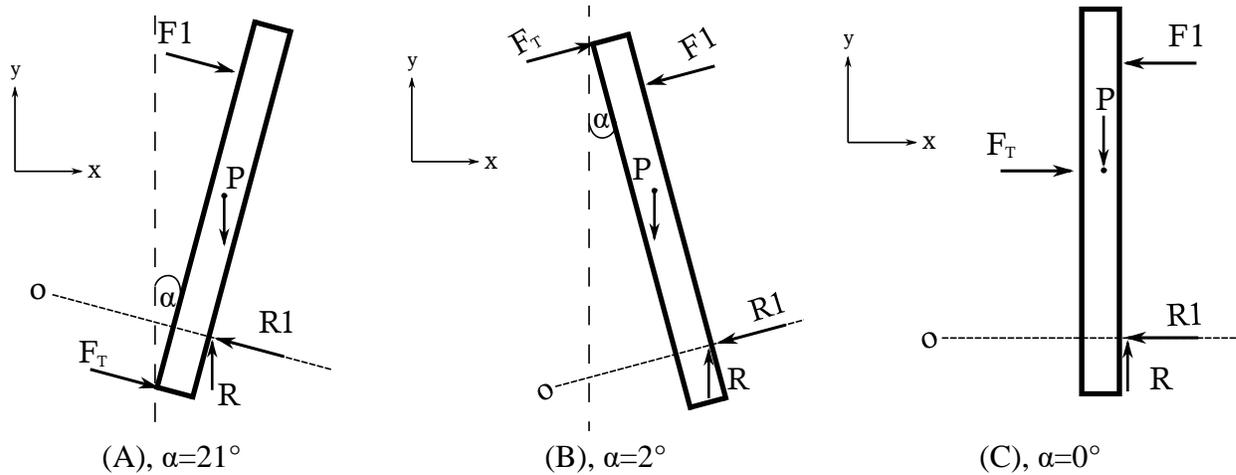


Figura 3.5: Diagrama de cuerpo libre para la placa móvil.

Con esto se tiene que las fuerzas en la dirección horizontal (eje x), ver ecuación (3.5).

$$\sum F_x = F_T * \cos(\alpha) - F_1 * \cos(\alpha) - 2 * R1 * \cos(\alpha) = 0 \quad (3.5)$$

Por otro lado, las fuerzas en la dirección horizontal (eje y), ver ecuación (3.6).

$$\sum F_y = 2 * R - F_T * \sin(\alpha) - P - F_1 * \sin(\alpha) + 2 * R1 * \sin(\alpha) = 0 \quad (3.6)$$

Como se mencionó en el apartado anterior, la fuerza de trabajo ( $F_T$ ) representará a las sumas de todas las fuerzas aplicada en cada diente que estará en contacto con las placas madre, dado un resultado de  $F_T = 2.700$  [N]

Para conocer la fuerza de la reacción en los soportes ( $R1$ ) se tiene que realizar la sumatoria de momento en un punto en específico, este punto se toma estratégicamente donde pasa la fuerza que genera el eje inferior ( $R_1$ ), resultando la ecuación (3.7).

$$\sum M_o = \{[F_T \sin(\alpha)] * x_1 + [F_T \cos(\alpha)] * x_2 - P * x_3 - [F_1 \sin(\alpha)] * x_4 - [F_1 \cos(\alpha)] * x_5\} \quad (3.7)$$

Donde las distancias perpendiculares a la fuerza de aplicación se obtienen del programa de diseño Autodesk Inventor. Cabe mencionar que las distancias que varían son  $x_1$  y  $x_2$  debido a que la fuerza de trabajo cambia de posición dependiendo de la zona de trituración, y, para el caso C se tiene que la fuerza de trabajo es igual a 0. Los valores y resultados se muestran en la Tabla 6.

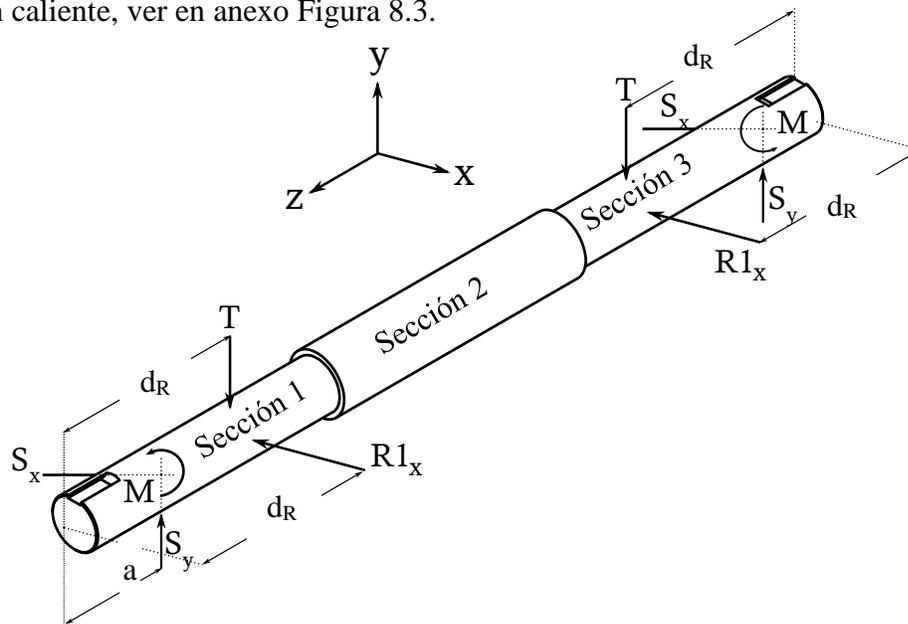
**Tabla 6.** Distancias y Fuerzas involucradas en la plaza de trituración para los diferentes casos.

Símbolo	Nombre	Caso A	Caso B	Caso C	[U]
		Valor	Valor	Valor	
$x_1$	Distancia perpendicular en dirección x para $F_T$	194	152	N/A	mm
$x_2$	Distancia perpendicular en dirección y para $F_T$	65	1251	N/A	mm
$x_3$	Distancia perpendicular en dirección x para $P$	104	109	N/A	mm
$x_4$	Distancia perpendicular en dirección x para $F_1$	239	194	N/A	mm
$x_5$	Distancia perpendicular en dirección y para $F_1$	1205	1118,5	N/A	mm
$F_1$	Fuerza en el eje de la biela-manivela	1087,1	2538,2	0	N
$R1$	Fuerza en el eje inferior	1893,5	80,89	0	N
$F_T$	Fuerza de trabajo	2700	2700	0	N
$P$	Peso de la estructura	4905	4905	4905	N
$R$	Fuerza en los apoyos de los rodamientos	2453	2453	2453	N

Ya teniendo los valores de las reacciones que se manifiestan en la placa móvil, se puede realizar un análisis de los ejes involucrados, con el fin de determinar el diámetro mínimo de cada uno de estos.

### 3.6.1 Cálculo del diámetro del eje pivote para placa móvil de trituración.

Para saber cuál debe ser el diámetro mínimo del eje, se debe conocer en primer lugar las fuerzas involucradas en este elemento mecánico, donde se debe calcular las reacciones de los soportes el cual mantiene fijo al eje, para esto se visualiza en la Figura 3.6 las reacciones en el eje efectuadas por el peso de la placa móvil de trituración y por la fuerza de trituración ( $R1$ ) para el caso a y b mencionados en el apartado anterior. Cabe mencionar que el material ocupado para los ejes será un acero AISI 4140 [19], laminado en caliente, ver en anexo Figura 8.3.

**Figura 3.6:** Diagrama de cuerpo libre de eje inferior en 3 dimensiones.

De la Figura 3.6, donde se representan las fuerzas que interactúan con el eje, se confecciona la Tabla 7, para mostrar los valores que toman las variables mostradas en cada caso analizado.

**Tabla 7.** Fuerzas involucradas en el eje inferior.

Símbolo	Nombre	Caso A	Caso B	Caso C	[U]
		Valor	Valor	Valor	
a	Distancia entre inicio del eje y punto central del empotramiento	50	50	50	mm
S <sub>x</sub>	Fuerza en el empotramiento en la dirección x	1.767,8	80,8	0	N
S <sub>y</sub>	Fuerza en el empotramiento en la dirección y	1.774,4	2.450,2	2453	N
d <sub>R</sub>	Distancia entre inicio del eje y punto central de las fuerzas	241	241	241	mm
R1 <sub>x</sub>	Fuerza generada por la placa en dirección x	1.767,8	80,8	0	N
R1 <sub>y</sub>	Fuerza generada por la placa en dirección y	678,6	2,8	0	N
T	Fuerza total en dirección y	1.774,4	2.456,4	2453	N

Con esta información se confecciona los gráficos de momentos para cada caso, ver Figuras 8.4, 8.5 y 8.6, dando así los resultados que se muestran en la Tabla 8 con todas las reacciones relevantes, cabe aclarar que, al no existir torsión en el eje, su valor será igual a 0.

**Tabla 8.** Reacciones en el eje de pivote de la placa de mandíbula móvil en puntos de interés.

Zona	Símbolo	Nombre	M <sub>max</sub>	M <sub>min</sub>	M <sub>m</sub>	M <sub>a</sub>	[U]
Chavetero	M	Momento flector	270,2	264,4	267,3	2,9	Nm
Sección 1-2	M	Momento flector	82,99	81,21	821	0,89	Nm
Eje	T <sub>o</sub>	Par de torsión	0	0	0	0	N

Con estos parámetros, se procede al cálculo del diámetro mínimo del eje mediante la fórmula de falla por fatiga usando el criterio de Goodman [20], presentada en la ecuación (3.8), esto debido a que el eje está sometido mayoritariamente a una flexión, por ende, se desprecia el esfuerzo cortante.

$$d = \left[ \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} \quad (3.8)$$

Donde  $M_m$  y  $M_a$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $T_m$  y  $T_a$  son los pares de torsión medio y alternante,  $n$  es el factor de seguridad contra la fatiga el cual es de 1,8, y  $K_f$  y  $K_{fs}$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga para flexión y la torsión, respectivamente [20], por otro lado, se tiene que  $S_{ut}$  representa la resistencia última a la tensión, que para el caso del material elegido es de 257 [kpsi]. Y, por último, el límite a la fatiga  $S_e$  se calcula mediante la ecuación (3.9).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3.9)$$

Con:

- $k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial, ecuación (3.10).
- $k_b$ : Factor de modificación del tamaño, el cual se dará un valor de 0,9 para primera iteración.
- $k_c$ : Factor de modificación de la carga, el cual es igual a 1 debido a que está en flexión.
- $k_d$ : Factor de modificación de la temperatura, Figura 8.7.
- $k_e$ : Factor de confiabilidad, Figura 8.8.
- $k_f$ : Factor de modificación de efectos varios, el cual se dará un valor igual a 1.
- $S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria,  $1 \times 10^4$  psi para AISI 4140.

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (3.10)$$

Los factores  $a$  y  $b$  se encuentran en el Figura 8.9.

Para los factores de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión ( $K_f$ ) y para torsión ( $K_{fs}$ ) se calculan mediante la ecuación (3.11), mostrada a continuación:

$$\begin{aligned} K_f &= 1 + q \cdot (K_t - 1) \\ K_{fs} &= 1 + q_s \cdot (K_{ts} - 1) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Con:

- $q$  : Sensibilidad a la muestra sometida a flexión,  $q = 0,9$  debido a que  $r = 1$  [mm] ver Figura 8.10.
- $q_s$  : Sensibilidad a la muestra sometida a torsión,  $q_s = 0,9$  debido a que  $r = 1$  [mm] ver Figura 8.11.
- $k_t$  : Factores teóricos de concentración del esfuerzo, valor igual a 2,7, para primera iteración, ver Figura 8.12.
- $k_{ts}$ : Factores teóricos de concentración del esfuerzo, valor igual a 1.

Con todo esto, se confecciona la Tabla 9 para el empotramiento o chavetero, y para el cambio de sección entre las secciones 1 y 2, ya que para la 2 y 3, será el mismo resultado, dado que ningún factor cambia.

**Tabla 9.** Diámetro mínimo para el cambio de sección.

Símbolo	Nombre	Chavetero	Sección 1-2	[U]
$M_a$	Momento flector alterno	25,66	7,88	lbf-in
$M_m$	Momento flector medio	2.365,53	726,64	lbf-in
$T_{a,m}$	Par de torsión alternante y medio	0	0	lbf-in
$K_t$	Factores teóricos de concentración del esfuerzo para flexión	2	2,7	-
$K_{ts}$	Factores teóricos de concentración del esfuerzo para torsión	1	1	-
$q$	Sensibilidad a la muestra sometida a flexión	0,9	0,9	-
$q_s$	Sensibilidad a la muestra sometida a torsión	1	1	-
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión	2,53	2,53	-
$K_{fs}$	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión	1	1	-
$S_{ut}$	Resistencia última a la tensión	257.000	257.000	psi
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria	100.000	100.000	psi
$k_a$	Factor de modificación de la condición superficial	0,62	0,62	-
$k_b$	Factor de modificación del tamaño	0,9	0,9	-
$k_c$	Factor de modificación de la carga	1	1	-
$k_d$	Factor de modificación de la temperatura	1	1	-
$k_e$	Factor de confiabilidad	0,814	0,814	-
$k_f$	Factor de modificación de efectos varios	1	1	-
$S_e$	Límite a la fatiga	45.456,7	45.456,7	psi
<b>d</b>	<b>Diámetro mínimo del eje</b>	<b>0,78</b>	<b>0,52</b>	<b>in</b>
<b>d</b>	<b>Diámetro mínimo del eje</b>	<b>19,81</b>	<b>13,17</b>	<b>mm</b>

De la tabla anterior se evidencia el diámetro mínimo que puede tener el eje inferior, el cual, es de un valor de 39,55 [mm], con esta información se procede a calcular los nuevos factores ( $K_t$ ,  $q$  y  $K_b$ ) los cual dependían del diámetro, esto con el propósito de verificar que el factor de seguridad nuevo sea igual o mayor al factor de seguridad dado. Por otro lado, cabe recalcar que el factor  $K_{ts}$  no tiene mayor relevancia, ya que, como se mencionó anteriormente no existe par de torsión en el eje.

De los anexos, Figura 8.12, se obtiene para un  $D/d = 1,25$  y  $r/d = 0,025$ , un  $K_t = 2,5$  y además para un  $d=19,81$  [mm] con esto,  $K_b = 0,932$ . Conservando los otros valores iguales, se obtiene un diámetro mínimo para el eje pivote de  $d = 22,2$  [mm].

Ya conocido el diámetro mínimo, se determina el factor de seguridad para el eje con un diámetro mayor al obtenido, el cual será de  $d=30$  [mm], usando nuevamente el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman, se tiene que el coeficiente de seguridad, el que se evidencia en la ecuación (3.12):

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (3.12)$$

Donde los esfuerzos medios y alternantes equivalentes se obtienen cuando se combinan los esfuerzos por cargas combinadas de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, dichos esfuerzo se determina con la ecuación (3.13).

$$\begin{aligned} \sigma'_a &= \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_m &= \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Reemplazando los valores obtenidos se tiene que:

$$\begin{aligned} \sigma'_a &= 416,29 \text{ [psi]} \\ \sigma'_m &= 38.170,71 \text{ [psi]} \end{aligned}$$

Lo cual, lleva a un coeficiente de seguridad de  $n = 6,35$  reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (12).

Por último, el criterio no protege al eje contra la fluencia, por lo que requieren una verificación adicional de este aspecto. Para tal propósito, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises, ecuación (3.14), con el fin de verificar el factor de seguridad para la fluencia, ver ecuación (3.15).

$$\begin{aligned} \sigma'_{max} &= \left[ \left( \frac{32K_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma'_{max} &= 38.587 \text{ [psi]} \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} n_\gamma &= \frac{S_\gamma}{\sigma'_{max}} \\ n_\gamma &= 6,17 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Con una resistencia a la fluencia de  $S_\gamma = 238.000$  [psi] dada por el material.

Para finalizar el cálculo del eje pivote, en la Figura 8.16 se muestra el grafico de deflexión de este eje, el cual no supera la deflexión permisible.

### 3.6.2 Cálculo del diámetro del eje superior.

Para el cálculo del eje superior, solo se presenta una fuerza, la cual se origina por la reacción de la biela manivela la cual sería transmitida a los dos engranajes que se encuentran al costado, esta según el diagrama de fuerza presentado en la Figura 3.7.

A diferencia del caso anterior, debido a que las fuerzas están presente muy cercanas unas de otras, se desprecia el cálculo por flexión, debido a que el caso más crítico sería debido al corte que se puede producir en el cambio de sección, para esto se calculó el diámetro mínimo que debe tener el eje para las fuerzas involucradas, ver ecuación (3.16)

$$\tau_{max} = \frac{F_1/2}{A} = \frac{F_T/2}{\pi * r^2} \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] \quad (3.16)$$

Con:

- $\tau_{max}$  : Resistencia al corte, la cual es igual a  $24 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$ , para acero AISI 4140, ver Figura 8,3.

$$r = \sqrt{\frac{\left[ \frac{2.700}{2} \right] [N]}{20 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] * \pi * 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]}} = 1,35 [mm]$$

$$d = 2 * r = 2,7 [mm]$$

Como se refleja el diámetro mínimo es de  $2,7 [mm]$ , sin embargo, por consideraciones geométricas del sistema y para facilitar los repuestos de los materiales, se considera un diámetro mínimo igual al eje inferior, de  $30 [mm]$ .

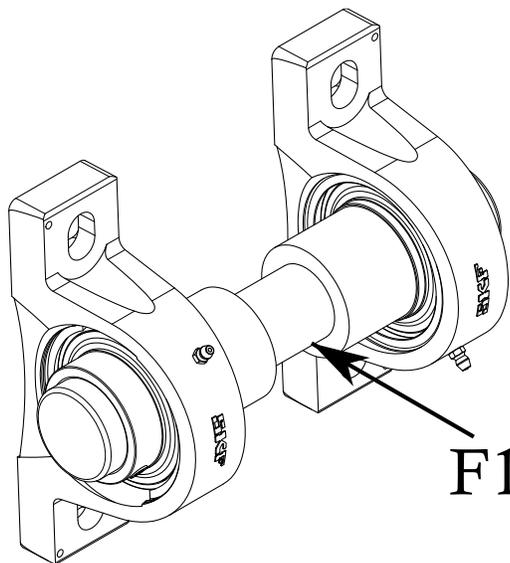


Figura 3.7: Eje superior con rodamientos sometido a la fuerza de la biela-manivela.

### 3.6.3 Selección de rodamientos.

Para la sujeción del eje inferior de la placa móvil, se considera una unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie o también llamadas chumaceras, en particular, la unidad de SY 30 TF de SKF, ver Figura 3.8. Las especificaciones técnicas se encuentran en el anexo, Figura 8.17.

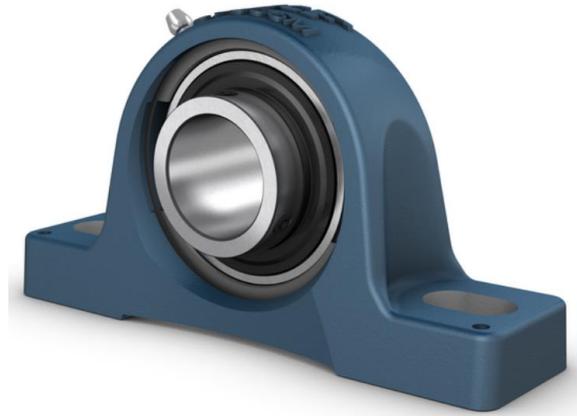


Figura 3.8: SY 30 TF. [21].

### 3.6.4 Cálculo de polea.

Para la transmisión de la potencia del motor a la biela-manivela, se ocupará correas trapezoidales o también conocidas como correas en V, las cuales presentan mejores características con respecto a los otros tipos de correas, debido a que se adaptan firmemente al canal de las poleas evitando el posible deslizamiento entre polea-correa y, por otro lado, su método de cálculo es simple, de igual manera que su instalación.

Para la selección del tipo de correa se necesita los siguientes datos:

- Potencia corregida que interactúa con la polea.
- Velocidad de rotación del motor eléctrico.
- Diámetro del eje del motor eléctrico.
- Relación de reducción.

Donde, los tres primeros puntos se obtienen directamente de la selección del motor eléctrico, sin embargo, para el último punto (relación de reducción), se considera una reducción de 5,6, con el objetivo de disminuir las  $[RPM]$ . que se entrega el mecanismo de biela-manivela.

#### 3.6.4.1 Sección de la correa.

Como se conoce la potencia corregida del motor eléctrico, la cual es de 11  $[kW]$ , y, además, se tiene que el motor gira a 1000  $[RPM]$ , se puede obtener el tipo de sección para la correa, esta estará especificada en el catálogo DUNLOP [22]. Con los datos de potencia y  $[RPM]$ , se selecciona la sección de letra B, ver Figura 8.18.

### 3.6.4.2 Cálculo del diámetro de la polea menor.

Para el cálculo del diámetro de la polea menor se obtiene directamente del catálogo teniendo en cuenta el diámetro del eje del motor, el cual es de 42 [mm], y el tipo de sección de la correa. Con esta información se procede a ver la Figura 8.19.

Ya conocido el diámetro primitivo de la polea menor  $d_1 = 140$  [mm], el cual se eligió por recomendaciones del catálogo y además considerando la potencia que se debe transmitir, es posible calcular el diámetro de la polea mayor ( $d_2$ ), de la ecuación (3.17).

$$\begin{aligned} d_2 &= d_1 \cdot 5,6 \text{ [mm]} \\ d_2 &= 140 \cdot 5,6 = 784 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (3.17)$$

### 3.6.4.3 Longitud de correa.

Para la longitud de correa se calcula un valor referencial con la ecuación (3.18) mostrada a continuación.

$$l = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot c} \quad (3.18)$$

Donde:

- $d_2$  : Diámetro de la polea mayor.
- $d_1$  : Diámetro de la polea menor.
- $c$  : Distancia entre los centros de la polea.

Para  $i \geq 3$  entonces se cumple que  $c \geq d_2$ , por ende, se da un valor que cumpla con estas especificaciones recomendadas en catálogo,  $c = 1.653$  [mm]. Con los datos mostrados anteriormente se reemplaza la ecuación (16) con lo que se obtiene:

$$l = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot c} = 4.814 \text{ [mm]}$$

Para una compra normalizada, se obtiene de la tabla presentada en la Figura 8.20, un largo de correa de 188 pulgadas.

### 3.6.4.4 Ángulo de contacto de la polea.

Para calcular el ángulo de contacto se calcula mediante la ecuación (3.19), obtenida del catálogo y selección de correas DOOPLER [22].

$$\begin{aligned} \alpha_{d_1} &= 180^\circ - \left[ 57 \cdot \left( \frac{d_2 - d_1}{c} \right) \right] \\ \alpha_{d_2} &= 180^\circ + \left[ 57 \cdot \left( \frac{d_2 - d_1}{c} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.19)$$

Dando un valor de:

$$\alpha_{d_1} = 157,75^\circ = 2,75 \text{ [rad]}; \alpha_{d_2} = 202,24^\circ = 3,53 \text{ [rad]}$$

### 3.6.4.5 Verificación de la velocidad.

Se debe verificar que la velocidad tangencial de cada correa no supere los 30 [m/s] ya que a velocidades mayores la fuerza centrífuga es sumamente alta [22], ver ecuación (3.20).

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq 30 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.20)$$

Donde  $n_1$  y  $n_2$  son las revoluciones por minuto de cada polea, las cuales son de 1000 y 180 [RPM] respectivamente, con esta información se tiene:

$$V_t = 7,33 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Cumpliendo así la consideración de ser menor a 30 [m/s].

### 3.6.4.6 Factores de corrección.

Para este sistema se encuentran diferentes factores de corrección para obtener la potencia de cada correa, estos factores se muestran a continuación:

- Factor de corrección del arco de contacto ( $Fc \alpha$ ) = 0,95, ver Figura 8.21.
- Factor de corrección de la longitud de la corre (  $Fc l$ ) = 1,17, ver Figura 8.22.

### 3.6.4.7 Cálculo de potencia a transmitir para una correa.

Para la obtención de cuanta potencia puede transmitir cada polea se debe buscar por catálogo la prestación base que permite cada una de estas, puesto que se conoce la velocidad angular de la polea menor la cual es de 1000 [RPM], y el diámetro de ésta (140 [mm]), ya con estos parámetros se puede encontrar la prestación base, la cual se representa en la ecuación (3.21).

$$p_{bk} = pb + pi \quad (3.21)$$

Donde:

- $p_{bk}$  : Capacidad de transmisión.
- $pb$  : Prestación base, (2,98), ver Figura 8.23.
- $pi$  : Prestación por relación de transmisión, (0,44), ver Figura 8.23.

Con esto se tiene que  $p_{bk} = 3,42$  [HP], con dicha información se calcula la potencia permitida por bandade la ecuación (3.22).

$$p_{ba} = pbk \cdot Fc \alpha \cdot Fc l \quad (3.22)$$

obteniendo así:

$$p_{ba} = 3,80 \text{ [HP]}$$

Como se debe transmitir una potencia de 14,8 [HP] se calcula cuantas correas se necesitan para transmitir dicha potencia, esto se calcula con la ecuación (3.23).

$$N_b = \frac{P_c}{p_{ba}} = \frac{14,8}{3,80} = 3,8 \approx 4 \quad (3.23)$$

Por ende, se necesitan 4 bandas de correas para la potencia solicitada.

### 3.6.4.8 Cálculo de fuerzas generadas en correas.

Es necesario conocer la fuerza que genera las correas de la polea mayor, para esto se evidencia en la Figura 3.9-(A), el diagrama de cuerpo libre de la polea mayor. En dicha figura solo se muestran las reacciones que generan las correas.

Para saber la fuerza generada de dichas correas, se debe conocer las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  las cuales se determinan mediante la ecuación (3.24). Se debe considerar que todas estas ecuaciones están destinadas para el sistema inglés [20].

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(f\alpha)}{\exp(f\alpha) - 1} [lbf] \quad (3.24)$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F [lbf]$$

Donde:

- $F_c$  : Fuerza centrífuga, ver ecuación (3.25).
- $\Delta F$  : Potencia que se transmite por banda, ver ecuación (3.26).
- $f$  : Coeficiente de fricción efectivo, igual a 0,5123 [20]
- $\alpha$  : Angulo de contacto de la polea menor, igual a 2,753 [rad].

$$F_c = K_c \left( \frac{V_t}{1000} \right)^2 [lbf] \quad (3.25)$$

De acuerdo con la Figura 8.23-(A), para una banda de sección B,  $K_c$  es igual a 0,965. Con esto, se tiene que la fuerza centrífuga es de  $F_c = 2,01 [lbf]$  que es igual a 8,94 [N].

$$\Delta F = \frac{63.025 * \left( \frac{P_c}{N_b} \right)}{n * \left( \frac{d_1}{2} \right)} [lbf] \quad (3.26)$$

Dado que todos los factores se obtienen anteriormente, se obtiene un resultado de  $\Delta F = 84,62 [lbf]$ , el cual es igual a 376,41 [N].

Con estos factores calculados se obtiene la fuerza  $F_1$  la cual es igual a 113,94 [lbf], equivalente a 506,83 [N] y la fuerza  $F_2 = 29,32[lbf]$ , equivalente 130,42 [N].

De igual manera, se procede calcular la tensión inicial ( $F_i$ ) con el fin de tener esta referencia para la instalación de la polea, con la ecuación (3.27).

$$F_i = \left( \frac{F_1 + F_2}{2} \right) - F_c [lbf] \quad (3.27)$$

Así, se obtiene una tensión inicial de  $F_i = 69,62 [lbf]$ , igual a 309,68[N].

Por último, es recomendable calcular la vida de las bandas, con el fin de saber el tiempo de cambio de estas. En la ecuación (3.28) se presenta la vida de las bandas en horas.

$$t = \frac{N_p * l}{720 * V_t} [hr] \quad (3.28)$$

Con  $N_p$  como el número de pasadas, el cual se calcula con la ecuación (3.29).

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{F_1 + \frac{K_b}{d_1}} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{F_1 + \frac{K_b}{d_2}} \right)^{-b} \right]^{-1} [pasadas] \quad (3.29)$$

Donde  $K$  y  $b$ , depende de la sección de la correa de la banda, por ende, los valores que toman son de 1.193 y 10,926 respectivamente, ver Figura 8.23-(B), para el caso de  $K_b$ , es similar tomando un valor de 576, ver Figura 8.23-(A).

Con estos datos se obtiene que  $N_p$  es igual a  $1(10^8)$  pasadas, luego remplazando este valor en la ecuación (28) se obtiene una vida útil de las bandas de 20.732 horas.

