



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE VOLTEADORA DE MATERIA ORGÁNICA PARA VERMICOMPOSTERAS  
COMUNITARIAS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

VICENTE ISMAEL QUEZADA CID

PROFESOR GUÍA:  
RUBÉN FERNÁNDEZ URRUTIA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
GABRIEL ARÉVALO GONZÁLEZ  
KIM HAUSER VAVRA

SANTIAGO DE CHILE  
2021

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL  
TÍTULO DE: INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: VICENTE ISMAEL QUEZADA CID  
FECHA: 2021  
PROF GUÍA: RUBÉN FERNÁNDEZ URRUTIA

## DISEÑO DE VOLTEADORA DE MATERIA ORGÁNICA PARA VERMICOMPOSTERAS COMUNITARIAS

El desperdicio de alimentos a nivel global genera una problemática medioambiental de gran escala, generando diariamente desechos y aumentando la necesidad de vertederos y basurales, además de una gran pérdida de agua, la cual es utilizada durante el proceso productivo de los alimentos.

Para enfrentar esta problemática se utilizan procesos de compostaje y de vermicompostaje, que además de degradar la materia orgánica de manera controlada, revaloriza el desecho para futuros usos en la agricultura. Estos procesos se realizan a nivel industrial, comunitario y domiciliario, y requieren de etapas de volteo y aireación para controlar ciertos parámetros. A baja escala, escasean las tecnologías de aireación que requiere este proceso, y actualmente se trabaja de forma manual, lo que conlleva un gran esfuerzo físico.

El objetivo de este trabajo es diseñar un sistema volteador de materia orgánica para ser utilizado en vermicomposteras comunitarias, determinando criterios de diseño, dimensionando y seleccionando componentes en base a las cargas de operación, y generando los planos de fabricación para la manufactura del sistema.

La máquina diseñada en esta memoria está basada en volteadoras de compost de cilindro horizontal y paletas de gran escala. Se compone principalmente de un motorreductor que impulsa al cilindro con paletas para dar inicio al volteo de la materia en las vermicomposteras, y un sistema de avance para conseguir su desplazamiento a lo largo de la zona de trabajo.

Para llevar a cabo este trabajo, se utiliza una metodología de diseño mecánico, consistente en: reconocimiento de la necesidad y levantamiento de información; determinación de criterios de diseño y diseño preliminar; memoria de cálculo para el dimensionamiento y selección de componentes; diseño de detalle y generación de planos para su fabricación. Este es un método que requiere de iteraciones para llegar a su versión final.

El diseño final permite tener una idea clara del sistema y sus subsistemas, además de un listado de piezas, componentes comerciales y materiales necesarios para su manufactura.

*A quienes en simples o complejas conversaciones  
logramos cambiar un pedazo de mundo.*

*A Ramiro.*

# Agradecimientos

En primer lugar, agradecer al profesor Rubén, por interesarse en la memoria, estar presente cada semana en mi último período universitario, por compartir ideas, conversaciones y risas. Al profesor Gabriel, por su disponibilidad y consejos para mejorar en el trabajo, que de seguro me servirán en el futuro. Agradecer también a las y los profesores y trabajadores que conocí durante mi paso en la universidad, en especial a los del taller Molina, por acercarnos al mundo de las máquinas y la manufactura.

A mi padre y a mi madre, por el amor y la confianza que nos han dado para poder enfrentar la vida. A mis hermanos y hermana, por enseñarme de la vida, a leer y escribir. Son los mejores ejemplos para seguir, cada cual con su particular manera de ser. Por todo, a ustedes. A la Pauli. A mi tía y mi abuelita, sin duda estarían felices de este momento.

A mis amigos y amigas del colegio, que incluso antes de entrar ya compartíamos momentos. Por estos casi 20 años de amistad, por ser parte de mi familia y estar ahí cada día del año, en los altos y bajos. Por hacerme abrir los ojos y por dejarme descansar. Nos queda mucho por recorrer, les quiero mucho.

A mis amigos y amigas de la universidad, a quienes siguen por sus caminos y a quienes seguiremos compartiéndolos. Han sido fundamentales en mi desarrollo universitario, como estudiante y persona. Gracias por creer en un mundo mejor y ser parte del cambio.

A la Fundación Mingako y quienes la integran, por enseñarme de la conciencia ambiental colectiva. Por actuar sin esperar nada a cambio y ofrecer su corazón y sus manos a la tierra y al territorio.

A mis amigos y amigas del atletismo, que fueron parte de mi adolescencia y me dieron su apoyo al momento de decidir cambiar el rumbo al camino académico. No les olvido nunca.

Al fútbol, y lo que trae consigo. A quienes compartimos la cancha chica, el barrio, las risas, el humo y el vino. A quienes son hinchas y a quienes compartimos un pedacito de alma en las galerías del Arellano y otras.

A las y los escritores, músicos y artistas, que me han acompañado e inspirado siempre, en especial este último período de escritorio. La vida no sería nada sin ustedes.

Finalmente, agradecer a mi compañera Karín, por ser parte de mi vida y darme el ánimo y apoyo cuando lo he necesitado. El mundo sabe distinto a tu lado.