### 3.6.5 Cálculo de biela-manivela

Para el cálculo de la biela manivela, se analizan las fuerzas que interactúan en este componente, donde en primera instancia se analizará si el diámetro utilizado para la manivela, por otro lado, para el análisis de biela se tendrá la fuerza resultante de la manivela y del otro lado la fuerza que se opone al movimiento provocada por la acción de la mandíbula móvil.

#### 3.6.5.1 Análisis de fuerzas en la manivela.

En primer lugar, como ya se obtuvo el diagrama de cuerpo libre de la polea mayor, ver Figura 3.9-(A), se confecciona el diagrama de la manivela, donde se presentan las fuerzas que interactúan en este sistema, incluyendo el peso provocado por la polea y el peso de la misma manivela, ver Figura 3.9-(B).

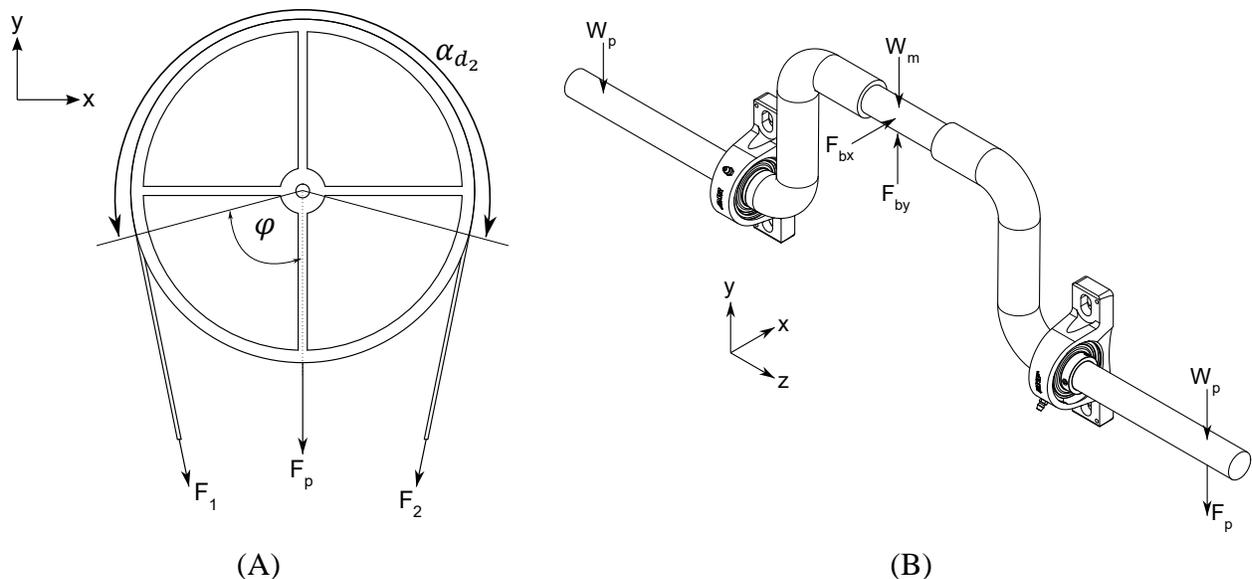


Figura 3.9: Diagrama de cuerpo libre de la manivela.

Se calcula la fuerza resultante de la polea ( $F_p$ ), ver ecuación (3.30), donde se utilizan los valores calculados en el apartado 3.6.4 de  $F_1$  y  $F_2$ .

$$F_p = (F_1 + F_2) \cos(90^\circ - \varphi) [N] \quad (3.30)$$

Para el caso de  $\varphi$  se calcula mediante geometría, utilizando los diámetros de las poleas y la distancia de los centros, ver ecuación (31).

$$\varphi = \cos^{-1} \left( \frac{d_2 - d_1}{2c} \right) \quad (3.31)$$

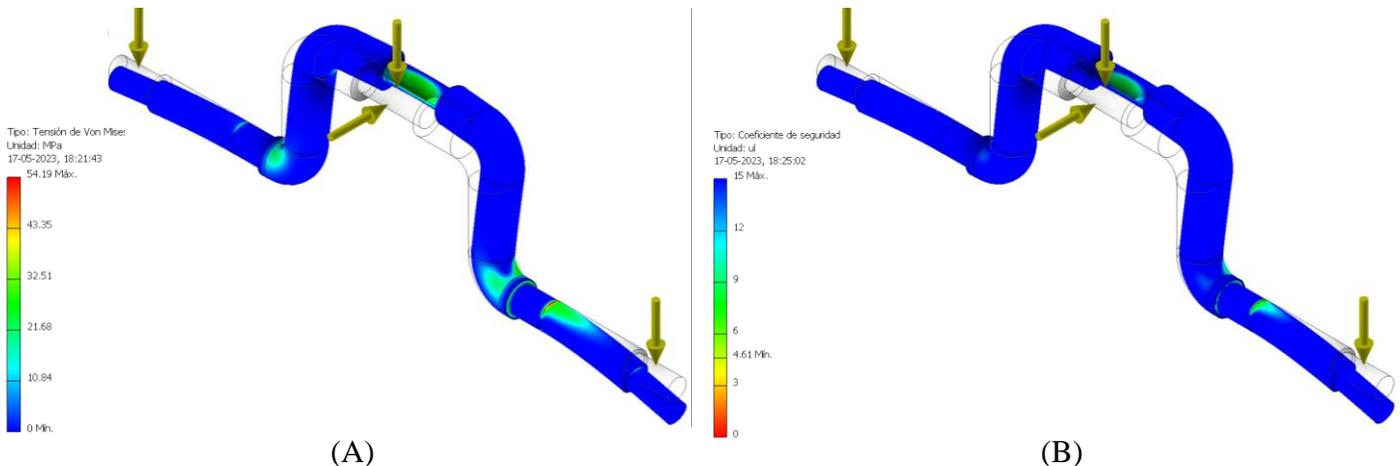
Obteniendo así  $\varphi = 78,74^\circ$ . Con este valor se reemplaza en la ecuación (30). Obteniendo una fuerza resultante de polea de  $F_p = 625 [N]$ .

Por otro lado, para el análisis de fuerzas de la manivela, se tendrán diferentes casos los cuales dependerán del ángulo de inclinación de la biela, ver Figura (8.23). Sin embargo, para que el cálculo sea más efectivo se sobredimensionara las fuerzas con el objetivo de ver el comportamiento de la manivela a dichas fuerzas.

Para el diagrama de cuerpo libre de la manivela, ver Figura 3.9-(B). se tienen los siguientes valores:

- $F_{bx}$  : Fuerza de la biela en dirección x, se toma un valor de 2.700[N].
- $F_{by}$  : Fuerza de la biela en dirección y, se toma un valor de -2.700 [N].
- $W_m$  : Peso de la manivela, 98.1 [N].
- $W_p$  : Peso de la polea y volante de inercia, 568.9 [N].
- $F_p$  : Fuerza de la polea,  $F_p = 625 [N]$ .

Con estos datos se simula en el programa inventor, obteniendo los resultados mostrados en la Figura 3.10.



**Figura 3.10: Gráficos de Tensión de Von Mises (A) y Coeficiente de seguridad (B).**

Así se verifica para una condición totalmente crítica, el coeficiente de seguridad mínimo es de 4.61, comprobando que la manivela resiste a dichas fuerzas. Con esto, se obtiene que el diámetro mínimo de este sistema es de 30 [mm], cabe mencionar que el tipo de rodamiento será el SY 40 TF, debido al cambio de diámetro del eje.

### 3.6.5.2 Análisis de fuerzas en la biela.

Para el cálculo de la biela del sistema, se analiza el eje que compone este sistema, el cual puede presentar dos condiciones de carga, la prime en compresión (cuando la mandíbula se comienza a cerrar) y, por otro lado, en tracción (cuando la mandíbula comienza a abrirse), para esto se tienen las ecuaciones (3.32) que representa tanto para la compresión como para la tracción, donde la diferencia radica en el signo de la fuerza, producto de su orientación.

$$\sigma_o = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi * r^2} \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] \quad (3.32)$$

Donde el material a ocupar es acero AISI 4140, donde su esfuerzo de fluencia es de  $\sigma_o = 40 [kg/mm^2]$  y el valor de la carga a aplicar es de  $F = 2700 [N] = 275.32 [kg]$  para un caso sobre determinado, debido a que esta fuerza se ira descomponiendo debido a la rotación de la manivela.

Con esto mencionado anteriormente, se obtiene que:

$$r = \sqrt{\frac{F}{\pi * \sigma_o}} [mm] = 1,17 [mm]$$

De la misma manera que en el apartado 3.6.2 (Calculo del diámetro del eje superior), por consideraciones geométricas se considera un diámetro igual a 30 [mm], de igual forma se hace una simulación para ratificar cómo se comporta el eje, donde se presenta un coeficiente de seguridad igual a 15 (máximo), el cual indica que el eje no fallara bajo estas condiciones, ver Figura 8.26.

### 3.6.6 Cálculo de chavetas para trituración por mandíbula.

Para transmitir la potencia desde el eje del motor hacia la manivela, se utilizará una transmisión por correa, por lo cual, se hace necesario la instalación de poleas sobre el eje del motor, y otra sobre el eje de la manivela. Dichas poleas se unirán a través de chavetas. Del mismo modo será necesario la utilización de chavetas para fijar el eje pivote con el propósito de que este no rote.

Para estas uniones se utilizará Chavetas paralelas según DIN – 6885-1B, ver Figura 3.10.

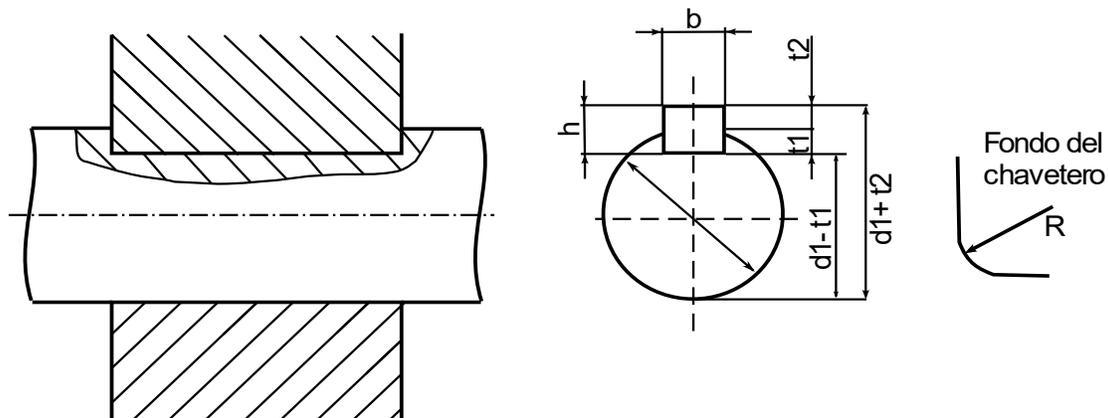


Figura 3.11: Chaveta paralela DIN-6885-1B.

Para el caso de las chavetas a utilizar se consideran dos causas de fallas.

La primera, es el aplastamiento de las superficies laterales. Para que los flancos resistan a este aplastamiento, se debe cumplir la condición de diseño, la que se expresa en la ecuación (3.33)

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A} < \frac{\sigma_o}{n} \quad (3.33)$$

Para la segunda causa de falla, se tiene el corte en la sección longitudinal. Donde se debe verificar la resistencia al corte de la chaveta con la ecuación (3.34).

$$\tau = \frac{F}{bL_\tau} < \frac{\tau_o}{n} = \frac{\sigma_o}{2n} \quad (3.34)$$

De las ecuaciones vistas anteriormente, se tienen los siguientes parámetros:

- $A$  : Área sometida al aplastamiento.
- $L$  : Longitud de la chaveta
- $n$  : Coeficiente de seguridad, que es igual a 1,5.
- $\sigma_o$  : Esfuerzo de fluencia.

Por otro lado,  $F$  es la fuerza que se genera sobre la chaveta se calcula mediante la ecuación (3.35)

$$T = \frac{d_1}{2} F \quad (3.35)$$

Por último, el largo mínimo de la chaveta tomará el valor de la ecuación (3.36).

$$L = \max (L_{aplast}, L_\tau) \quad (3.36)$$

Teniendo un diámetro igual a 30 [mm] se obtiene que  $b = 8$  [mm] ,  $h = 7$  [mm] y  $t_1 = 4,7$  [mm], ver Figura 3.10. Por otro lado, con las ecuaciones antes mencionadas, se confecciona la Tabla 10, con todos los valores relevantes. Cabe mencionar que el material del eje es acero AISI 4140, el cual posee un esfuerzo de fluencia  $\sigma_o = 60$  [kg/mm<sup>2</sup>]. Por ende, se debe seleccionar un material para la chaveta que posea una menor resistencia, de tal forma que, que en primer lugar falle la chaveta y no el eje. Con esta consideración se selecciona el material de acero AISI 304, cuyo esfuerzo de fluencia es de  $\sigma_o = 24$  [kg/mm<sup>2</sup>]. Las geometrías de catalogo se pueden visualizar en la Figura 8.27 [24], y, por último, para la unión entre eje pivote y estructura, al no tener un torque, se selecciona el mismo largo de la chaveta con menor longitud.

**Tabla 10.** Geometría para las distintas chavetas de la trituración por mandíbulas.

	Diámetro del eje ( $d_1$ ) [mm]	Torque ( $T$ ) [Nmm]	Fuerza (F) [kg]	Largo de aplastamiento ( $L_{aplast}$ ) [mm]	Largo por corte ( $L_\tau$ ) [mm]	Largo de la chaveta (L) [mm]
Unión entre motor y polea	30	105.042	713,8	5,57	11,15	18
Unión entre polea y manivela	30	583.864	3.967,8	30,99	61,99	63

## CAPÍTULO 4: Trituración por cilindros dentados.

### 4.1 Parámetros iniciales

De la misma forma que en el capítulo 3, se debe definir los parámetros iniciales para el tamaño máximo del material de entrada, donde ya estará definida por la primera etapa, por otro lado, se debe conocer la relación de reducción que indicará el tamaño de salida del material para esta etapa, estos parámetros son definidos a continuación.

Tamaño máximo del material de entrada:

$$T_E = 57 [mm]$$

Relación de reducción:

$$r = 3$$

Tamaño de salida:

$$T_S = 19 [mm]$$

### 4.2 Dimensiones generales para el sistema de trituración de cilindros dentados.

Debido a que este mecanismo cuenta como la segunda etapa de trituración, las dimensiones deben estar predeterminadas de acuerdo con la salida de la primera etapa, por lo cual, el largo de la cámara de trituración de cilindros dentados ( $L_c$ ) debe ser como mínimo la longitud de la boca de la mandíbula ( $L_b$ ), la cual es igual a 600 [mm] ver Figura 4.1, para el ancho ( $A_c$ ) y alto de la cámara ( $H_c$ ) dependerá netamente del diámetro de las cuchillas a utilizar.

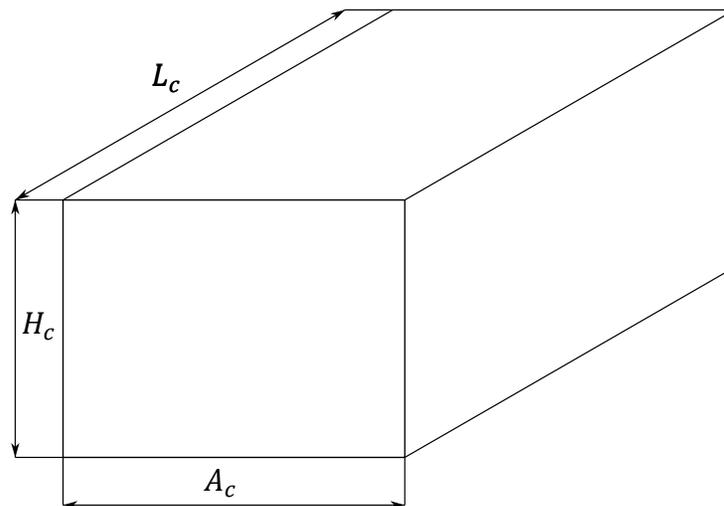


Figura 4.1: Dimensiones generales de la cámara de trituración por cilindros dentados.

Para el diámetro requerido de las cuchillas, está directamente relacionado con el tamaño del material de entrada, debido a que, si el diámetro no es el óptimo, el proceso de trituración no se llevara a cabo, ya que, las cuchillas no serán capaz de agarrar el material que se quiere triturar. Para una trituración en serie normal se utiliza la ecuación (4.1) [25].

$$D_{cilindro} = 3 * T_{max} \quad (4.1)$$

Donde  $T_{max}$  es el tamaño máximo del elemento de entrada, que como se mencionó en el apartado anterior es de 57 [mm], sin embargo, para efecto de diseño, se considerara un tamaño mayor a este, específicamente de 60 [mm], con esto se obtiene que el diámetro del cilindro ( $D_{cilindro}$ ) debe ser de 180 [mm].

Ya conocido el diámetro de las cuchillas, solo basta conocer el espesor estas, la cual según recomendaciones de los fabricantes [26] deben ser cuchillas normales con un espesor de 10 a 20 [mm] y además contara con cuatro agarras para optimizar el proceso de trituración.

### 4.3 Calculo de los ejes para el sistema de trituración por cilindros dentados.

Para determinar el diámetro mínimo del eje, se debe definir distintas configuraciones geométricas. Para este caso, la transmisión de la potencia será llevada a cabo por un solo motor, el cual estará conectado a un eje, y este, por medio de engranajes rectos, con un ángulo ( $\alpha$ ) igual a  $20^\circ$ , transmitirá el movimiento y potencia requerida al otro eje, además, se considera para efectos de cálculos, que cinco cuchillas de cada eje estarán en contacto con el material a triturar. Con esta información se confecciona el diagrama del cuerpo libre del eje que estará conectado directamente al motor, ver Figura 4.2.

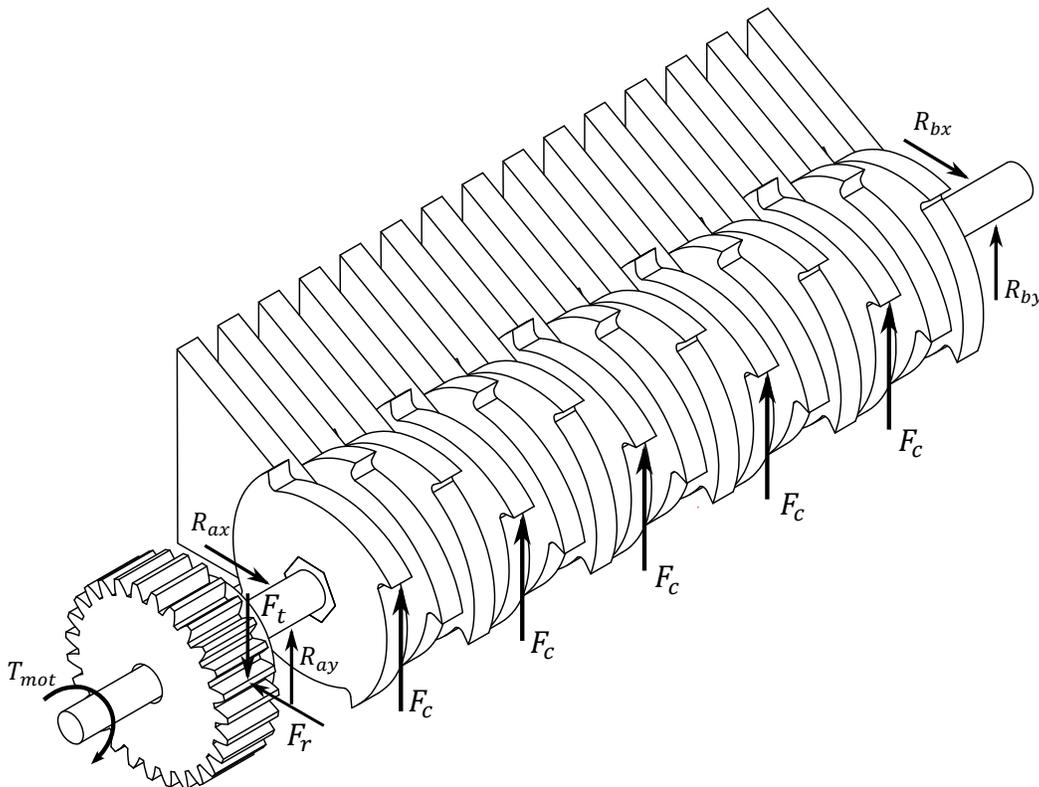


Figura 4.2: Diagrama de cuerpo libre para el eje principal.

Para comenzar a calcular las reacciones generadas en los rodamientos del eje, se debe comenzar en calcular el momento necesario para que el sistema cumpla con un buen funcionamiento, esto mediante la fuerza de corte máxima ( $F_c$ ), la cual se calculó en el capítulo 2, apartado 2.6, dando un resultado de 8.339 [N], con este dato, el torque necesario para el funcionamiento de un eje es de 3.752,6 [Nm], ver ecuación 4.2.

$$M_t = (5 * F_c * r) \quad (4.2)$$

$$M_t = 3.752,6 \text{ Nm}$$

Donde el radio ( $r$ ) es de 0,09 [m], el cual es evidenciado en el apartado 4.2.

Con esto se confecciona directamente el grafico de cuerpo libre del eje, es sus diferentes planos, ver Figuras 4.3 y 4.4.

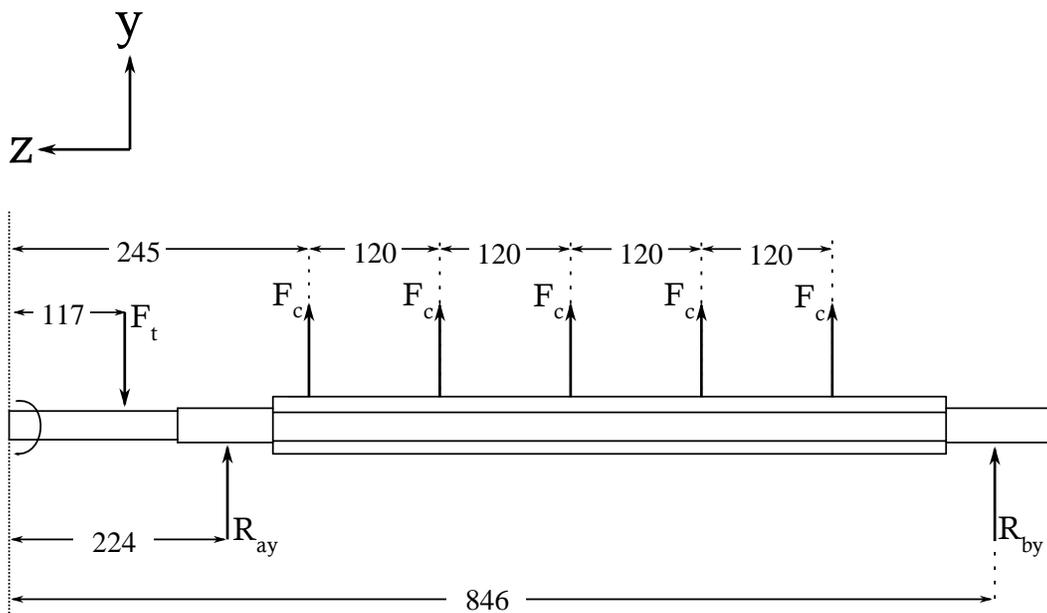


Figura 4.3: Diagrama de cuerpo libre para el eje principal en la dirección y-z.

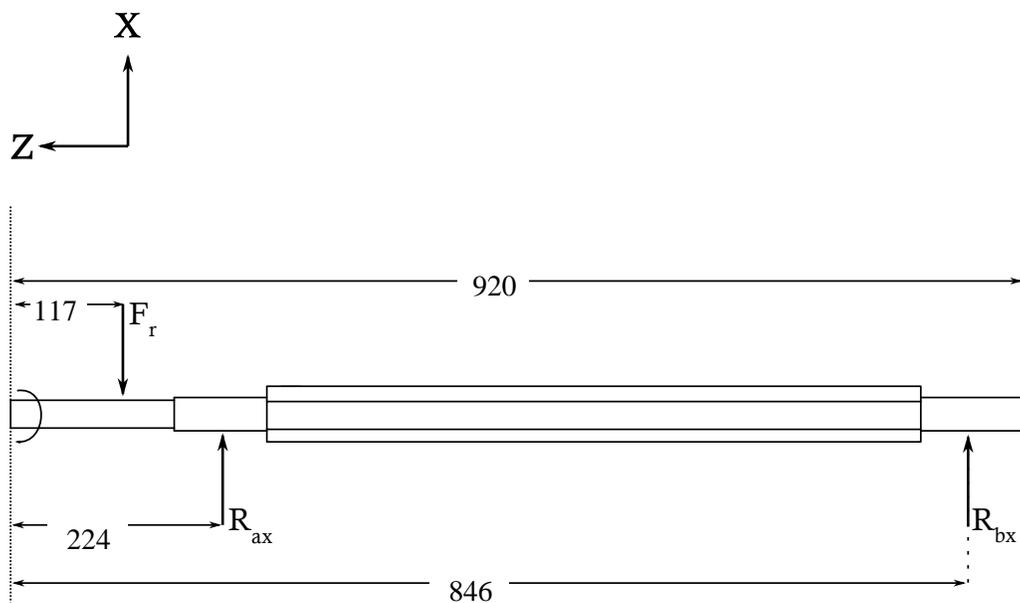


Figura 4.4: Diagrama de cuerpo libre para el eje principal en la dirección x-z.

Con las figuras vistas anteriormente, se recopila la información resumida en las Tablas 11 y 12 para el cálculo de momentos en el eje.

**Tabla 11.** Datos relevantes para la transmisión por engranajes.

<b>Engranaje</b>				
<b>Símbolo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Ecuación</b>	<b>Valor</b>	<b>[U]</b>
$d_p$	Diametro primitivo	-	150	$mm$
$\alpha$	Angulo	-	20	$^\circ$
$M_t$	Momento	Ecuacion (4.2)	3.752,6	$Nm$
$F_t$	Fuerza tangente	$F_t = M_t/r_e$	49.246,7	$N$
$F_r$	Fuerza radial	$F_r = F_t * \tan(\alpha)$	17.924,3	$N$

**Tabla 12.** Valores respectivos para el eje del sistema de trituración por cilindros dentados.

<b>Eje en el plano Y-Z</b>			
<b>Símbolo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Fuerza (N)</b>	<b>Distancia (m)</b>
$F_t$	Fuerza tangente del engranje 1	-49.246,7	0,117
$R_{ay}$	Reacción en primer rodamiento	X	0,224
$F_c$	Fuerza Corte	8.339	0,245
$F_c$	Fuerza Corte	8.339	0,365
$F_c$	Fuerza Corte	8.339	0,485
$F_c$	Fuerza Corte	8.339	0,605
$F_c$	Fuerza Corte	8.339	0,725
$R_{by}$	Reacción en primer rodamiento	X	0,846
<b>Eje en el plano X-Z</b>			
<b>Símbolo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Fuerza (N)</b>	<b>Distancia (m)</b>
$F_r$	Fuerza radial del engranje 1	-17.924,3	0,117
$R_{ax}$	Reacción en primer rodamiento	X	0,224
$R_{bx}$	Reacción en primer rodamiento	X	0,846

Con la información presentada en la Tabla 12, se realiza sumatoria de fuerza y momentos en el eje, dando los siguientes resultados:

$$R_{ax} = 19.970 [N], R_{ay} = 31.093 [N] \quad ; \quad R_{bx} = -2.046 [N], R_{by} = -23.542 [N]$$

Ya obtenidas todas las reacciones que están involucradas en el eje, se confecciona los gráficos de momentos, ver Figuras 8.28, y realizando el mismo procedimiento que en el apartado 3.6.1, se obtiene la Tabla 13, con la consideración de que este eje tendrá presente la torsión y el factor  $K_b$  será para ejes rotativos. Con todo este análisis se llega a un diámetro mínimo del eje de 67 [mm] para la primera iteración, luego con cambiando los valores que dependen netamente del diámetro con  $K_b = 0,75$ , da como resultado un diámetro igual de 70 [mm]. Con este valor se procede a realizar el análisis de esfuerzos para comprobar el coeficiente de seguridad del eje. Dando los resultados mostrados en la tabla 14.

**Tabla 13.** Diámetro mínimo para el eje de cilindros dentados.

<b>Símbolo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Engranaje</b>	<b>Rodamiento</b>	<b>[U]</b>
$M_a$	Momento flector alterno	36137,6	46377,9	<i>lbf-in</i>
$T_a$	Par de torsión alternante	2876.49	2876.49	<i>lbf-in</i>
$K_t$	Factores teóricos de concentración del esfuerzo para flexión	2	2,7	-
$K_{tS}$	Factores teóricos de concentración del esfuerzo para torsión	3	2.7	-
$q$	Sensibilidad a la muestra sometida a flexión	0,9	0,9	-
$q_s$	Sensibilidad a la muestra sometida a torsión	0,9	0,9	-
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión	1,9	2,53	-
$K_{fS}$	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión	2,8	2,53	-
$S_{ut}$	Resistencia última a la tensión	257.000	257.000	<i>psi</i>
$S'_e$	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria	100.000	100.000	<i>psi</i>
$k_a$	Factor de modificación de la condición superficial	0,62	0,62	-
$k_b$	Factor de modificación del tamaño	0,9	0,9	-
$k_c$	Factor de modificación de la carga	1	1	-
$k_d$	Factor de modificación de la temperatura	1	1	-
$k_e$	Factor de confiabilidad	0,814	0,814	-
$k_f$	Factor de modificación de efectos varios	1	1	-
$S_e$	Límite a la fatiga	45.456,7	45.456,7	<i>psi</i>
<b>d</b>	<b>Diámetro mínimo del eje</b>	<b>2,75</b>	<b>2,99</b>	<b><i>in</i></b>
<b>d</b>	<b>Diámetro mínimo del eje</b>	<b>61,94</b>	<b>67,95</b>	<b><i>mm</i></b>

**Tabla 14.** Datos para el cálculo de engranajes rectos.

<b>Engranaje</b>				
<b>Símbolo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Ecuación</b>	<b>Valor</b>	<b>[U]</b>
$\sigma_a$	Esfuerzo alterno	3.13	21.650,82	<i>psi</i>
$\sigma_{max}$	Esfuerzo maximo	3.14	21.650,82	<i>psi</i>
$S_e$	Resistencia a la fatiga	3.9	37.998,11	<i>psi</i>
$S_y$	Resistencia a la fluencia	-	238.000	<i>psi</i>
$n$	Coefficiente de seguridad	3.12	1,75	-
$n_y$	Coefficiente de seguridad a la flexion	3.15	10,99	-

Para el análisis de la deflexión que se genera en el eje, se muestra en la Figura 8.29, donde está dentro del rango permitido.

#### 4.4 Calculo de engranajes rectos para la transmisión de la potencia.

Para el cálculo de los engranajes se considerará dos tipos de fallas, la primera estará relacionada con la picadura en la superficie de contacto (pitting) y la segunda con la flexión en los dientes del engranaje, para esto, se confecciona la Tabla 15, con el fin de resumir las ecuaciones y de introducir todas las variables con su significa. Cabe destacar que el material del engranaje será acero carburizado y endurecido

**Tabla 15.** Datos para el cálculo de engranajes rectos para el esfuerzo por flexión y por picadura.

Símbolo	Nombre	Ecuación	Valor	[U]
$\sigma$	Esfuerzo por flexión	$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J}$	-	psi
$\sigma_c$	Esfuerzo por picadura	$\sigma_c = C_p \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$	-	psi
$W^t$	Carga tangencial transmitida	Tabla 11	11.361,71	lbf
$K_0$	Factor de sobrecarga	Figura 8.30	1	-
$K_v$	Factor dinámico	Tabla 16	1,066	$\frac{pie}{min}$
$K_s$	Factor de tamaño	Según AGMA	1	-
$P_d$	Paso diametral transversal	$P_d = \frac{N}{d_p}$	5	$\frac{dientes}{in}$
$N$	Numero de dientes	-	30	dientes
$F$	Ancho de la cara	-	5	in
$K_m$	Factor de distribución de la carga	Tabla 16	1,268	-
$K_B$	Factor del espesor del aro	Figura 8.32	1,29	-
$J$	Factor geométrico de resistencia a la flexión	Figura 8.33	0,37	-
$C_p$	Coefficiente elástico	Figura 8.34	2.300	$\sqrt{lbf/in^2}$
$C_f$	Factor de condición superficial	Según AGMA	1	-
$d_p$	Diámetro primitivo	Tabla 11	6	in
$I$	Factor geométrico de resistencia a la picadura	$I = \frac{m_G \cos(\alpha) \sin(\alpha)}{2m_N(m_G + 1)}$	0,08	-
$\alpha$	Angulo	Tabla 11	20	°
$m_G$	Relación de velocidad	$m_G = \frac{N_G}{N_P}$	1	-
$m_N$	Factor dinámico	Para engranajes rectos	1	-
$S_F$	Factor de seguridad a la flexión	$S_F = \frac{S_t Y_n}{K_T K_R \sigma}$	-	-
$S_H$	Factor de seguridad al desgaste	$S_H = \frac{S_c Z_n C_H}{K_T K_R \sigma_c}$	-	-
$S_t$	Numero de esfuerzo de flexión permisible	Figura 8.35	65.000	psi
$Y_n$	Resistencia a la flexión	Figura 8.36	0,977	-
$K_T$	Factor de temperatura	Temperatura de aceite 120°C	1	-
$K_R$	Factor de confiabilidad	Figura 8.37	1	-
$S_c$	Resistencia a la fatiga por contacto	Figura 8.38	220.000	psi
$Z_n$	Resistencia a la picadura	Figura 8.39	0,948	-
$C_H$	Factor de relación de la dureza	Mismo material de contacto	1	-

**Tabla 16.** Valores de  $K_v$  y  $K_m$  con sus respectivas formulas.

Símbolo	Nombre	Ecuación	Valor	[U]
$K_v$	Factor dinámico	$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A}\right)^B$	1,066	$\frac{pie}{min}$
$A$	Factor A	$A = 50 + 56(1 - B)$	59,77	-
$B$	Factor B	$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$	0,8255	-
$Q_v$	Número del nivel de precisión de la transmisión	-	6	-
$V$	Velocidad del eje	$V = \frac{\pi d_p n_p}{12}$	31,42	$\frac{pie}{min}$
$n_p$	Revoluciones del eje	-	20	RPM
$K_m$	Factor de distribución de la carga	$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$	1,268	-
$C_{mc}$	Factor de corrección de carga	<i>dientes sin corona</i>	1	-
$C_{pf}$	Factor de proporción	$B = \frac{F}{10d_p} - 0,0375 + 0,0125F$	0,108	-
$C_{pm}$	Modificador de proporción	$\frac{S_1}{S} < 0,175$	1	-
$C_{ma}$	Factor de alineación del acoplamiento	Figura 8.40	0,2	-
$C_e$	Factor de corrección de la alineación del acoplamiento	Ajuste en el ensamblaje	0,8	-

Con la información proporcionada por tablas y figuras, se obtiene los resultados para los distintos esfuerzos presente en el engranaje y con sus respectivos coeficientes de seguridad, ver Tabla 17, dando que  $S_F > (S_H)^2$ , por lo cual, la amenaza para el engranaje es por desgaste.

**Tabla 17.** Datos para el cálculo de engranajes rectos para el esfuerzo por flexión y por picadura.

Símbolo	Nombre	Valor	[U]
$\sigma$	Esfuerzo por flexión	53.144	psi
$\sigma_c$	Esfuerzo por picadura	182.985	psi
$S_F$	Factor de seguridad a la flexión	1.58	-
$S_H$	Factor de seguridad al desgaste	1.23	-

#### 4.4 Acoplamiento entre eje de cilindros dentados y reductor.

Para el acoplamiento entre el reductor y el eje del cilindro dentado, se debe seleccionar un elemento que soporte las magnitudes del torque, debido a que debe transmitir el torque necesario para activar a los dos cilindros dentados, dicha magnitud será de 7.505,2 [Nm], que sería el doble del momento calculado en el apartado anterior. Con esta información se selecciona un acoplamiento de cadena de tamaño 7, el cual puede transmitir hasta 8.000 [Nm], de la empresa ComInTec [27], las características técnicas se muestran en la Figura 8.41.

#### 4.5 Selección de motor eléctrico y reductor de velocidades.

Para el caso de la generación de la potencia del sistema, se realizará por medio de un motor eléctrico con las capacidades de entregar una potencia de 15 [kW], con este dato, se selecciona el motor cuya relación de potencia precio sea de acuerdo con el proyecto. Con estos antecedentes se selecciona el motor Multimontaje IE3 15kW/20 HP, el cual gira a 1800 [RPM], ver Figura 4.6-(A).

Dado que el sistema debe contar con una velocidad de trabajo de 20 [RPM], se debe incluir en el mecanismo un reductor de velocidad que otorgue reducir la velocidad de giro hasta la requerida, el elemento seleccionado es Reductor de serie C tipo C 90, el cual se evidencia en la Figura 4.6-(B).

Las características técnicas tanto para el motor como para el reductor se encuentran en la Figuras 8.41 y 8.43 respectivamente.

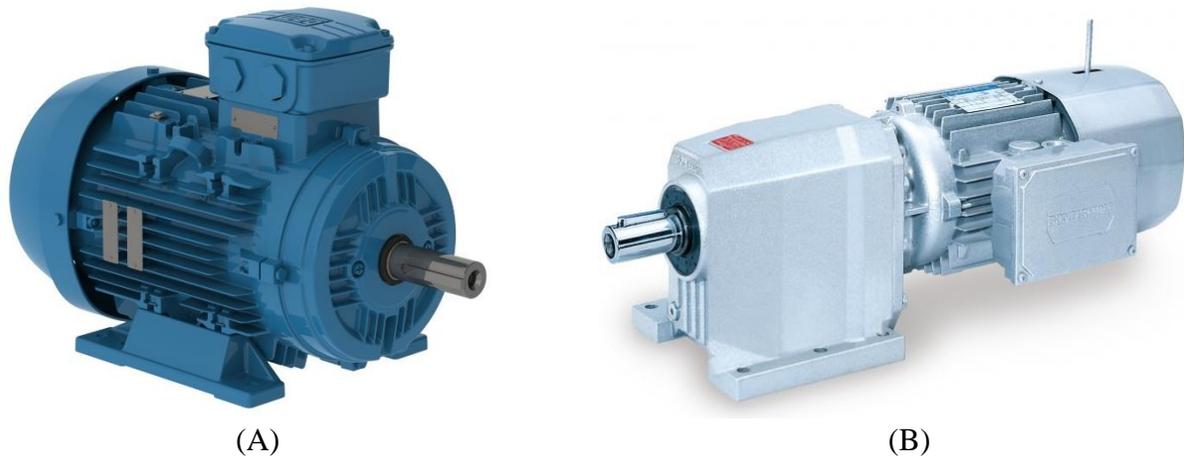


Figura 4.5: Motor multimontaje IE3 20 HP (A) y reductor de velocidad Serie C tipo C 90 (B). [28].

#### 4.6 Calculo de chavetas para etapa de cilindros dentados.

Utilizando el mismo método que en el apartado 3.6.6, se confecciona la Tabla 18, con el fin de determinar el largo de las chavetas a utilizar en la zona de engranajes y de acoplamiento por cadena.

**Tabla 18.** Geometría para las distintas chavetas de la trituración por cilindros dentados.

	Diámetro del eje ( $d_1$ ) [mm]	Torque ( $T$ ) [Nmm]	Fuerza (F) [kg]	Largo de aplastamiento ( $L_{aplast}$ ) [mm]	Largo por corte ( $L_\tau$ ) [mm]	Largo de la chaveta (L) [mm]
Unión entre engranaje y eje	75	3127	8500	27	54	56
Unión entre eje y acoplamiento.	75	3127	8500	27	54	56

## CAPÍTULO 5: Uniones, producción, armazón del equipo de trituración y presupuesto.

### 5.1 Uniones para trituradora de residuos electrónicos

Para las uniones de los elementos de la trituración de residuos electrónicos, se realizará por medio de dos tipos, unión no fija y unión fija, la primera se realizará por elementos roscados y para la segunda se realizará por medio de soldadura a arco manual. La información técnica se detallará a continuación.

#### 5.1.1 Uniones por elementos roscados.

Para las uniones de diferentes elementos por medio de pernos, se deben seleccionar los elementos que cumplan con las condiciones de diseño impuesta por los diámetros de los engranajes de SKF, y comprobar si soportan las fuerzas a las que estarán sometidas. Para esto se somete a tres situaciones; aplastamiento, corte y tracción [20].

##### 5.1.1.1 Calculo por aplastamiento.

En el caso de aplastamiento del perno, se determinará la fuerza que este soporta para dicho caso, la cual, debe ser menor a la fuerza de trabajo en esa situación, ver ecuación (5.1).

$$F = \frac{t * d * S_p}{n_d} > F_t [kip] \quad (5.1)$$

Donde:

- $t$  : Espesor de la plancha.
- $d$  : Diámetro del perno
- $S_p$  : Resistencia de prueba mínima, que es igual a 120 [kpsi] para todos los casos, ver Figura 8.44.
- $n_d$  : Factor de diseño, el cual es igual 1,5 para todos los casos.
- $F_t$  : Fuerza de trabajo en el aplastamiento.

##### 5.1.1.2 Calculo por corte.

Para el caso del corte es el mismo proceso que en el apartado anterior, con la diferencia que la fuerza se calcula con la ecuación (5.2).

$$F = 0,577 * \frac{\pi d^2 S_p}{4 n_d} > F_t [kip] \quad (5.2)$$

Cabe mencionar que los parámetros definidos son los mencionados en el apartado 5.1.1.1. para este caso  $F_t$  es la fuerza máxima para corte.

### 5.1.1.3 Cálculo por Tracción.

De la ecuación (5.3) se obtiene el cálculo por tracción de los distintos elementos roscados, cabe recalcar que no todos los pernos tienen las mismas condiciones de trabajo.

$$F = \frac{[S_p A_t - F_i]}{C * n} > F_t \text{ [kip]} \quad (5.3)$$

Donde:

- $A_t$  : Área de esfuerzo por tensión, ver Figura 8.45.
- $F_i$  : Fuerza de apriete, ver ecuación (5.4).
- $C$  : Constante de rigidez, ver ecuación (5.5).
- $n$  : Factor de seguridad, igual a 1,5.
- $F_t$  : Fuerza máxima que deben soportar los pernos.

Fuerza de apriete:

$$F_i = 0,75 * A_t S_p \text{ [kip]} \quad (5.4)$$

Constante de rigidez:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (5.5)$$

Donde los factores se muestran en la Tabla 18 para  $k_b$  y la tabla 19 para  $k_m$ .

**Tabla 19.** Datos para el cálculo de  $k_b$ .

Símbolo	Nombre	Ecuacion	[U]
$k_b$	Rigidez del perno	$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$	-
$A_d$	Diametro mayor	-	$in^2$
$A_t$	Área de esfuerzo por tensión	Ver Figura 8.45	$in^2$
$E$	Modulo de elasticidad	30	$Mpsi$
$L$	Longitud del perno	$L > l + H$	$in$
$H$	Altura de la tuerca	Ver Figura 8.46	$in$
$L_T$	Longitud de la rosca	$L_T = 2d + \frac{1}{4}$	$in$
$l$	Espesor de agarre	-	$in$
$l_d$	Longitud de la parte util sin roscada	$l_d = L - L_T$	$in$
$l_t$	Longitud de la parte util roscada	$l_t = l - l_d$	$in$

Todos estos factores, se evidencian en la Figura 8.47, donde se muestra la representación gráfica para el caso con tuerca y también para el caso sin tuerca.

**Tabla 20.** Datos para el cálculo de  $k_b$ .

Símbolo	Nombre	Ecuacion	[U]
$k_b$	Rigidez del perno	$k_m = A * E * d * \exp\left(\frac{Bd}{l}\right)$	-
$A$	Parametro de rigidez A	Ver Figura 8.48	-
$B$	Parametro de rigidez B	Ver Figura 8.48	-
$E$	Modulo de elasticidad	30	<i>Mpsi</i>
$d$	Diametro del perno	-	<i>in</i>
$l$	Espesor de agarre	-	<i>in</i>

Ya mostrados los diferentes parámetros, se obtiene los resultados para los pernos del eje superior e inferior, ver Tabla 20, donde se evidencia que solo un perno se podría utilizar para resistir las cargas que genera la mandíbula, sin embargo, para cada elemento se utilizara como mínimo 4 uniones apernadas lo cual garantiza en un 100% la resistencia para cada aplicación.

**Tabla 21.** Datos de cada perno utilizado.

Union	d (mm)	$F_i$ [N]	$F_{p,max}$ [kg]	$F_{tra,max}$ [kg]	$F_{c,max}$ [kg]	$F_{t,max}$ [kg]	Aprobado/ rechazado
Para eje superior	12	216	8.126	1.989	2.599	700	Aprobado
Entre mandibula y eje inferior	12	3.969	24.969	6.663	3.670	700	Aprobado
Entre carcasa y eje inferior	12	216	3.944	1.840	2.599	600	Aprobado

### 5.1.2 Uniones por soldadura

Para las uniones del armazón de la estructura, se decide utilizar el método de soldadura al arco según la norma ASTM A36/A36M-8, Apéndice X3 de las especificaciones A 6/A 6M [29]. Por lo cual se selecciona un electrodo 7018, por su alta resistencia al impacto a bajas temperaturas, además se considera un diámetro de 1/8 in, la unión debe ser por todas las caras de las vigas y con un cateto de la soldadura mínimo de 5 mm, debido a que este es el espesor de la estructura del armazón, el cual se evidencia en el apartado a continuación.

### 5.2 Capacidad de producción.

Para el análisis de la capacidad de producción de esta máquina, se puede obtener mediante las fórmulas que existen en la literatura [16], para el caso de la trituración por mandíbulas se utiliza la ecuación (5.6) y para el caso de la trituración por cilindros dentados, se utiliza la ecuación (5.7), cabe mencionara, que la densidad del material de entrada es variable por sus distintos componentes, por ende, se utilizara densidades normalizadas para elementos con alta resistencia a la ruptura.

$$T = f * \rho_a * w * r * t * n * a * u \left[ \frac{g}{s} \right] \quad (5.6)$$

Donde:

- $f$  : Coeficiente para mandíbulas acanaladas, 0,000106. [16]
- $\rho_a$  : densidad aparente del material,  $0,6\rho_{material}$ , el cual es igual a  $3,08 [g/cm^3]$ . [16]
- $w$  : Ancho de la cámara de trituración, igual a  $60 [cm]$ .
- $r$  : Reglaje, el cual es de  $50 [cm]$ .
- $t$  : Recorrido de la placa móvil,  $t = 0,33 * r$ , dando un valor igual a  $16,5 [cm]$ .
- $n$  : Numero de oscilaciones,  $18,84[rad/s]$ .
- $a$  : Coeficiente del Angulo,  $a = 1 + 0.003(26 - \alpha)$ , el cual es igual a  $1,018$ .
- $u$  : Coeficiente de utilización, igual a  $0,4 [16]$ .

$$T = k * d * v * L * \rho_a \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (5.7)$$

Donde:

- $k$  : Coeficiente para elementos duros, valor de  $0,5 [16]$ .
- $d$  : Dimensión del elemento de entrada, el cual es igual a  $0,02 [m]$ .
- $v$  : Velocidad periférica de los cilindros, igual a  $0,157 [m/s]$ .
- $L$  : Longitud de los cilindros, es igual a  $0,6 [m]$ .
- $\rho_a$  : Densidad aparente del material,  $0,6\rho_{material}$ , el cual es igual a  $3080 [kg/m^3]$ . [16]

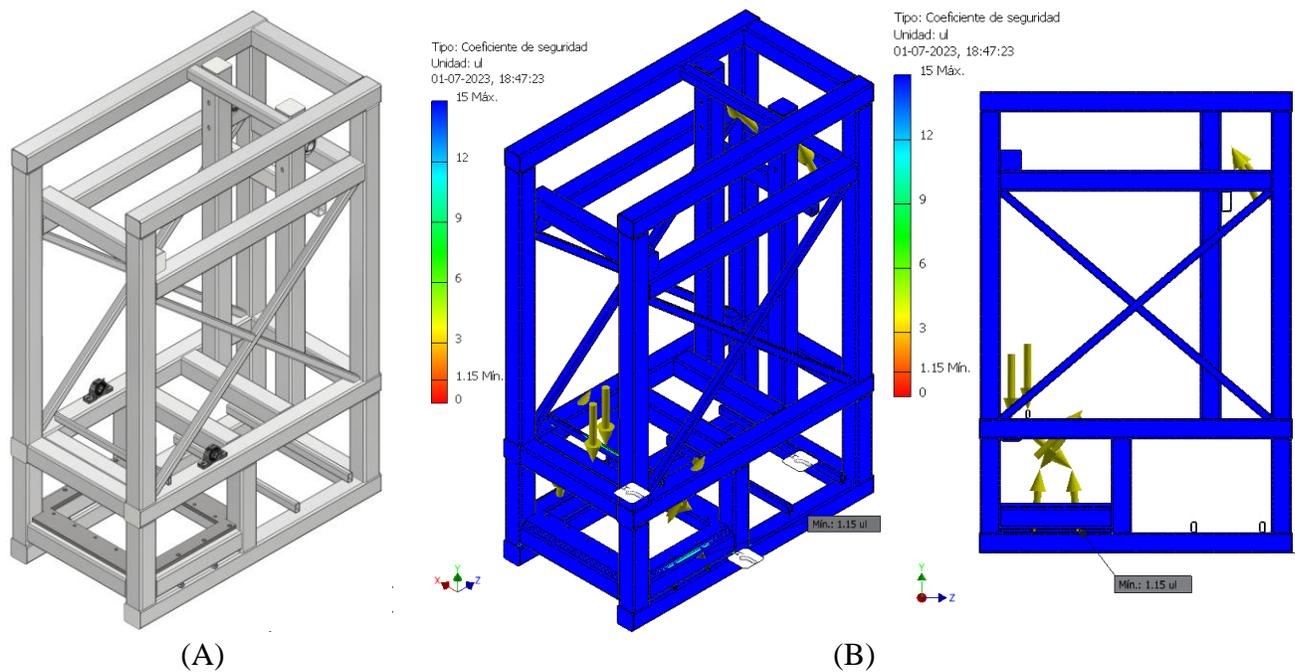
Ya definidas las fórmulas y los valores de los componentes, se obtiene que la capacidad de la maquina es de  $11 \left[ \frac{kg}{min} \right]$  y  $173 \left[ \frac{kg}{min} \right]$  para la trituración por mandíbulas y por cilindros dentados, respectivamente.

Por ende, la capacidad de la maquina en su conjunto, será el menor valor de estos, el cual es de  $11 \left[ \frac{kg}{min} \right]$ .

Por último, se evidencia que los valores obtenidos son de una gran magnitud, sobrepasando con creces las condiciones de diseño de la máquina, esto se justifica debido a que los elementos y parámetros utilizados son para procesos industriales de gran envergadura.

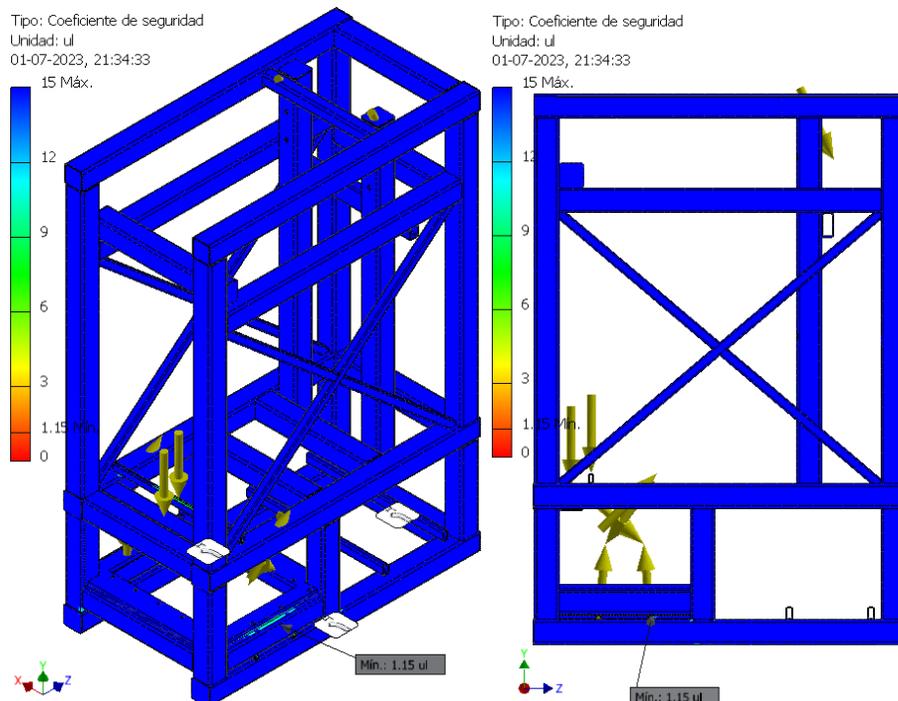
### 5.3 Análisis de la estructura de la máquina de trituración.

Para finalizar con los análisis de este sistema de trituración, se debe comprobar que la estructura resiste a las fuerzas que estará presente en el proceso de operación, para esto, se vuelve a utilizar el programa de diseño Autodesk Inventor, para verificar que el coeficiente de seguridad de la máquina no sea menor que uno, esto para el caso estático de la estructura. Los materiales que conforman el armazón son conjuntos de perfiles cuadrados estructurales de acero ASTM A36, dispuestos geométricamente para soportar las fuerzas y disipar las vibraciones, en la Figura 5.1-(A), se evidencia la estructura final para soportar la primera y segunda etapa de trituración. Por otro lado, en la Figura 5.1-(B), se muestra el comportamiento de la carcasa a las fuerzas que están presente en la condición más crítica de operación, arrojando un coeficiente de seguridad de  $1,15$  como mínimo valor.



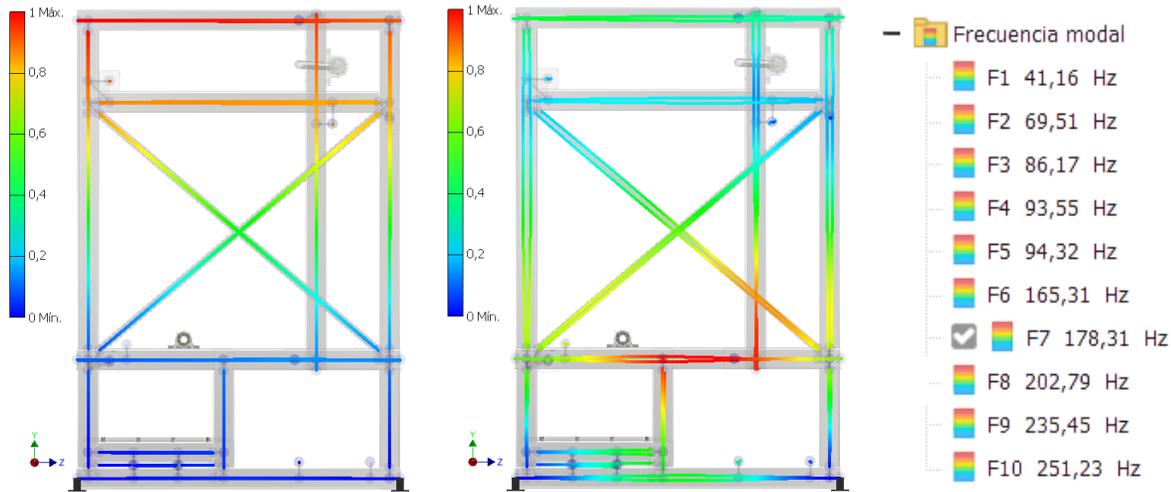
**Figura 5.1: Vista general de la estructura de la máquina (A) y coeficiente de seguridad de la estructura (B).**

Por otro parte, se debe analizar la estructura cuando las fuerzas del sistema biela manivela, se apliquen en el sentido contrario al mostrado anteriormente, esto se muestra en la Figura 5.2, arrojando un coeficiente de seguridad igual al mencionado anteriormente, debido a que la condición crítica se origina por las fuerzas que se producen en el sistema de cilindros dentados, sin embargo, en cualquiera caso la estructura soporta las fuerzas de operación que se puedan presentar.