*“Lo difícil es poner al mundo en letras”*

# Tabla de contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes generales .....	2
1.2. Motivación .....	2
1.3. Objetivo general .....	3
1.4. Objetivos específicos .....	3
1.5. Alcances.....	3
<b>2. Antecedentes específicos</b>	<b>4</b>
2.1. Compost y vermicompost .....	4
2.1.1. Parámetros que influyen en el proceso de vermicompostaje .....	6
2.1.2. Sistemas de compostaje .....	6
2.1.3. Sistemas de vermicompostaje .....	7
2.2. Volteadoras de compost .....	8
2.3. Componentes de las máquinas .....	10
2.3.1. Paletas y tornillo .....	10
2.3.2. Soportes .....	11
2.3.3. Cilindro rotor y ejes .....	11
2.3.4. Rodamientos .....	12
2.3.5. Estructura .....	12
2.3.6. Transmisión de potencia .....	12
2.4. Conceptos de diseño mecánico y fabricación .....	12
2.4.1. Soldadura .....	13
2.4.2. Límites y ajustes .....	14
<b>3. Metodología</b>	<b>16</b>
3.1. Reconocimiento de la necesidad .....	16
3.2. Criterios de diseño .....	17
3.3. Diseño preliminar .....	17
3.4. Memoria de cálculo .....	17
3.5. Cubicación y generación de planos .....	18
3.6. Estimación de costos .....	19
<b>4. Diseño conceptual</b>	<b>20</b>
4.1. Reconocimiento de la necesidad .....	20
4.1.1. Ciclo de vermicompostaje .....	20
4.1.2. Vermicomposteras actuales .....	22
4.1.3. Materia orgánica .....	23
4.2. Criterios de diseño .....	25
4.3. Diseño preliminar .....	26
<b>5. Memoria de cálculo</b>	<b>29</b>
5.1. Capacidad de volteo (TVM) .....	29
5.2. Potencia .....	31

5.3. Paletas .....	33
5.4. Cilindro .....	41
5.5. Eje principal .....	46
5.5.1. Primera zona crítica .....	46
5.5.2. Segunda zona crítica .....	50
5.5.3. Cuña .....	52
5.6. Rodamiento principal .....	53
5.7. Eje secundario .....	55
5.7.1. Cuña .....	56
5.8. Rodamiento secundario .....	56
5.9. Motorreductor .....	57
5.10. Ruedas .....	57
5.11. Transmisión de potencia .....	58
5.12. Transmisión por engranajes .....	59
5.12.1. Piñón .....	60
5.12.2. Rueda .....	64
5.13. Cadena .....	64
5.14. Soldadura .....	66
5.15. Pernos .....	67
5.16. Estructura .....	68
<b>6. Cubicaciones</b> .....	<b>70</b>
6.1. Cubicación de piezas .....	70
6.2. Cubicación y costo de materiales .....	73
6.3. Estimación de costos de manufactura .....	74
<b>Conclusión</b> .....	<b>77</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>80</b>
<b>A. Anexo I: Planos</b> .....	<b>82</b>



# Capítulo 1

## Introducción

La pérdida y el desperdicio de alimentos a nivel mundial que se da a lo largo de toda la cadena alimentaria, desde la producción agrícola hasta el consumo final en los hogares, equivale a aproximadamente 1300 millones de toneladas al año. Ligado a esto, también se desperdician enormes cantidades de agua, combustible en transporte y otros recursos destinados a la producción de alimentos, además de los GEI (gases de efecto invernadero) liberados en la producción, siendo emisiones en vano [1].

El desconocimiento, la falta de un espacio adecuado o falta de tiempo, provoca que las prácticas habituales con estos tipos de residuos sean la quema o el abandono en distintos lugares, terminando su ciclo en vertederos, basurales o rellenos sanitarios, autorizados o ilegales. Durante los últimos años se ha estado llevando a cabo, de manera industrial, comunitaria e incluso domiciliaria, la modalidad de reciclar estos residuos orgánicos en procesos de compostaje o vermicompostaje.

El producto final de ambos procesos, denominado compost o vermicompost, otorgan una serie de beneficios a suelos agrícolas y urbanos, tales como la mejora de la fertilidad del suelo y la actividad microbiana en ellos, el aumento de capacidad de retención de humedad y la composición orgánica, y evitar la utilización de fertilizantes químicos para la producción agrícola [2].

Para obtener un producto final de calidad, es necesario controlar ciertos parámetros importantes durante el proceso, tales como la retención de humedad, oxigenación, temperatura interna, pH, contenido de nutrientes, entre otros. Estas características son fundamentales para la obtención del compost y vermicompost adecuado para ser utilizado posteriormente, además de mantener sin olores desagradables el espacio de trabajo [3].

Una de las alternativas para mantener los parámetros principales en sus rangos ideales, es la utilización de máquinas volteadoras de materia orgánica en las pilas de acopio, que además de ayudar a reducir el esfuerzo físico generado en la labor manual, otorga que el volteo sea constante y deje el material homogeneizado.

A lo largo de esta memoria se trabaja con el diseño de un sistema volteador de materia orgánica para vermicomposteras instaladas en Fundación Mingako, comuna de San Bernardo, con la cual se busca mejorar el sistema de gestión de residuos que se lleva a cabo. El diseño de las piezas 3D y la elaboración de planos se desarrollan con el software Inventor 2018 ®.

## 1.1. Antecedentes generales

La FAO define como compostaje a la mezcla de materia orgánica en descomposición en condiciones aeróbicas, que se emplea para mejorar la estructura del suelo y proporcionar nutrientes. Esta descomposición se lleva a cabo a partir del trabajo realizado por bacterias y hongos principalmente, y su producto final se denomina compost. Por otro lado, se define el vermicompostaje como un proceso de compostar los RSD (residuos sólidos domiciliarios) a partir del trabajo realizado por bacterias, hongos, insectos, y principalmente lombrices rojas californianas "*Eisenia foetida*", las cuales ya están domesticadas y adaptadas para procesar los residuos en las vermicomposteras y tienen una alta tasa reproductiva. El producto final del vermicompostaje se denomina vermicompost. La principal diferencia entre estos dos procesos, además de las lombrices californianas, es que el tiempo que demora en obtener el producto final es menor para el vermicompostaje que para el compostaje.

A nivel industrial existen maquinarias adecuadas para realizar procesos de aireación o de volteo de la materia orgánica, la que está dispuesta en pilas altas y extensas en espacios libres de contenedores o en contenedores, para controlar los distintos parámetros involucrados. A nivel semiindustrial, comunitario o domiciliario, este proceso se vuelve más difícil debido a la falta de tecnologías disponibles para realizarlo, teniendo que voltear las pilas de manera manual, a base de palas y horquetas, lo que trae como consecuencias, en primer lugar, un gran esfuerzo físico para quien realice la labor, y un impacto negativo directo hacia las lombrices al ser un trabajo brusco, llegando en ocasiones a separar núcleos de lombrices o incluso a su muerte.

Actualmente, en la Fundación Mingako, bajo el contexto del proyecto "Club feliz como una lombriz" [4], se gestionan los residuos orgánicos de más de 50 personas semanalmente en sus cuatro vermicomposteras, abarcando seis comunidades distintas de la zona. Este proceso demora aproximadamente 6 meses entre el ingreso de la materia orgánica fresca hasta el producto final, siendo cosechado el vermicompost con frecuencias mensuales cuando se logra la estabilidad.

## 1.2. Motivación

Esta memoria tiene como motivación mejorar el sistema de gestión de la fracción orgánica de los residuos domiciliarios a nivel comunitario, y aumentar la capacidad de materia orgánica que se procesa, además de generar un cambio en la comunidad con respecto a la importancia del reciclaje orgánico. Por otro lado, se busca reducir el esfuerzo físico humano con la innovación de un sistema volteador para las vermicomposteras, dejando de lado las herramientas que comúnmente son usadas, para así acelerar controladamente el proceso de vermicompostaje.

### 1.3. Objetivo General

Diseñar un sistema volteador de materia orgánica para ser utilizado en vermicomposteras comunitarias.

### 1.4. Objetivos Específicos

- Determinar los criterios de diseño en base al sistema de vermicompostaje utilizado.
- Diseñar un sistema seguro y de fácil manipulación para que pueda ser utilizado por cualquier operario.
- Cubicar y seleccionar los componentes del sistema según las características del proceso y en base a las cargas de operación.
- Generar planos de fabricación para la manufactura de componentes y ensamble del sistema.

### 1.5. Alcances

Este trabajo comienza con la postulación de ideas de volteadoras y la selección de la mejor alternativa dadas las características de las vermicomposteras disponibles, y tiene como alcance realizar la memoria de cálculo para los componentes del sistema y la generación de planos de fabricación del mecanismo, como también una estimación de costos asociados a materiales y manufactura.

Los alcances de la memoria no consideran: simulación en 3D del sistema en funcionamiento, cotización de materiales y componentes de manera precisa, construcción de la máquina, ni el estudio de efectividad, que será realizado luego de la construcción.

Las instalaciones eléctricas que sean necesarias no se incluyen en los alcances de la memoria, debido a que serán realizadas por el ingeniero y técnico eléctrico.

# Capítulo 2

## Antecedentes específicos

Dentro de los procesos de reciclaje orgánico se encuentran dos principales métodos que son utilizados a gran escala, y que en el último tiempo han mostrado avances a nivel domiciliario y comunitario. Estos procesos, de compostaje y vermicompostaje, pueden trabajarse en conjunto o de manera separada, y en todos los casos se obtiene un producto final denominado comúnmente como compost o vermicompost, el cual puede ser utilizado como abono para las plantas o suelos.

A gran escala existen máquinas que son diseñadas para realizar labores de volteo y aireación de las pilas de compost, lo cual es necesario para mantener las condiciones adecuadas que requieren los procesos. Por lo general, estas máquinas se adaptan a terrenos grandes donde la capacidad de reciclaje es alta, y no existen tecnologías adaptadas a la baja escala, donde se prefiere el trabajo manual.

En esta sección se abordará información específica sobre los procesos de reciclaje orgánico, además de las tecnologías disponibles para el proceso y sus principales componentes.

### 2.1. Compost y vermicompost

Para entender el vermicompostaje, es preciso introducir de manera general con la definición del proceso de compostaje. El compostaje es un proceso biológico que ocurre bajo condiciones aeróbicas, es decir, con presencia de oxígeno. Según rangos de temperatura y humedad, se puede asegurar una transformación higiénica de los desechos orgánicos en un material homogéneo y asimilable para el suelo y las plantas. Gracias al trabajo de los microorganismos presentes en este proceso, que al aprovechar el nitrógeno (N) y el carbono (C) presentes, producen su propia biomasa, generando un sustrato sólido y estable denominado compost.

Además, al descomponer el C, el N y toda la materia orgánica inicial presente, los microorganismos desprenden calor medible a través de variaciones de temperatura a lo largo del tiempo. Según esta temperatura generada, es que se pueden reconocer cuatro distintas etapas por las que pasa la materia orgánica antes de convertirse en compost. Estas etapas se presentan a continuación y tienen las siguientes características [5] [6].

En la fase mesófila se comienza el proceso a temperatura ambiente, y en un pequeño período de tiempo (días u horas), la temperatura aumenta hasta los 45 °C gracias a la actividad de los microorganismos mesófilos, que al utilizar las fuentes de C y N desprenden calor.

En la fase termófila se superan los 45 °C y comienzan a actuar las bacterias termófilas, quienes degradan las fuentes complejas de C y transforman el N en amoníaco, tendiendo a subir el pH del medio. Se conoce también como fase de higienización, ya que su alta temperatura (sobre 60 °C) destruye bacterias patógenas y contaminantes, dando lugar a un proceso higienizado.

En la fase de enfriamiento se vuelve a temperaturas mesófilas, ya que se agotan en su mayoría las fuentes de C y N. Aún así, se continúa con la degradación gracias a los microorganismos mesófilos que vuelven a la actividad.

La etapa final es la fase de maduración, que se mantiene por algunos meses a temperatura ambiente y se producen reacciones secundarias de condensación y polimerización de compuestos carbonados para la formación de ácidos húmicos y fúlvicos, para dar lugar al producto final denominado compost.

Cada una de estas etapas tiene duración variable según el material orgánico inicial, las condiciones ambientales y el cuidado del proceso.