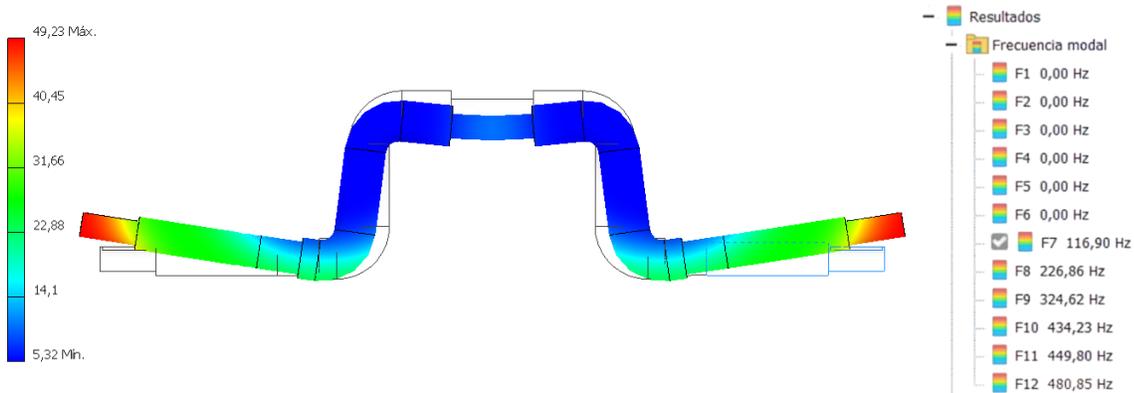


**Figura 5.2: Coeficiente de seguridad para la carcasa cuando cambian las fuerzas generadas en la manivela.**

Por último, de manera de conocer los requerimientos que puede cumplir la carcasa en la operación normal del equipo, se muestran los modos de vibrar a los cuales el equipo no puede trabajar, lo cual verifica, que a 180 rpm el sistema no entra en resonancia y, por ende, no genera mayores problemas a la hora de funcionar. Debido a que por capacidades computacionales no se puede realizar un análisis modal a todo el conjunto de elementos, se analiza el comportamiento de la manivela, del cual se verifica que el elemento en estudio no entra en resonancia, ver Figura 5.4.



**Figura 5.3: Modos de vibrar de la estructura de la máquina de trituración a 178,31 [Hz].**



**Figura 5.4: Modos de vibrar de la manivela del sistema de trituración por mandíbula a 116.9 [Hz].**

## 5.4 Presupuesto final del proyecto.

Para completar por completo el diseño de esta maquinaria, se realiza un análisis económico de los diferentes componentes que están presente en el diseño, realizando una separación entre los elementos que están destinados para la primera etapa de trituración (Tabla 22) y los elementos para la segunda etapa de cilindros dentados (Tabla 23), con el fin de conocer los valores de estos sistemas por separados. También, en la Tabla 24 se muestran los elementos que conforman al equipo completo y en la Tabla 25 se muestran los costos de mano de obra [30].

**Tabla 22.** Presupuesto de materiales para etapa de trituración por mandíbulas.

Nombre	Cantidad	Precio por unidad	Precio total
Motor de 11 kW/ 1000 RPM	1	688.400	688.400
Rodamiento SKF_SY 30 TF	6	42.990	257.940
Rodamiento SKF_SY 40 TF	2	52.490	104.980
Eje superior 276xØ40 [mm], AISI 4140	1	41.834	41.834
Eje inferior 800xØ50 [mm], AISI 4140	1	74.300	74.300
Manivela 1316xØ50 [mm], AISI 4140	1	156.430	156.430
Biela 525xØ30, AISI 4140	1	7.200	7.200
Polea de inercia 65xØ790 [mm], ASTM A36 50 kg	1	322.053	322.053
Polea conducida 65xØ790 [mm], ASTM A36 50 kg	1	383.053	383.053
Correa trapezoidal en V, B-4820[mm]	4	25.400	201.600
Polea motora 65xØ145,6 [mm], ASTM A36, 6 kg	1	146.880	146.880
Placa fija de 350 kg	1	1991 \$/kg	696.850
Placa móvil de 500 kg	1	1991 \$/kg	995.500
Arandela DIN 125 - A 13	16	120	1.920
Perno de cabeza-hex DIN 961 - M12 x 28	8	380	3.040
Perno de cabeza-hex DIN 931-1 - M12 x 55	4	580	2.320
Tuerca hexagonal DIN 934 - M12	4	180	720
Arandela DIN 125 - A 21	8	280	2.240
Perno de cabeza-hex DIN 931-1 - M20 x 60	3	2.150	6.450
Tuerca hexagonal DIN 934 - M20	3	650	1.950
Perno de cabeza-hex DIN 961 - M20 x 30	2	1680	3.360
Arandela DIN 125 - A 17	3	180	540
Arandela DIN 125 - A 10,5	6	90	540
Perno de cabeza-hex DIN 931-1 - M10 x 40	3	300	900
Tuerca hexagonal DIN 934 - M10	3	100	300
Perno de cabeza-hex DIN 933 - M5 x 12	2	60	120
Perno de cabeza-hex DIN 933 - M5 x 22	1	100	100
Arandela DIN 125 - A 15	8	150	1.200
Perno de cabeza-hex DIN 931-1 - M14 x 140	4	1800	7.200
Tuerca hexagonal DIN 934 - M14	4	250	1.000
Perno de cabeza-hex DIN 961 - M16 x 60	3	1000	3.000
Tornillo de cabeza cilíndrica DIN 912 - M6 x 12	2	80	160
Chavetera 8x7x63	2	1.500	3.000
Anillo de retención DIN 471 - 29 x 1,5	2	1.200	2.400
<b>Total</b>			<b>4.199.480</b>

**Tabla 23.** Presupuesto de materiales para etapa de trituración por cilindros dentados.

Nombre	Cantidad	Precio por unidad	Precio total
Motor de 15 kW/1800 RPM WEG	1	1.454.330	1.454.330
Reductor de 20 hp, 1800/20	1	576.400	576.400
Eje Motor 1040xØ100 [mm]	1	168.800	168.800
Eje Conducido 920xØ100 [mm]	1	149.300	149.300
Separación entre cuchillas ASTM A36	30	4.400	132.000
Cuchillas	30	13.200	396.000
Par de engranaje de Ø75x127[mm]	1	280.350	280.350
Plancha delantera y trasera ASTM A36, área 430.400[mm <sup>2</sup> ], de 10 [mm] de espesor	2	31.652	63.304
Placa de descarga	1	4.300	4.300
Planchas laterales ASTM A36, área 1.400[mm <sup>2</sup> ], de 20 [mm] de espesor y de 148.400[mm <sup>2</sup> ], de 30 [mm]	2	27.800	55.600
Placa de soporte de 20 [mm] ASTM A36	1	10.540	10.540
Acoplamiento de cadenas	1	257.700	257.700
Perno de cabeza-hex DIN 931-1 - M16 x 55	10	1.000	10.000
Tuerca hexagonal DIN 934 - M16	10	300	3.000
Perno de cabeza-hex DIN 961 - M16 x 30	8	680	5.440
Arandela DIN 125 - A 17	40	180	7.200
Perno de cabeza-hex DIN 961 - M16 x 18	12	700	8.400
Chaveta paralela DIN 6885 - B 20 x 12 x 56	3	2.750	8.250
Anilla de retención de muelle DIN 471 - 72 x 2,5	3	1.550	4.650
Total			\$3.595.564

**Tabla 24.** Presupuesto de la estructura y sus elementos asociados.

Nombre	Cantidad	Precio por unidad	Precio total
P. superior ASTM A36, 1500x600x5[mm]	1	31.320	31.320
P. lateral superior ASTM A36, 610x360x5[mm]	2	7.644	15.288
P. trasera superior ASTM A36, 1740x530x5[mm]	1	32.093	32.093
P. lateral inferior ASTM A36, 1275x1150x5[mm]	2	51.026	102.052
P. trasera inferior ASTM A36, 1095x610x5[mm]	1	23.245	23.245
P. delantera ASTM A36, 1281x600x5[mm]	1	26.747	26.747
Perfil 100x100x5 ASTM A36, 6 [m]	5	91.600	458.000
Perfil 100x60x5 ASTM A36, 710 [mm]	1	9.800	9.800
Perfil 60x60x5 ASTM A36, 610 [mm]	1	5.200	5.200
Perfil 50x50x4 ASTM A36, 1470 [mm]	1	4.240	4.240

<b>Nombre</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio por unidad</b>	<b>Precio total</b>
Perfil 40x40x4 ASTM A36, 1220 [mm]	1	6.100	6.100
Perfil 40x40x3 ASTM A36, 1665 [m]	1	8.500	8.500
Perfil 40x20x2 ASTM A36, 400 [mm]	1	1.300	1.300
Chapa de esquina 100x100x5	14	740	10.360
Electrodo E-7018 (1/8 pulg) 1kg	3	4.743	9.486
Cortina de entrada	1	16.400	16.400
Total			\$760.131

**Tabla 25.** Presupuesto de mano de obra por día.

<b>Nombre</b>	<b>Días</b>	<b>Precio por unidad</b>	<b>Precio total</b>
Soldadura	1	250.000	\$250.000
Instalación	3	50.000	\$150.000
Instalación	3	50.000	\$150.000
Total			\$550.000

Dando un resultado total de \$9.105.175 pesos chilenos.

## Capítulo 6: Conclusiones

### 6.1 Conclusiones

Durante la etapa experimental, los resultados entregados por los ensayos realizados para flexión y corte ayudan a calcular un valor estimativo de la fuerza de ruptura del material a triturar, sin embargo, se debe diseñar un ensayo que proporcione la variable de velocidad de impacto en contra del elemento, debido a que en dicha situación las fuerzas serán distintas y es esperable que tengan un valor menor al obtenido en los ensayos. Por otro lado, para las pruebas de cortes, ocurre una situación similar, debido a que, en la aplicación de la fuerza, se producen movimientos de la pieza, la cual provoca que esta no esté sometida solo a corte, sino que también a una flexión en la zona de aplicación del ensayo. Con este análisis, se puede deducir que los valores recogidos son mayores a los que experimentará la máquina en la realidad, por lo cual, se genera un sobredimensionamiento del equipo con respecto a la fuerza de ruptura.

Para la etapa de trituración por mandíbulas, se demuestra que los componentes resisten bajo las condiciones de operación. Se puede concluir que el mecanismo biela-manivela utilizado en el proyecto soporta las condiciones de trabajo a las cuales estará sometida. Por otro lado, se recomienda realizar un análisis del sistema con distintas frecuencias, con el fin de disminuir la potencia necesaria para el accionamiento del sistema.

En el caso de la trituración por cilindros dentados, se concluye que es una de las opciones más recomendables a la hora de reducir material tecnológico, debido a que este mecanismo se enfoca en gran medida al corte del material y, además, entrega un tamaño definido. En este proyecto, se consideró el trabajo de 10 dientes a su máxima fuerza de aplicación, lo que en la realidad es poco probable que ocurra, pero se debe asegurar, de acuerdo a los ensayos realizados, que el equipo soporte las cargas máximas de operación. Ante esto, se considera una idea factible reducir la potencia con el fin de tener un menor gasto a la hora de cotizar el motor, dado que para un bajo flujo de material de entrada se prevé una menor aplicación de fuerzas.

Por último, al calcular el costo total del sistema, se concluye que la mejor opción para una compañía que ingresa por primera vez al sector de reciclaje electrónico es utilizar la etapa de cilindros dentados, debido a que además de presentar buenas características de trituración, los rangos de precios no están alejados a los que existen en el mercado, \$3.200.000-\$4.500.00 para una potencia de 15 kW, por lo cual, se recomienda obtener esta máquina de cilindros dentados del mercado. Se debe considerar que, al utilizar solo una etapa de trituración, las dimensiones de los residuos electrónicos de entrada deben de ser menores en comparación a utilizar dos etapas de trituración. Se recomienda agregar la etapa de trituración por mandíbula cuando ya se cuente con un flujo considerable de residuos electrónicos, y, por ende, con un negocio rentable, debido a que adquirir esta etapa de trituración se traduce en una inversión de \$5.450.600 pesos chilenos.

## 6.2 Perspectivas

Se estima que es necesario realizar ensayos destructivos con una mayor precisión, para simular la condición de operación normal y así encontrar las fuerzas más cercanas a los valores que se tendrán en la realidad, lo que conllevará a una disminución de los costos de los equipos de operación, ya sean ejes, motores, correas, entre otros y con esto optimizar las ganancias en la producción. Se recomienda analizar las inercias que genera el sistema biela-manivela en comparación con un eje excéntrico, con el fin de identificar el sistema que opera mejor en las condiciones de operación.

Finalmente se estima pertinente analizar con una mayor profundidad los análisis de vibraciones que estarán presentes en el proceso de trituración, utilizando todos los elementos que conforman el sistema de trituración, con el fin de considerar todas las masas que se presentan en la maquinaria. Se recomienda realizar una comparación con un accionamiento por medio de un eje excéntrico, con el fin de estudiar la comparación que existe con un sistema de biela-manivela.

## Referencias

- [1] Marketing Mercado. (2019, abril 8). E-Gaste la importancia de reciclado de dispositivos electrónicos. MercadoIT. <https://www.mercadoit.com/blog/noticias-it/e-waste-la-importancia-de-reciclado-de-dispositivos-electronicos/>
- [2] Baldé, C.P., Wang, F., Kuehr, R., Huisman, J. (2015), The global e-waste monitor – 2014, United Nations University, IAS – SCYCLE, Bonn, Germany. <https://i.unu.edu/media/unu.edu/news/52624/UNU-1stGlobal-E-Waste-Monitor-2014-large-optimized.pdf>
- [3] Residuos Electrónicos. (2021, junio 3). FCh. <https://fch.cl/iniciativa/residuos-electronicos/A>
- [4] Recyclaje. (s/f) (2018). Reciclaje E-Waste en Chile, <https://www.recycla.cl/recyclaje.html>
- [5] Reciclaje electrónico: conoce sus beneficios. (s/f). Manos Verdes (2020). Descubre todos los beneficios del reciclaje electrónico. <https://www.manosverdes.co/reciclaje-electronico-que-es-y-beneficios/>
- [6] Spiegato. "¿Qué es la trituración?" Spiegato (2016). <https://spiegato.com/es/que-es-la-trituracion>
- [7] L. Martes, A. De la cruz y D. Valdez. "Trituración y Moliendas" (2015, abril 15). Share and Discover Knowledge on SlideShare. [https://es.slideshare.net/sharo007/trituracin-y-moliendas?from\\_action=save](https://es.slideshare.net/sharo007/trituracin-y-moliendas?from_action=save)
- [8] C. Collado. "¿De qué está hecho tu móvil? Estos son los materiales más comunes" (2021, abril 9). Andro4all. <https://andro4all.com/moviles/de-que-esta-hecho-tu-movil-estos-son-los-materiales-mas-comunes>
- [9] Muammer Kaya. "Recovery of metals and nonmetals from electronic waste by physical and chemical recycling processes" (2016, agosto 16). ScienceDirect. <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2016.08.004>
- [10] J. L. R. "PLACA MADRE" (2019, abril 10). 247 Tecno. <https://247tecno.com/placa-madre-que-es-tipos-partes-como-funciona>
- [11] Edupack. "Polycarbonate (PC)" (2020).
- [12] Edupack. "Copper" (2020).
- [13] Edupack. "GFRP, epoxy matrix (isotropic)" (2020).
- [14] C. Yáñez. "DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MAQUINA TRITURADORA PARA RESIDUOS ELECTRONICOS" (2022, julio). [Informe Final PIM \(Chris Yáñez Adonis\).pdf](#)
- [15] Principios de operaciones unitarias - 1. ed. Continental, 1970. <http://librodigital.sangregorio.edu.ec/librosusgp/14698.pdf>
- [16] D. Andrés Perales Agüera. "Tema 3: Reducción de tamaño. Trituración" (2011, diciembre). OpenCourseWare UPCT.

[https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5545/mod\\_resource/content/1/Tema\\_3\\_-\\_Reduccion\\_de\\_Tamano-Trituracion.pdf](https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5545/mod_resource/content/1/Tema_3_-_Reduccion_de_Tamano-Trituracion.pdf)

- [17] R. L. Mott, Diseño de Elementos de Maquinas - 2b0 Edición. Prentice Hall, 2000. [https://www.academia.edu/34159733/Dise%C3%B1o\\_de\\_Elementos\\_de\\_M%C3%A1quinas\\_4ta\\_Edici%C3%B3n\\_Robert\\_L\\_Mott](https://www.academia.edu/34159733/Dise%C3%B1o_de_Elementos_de_M%C3%A1quinas_4ta_Edici%C3%B3n_Robert_L_Mott)
- [18] SIEMENS. "motor eléctrico trifásico" (2023, marzo). Motoreléctricoenstock. <https://www.motorelectricoenstock.com/motores-electricos-trifasicos/26848-motor-electrico-trifasico-009kw-012cv-1000-rpm-b3-220-380v-tamano-63-ie1-ip55-carcasa-aluminio.html>
- [19] CGA. "Aceros aleados AISI/SAE 4140". Cia. General de Aceros S.A. [https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha\\_T%C3%A9cnica\\_Aceros\\_Grado\\_Ingenier%C3%ADa\\_4140.pdf](https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha_T%C3%A9cnica_Aceros_Grado_Ingenier%C3%ADa_4140.pdf)
- [20] J. E. Shigley, Diseño en ingeniería mecánica - 8b: Edición. Richard G. Budynas-J. Keith Nisbett, 2008. <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2015/03/dise%C3%B1o-en-ingenier%C3%ADa-mec%C3%A1nica-de-shigley-8-edici%C3%B3n-budynas.pdf>
- [21] SKF. "Rodamientos de bolas SY-XXTF". 2023. [https://www.skf.com/co/search-results?q=sy%20f&searcher=products&site=334&language=es&tridion\\_target=live&tridion\\_version=3&language\\_preset=Espa%C3%B1ol&system=metric&taxonomy=Unidades%20de%20rodamientos](https://www.skf.com/co/search-results?q=sy%20f&searcher=products&site=334&language=es&tridion_target=live&tridion_version=3&language_preset=Espa%C3%B1ol&system=metric&taxonomy=Unidades%20de%20rodamientos)
- [22] DUNLOP. "Correas de transmisión industrial". ingemecánica. [https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas\\_Dunlop.pdf](https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf)
- [23] BlueKetchep "Calculadora de deflexión de vigas". <https://deflection.app/design/tD1j6TUpQRKyVdxHT9UjxA?language=es>
- [24] "Chavetas DIN – 6885-1B" MBO. <https://www.mbo-osswald.de/es/shop-tienda/chavetas-paralelas-din-6885-forma-b-extremos-rectos-formato-alto>
- [25] D. Andrés Perales Agüera. "Tema 3: Reducción de tamaño. Trituración" (2011, diciembre). OpenCourseWare UPCT. [https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5545/mod\\_resource/content/1/Tema\\_3\\_-\\_Reduccion\\_de\\_Tamano-Trituracion.pdf](https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5545/mod_resource/content/1/Tema_3_-_Reduccion_de_Tamano-Trituracion.pdf)
- [26] Catalogo. "Catálogo de trituradoras de cilindros dentados". <https://www.asianmachineryusa.com/multimedia/catalogos/pdf/Trituradores%20y%20Molinos.pdf>

- [27] Catalogo. "Acoplamiento flexibles". ComInTec.  
<https://www.comintec.com/download/cataloghi/ACOPLAMIENTOS-FLEXIBLES-ACOPLAMIENTOS-RIGIDOS.pdf>
- [28] "Motor multimontaje IE3 20 HP 4P 160M/L". WEG.  
<https://www.weg.net/catalog/weg/CL/es/Motores-El%C3%A9ctricos/Motores-IEC-de-Baja-Tensi%C3%B3n/General-Purpose-/TEFC-%28Aluminio%29/W21---TEFC-%28Aluminio%29/Multimontaje-IE3-20-HP-4P-160M-L-3F-220-380-440-V-60-Hz-IC411---TEFC---B3T/p/15246217>
- [29] "ASTM A36 08 - Norma de especificación del acero estructural al carbono". dokumen. tips.  
<https://dokumen.tips/documents/traduccion-astm-a36-08.html>  
<https://dokumen.tips/documents/traduccion-astm-a36-08.html>
- [30] C. Yáñez "Cotización de maquina trituradora". (2023, julio) [https://udeconce-my.sharepoint.com/:w:/g/personal/chyanez2017\\_udec\\_cl/EWZK1usPB35CvMYrbCBXR80BCQiMHSUpabW9luutgIno5Q?e=61f2xT](https://udeconce-my.sharepoint.com/:w:/g/personal/chyanez2017_udec_cl/EWZK1usPB35CvMYrbCBXR80BCQiMHSUpabW9luutgIno5Q?e=61f2xT)

## **Anexos**

### **Anexo 1: Figuras complementarias.**



**Figura 8.1: Motherboard o placa base de notebooks, LGA1155. [10]**

#### FICHA TÉCNICA

Tipo de motor	Trifásico
Protección	IP55
RPM	1000
Tensión	380/660V
Potencia	11 kW / 15 CV
Tamaño carcasa	160
Eficiencia	IE3 eficiencia muy alta
Forma Constructiva	brida B5
Carcasa motor	aluminio
Diámetro eje motor	42 mm
Diámetro brida	350 mm

**Figura 8.2: Características del motor eléctrico. [Fuente:18].**

Estado	Resistencia a la Tensión (kg/mm <sup>2</sup> )	Límite elástico (kg/mm <sup>2</sup> )	Alargamiento (%)	Reducción de área (%)	Dureza Brinell	Dureza HRB
Laminado en caliente	60/70	40	22	50	210 - 240	16 - 22
Calibrado	70/80	60	14	40	240 - 260	22 - 26
Bonificado	88/100	75	16	50	260 - 320	26 - 34

**Figura 8.3: Especificaciones del material ANSI 4140. [19].**

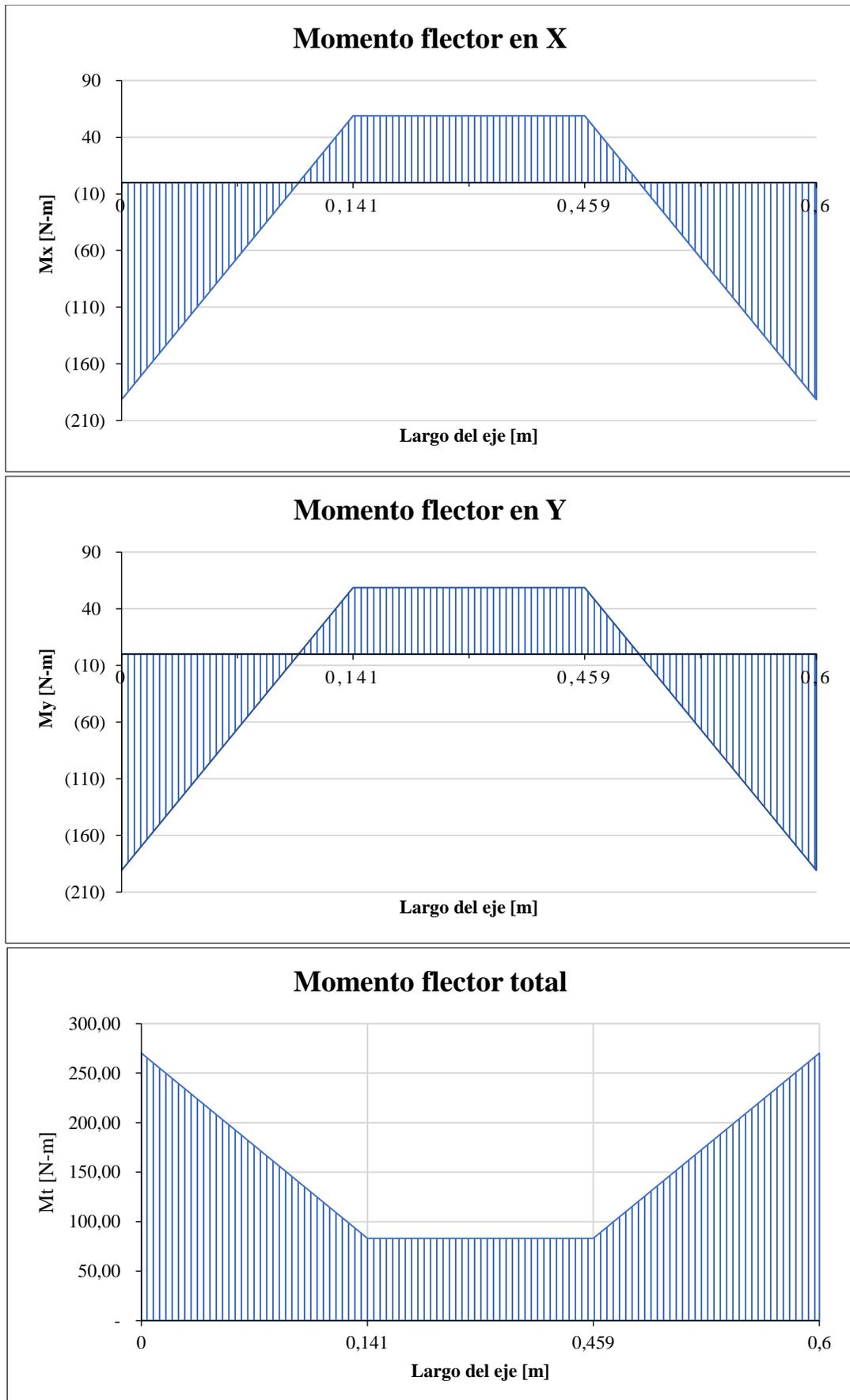


Figura 8.4: Momento flector del eje pivote total y en sus respectivas direcciones (A).

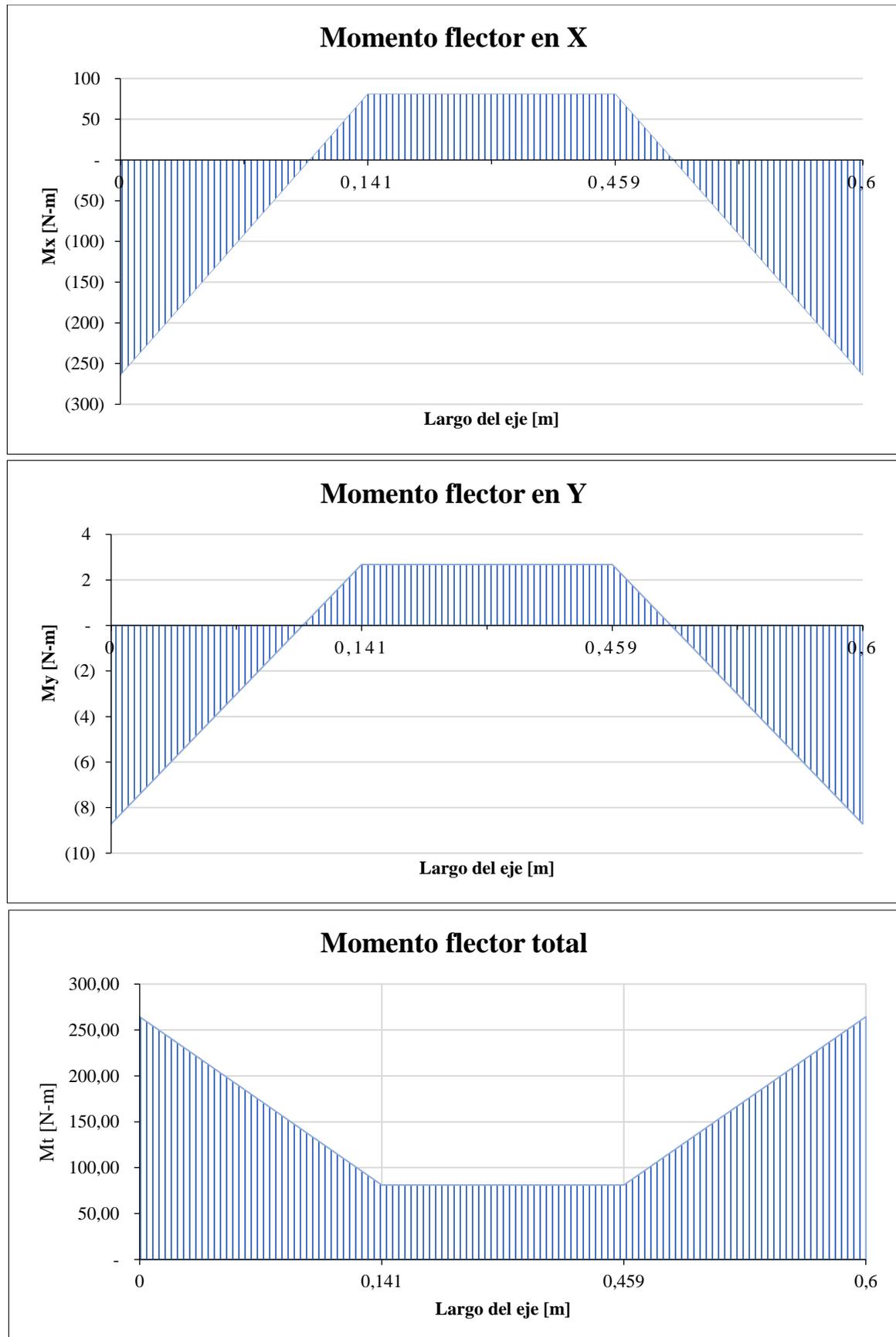


Figura 8.5: Momento flector del eje pivote total y en sus respectivas direcciones (B).