El vermicompostaje [3] [5] [6], por su parte, supone la oxidación y estabilización de la materia orgánica por acción conjunta de lombrices y microorganismos. Las lombrices son cruciales en el manejo del proceso ya que airean, acondicionan y fragmentan el sustrato, aumentando la actividad microbiana. Las lombrices actúan como mezcladoras mecánicas en el proceso, modificando el estado físico químico de la materia orgánica, dejando un producto final homogeneizado. Se distinguen dos etapas principales que se mencionan a continuación.

En la fase activa las lombrices y microorganismos procesan los residuos orgánicos, modificando su estado físico y la composición microbiana. En esta etapa el rango óptimo de temperaturas va entre los 15 °C y los 25 °C, y debe ser controlada si se supera, debido a que afecta el rendimiento de las lombrices. La temperatura no pasa por el rango termofílico, por lo que la eliminación de patógenos no está completamente asegurada, aunque en el libro de A. E. Clive [3] se indica que algunos estudios han proporcionado buena evidencia de supresión de patógenos humanos.

El inicio de la fase de maduración se marca por el desplazamiento de las lombrices hacia las capas de residuos frescos que aún no han sido digeridos, y se mantiene a temperatura ambiente. El producto final se denomina vermicompost, y tiene una mejor estructura con relación al compost.

El tiempo de duración del vermicompostaje depende principalmente de la materia orgánica inicial, de factores ambientales, la población de lombrices y del control de los parámetros mencionados a continuación.

### 2.1.1. Parámetros que influyen en el proceso de vermicompostaje

Para un buen manejo del proceso de vermicompostaje y el cuidado de las lombrices californianas, hay que mantener ciertos parámetros en rangos de valores adecuados, de tal manera que no se vean afectadas por la sequedad, calor, u otras condiciones ambientales en términos de su propio bienestar y de su reproducción. Algunos de estos parámetros y sus rangos se muestran en la tabla 2.1 a continuación:

	<b>Rango óptimo</b>	<b>Rango amplio</b>
<b>Humedad</b>	80 % - 85 %	50 % - 90 %
<b>Temperatura</b>	15 °C – 25 °C	4 °C – 35 °C
<b>pH</b>	6.5 – 7.5	5.0 – 9.0
<b>Relación C : N</b>	25:1 – 30:1	-

*Tabla 2.1. Rangos de los parámetros principales del vermicompostaje.*

El control de estos parámetros es necesario para mantener el cuidado de las lombrices y para la obtención de un producto final de calidad. Si no son controlados de buena manera, es posible que ocurra una migración de las lombrices hacia zonas más favorables o incluso puede provocar su muerte.

Una de las alternativas para mantener los parámetros en su rango óptimo es el volteo del material orgánico en las vermicomposteras. De esta manera, se puede regular la temperatura liberando calor al ambiente, y la aireación que ayuda a mantener la zona libre de malos olores. Además, esta intervención en el proceso ayuda a acelerar el tiempo de vermicompostaje, pudiendo así abarcar una mayor cantidad de desechos orgánicos en una menor cantidad de tiempo.

### 2.1.2. Sistemas de compostaje

Existen sistemas abiertos y en contenedores. Los sistemas abiertos de compostaje son utilizados de manera industrial para pilas altas y extensas de materia orgánica según el área disponible para trabajar. La sección transversal de la pila depende de la cantidad de materia a procesar, de las condiciones climáticas y de la fase del proceso en que se encuentre.

Los sistemas en recipientes pueden ser horizontales o verticales y se diseñan para promover de una manera más rápida la materia orgánica mediante su monitoreo y control del proceso. Tarda menos en obtener el producto final, pero son más costosos de construir, operar y mantener en comparación con los sistemas abiertos. En los recipientes verticales la materia orgánica se carga desde la parte superior y el producto se descarga desde la parte inferior. En los recipientes horizontales, la materia orgánica se dispone a lo largo de los módulos y su temperatura es fácilmente controlable.



*Imagen 2.1. Pilas en compostaje abierto.*

*Fuente: <https://macetas10.com/el-compost/compostador-industrial/>*

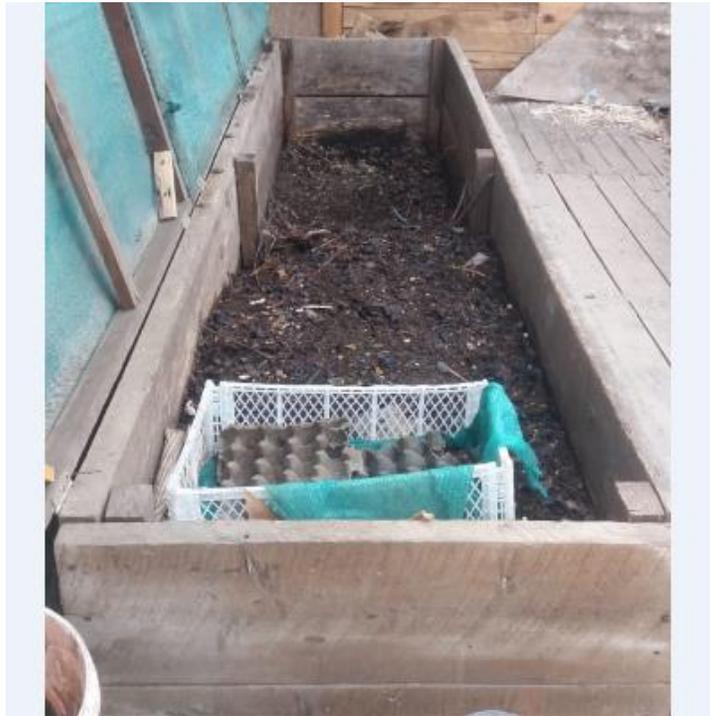
### 2.1.3. Sistemas de vermicompostaje

De la misma manera, para los procesos de vermicompostaje también se tienen sistemas abiertos y sistemas en recipientes. Los sistemas abiertos consisten en camas de piso tradicionales dispuestas en hileras a la altura del suelo y no superan el medio metro de altura. Poseen paredes simples para su contención, donde el tamaño del ancho debe ser lo necesario para que se pueda trabajar manualmente, y el largo depende de la superficie a disposición en el terreno. Se cubren por encima con mallas permeables y se retiran para el riego, volteo e ingreso de nueva materia orgánica, donde se prefiere que sea en capas delgadas con frecuencias semanales. La mano de obra es intensa y no se utilizan a gran escala, debido a que necesita mucha más superficie que trabajar con pilas de compost.