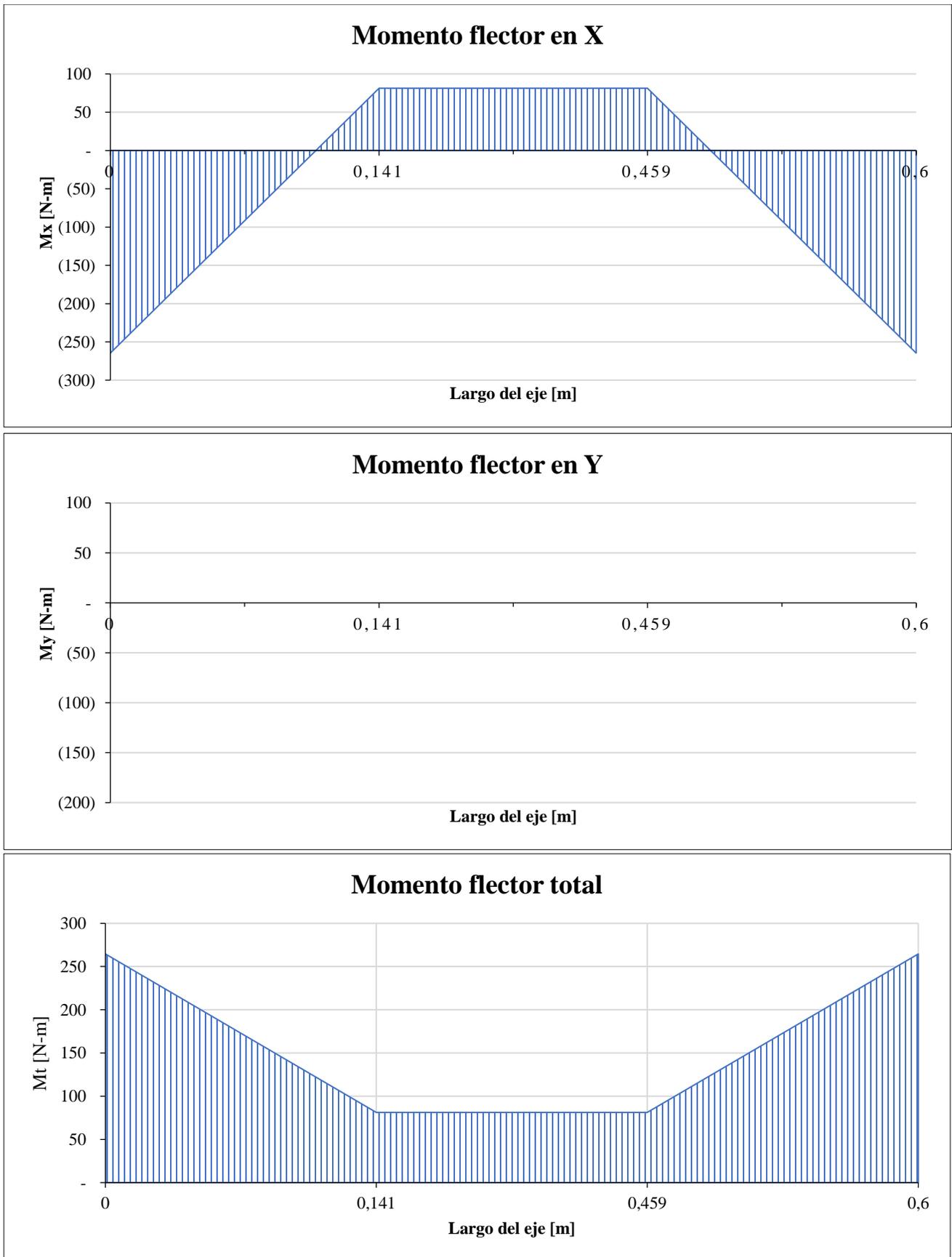


Figura 8.6: Momento flector del eje pivote total y en sus respectivas direcciones (c).

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Figura 8.7: Factor de modificación de la temperatura,  $k_d = \frac{S_t}{S_{RT}}$ . [20].

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

Figura 8.8: Factor de confiabilidad,  $k_e$ . [20].

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

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura 8.9: Factores de la condición superficial. [20].

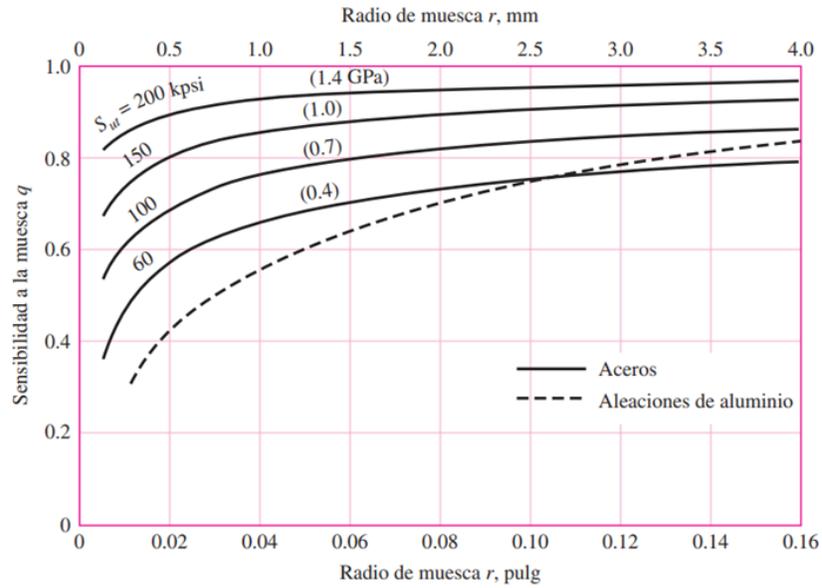


Figura 8.10: Sensibilidad a la muesca sometida a flexión,  $q$ . [20].

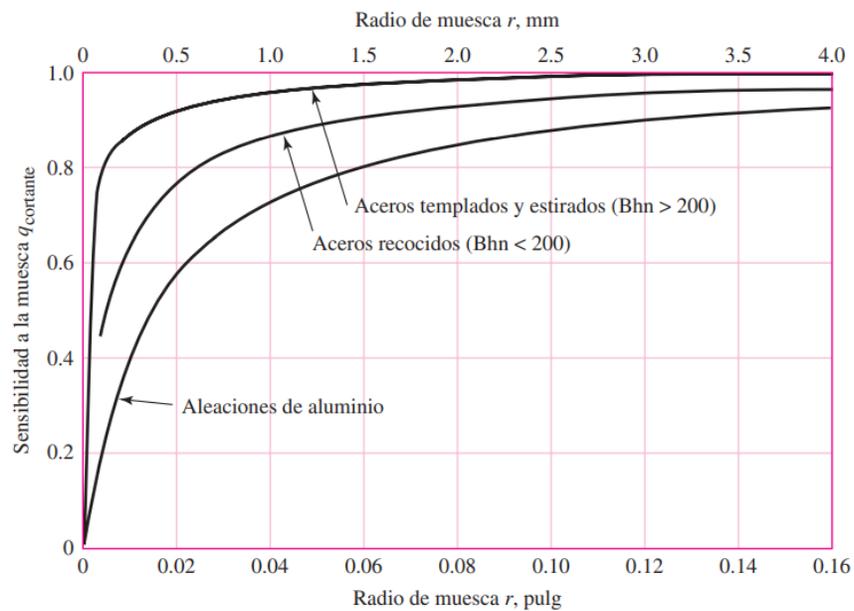


Figura 8.11: Sensibilidad a la muesca sometida a torsión,  $q_s$ . [20].

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

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura 8.12: Factor de concentración del esfuerzo,  $k_t$ . [20].

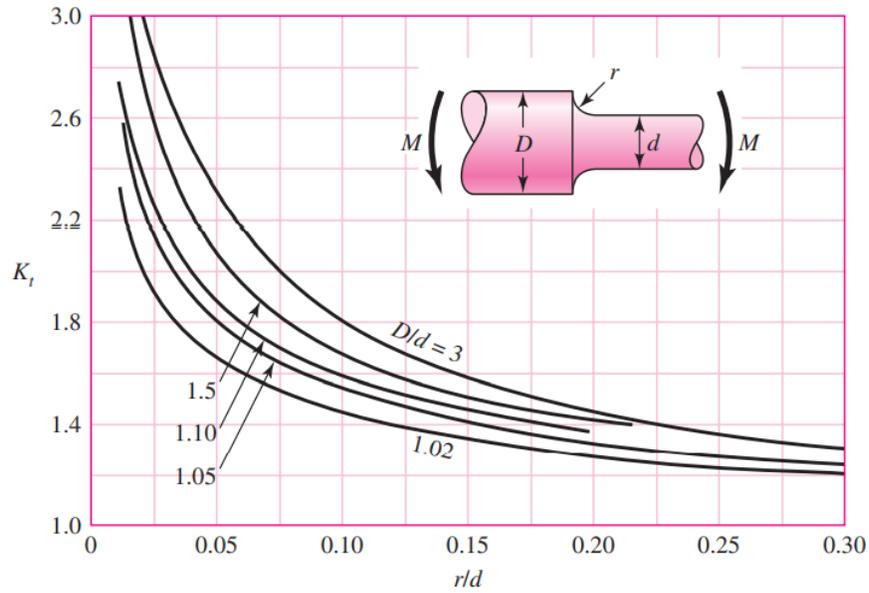


Figura 8.13: Factor de concentración del esfuerzo,  $k_t$ . [20].

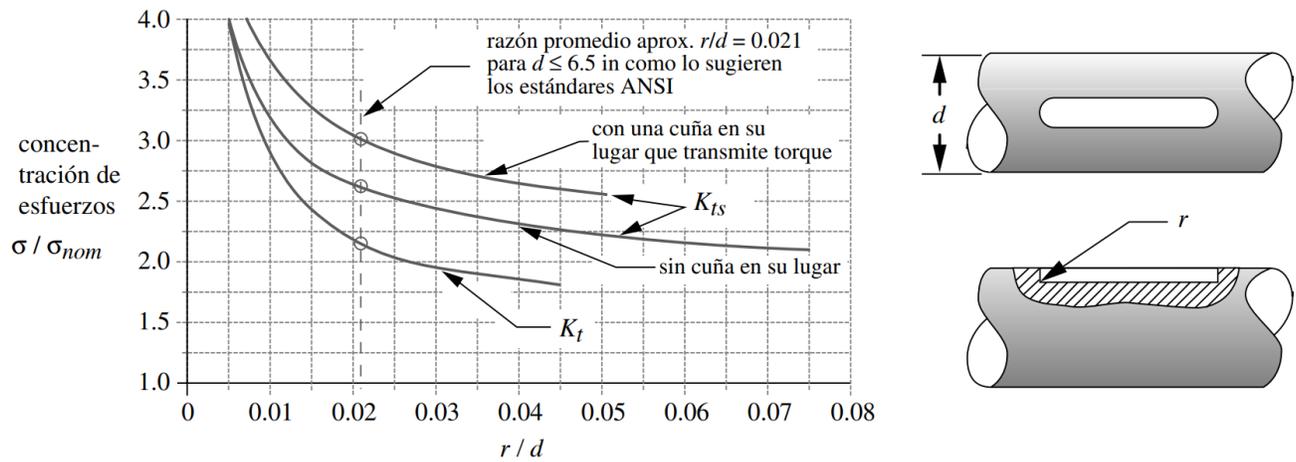
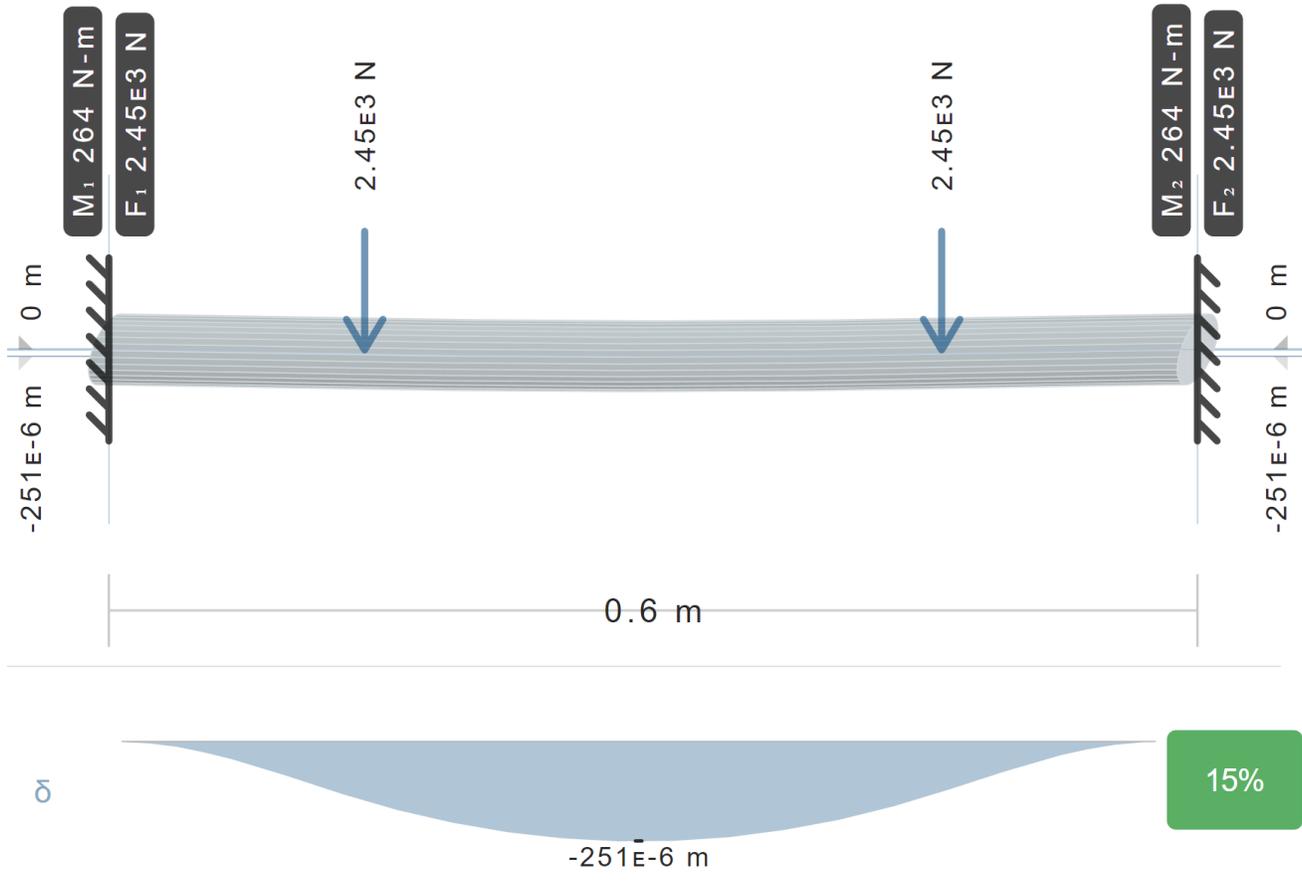


Figura 8.14: Factor de concentración del esfuerzo para cuñas,  $k_t$ . [20].

Pendientes	
Rodillo ahusado	0.0005-0.0012 rad
Rodillo cilíndrico	0.0008-0.0012 rad
Bola con ranura profunda	0.001-0.003 rad
Bola esférica	0.026-0.052 rad
Bola autoalineante	0.026-0.052 rad
Engrane recto sin corona	< 0.0005 rad
Deflexiones transversales	
Engranes rectos con $P < 10$ dientes/pulg	0.010 pulg
Engranes rectos con $11 < P < 19$	0.005 pulg
Engranes rectos con $20 < P < 50$	0.003 pulg

Figura 8.15: Deflexiones permisibles para un eje. [20].



**Figura 8.16: Deflexión del eje inferior [23].**

#### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	11.2 kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	0.475 kN
Velocidad límite		6 300 r/min
		Limiting speed with shaft tolerance h6

#### Masa

Masa de unidad de rodamientos		1.05 kg
-------------------------------	--	---------

#### Información de montaje

Tornillo de fijación	$G_2$	M6x0.75
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		3 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		4 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	12 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.5 in

**Figura 8.17: Especificaciones técnicas para rodamiento SY 30 TF [21].**

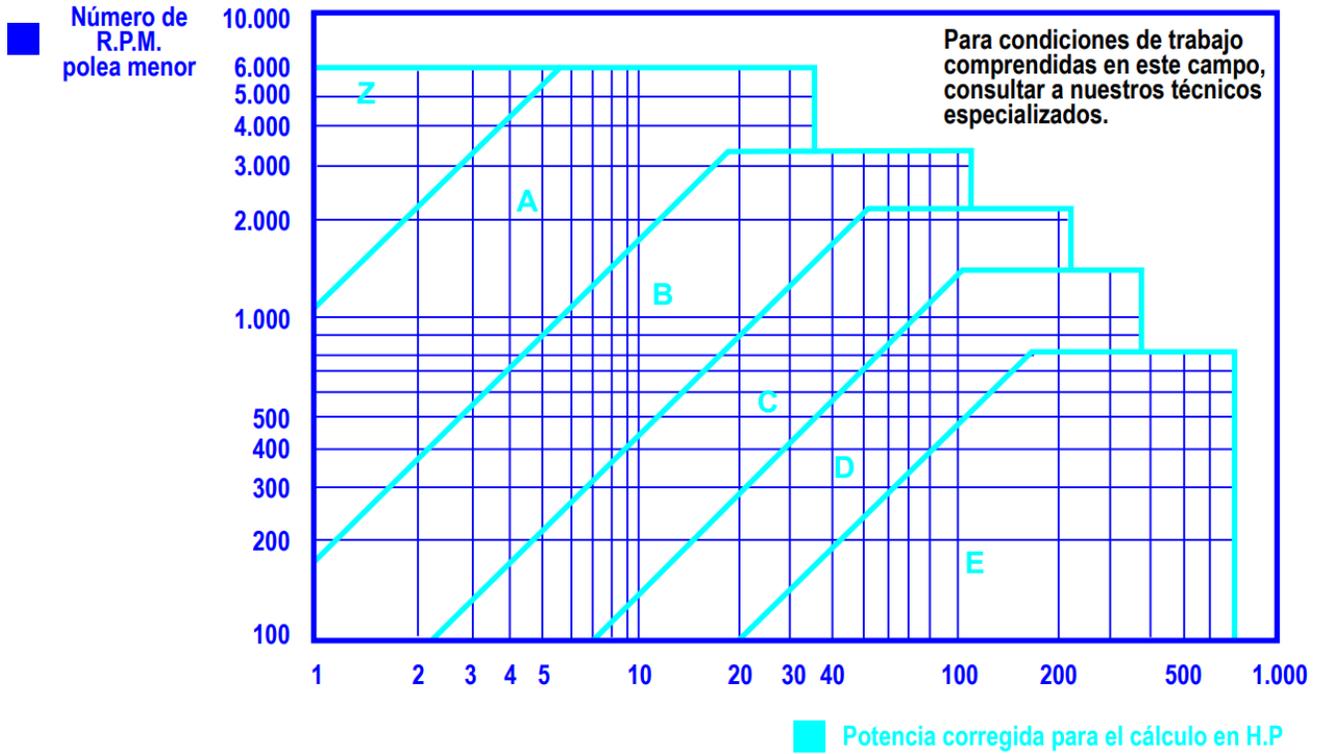


Figura 8.18: Selección de sección en base a potencia y rpm. [22].

Tabla N° 1						
Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	●					
63	●●					
67	●					
71	●●	●				
75	●	●				
80	●●	●				
90	●	●●				
95		●				
100	●●	●●				
106		●				
112	●	●●	●			
118		●	●			
125	●●	●●	●			
132		●	●			
140	●	●●	●●			
150	●	●	●			
160	●●	●●	●●			

Según normas BS 3790

● Diámetro especificado. ●● Diámetro especialmente recomendado.

Figura 8.19: Tabla de selección del diámetro de polea menor. [22].

Tabla N° 6						
Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
181	-	4631	4641	4660	4674	4702
182	-	4656	4666	4685	4700	4728
183	-	4682	4692	4711	4725	4753
184	-	4707	4718	4737	4751	4779
185	-	4733	4743	4763	4777	4808
186	-	4758	4770	4788	4803	4829
187	-	4784	4796	4814	4826	4855
188	-	4810	4820	4840	4852	4880

Figura 8.20: Tipo de correa en base a la longitud primitiva nominal. [22].



Sección de la banda	$K_b$	$K_c$	10 <sup>8</sup> a 10 <sup>9</sup>		10 <sup>9</sup> a 10 <sup>10</sup>		Diámetro mínimo de polea, pulg
			Sección de la banda	picos de fuerza $K$	$b$	$K$	
A	220	0.561	A	674	11.089		3.0
B	576	0.965	B	1 193	10.926		5.0
C	1 600	1.716	C	2 038	11.173		8.5
D	5 680	3.498	D	4 208	11.105		13.0
E	10 850	5.041	E	6 061	11.100		21.6
3V	230	0.425	3V	728	12.464	1 062	10.153
5V	1 098	1.217	5V	1 654	12.593	2 394	10.283
8V	4 830	3.288	8V	3 638	12.629	5 253	10.319

(A)

(B)

Figura 8.24: Factores  $K_b$  y  $K_c$  (A), Factores  $K$  y  $b$  (B). [20].

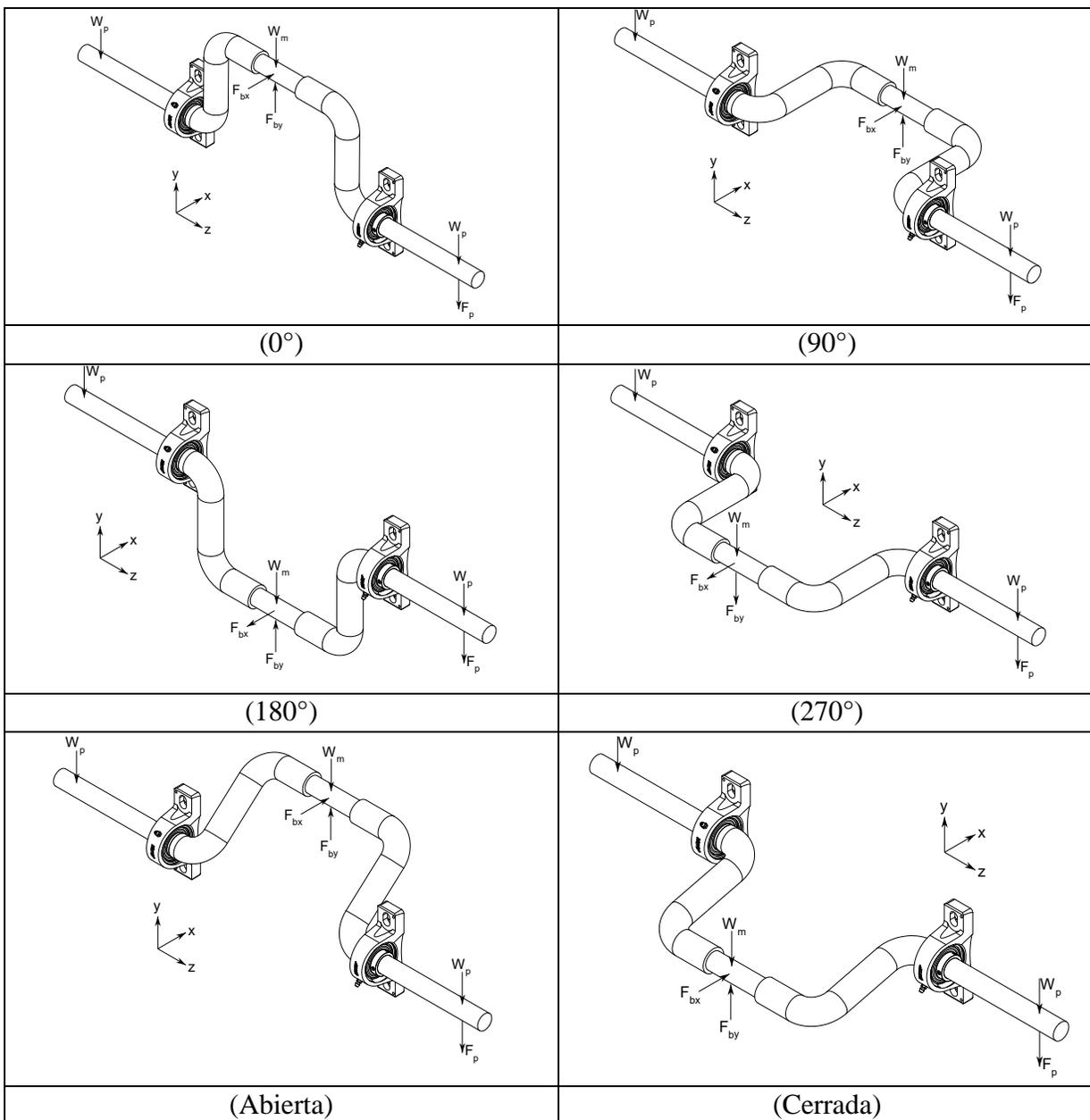
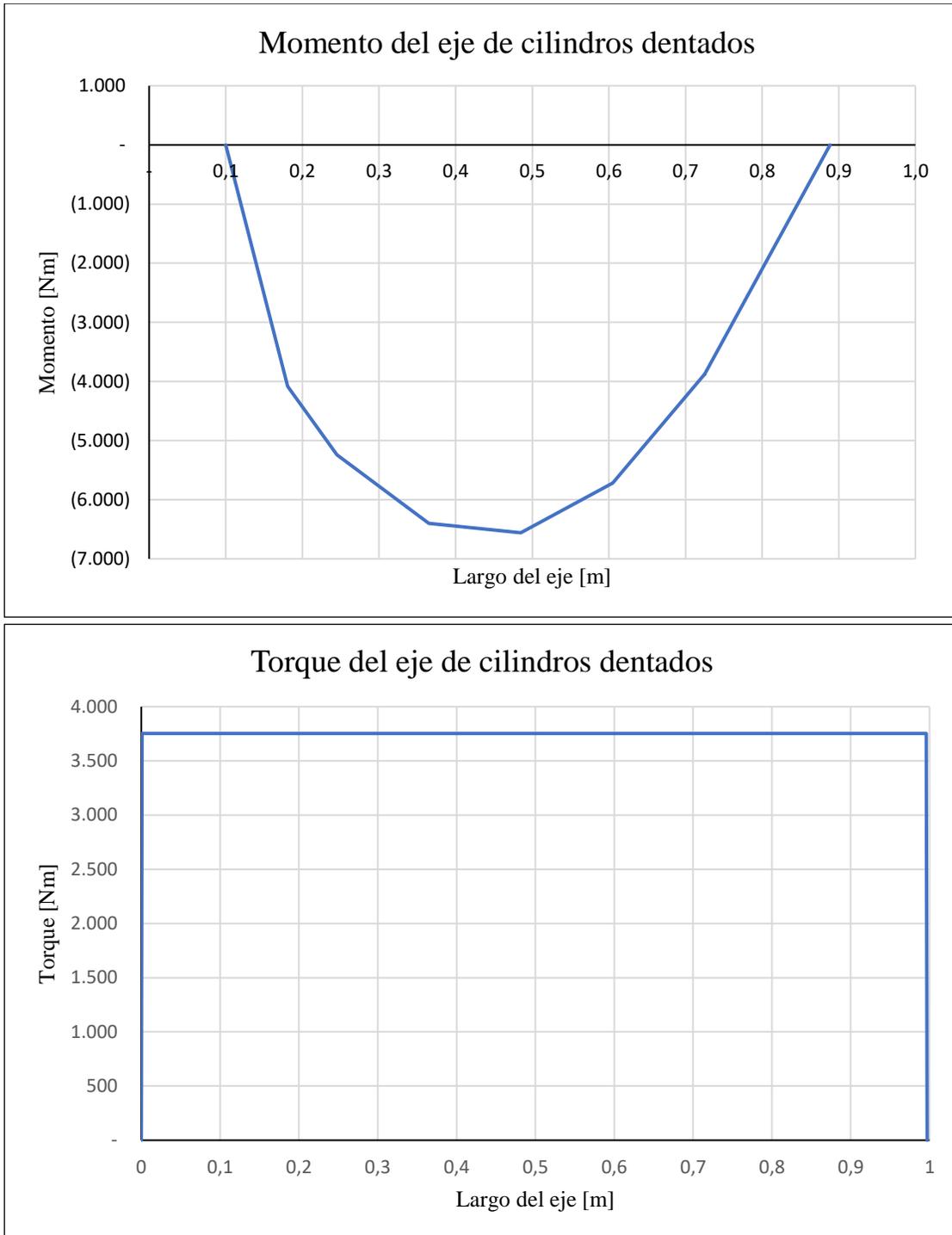


Figura 8.25: Diagrama de cuerpo libre de la manivela en distintas posiciones.





**Figura 8.28: Momento y torque del eje de cilindros dentados.**

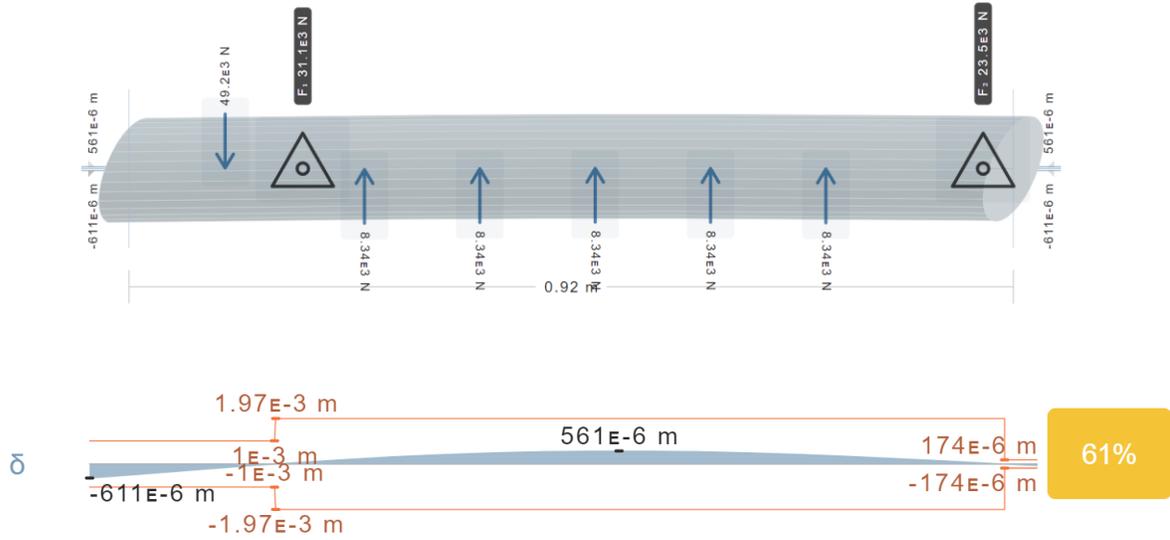


Figura 8.29: Deflexión para el eje de cilindros dentados. [23].

Tabla de factores de sobrecarga,  $K_o$

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Figura 8.30: Factores de sobrecarga  $K_o$ . [20].

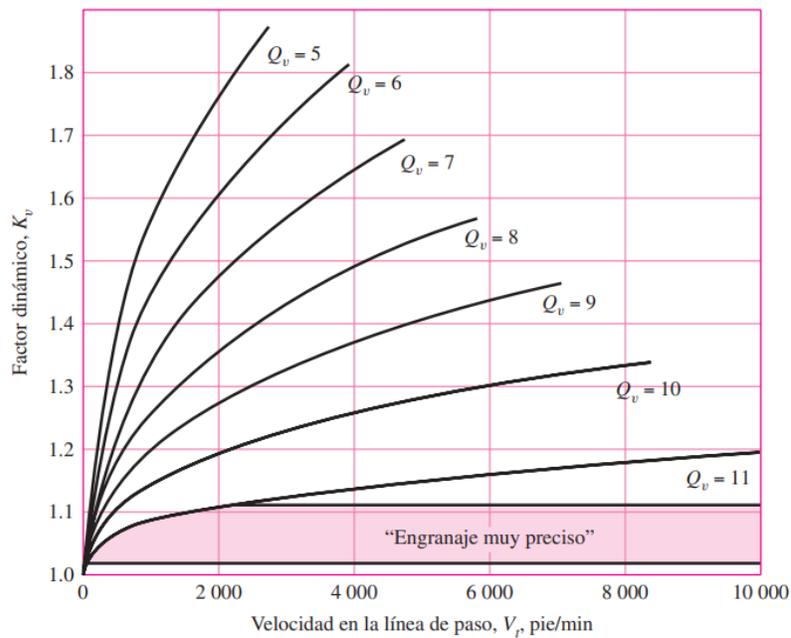


Figura 8.31: Factores dinámico  $K_v$ . [20].

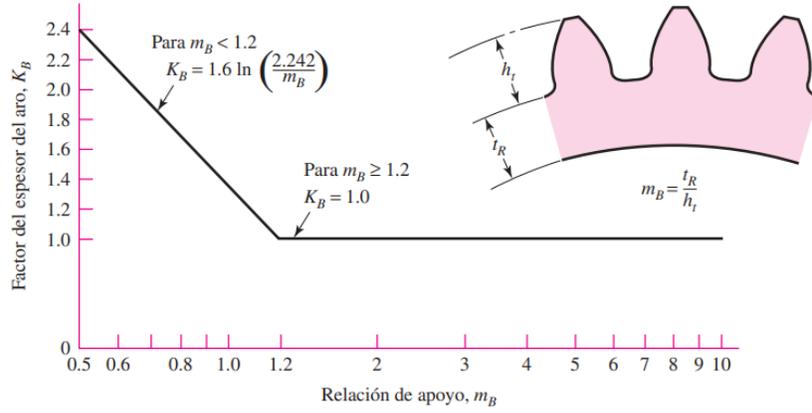


Figura 8.32: Factores del espesor del aro  $K_B$ . [20].

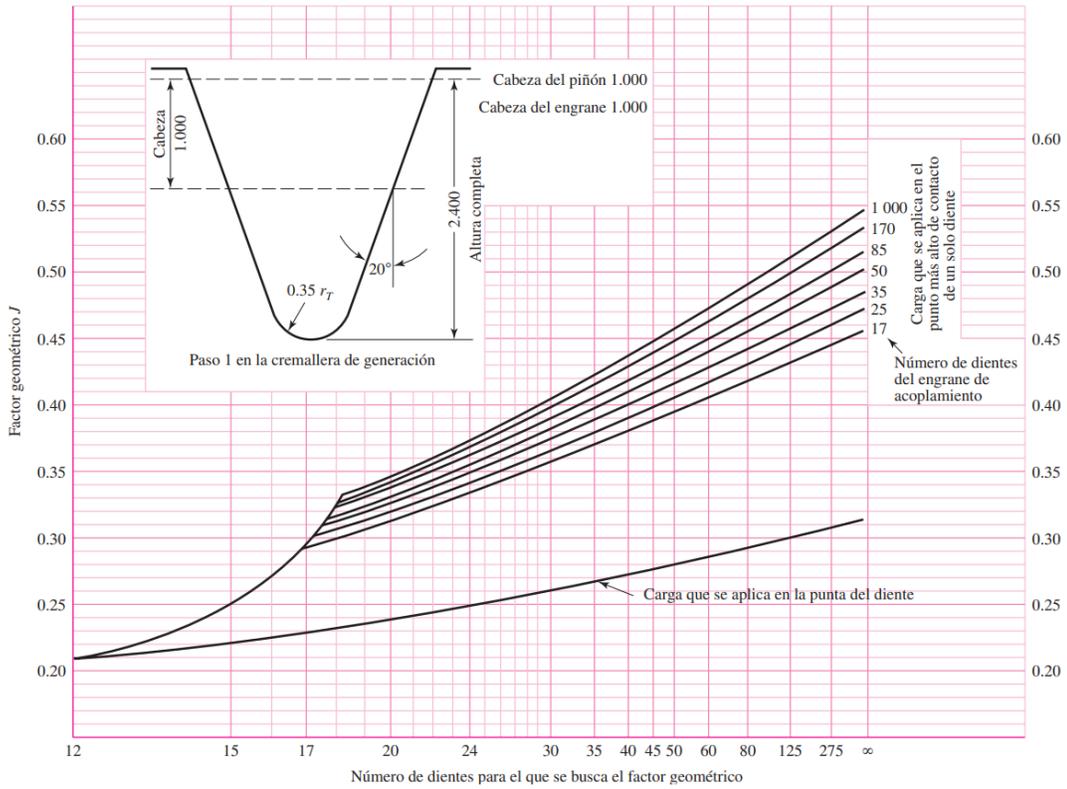


Figura 8.33: Factor geométrico para engranajes rectos  $J$ . [20].

**Tabla 14-8**Coeficiente elástico  $C_p$  ( $Z_E$ ),  $\sqrt{\text{psi}}$  ( $\sqrt{\text{MPa}}$ ) Fuente: AGMA 218.01.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón $E_p$ psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona $E_G$ , lbf/pulg <sup>2</sup> (MPa)*					
		Acero $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Hierro maleable $25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro nodular $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro fundido $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	Bronce al aluminio $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	Bronce al estaño $16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.

\*Cuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podrán utilizar.

**Figura 8.34: Coeficiente elástico  $C_p$ . [20].**

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de esfuerzo de flexión permisible $S_t$ , <sup>2</sup> psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero <sup>3</sup>	Endurecido completamente	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	—
	Endurecido por flama <sup>4</sup> o por inducción <sup>4</sup> con patrón del tipo A <sup>5</sup>	Vea la tabla 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido por flama <sup>4</sup> o por inducción <sup>4</sup> con patrón tipo B <sup>5</sup>	Vea la tabla 8*	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido	Vea la tabla 9*	55 000	65 000 o 70 000 <sup>6</sup>	75 000
	Nitrurado <sup>4,7</sup> (aceros endurecidos completamente)	83.5 HR15N	Vea la figura 14-3	Vea la figura 14-3	—
	Nitalloy 135M, Nitalloy N y 2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>4,7</sup>	87.5 HR15N	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4

**Figura 8.35: Numero de esfuerzo de flexión permisible  $S_t$ . [20].**

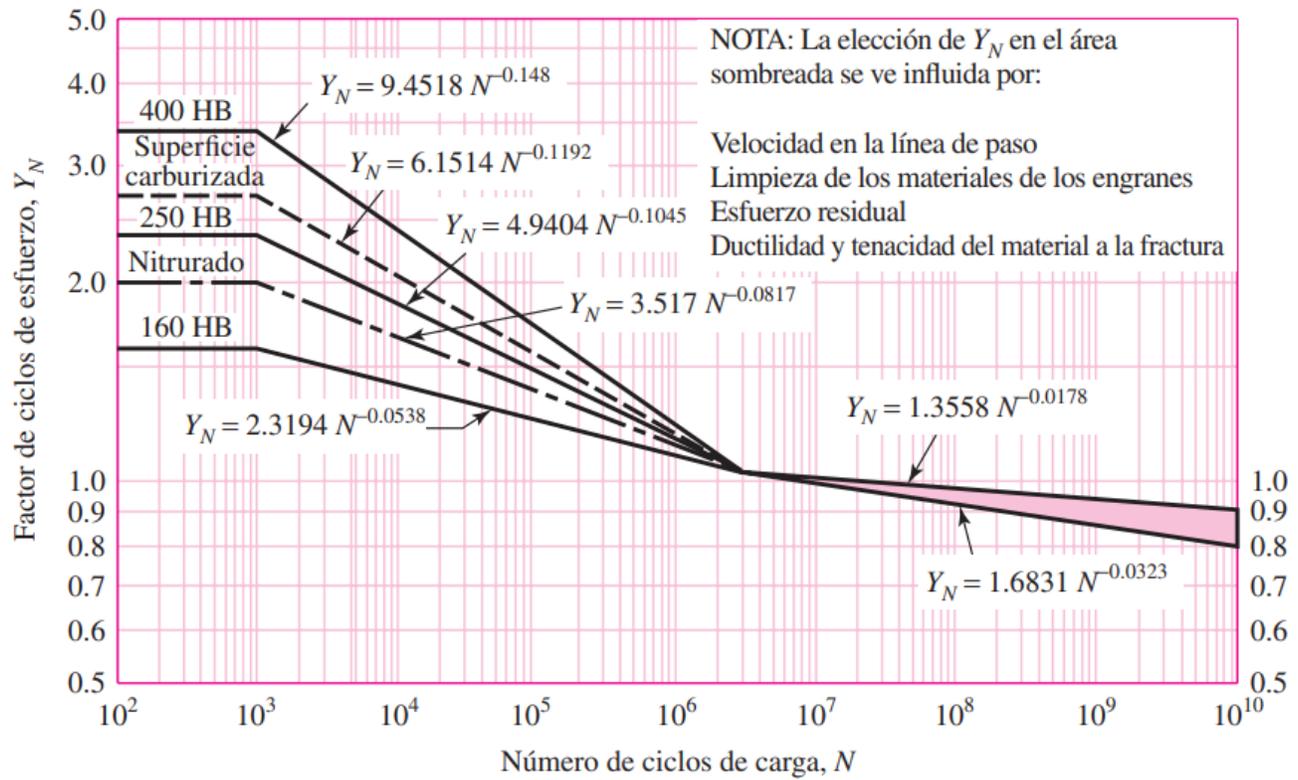


Figura 8.36: Factor de los ciclos de esfuerzos  $Y_N$ . [20].

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Figura 8.37: Factor de confiabilidad  $K_R$ . [20].

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de esfuerzo de contacto permisible, <sup>2</sup> $S_c$ psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero <sup>3</sup>	Endurecido <sup>4</sup> completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama <sup>5</sup>	50 HRC	170 000	190 000	—
	o por inducción <sup>5</sup>	54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido <sup>5</sup>	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitrurado <sup>5</sup> (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N 84.5 HR15N	150 000 155 000	163 000 168 000	175 000 180 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>5</sup>	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitrurado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitrurado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Figura 8.38: Resistencia a la fatiga por contacto  $S_c$ . [20].

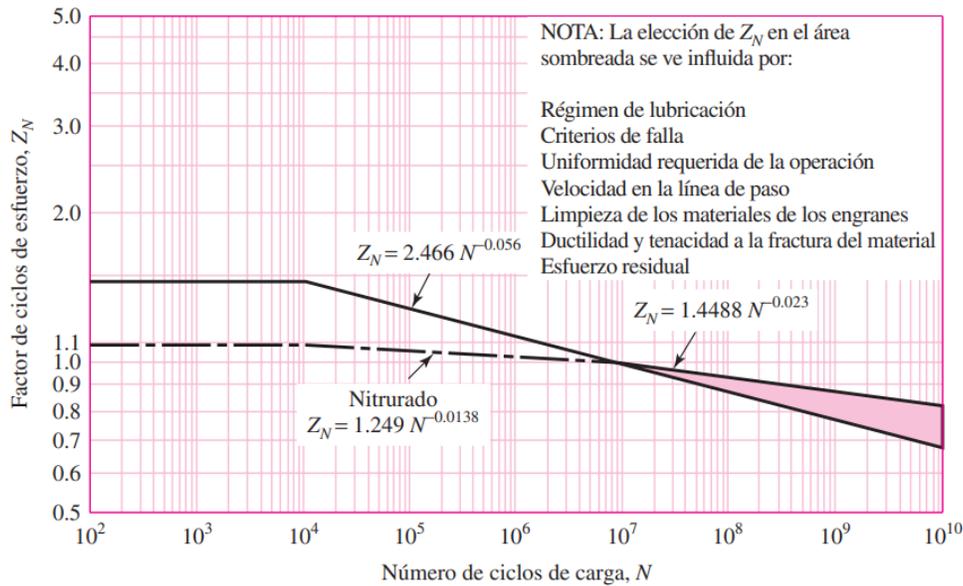


Figura 8.39: Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura  $Z_N$ . [20].

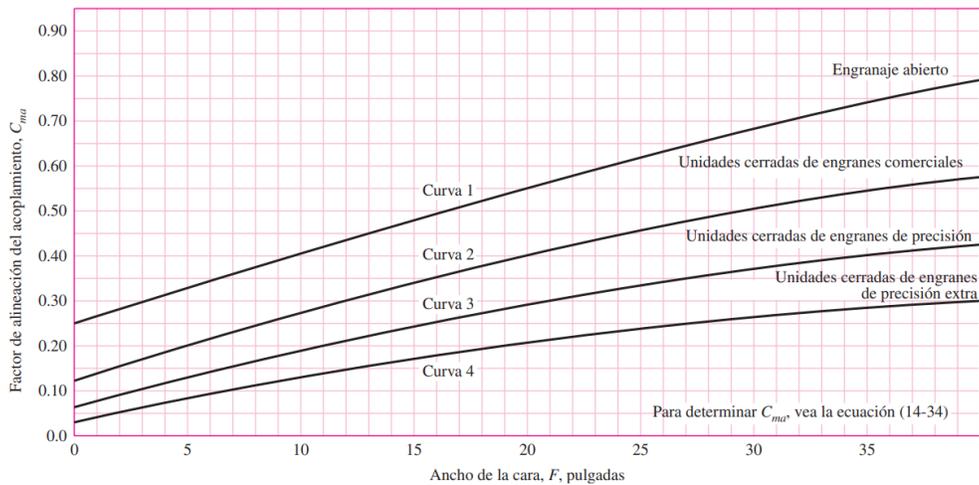
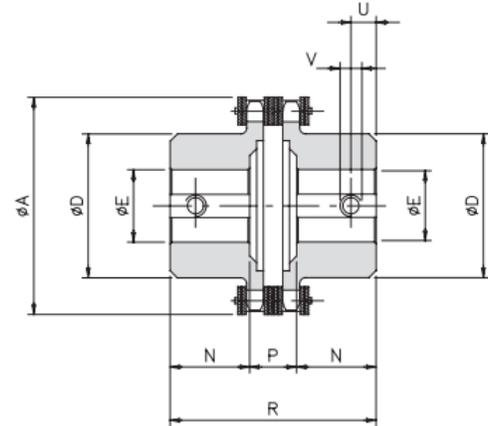


Figura 8.40: Factor de alineación de acoplamiento  $C_{ma}$ . [20].

## DIMENSIONES

Tamaños	A	D	E H7		N	P	R	U	V
			bruto	máx.					
01	45	25	8	12	9	13	31	4	M3
00	57	37	10	20	20	21	61	5	M3
0	75	50	12	28	19	23	61	8	M4
1	101	70	16	38	29	29	87	12	M6
2	126	89	20	55	38	32	108	12	M6
3	159	110	20	70	56	24,5	142,5	15	M8
4	183	130	28	80	59	37	155	15	M8
5	216	130	30	80	88	40	216	15	M8
6	291	150	40	90	103	46	252	25	M10
7	310	170	50	110	124	47	295	25	M10



## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Tamaño	Par máx. [Nm]	Paso (cadena doble) ISO-R 606	Peso [kg]	Inercia [kgm <sup>2</sup> ]	Velocidad máx. [rpm]	Desalineaciones		
						Angular $\alpha$ [°]	Axial X [mm]	Radial K [mm]
01	140	3/8" x 7/32" z12	0,2	0,00002	6000	2°	1,50	0,20
00	190	3/8" x 7/32" z16	0,6	0,00009	5000		1,50	0,20
0	600	3/8" x 7/32" z22	1,0	0,00030	3800		1,50	0,20
1	700	1/2" x 5/16" z22	2,7	0,00148	2800		2,40	0,25
2	1400	3/4" x 7/16" z18	5,4	0,00497	2200		3,20	0,30
3	2500	1" x 17,02 z17	11,8	0,01817	1800		4,50	0,35
4	3200	1" x 17,02 z20	16,9	0,03530	1500		4,80	0,40
5	4000	1" x 17,02 z24	19,5	0,05333	1300		4,80	0,40
6	7000	1" 1/4 x 3/4" z26	42,5	0,19027	1000		6,30	0,50
7	8000	1" 1/4 x 3/4" z28	58,6	0,28643	900		6,30	0,50

Figura 8.41: Cadena. [27].

### Resumen de las características técnicas

Norma	IEC 60034-1	Potencia	15 kW
Frecuencia	60 Hz	Fijación	Con pies
Tensión	575 V	Brida	FF
Numero de polos	4	Forma constructiva	B35T
Grado de protección	IP55	Caja de conexión <sup>1</sup>	Superior
Rotación sincrona	1800 rpm	Refrigeración	IC411 - TEFC

Figura 8.42: Motor de 15 kW. [28].

## Serie C

### Motorreductores helicoidales en línea

#### Soluciones compactas que maximizan la velocidad y la potencia.

Los altos valores de par, las relaciones de reducción en progresión continua, las numerosas opciones de montaje y las dimensiones compactas facilitarán la gestión técnica de cualquier aplicación.

La carcasa de hierro fundido nodular garantiza su resistencia incluso en los entornos más duros. Los engranajes con rectificado de precisión ayudan a fabricar un producto extremadamente silencioso y sin vibraciones.

**Intervalo de par**  
45 ... 12.000 Nm

**Potencia mecánica**  
0,08 ... 213 kW

**Relación de reducción**  
2,6 ... 1.481



Tipo	Par [NM]
C 05	45
C 12	100
C 22	200
C 32	300
C 36	450
C 41	600
C 51	1000
C 61	1600
C 70	2300
C 80	4000
C 90	7200
C 100	12000

Figura 8.43: Reductor serie C tipo C90. [28].

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Figura 8.44: Resistencia de prueba mínima  $S_p$  [20].

Designación de tamaño	Serie gruesa-UNC				Serie fina-UNF		
	Diámetro mayor nominal pulg	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$1\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351

Figura 8.45: Área de esfuerzo por tensión  $A_t$  [20].

Tamaño nominal, pulg	Altura $H$			
	Ancho $W$	Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Figura 8.46: Altura de la tuerca  $h$  [20].

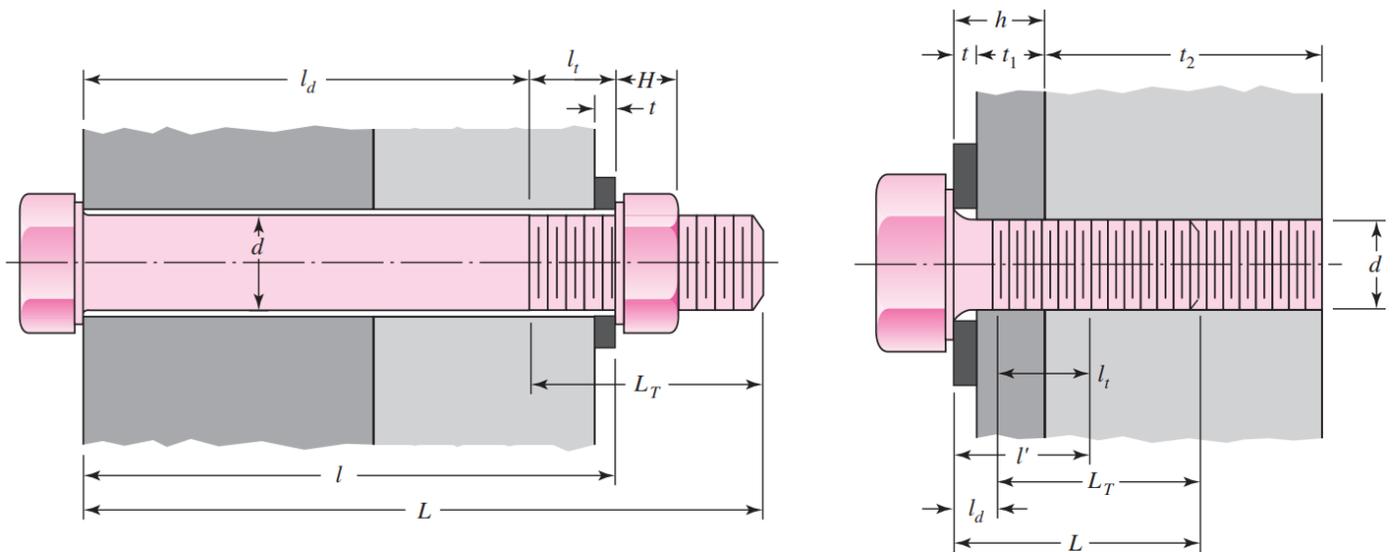
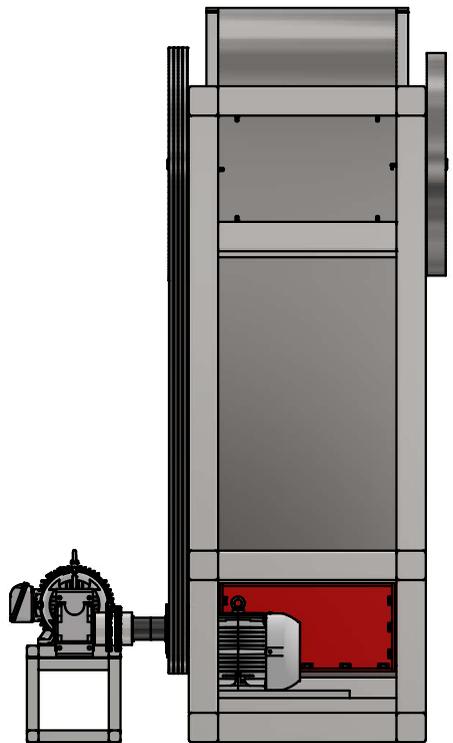
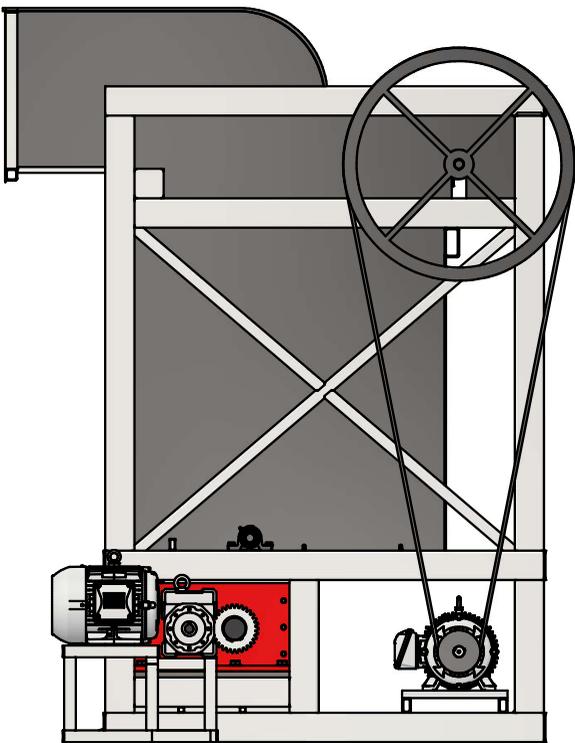
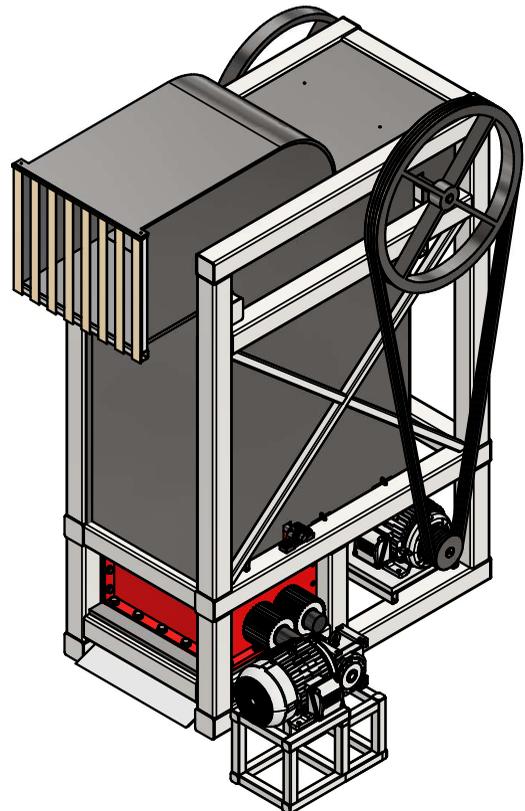


Figura 8.47: Representación gráfica de los factores geométrico para el caso de los pernos [20].