Los sistemas en contenedores son utilizados mayormente a baja escala, nivel domiciliario o comunitario. Algunas alternativas consisten en cajas desmontables, donde en la parte superior se añaden los residuos orgánicos y en la parte inferior de cada módulo se tiene un tamiz que permite el paso del vermicompost hacia los módulos de más abajo, y la cosecha se realiza retirando el módulo inferior, bajando así el lote restante y continuando con el proceso, volviendo a incorporar a la parte superior el módulo que fue retirado.

En la imagen 2.2 se muestra una de las vermicomposteras en recipiente utilizadas en la Fundación Mingako, utilizada a escala comunitaria junto con otras tres disponibles. Los residuos orgánicos son añadidos en delgadas capas en la parte superior, y dos a tres veces por semana se realizan las

labores de volteo de manera manual para poder controlar los parámetros de temperatura, humedad y olor. El diseño de la volteadora de materia orgánica presentado en este trabajo se realiza para estas vermicomposteras.



*Imagen 2.2. Vermicompostera comunitaria en Fundación Mingako.  
Fuente: Fundación Mingako.*

## 2.2. Volteadoras de compost

Para los procesos de compostaje a gran escala se utilizan máquinas con sistemas volteadores para las tareas de aireación, ya sean en pilas abiertas o en recipientes. Los sistemas más comunes corresponden al volteo mediante palas mecánicas, donde se levanta la materia y se deja caer desde cierta altura, de manera que toda la pila quede volteada. El compost en este caso no es de tan buena calidad.

Otro sistema utilizado es la elevadora de compost de volteo lateral, que avanza a un costado de la pila y se compone por una correa transportadora con paletas equiespaciadas que arrastran y levantan el material para dejarlo caer en otro espacio, dando lugar a una nueva pila paralela a la inicial con el material orgánico volteado.

Las volteadoras acopladas a toma de fuerza de tractor son las más utilizadas para sistemas abiertos, ya que son de fácil anclaje y operación. Consisten en un marco estructural que soporta un eje rotor, en el cual se encuentran paletas en distintas direcciones, las cuales al estar en funcionamiento levantan el material dando lugar al volteo, dejando la pila con una sección transversal que depende de la orientación de las paletas a lo largo del eje rotor. El tractor avanza paralelo a la pila y el compost volteado queda distribuido a lo largo del área inicial. Aquí se garantiza un mezclado

uniforme, se airea la pila y se enfría a favor de una degradación aeróbica de los materiales orgánicos. Una referencia de estas máquinas se puede ver en la imagen 2.3 mostrada a continuación:



*Imagen 2.3. Volteadora de compost acoplada a tractor.  
Fuente: [www.compostandociencia.com](http://www.compostandociencia.com)*

Para pilas de compostaje en contenedores horizontales o túneles, existen máquinas en el mercado que funcionan con un sistema de rotor volteador, de igual manera que el ejemplo anterior, con dimensiones tales que se ajusta al ancho del contenedor para poder desplazarse por rieles sobre las paredes del recipiente. Un ejemplo se puede ver en la imagen 2.4.



*Imagen 2.4. Volteadora para túnel.  
Fuente: Backhus.*

En el mercado nacional e internacional no existen tecnologías de este tipo para volteo de material orgánico en vermicomposteras, y hay un bajo desarrollo de volteadoras de compost a baja escala, debido a que se prioriza el trabajo humano.

## 2.3. Componentes de las máquinas

Cada máquina se compone de distintas piezas para poder dar vida al sistema de volteo y aireación, las cuales van a depender de la operación escogida. Las principales piezas y las más comunes son el eje rotor, los soportes de las paletas y las paletas. Hay casos en que a diferencia del sistema de paletas se tienen ejes con forma de tornillos sin fin, dispuestos de manera horizontal o vertical, que de igual manera realizan la labor de volteo. Otras componentes involucradas son el marco o estructura principal que sostiene al eje, el motor (en algunos casos) que entrega la potencia y torque necesario para el giro, sistemas de engranes, rodamientos, pernos, entre otras. En la imagen 2.5 se pueden observar el general de estos componentes.



*Imagen 2.5. A la izquierda sistema volteador de paletas, alta escala. Fuente: [7]  
A la derecha, sistema volteador de tornillos, pequeños agricultores. Fuente: [8]*

Los cálculos iniciales para el diseño y dimensionamiento van de acuerdo con las características de las vermicomposteras disponibles y de la materia orgánica a remover. La carga tiene relación directa con la densidad y volumen del material, y es variable según la fase en la que se encuentre. La velocidad de giro del cilindro rotor y la velocidad de avance deben ser reducidas con tal de no alterar en demasía el trabajo de las lombrices.

A continuación, se presentan algunas componentes específicas, considerando las cargas que le involucran, de dónde vienen y los criterios de cálculo, además de las posibles fallas que podrían presentar. Los cálculos son de acuerdo con el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [9].

### 2.3.1. Paletas y tornillo

En el caso de volteadoras con paletas, las paletas se distribuyen a lo largo del rotor y son las piezas que están directamente sometidas a recibir la carga. Su distribución y disposición en el rotor puede ser de manera helicoidal para dar una dirección determinada al material removido, y con esto

formar una pila con sección trapezoidal adecuada. El segundo caso no posee paletas, es el hilo del tornillo que realiza la acción de sostener el material, levantarlo y dejarlo caer.