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

**Figura 8.48: Parámetros de rigidez A y B.[20].**

**Anexo 2: Planos.**

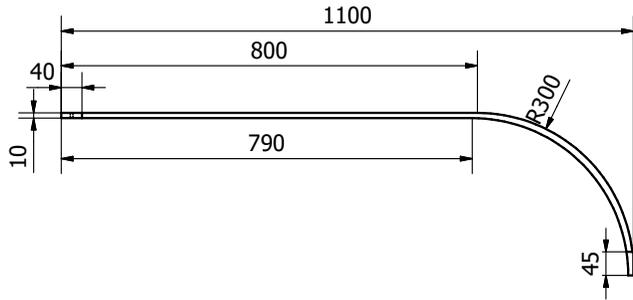


LISTA DE PIEZAS

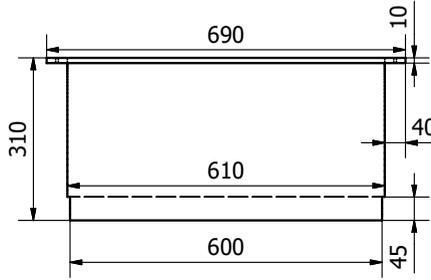
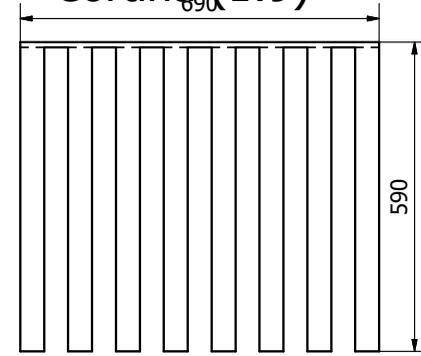
NOMBRE	CTDAD	DESCRIPCIÓN
Plancha superior	1	ASTM A36
Plancha lateral superior	2	ASTM A36
Plancha trasera superior	1	ASTM A36
Plancha lateral inferior	2	ASTM A36
Plancha trasera inferior	1	ASTM A36
Plancha delantera	1	ASTM A36
Motor de mandibula	1	11 kW/1000 RPM
Motor de cilindros	1	15 kW /1800 RPM
Sistema de mandibulas	1	Conjunto de operación
Sistema de cilindros dentados	1	Conjunto de operación
Acoplamiento de cadenas	1	
Cortina de entrada	1	

Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha 29-06-2023	Fecha
Universidad de Concepción			Vista General de Sistema de Trituración	
			Trituradora E-WASTE	Edición Hoja 1 / 17

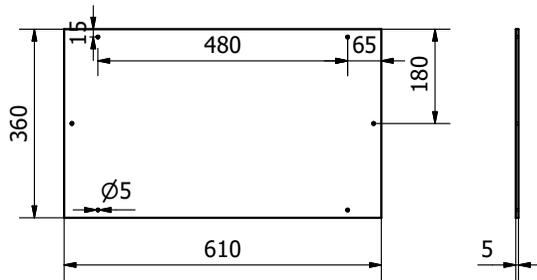
Plancha superior (1:9)



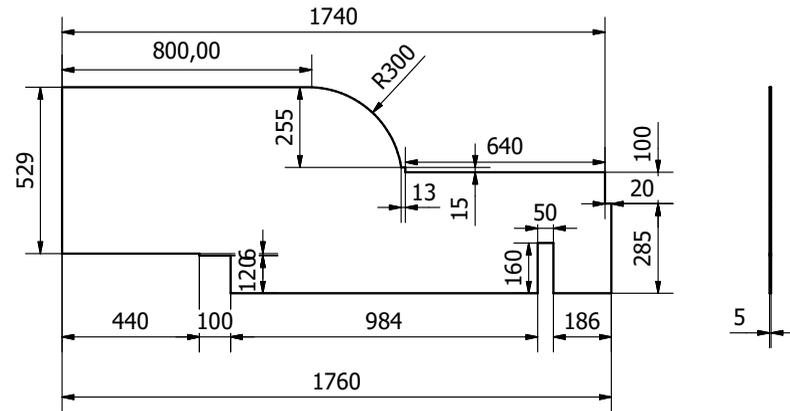
Cortina (1:9)



Plancha trasera superior (1:9)

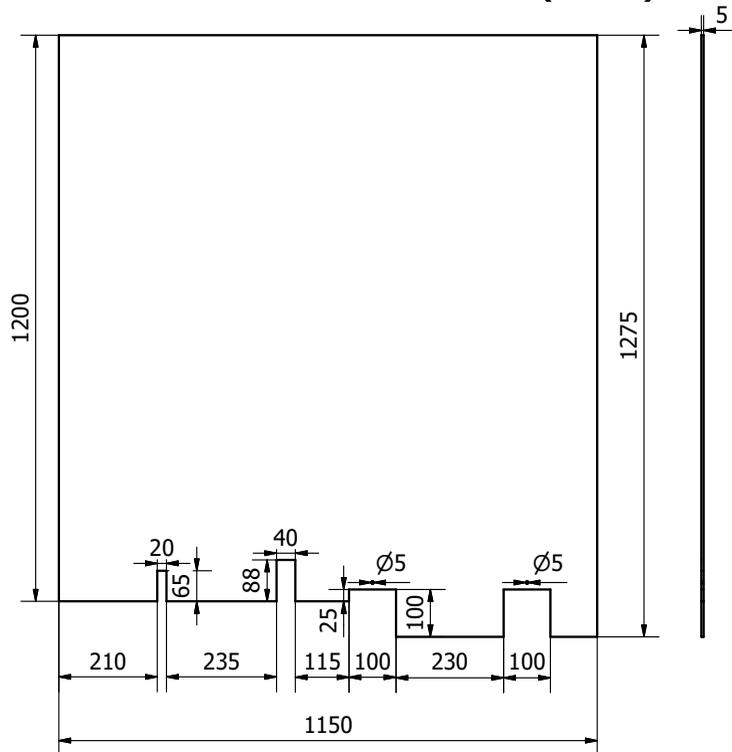


Plancha lateral superior (1:15)

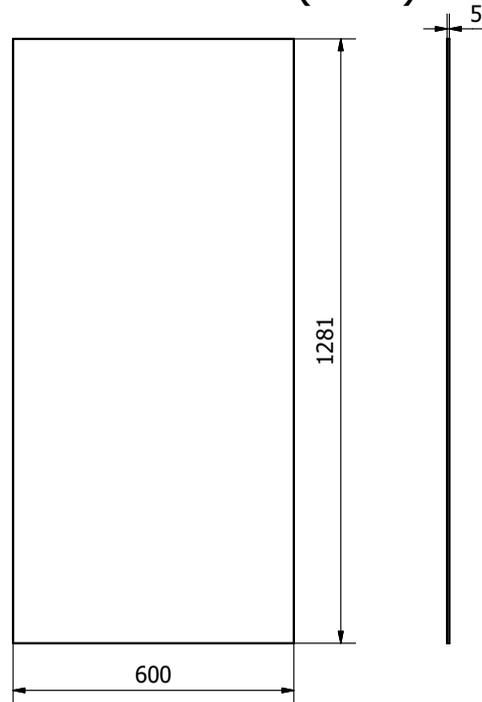


Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023	
Universidad de Concepción					
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 2 / 17

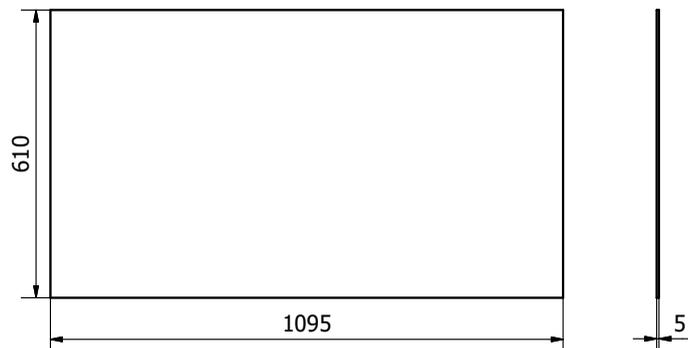
Plancha lateral inferior (1:10)



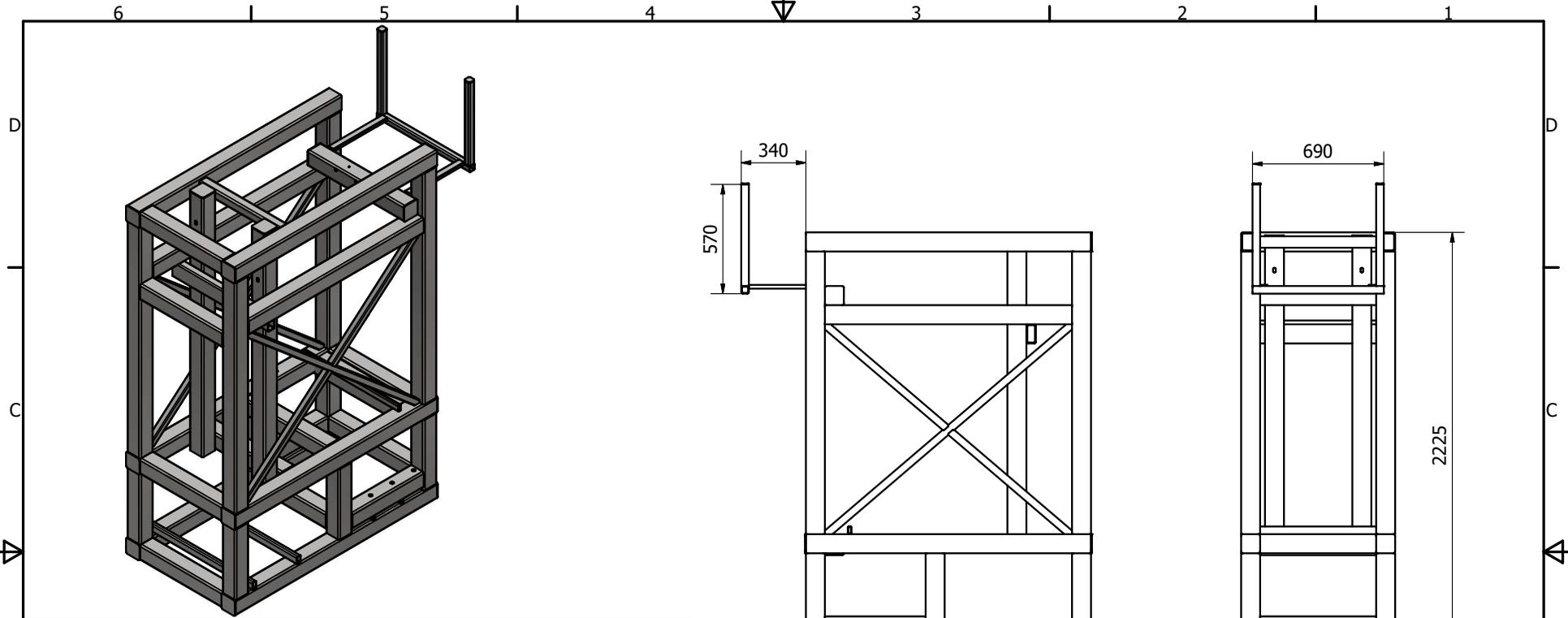
Plancha frontal (1:10)



Plancha inferior (1:10)



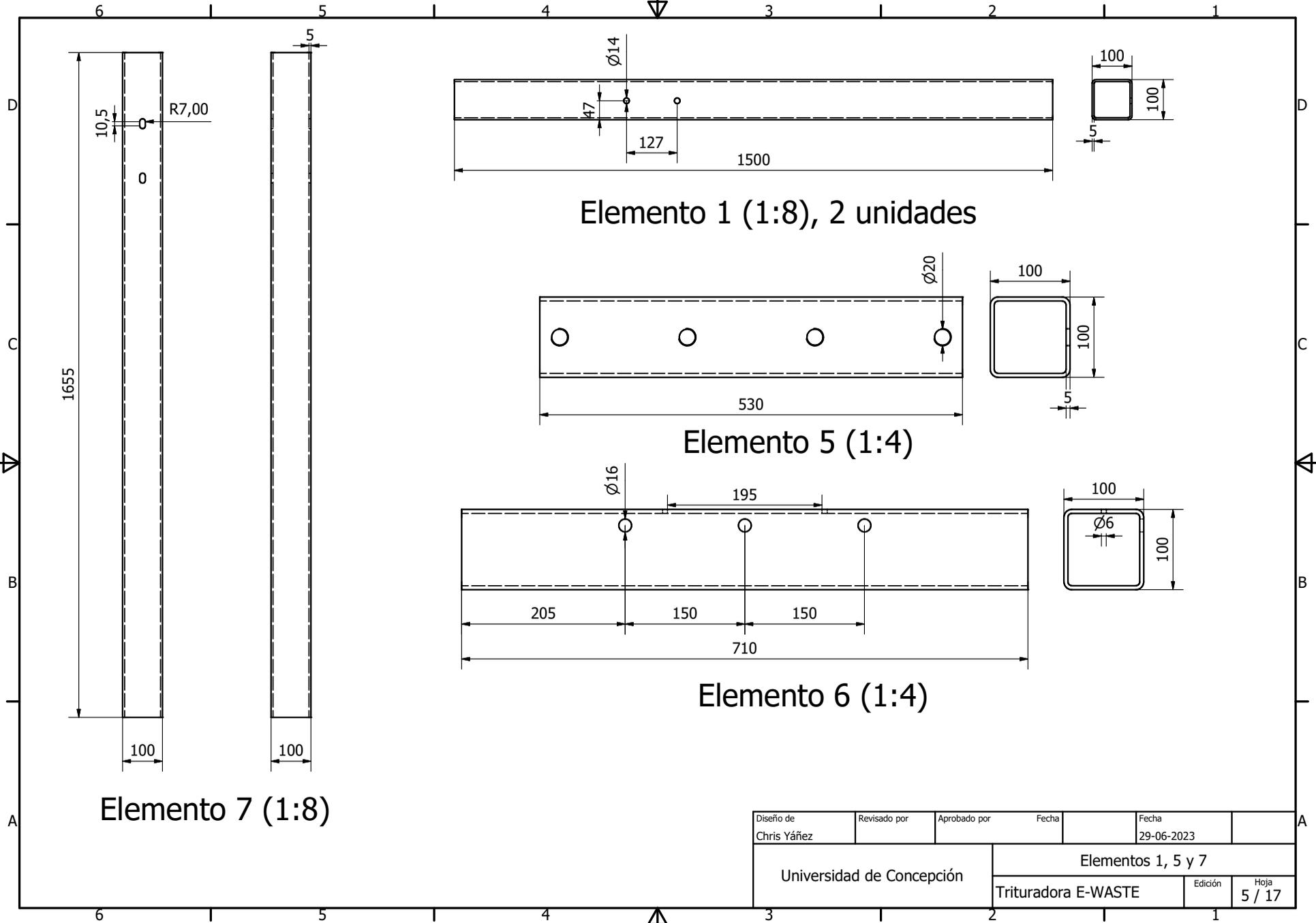
Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
			29-06-2023		
Universidad de Concepción			Trituradora E-WASTE		
			Edición	Hoja 3 / 17	



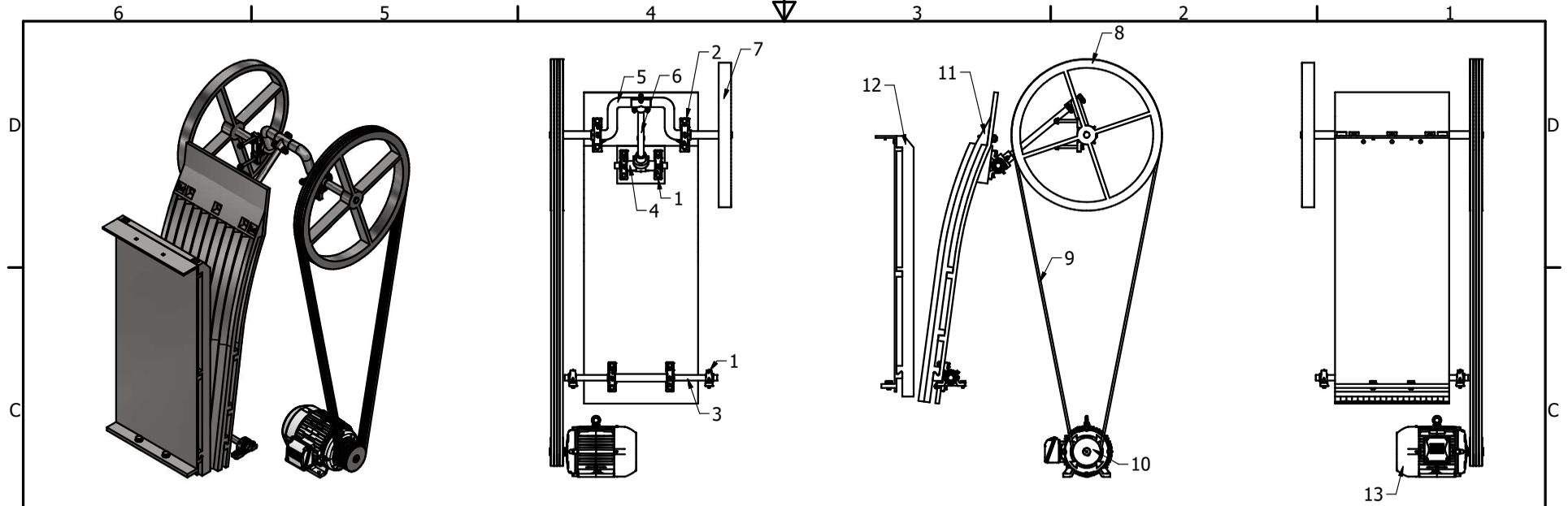
LISTA DE PIEZAS

Elemento	CTDAD	LARGO	PERFIL	DESCRIPCIÓN
1	8	1500 mm	100x100x5	ASTM 36
2	4	1475 mm	100x100x5	ASTM 36
3	6	450 mm	100x100x5	ASTM 36
4	10	610 mm	100x100x5	ASTM 36
5	2	530 mm	100x100x5	ASTM 36
6	1	710 mm	100x100x5	ASTM 36
7	2	1655 mm	100x100x5	ASTM 36
8	1	710 mm	100x60x5	ASTM 36
9	1	610 mm	60x60x5	ASTM 36
10	2	760 mm	50x50x4	ASTM 36
11	1	710 mm	50x50x4	ASTM 36
12	2	530 mm	40x40x4	ASTM 36
13	1	690 mm	40x40x4	ASTM 36
14	4	1665 mm	40x40x3	ASTM 36
15	2	400 mm	40x20x2	ASTM 36
16	14	-	100x100x5	Placa de esquina

Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023	1:20
Universidad de Concepción			Estructura de trituración		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 4 / 17



Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
				29-06-2023	
Universidad de Concepción			Elementos 1, 5 y 7		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 5 / 17



LISTA DE PIEZAS

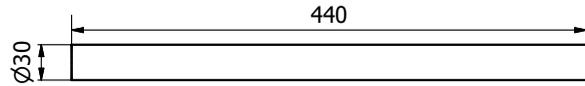
CTDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
16	Arandela	DIN 125 - A 13
8	Perno de cabeza-hex	DIN 961 - M12 x 28
4	Perno de cabeza-hex	DIN 931-1 - M12 x 55
4	Tuerca hexagonal	DIN 934 - M12
8	Arandela	DIN 125 - A 21
3	Perno de cabeza-hex	DIN 931-1 - M20 x 60
3	Tuerca hexagonal	DIN 934 - M20
2	Perno de cabeza-hex	DIN 961 - M20 x 30
3	Arandela	DIN 125 - A 17
6	Arandela	DIN 125 - A 10,5
3	Perno de cabeza-hex	DIN 931-1 - M10 x 40
3	Tuerca hexagonal	DIN 934 - M10
2	Perno de cabeza-hex	DIN 933 - M5 x 12
1	Perno de cabeza-hex	DIN 933 - M5 x 22
8	Arandela	DIN 125 - A 15
4	Perno de cabeza-hex	DIN 931-1 - M14 x 140
4	Tuerca hexagonal	DIN 934 - M14
3	Perno de cabeza-hex	DIN 961 - M16 x 60
2	Tornillo de cabeza cilíndrica	DIN 912 - M6 x 12
2	Chavetera	8x7x63
2	Anillo de retención	DIN 471 - 29 x 1,5

LISTA DE PIEZAS

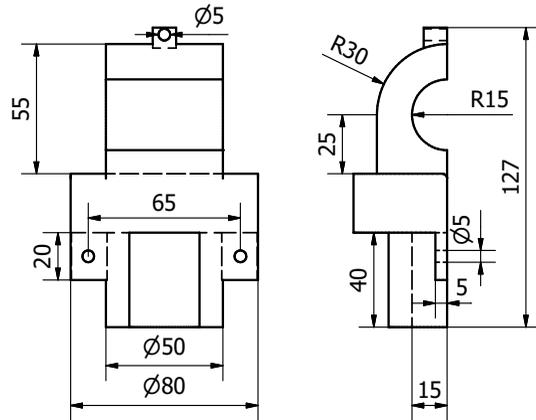
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	6	Rodamiento	SKF_SY 30 TF
2	2	Rodamiento	SKF_SY 40 TF
3	1	Eje inferior	AISI 4140
4	1	Eje superior	AISI 4140
5	1	Manivela	AISI 4140
6	1	Biela	AISI 4140
7	1	Polea de inercia	ASTM A36
8	1	Polea conducida	ASTM A36
9	4	Correa trapezoidal	
10	1	Polea motora	ASTM A36
11	1	Placa fija	ASTM A36
12	1	Placa movil	ASTM A36
13	1	Motor	11 kW/ 1000 RPM

Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha
			Fecha 29-06-2023
Universidad de Concepción		Sistema de Mandíbulas Trituradora E-WASTE	
		Edición	Hoja 6 / 17

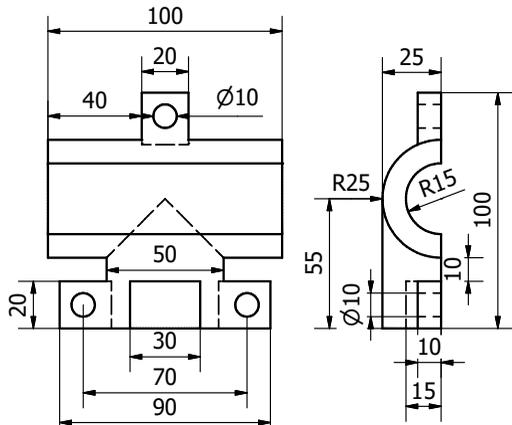
### Elemento 6, biela



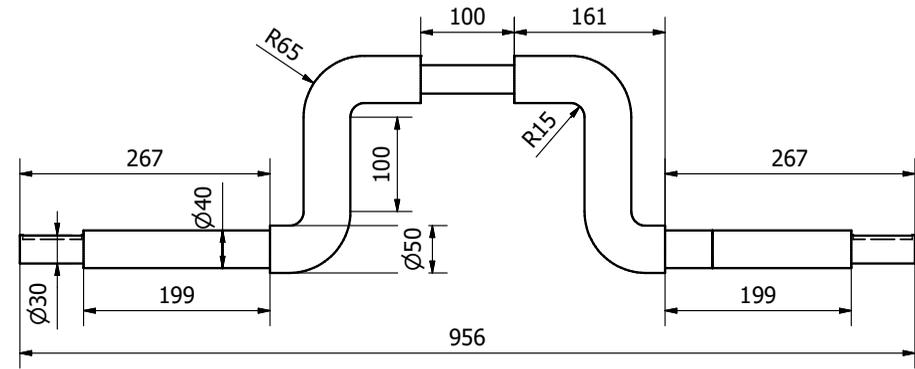
Eje de biela (1:4)



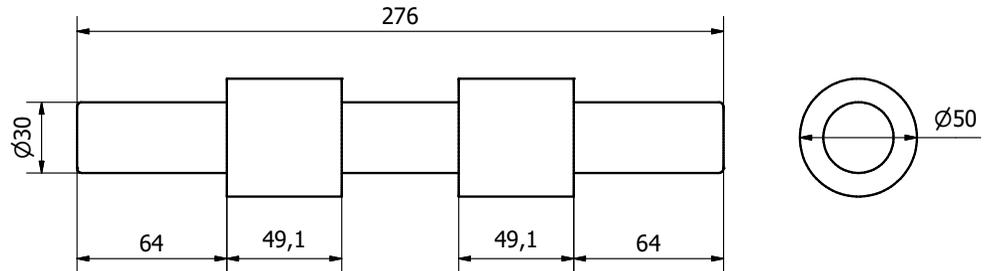
Unión entre Biela-Eje superior (1:2)



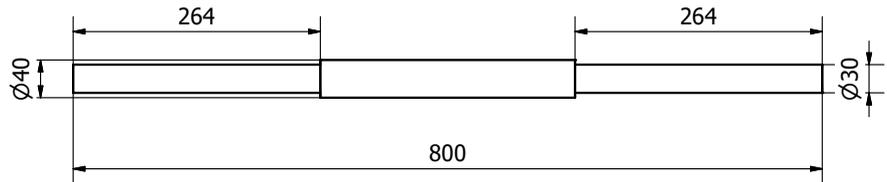
Unión entre Biela-Manivela superior (1:2)



### Elemento 5, Manivela (1:5)



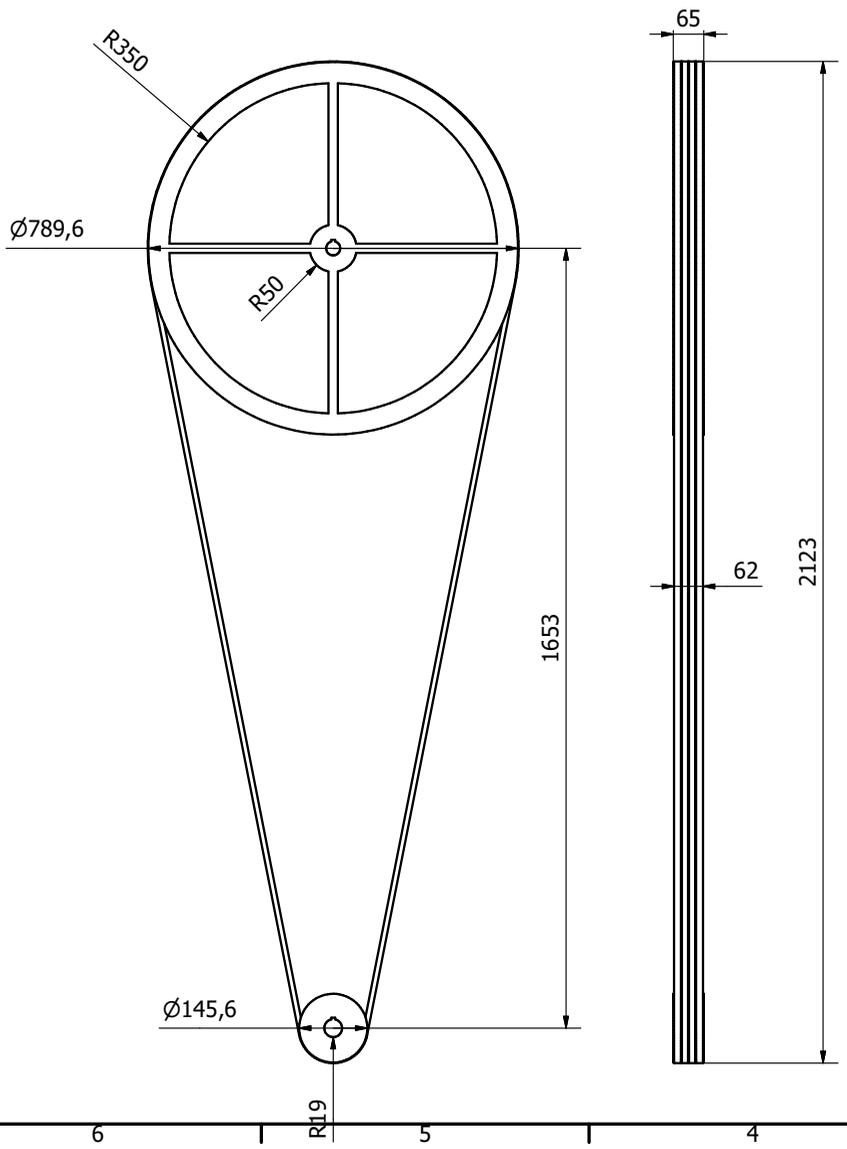
### Elemento 4, Eje superior (1:2)



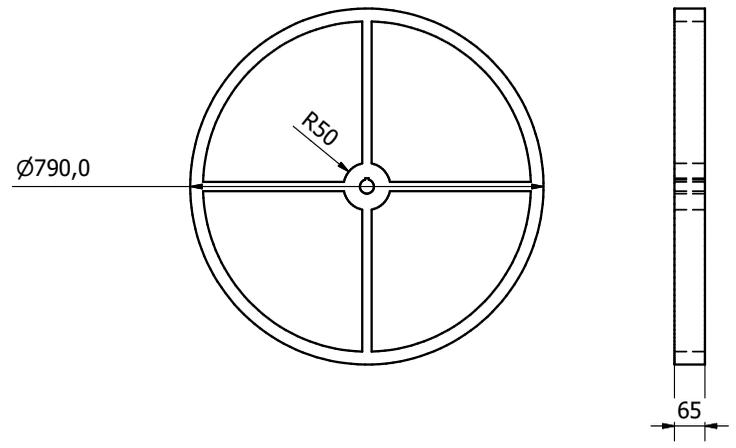
### Elemento 3, Eje inferior (1:5)

Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023
Universidad de Concepción			Elementos 3, 4, 5 y 6	
			Trituradora E-WASTE	Edición Hoja 7 / 17