La carga a la que están sometidas las paletas se calcula considerando el volumen efectivo de materia que remueve la paleta en cualquier posición en el transcurso del tiempo. En el diseño se debe considerar que no tenga puntas expuestas para minimizar los riesgos. El esfuerzo axial es el predominante y la paleta debe ser dimensionada de tal manera que no presente fallas ni deformaciones.

### 2.3.2. Soportes

En los sistemas de paletas, sus soportes van fijos al cilindro rotor mediante soldadura. Éstos, sostienen a las paletas con pernos, golillas y tuercas a través de perforaciones destinadas para ello. La forma de su base debe calzar con el manto.

Según los diseños de I. Borja [10] y de J. Montero [7], el mayor esfuerzo se da en los cordones de soldadura en los diferentes modelos de soportes vistos. Además, el desplazamiento máximo se da en la parte superior, el extremo libre. La mayor deformación se da en las cuñas de anclaje al cilindro. Para el diseño, se debe considerar que no falle por cargas estáticas ni bajo las condiciones de operación, las cuales son similares a las de la paleta. La selección del electrodo y cordón de soldadura tiene que garantizar seguridad en la resistencia de acuerdo con los materiales del soporte y del eje rotor.

### 2.3.3. Cilindro rotor y ejes

El cilindro rotor debe cumplir con las características dimensionales de las vermicomposteras, y podría ser considerado como el componente principal para dar lugar al dimensionamiento de las demás piezas. Puede ser diseñado según los sistemas de paletas o de tornillo. Para el sistema de paletas, el cilindro requiere un espesor adecuado para que los soportes puedan ser soldados sin sufrir deformaciones. En los sistemas de tornillo la capacidad depende de la distancia entre hilos, la velocidad de rotación y las diferencias cuadradas del diámetro exterior e interior [11].

Los ejes deben estar diseñados para soportar cargas estáticas y variables, independiente de su orientación, y también para resistir las fallas por fatiga. Al momento de diseñar, se deben considerar los factores de Marín, que incluyen el material, manufactura del material y su acabado, el entorno al que estará sometido, la concentración de esfuerzos en zonas críticas, entre otras. En este caso, el entorno de operación corresponde a un medio con alto porcentaje de humedad, y temperaturas que bordean la temperatura ambiente. El análisis del eje se realiza en zonas críticas, donde se encuentran los mayores momentos de flexión [9, cap. 6].

### 2.3.4. Rodamientos

Los rodamientos son utilizados para soportar cargas radiales puras, de empuje puras o una combinación de ambas. Se componen de anillo interior y exterior, elementos rodantes y en ocasiones llevan un separador para que no haya fricción entre los elementos rodantes. La vida de los rodamientos se puede medir en el número de revoluciones del anillo interior (si el anillo exterior está fijo) hasta que presenta evidencias tangibles de falla, o por el número de horas de operación a velocidad angular estándar, hasta que se presenta la primera evidencia tangible de falla. Al seleccionar un rodamiento es necesario relacionar la carga deseada y los requisitos de vida con la carga nominal de catálogo [9, cap. 11].

### 2.3.5. Estructura

El marco principal cumple la función de soportar los componentes del sistema. Por lo general tienden a ser trapezoidales, y deben tener resistencia y rigidez para minimizar deformaciones y fallas y proporcionar estabilidad. Se construye en base de perfiles de acero con sección tipo C o sección cuadrada/rectangular, y la unión entre ellos se realiza mediante soldadura.

### 2.3.6. Transmisión de potencia

Los componentes y piezas que se requieren para transmitir el torque y la potencia que requiere el sistema, en este caso son el motor, reductor de velocidad, engranajes y cadenas o poleas para transmisiones que requieran larga distancia entre ejes.

Los engranajes pueden ser rectos, cónicos, helicoidales o de tornillo sin fin, y transmiten momentos torsionales a los ejes para la transmisión de movimiento y potencia. El diseño de los engranajes a utilizar va a depender de la dirección de entrada y de salida de los ejes, sentido de giro, tamaño de la reducción, y debe considerar los factores de las ecuaciones del esfuerzo y resistencia AGMA [9, cap. 13, 14].

Los elementos de máquinas elásticos y flexibles, tales como las cadenas y poleas, son requeridas cuando la transmisión debe llegar a distancias importantes entre el eje de entrada y de salida. Al momento de seleccionar, es necesario tener en cuenta la reducción que se requiere, la distancia entre centros y el tamaño de las catarinas, además de los criterios de falla [9, cap. 17].

## 2.4. Conceptos de diseño mecánico y fabricación

Antes de fabricar se debe contar con los planos de fabricación de las distintas piezas y su ensamblaje. Éstas deben indicar las uniones que se realizan con soldadura y las tolerancias dimensionales que admiten los ejes o agujeros en su ensamblaje.

## 2.4.1. Soldadura

La soldadura se utiliza para unir piezas de metal cortadas con formas particulares y resistencias adecuadas. En los planos de fabricación se deben indicar con precisión, y esto se lleva a cabo mediante símbolos estandarizados propuestos por la AWS (American Welding Society), como indica la imagen 2.6, la cual contiene una línea de referencia, flecha, símbolos básicos indicados en la imagen 2.7, dimensiones y otros.