# Elemento 8, 9 y 10, Sistema de poleas (1:10)

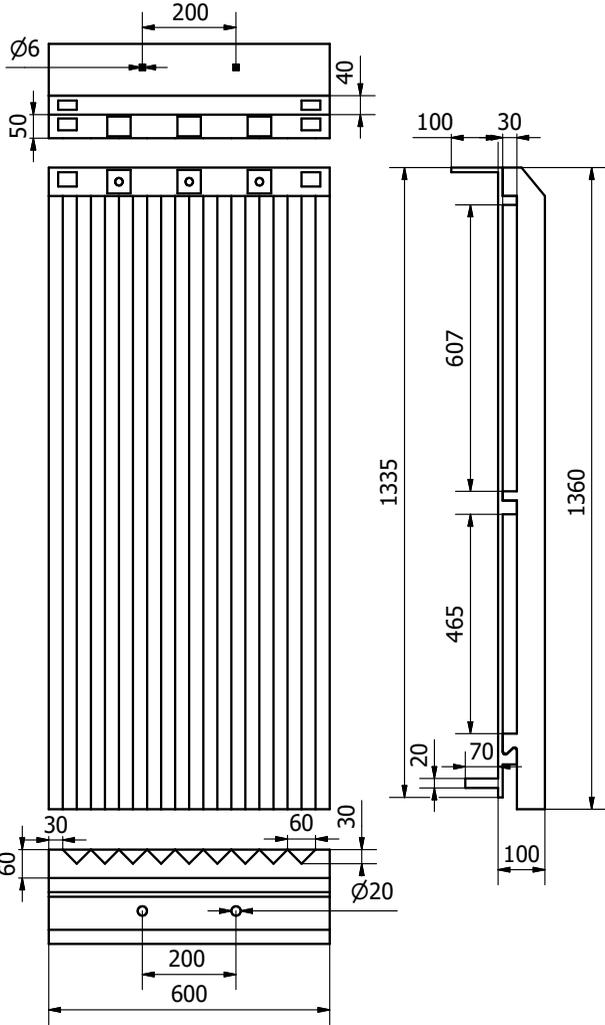


# Elemento 7, Polea de inercia (1:10)

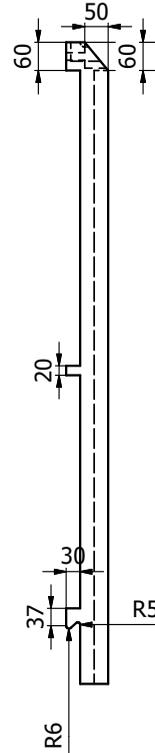


Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023
Universidad de Concepción			Elemento 7, 8, 9 y 10	
			Trituradora E-WASTE	Edición Hoja 8 / 17

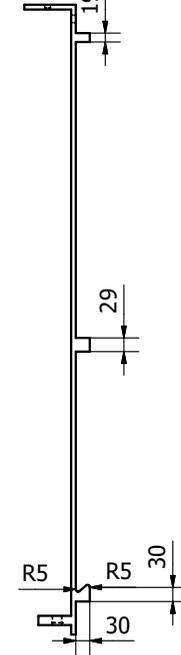
# Elemento 11, Placa Fija (1:10)



# Plancha de Placa Fija (1:10)

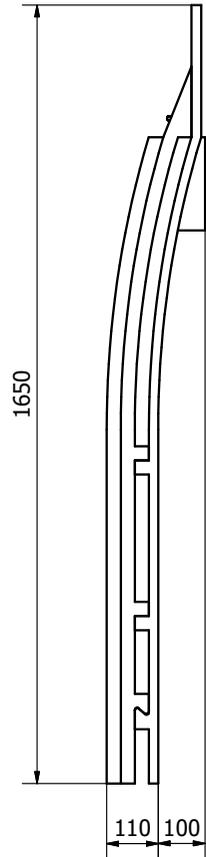


# Soporte de Placa Fija (1:10)

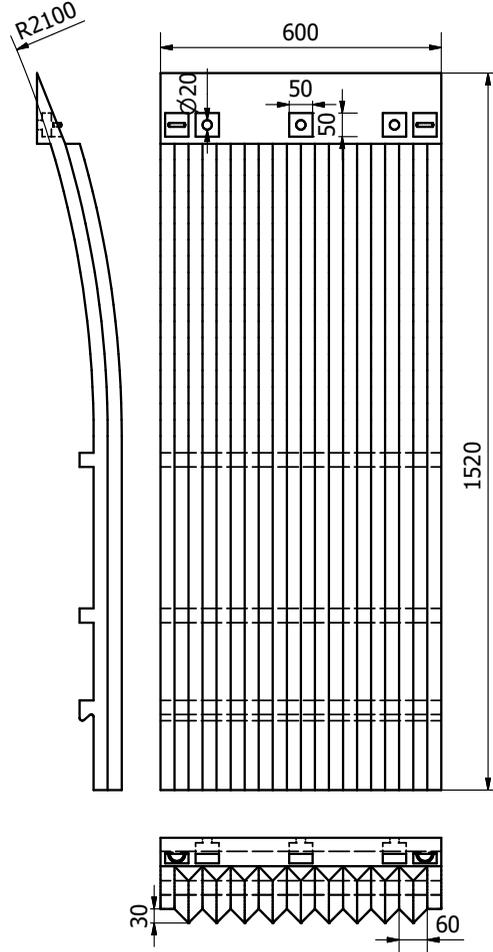


Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha 29-06-2023	Fecha	
Universidad de Concepción			Elemento 11		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 9 / 17

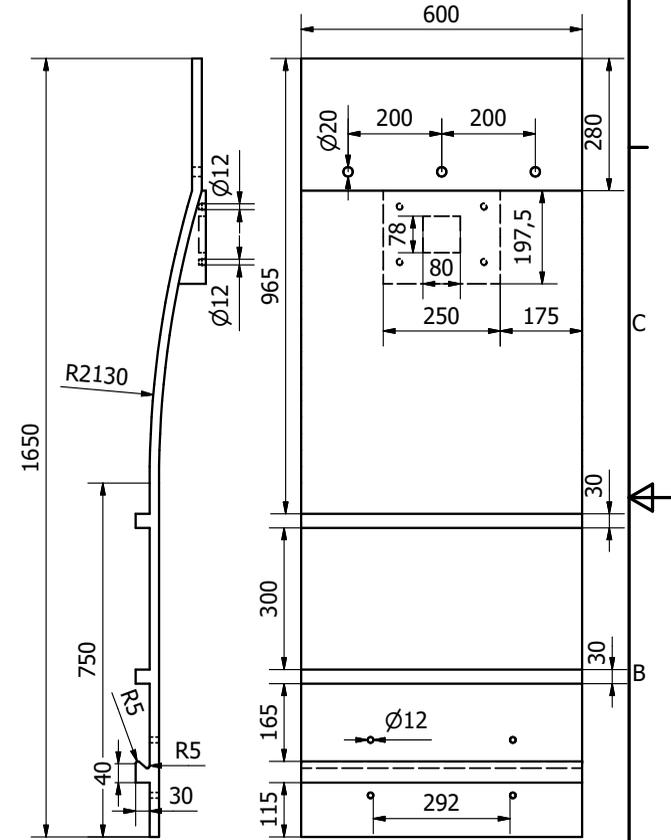
Elemento 12, Placa Movil (1:10)



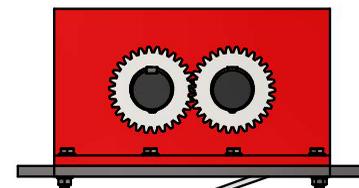
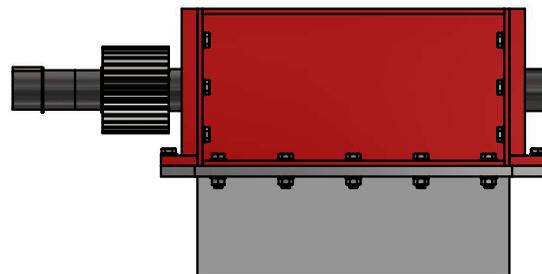
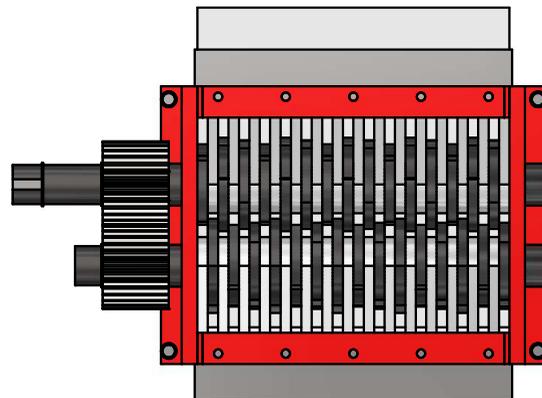
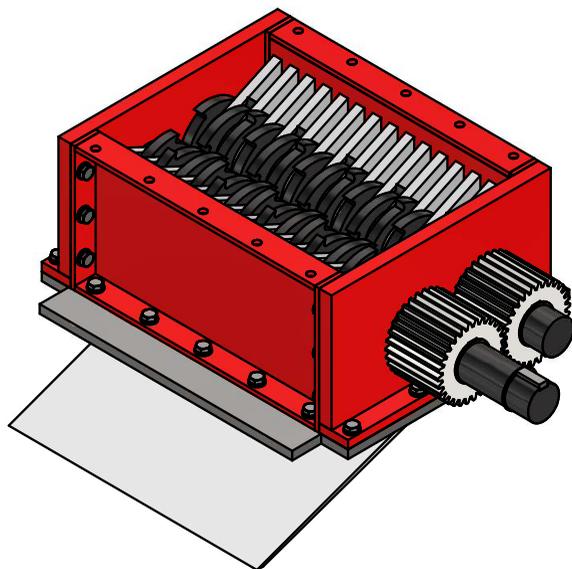
Plancha Movil (1:10)



Soporte de Placa Movil (1:10)



Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
				29-06-2023	
Universidad de Concepción			Elemento 12		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja
					10 / 17



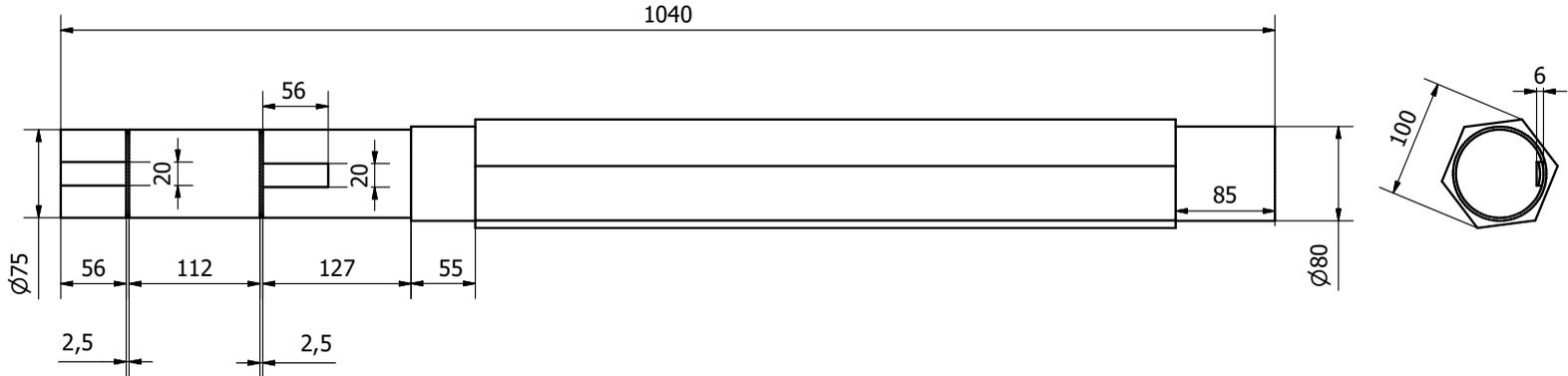
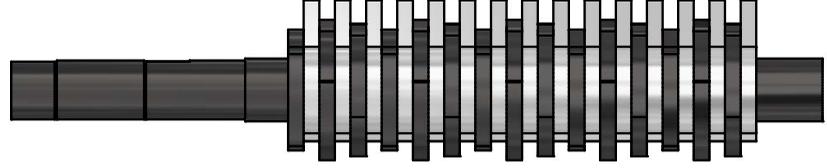
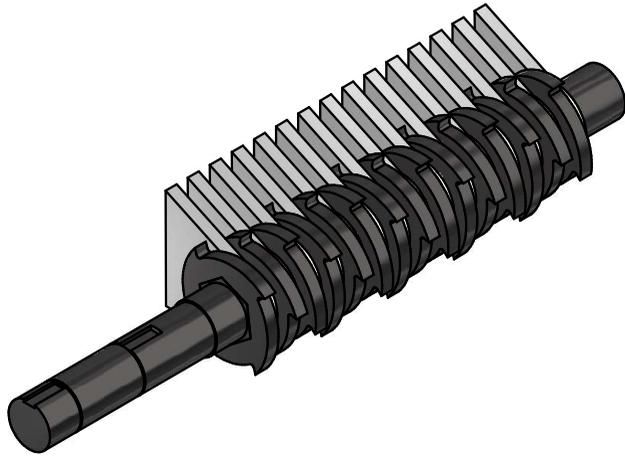
#### LISTA DE PIEZAS

CTDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
10	Perno de cabeza-hex	DIN 931-1 - M16 x 55
10	Tuerca hexagonal	DIN 934 - M16
8	Perno de cabeza-hex	DIN 961 - M16 x 30
40	Arandela	DIN 125 - A 17
12	Perno de cabeza-hex	DIN 961 - M16 x 18
3	Chaveta paralela	DIN 6885 - B 20 x 12 x 56
3	Anilla de retención de muelle	DIN 471 - 72 x 2,5

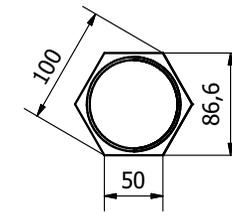
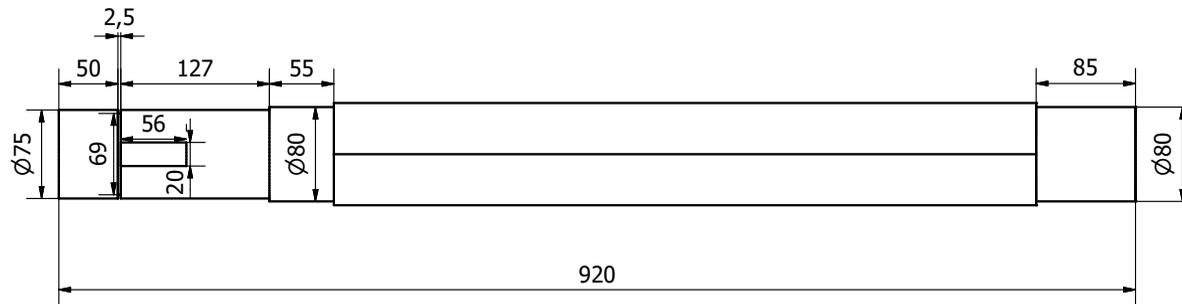
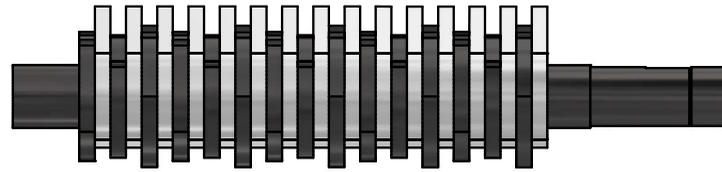
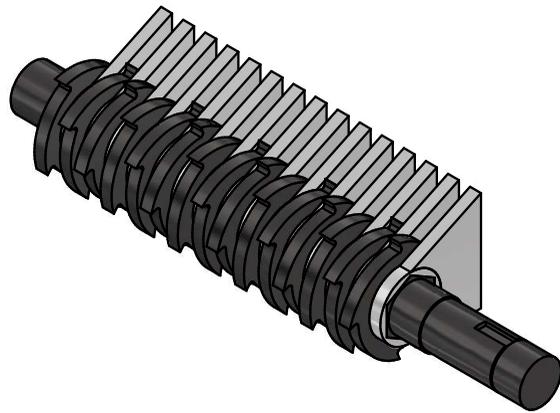
#### LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	Eje motor	AISI 4140
2	1	Eje conducido	AISI 4140
3	30	Separación de cuchillas	ASTM A36
4	30	Cuchilla	ASTM A36
5	1	Par de engranaje	ASTM A36
6	2	Plancha delante/trasera	ASTM A36
7	2	Plancha lateral	ASTM A36
8	1	Placa de soporte	ASTM A36
9	1	Placa de descarga	ASTM A36

Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha 29-06-2023	Fecha
Universidad de Concepción			Sistema de cilindros dentados	
			Trituradora E-WASTE	
			Edición	Hoja 11 / 17

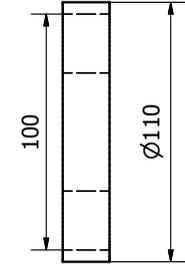
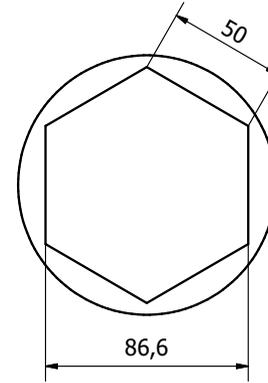
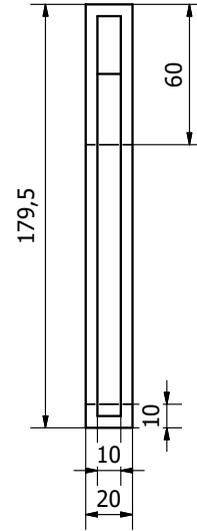
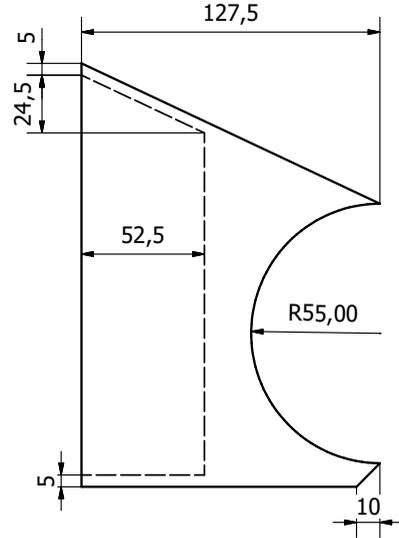
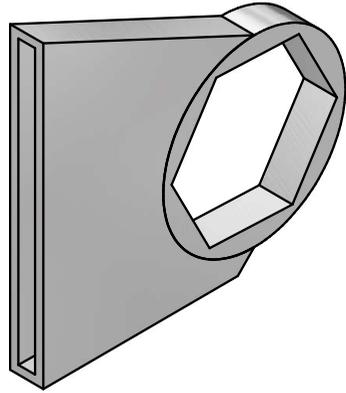


Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023	<b>1:4</b>
Universidad de Concepción			Eje Motor		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 12 / 17

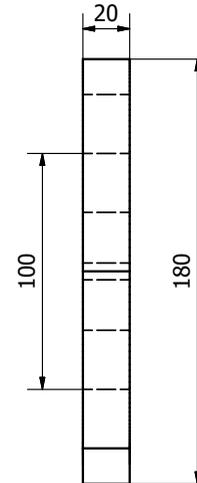
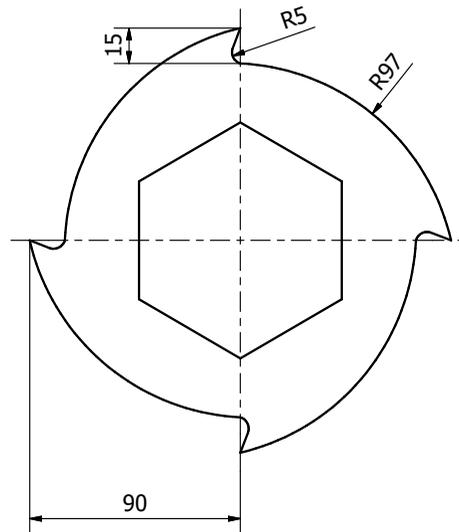
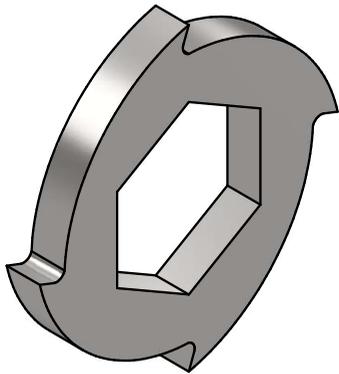


Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	<b>1:4</b>
				29-06-2023	
Universidad de Concepción			Eje Conducido		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja
			1	13 / 17	

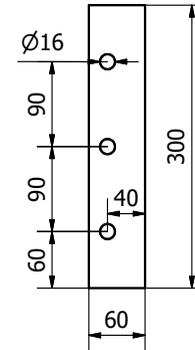
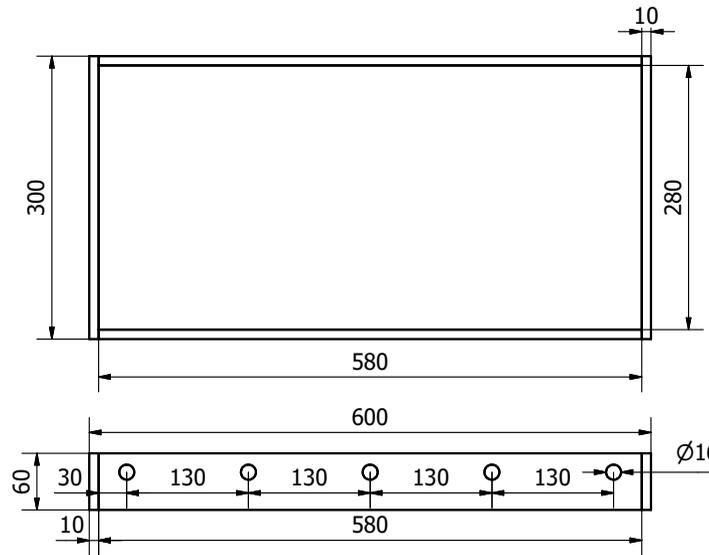
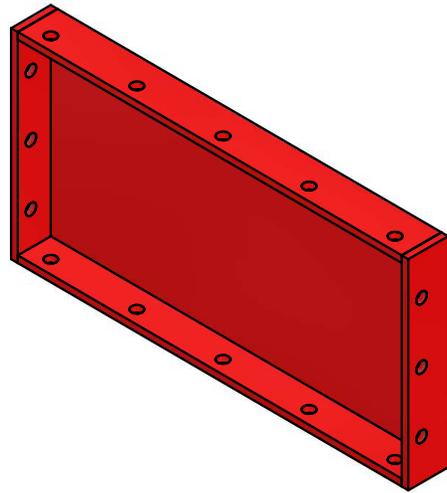
## Separacion entre cuchillas (1:2)



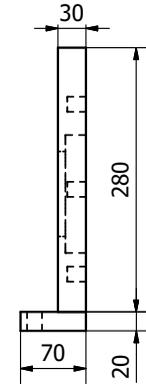
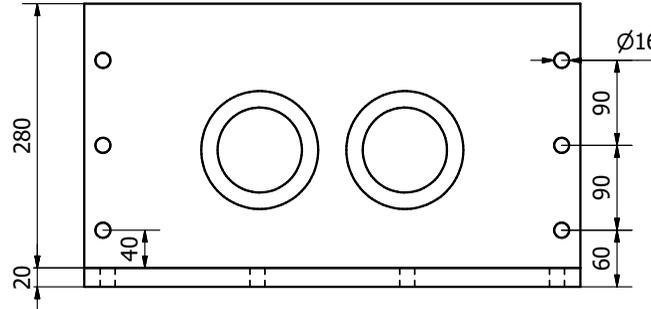
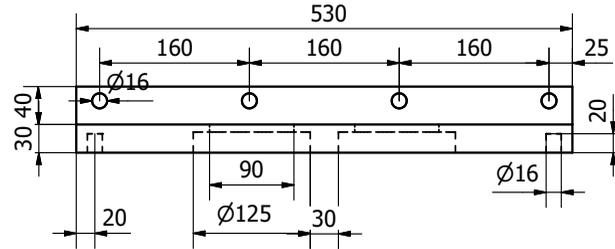
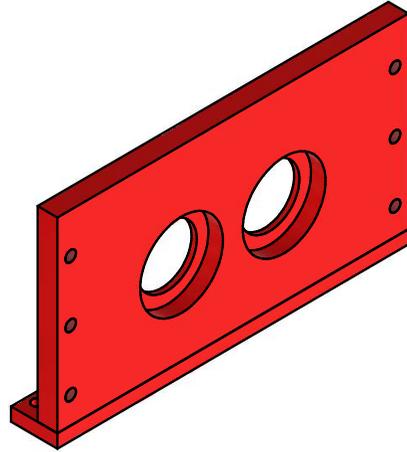
## Cuchillas (1:2)



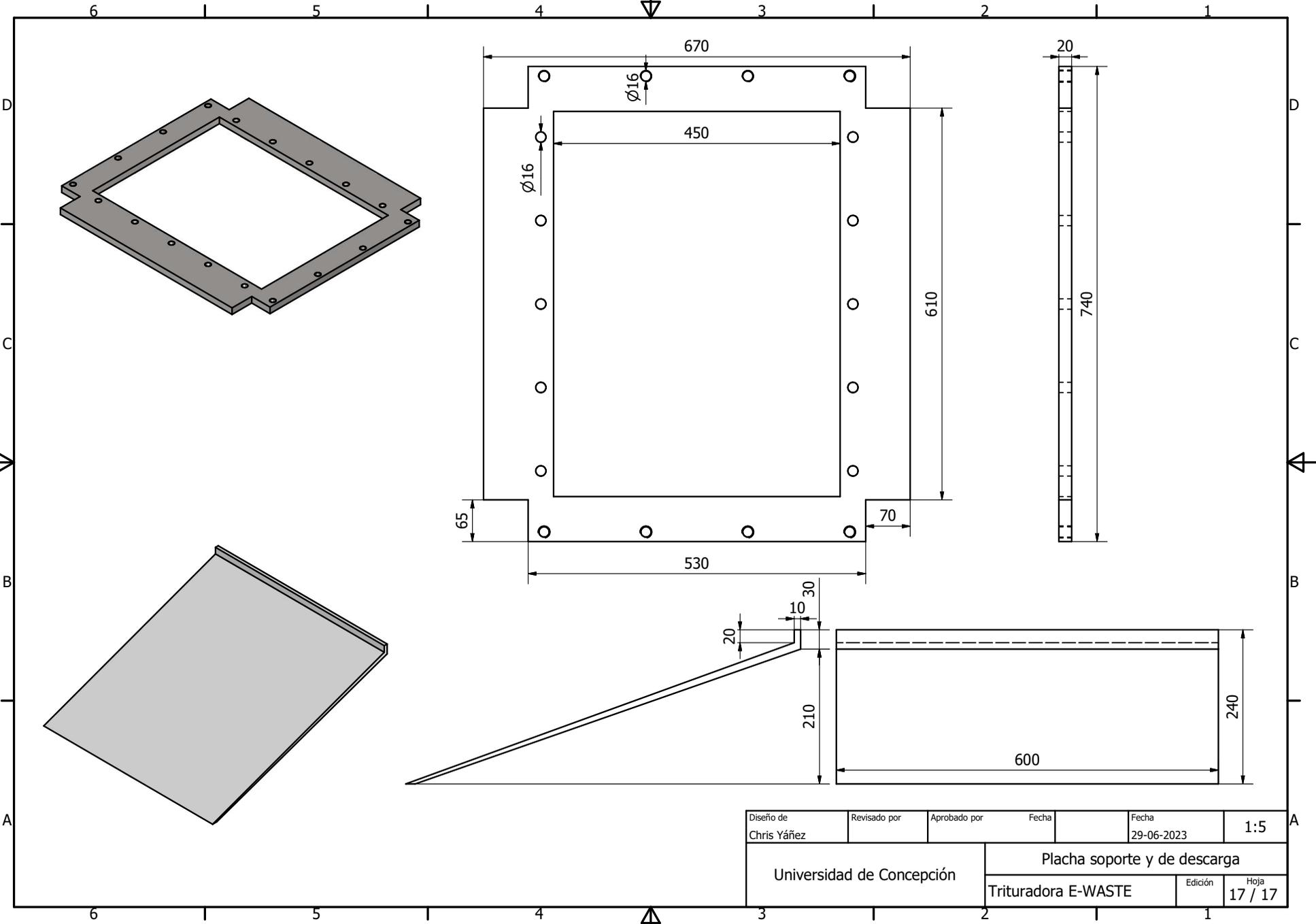
Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023
Universidad de Concepción			Trituradora E-WASTE	
			Edición	Hoja 14 / 17



Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023	1:5
Universidad de Concepción			Placha lateral		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 15 / 17



Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 29-06-2023	1:5
Universidad de Concepción			Placha lateral		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 16 / 17



Diseño de Chris Yáñez	Revisado por	Aprobado por	Fecha 29-06-2023	Fecha 29-06-2023	1:5
Universidad de Concepción			Placha soporte y de descarga		
			Trituradora E-WASTE	Edición	Hoja 17 / 17