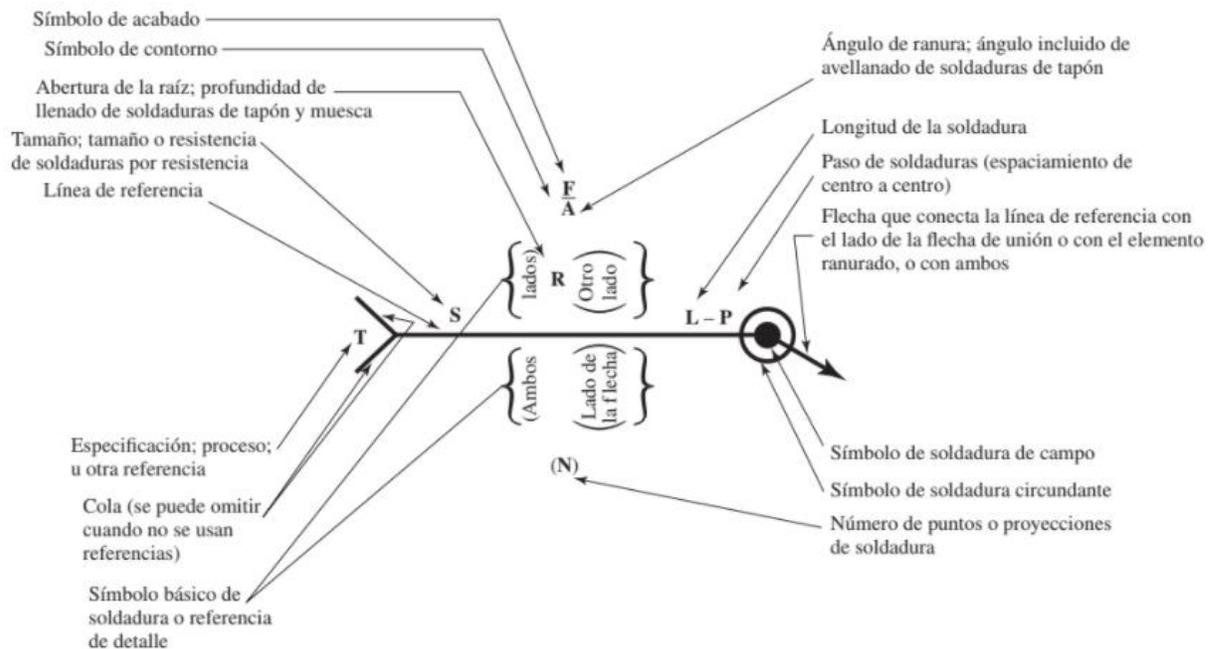


Imagen 2.6. Representación simbólica de soldadura según AWS.  
Fuente: [9, cap. 9]

Tipo de soldadura							
Cordón	Filete	Tapón o muesca	Ranura				
			Cuadrada	V	Bisel	U	J

Imagen 2.7. Símbolos de soldadura  
Fuente: [9, cap. 9]

Las soldaduras a tope y de filete deben ser dimensionadas con respecto a las cargas de tensión, compresión y cortantes a las que se va a someter la unión de piezas, siendo la soldadura un lugar crítico de posibles fallas. Se deben analizar los materiales bases y material de aporte de los electrodos, los cuales están clasificados según la norma AWS y sus códigos representan la resistencia mínima a la tensión y posiciones de soldadura que son permisibles al momento de realizar la operación. En base a esto, se puede dimensionar el cordón o filete para resistir a las cargas sometidas según el material de aporte aplicado.

## 2.4.2. Límites y ajustes

Luego de realizar los dimensionamientos de las piezas y componentes con valores nominales, se requiere entregar información sobre las tolerancias que se requieren en las piezas a los fabricantes a través de los planos.

El tamaño nominal corresponde al valor con el que se denomina el elemento, sus límites son las dimensiones máximas y mínimas que permite, y la tolerancia es la diferencia entre estas dos dimensiones. Algunos conceptos se pueden ver en la imagen 2.8.

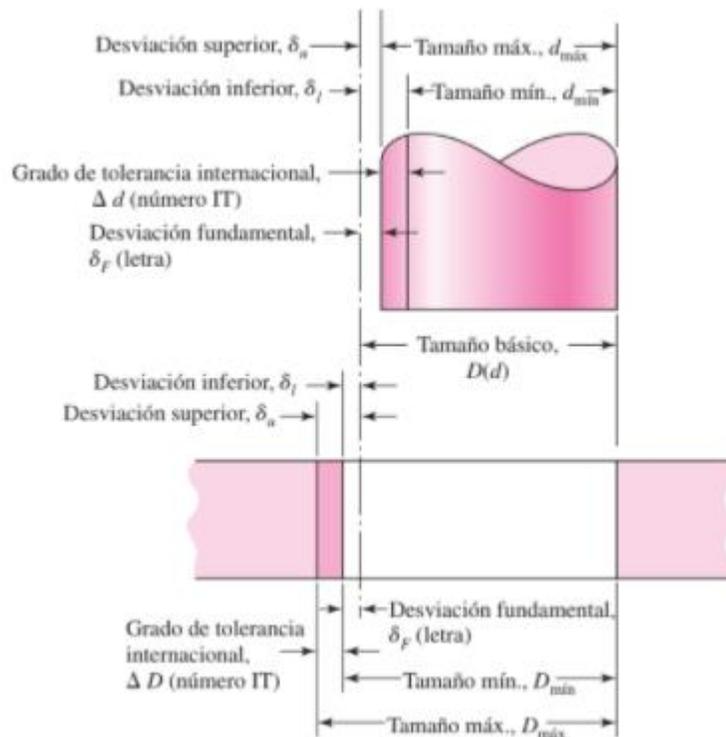


Imagen 2.8. Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico.  
Fuente: [9, cap. 7.8]

Para dejar representado en los planos los límites y ajustes se usan los símbolos de la ANSI B4.2, como muestra la imagen 2.9, detallando el tipo de ajuste, la descripción y el símbolo, que da indicaciones para el eje con letras minúsculas, y para el agujero con letras mayúsculas.

Tipo de ajuste	Descripción	Símbolo
Holgura	<i>Ajuste suelto en operación:</i> para tolerancias comerciales amplias o márgenes en elementos externos	H11/c11
	<i>Ajuste libre en operación:</i> no se debe emplear cuando la exactitud es esencial, pero resulta adecuado para grandes variaciones de temperatura, altas velocidades de operación o grandes presiones en el cojinete	H9/d9
	<i>Ajuste estrecho en operación:</i> para operación en máquinas de precisión y para la ubicación exacta a velocidades y presiones moderadas en el cojinete	H8/f7
	<i>Ajuste deslizante:</i> donde las partes no se van a operar libremente, pero se deben mover y girar con libertad y tener una ubicación precisa	H7/g6
	<i>Ajuste de holgura localizada:</i> proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias, pero se puede ensamblar y desensamblar libremente	H7/h6
Transición	<i>Ajuste de transición localizada:</i> para ubicación precisa; un parámetro intermedio entre holgura e interferencia	H7/k6
	<i>Ajuste de transición localizada:</i> para una ubicación más precisa, donde es permisible una mayor interferencia	H7/n6
Interferencia	<i>Ajuste de interferencia localizada:</i> para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión de ubicación, pero sin requisitos especiales de presión en el diámetro interior	H7/p6
	<i>Ajuste de impulso medio:</i> para partes de acero ordinarias o ajustes por contracción en secciones ligeras; el ajuste más firme que se puede realizar con elementos de hierro fundido	H7/s6
	<i>Ajuste forzado:</i> adecuado para partes que se puedan someter a esfuerzos elevados, o para ajustes por contracción donde resulten imprácticas las fuerzas de alta presión requeridas	H7/u6

Imagen 2.9. Descripciones de ajustes recomendables mediante el sistema de agujero base ANSI B4.2-1978.

Fuente: [9, cap. 7.8]

# Capítulo 3

## Metodología

En este capítulo se presentan los diferentes pasos metodológicos utilizados a lo largo del desarrollo de la memoria, los cuales fueron trabajados de manera iterativa para conseguir los resultados finales. Consta de 7 etapas principales, las cuales son llevadas a cabo en el siguiente orden cronológico.

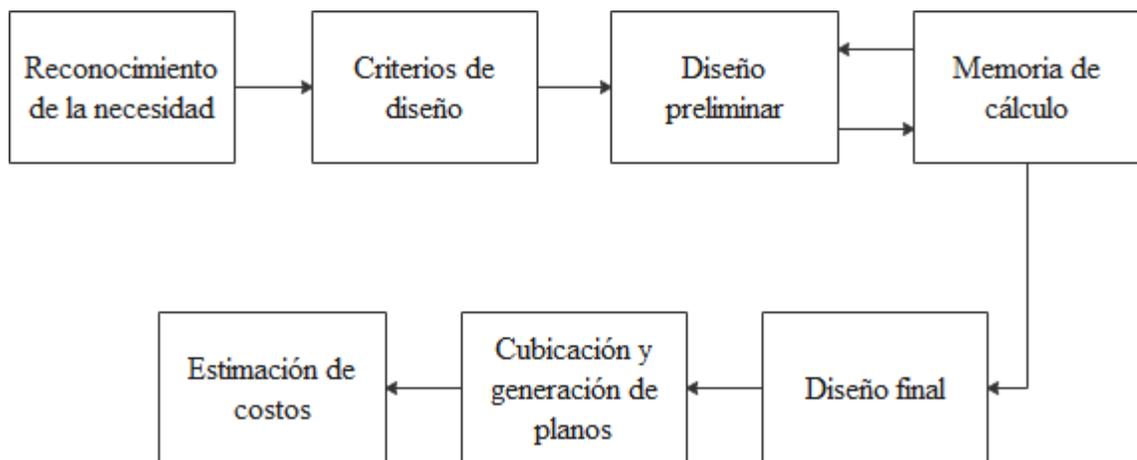


Imagen 3.1. Diagrama de flujo de metodología.  
Fuente: Elaboración propia.

### 3.1. Reconocimiento de la necesidad

La primera etapa consiste en reconocer la necesidad que se origina en el departamento de Agricultura Urbana de la Fundación Mingako, de acuerdo con las condiciones y problemáticas actuales que se viven en relación con el proceso de vermicompostaje.

De aquí se explica el recorrido que realizan los desechos orgánicos, partiendo su ciclo en las casas de las familias de las comunidades aledañas a la sede y terminando en la cosecha del vermicompost luego de unos meses, para ser devuelto a las familias en forma de vermicompost y utilizado en distintas actividades del departamento. Además, se comenta cuántos operarios y cuánto tiempo se demoran en realizar las etapas del ciclo.

Luego, se da una caracterización de la zona en donde están ubicadas las vermicomposteras que son utilizadas, entregando información sobre sus dimensiones y la cantidad de materia orgánica que son capaces de procesar.

La materia orgánica también tiene sus características propias, y se entrega información sobre la densidad para poder realizar los cálculos de cargas que influyen en el proceso. La densidad se calcula mediante un método casero consistente en la toma de muestras en cilindros huecos de PVC, registrando su peso y volumen.

### 3.2. Criterios de diseño

En segundo lugar, luego de haber entrelazado la información sobre la problemática actual junto con la información técnica y científica del área, se definen los criterios o condiciones de diseño para comenzar a diseñar el sistema.

En esta etapa se presentan las principales limitantes que hay que tener en cuenta para diseñar, como, por ejemplo, la capacidad de volteo que se requiere, medida en kilogramos por minuto, y las características de la materia orgánica en sus diferentes perfiles horizontales. También se toman como limitantes las dimensiones geométricas del espacio de trabajo para la máquina, que van de la mano con las dimensiones limitantes del equipo en sí, considerando ancho y largo de vermicomposteras y pasillos. Finalmente se dan condiciones de fabricación, teniendo como referencia las máquinas que hay disponibles en las maestranzas aliadas de la Fundación.

### 3.3. Diseño preliminar

En esta etapa se presenta de manera conceptual cómo lucirá el diseño final, con un concepto general del sistema y componentes. Además, es necesaria esta etapa para poder realizar la memoria de cálculo correspondiente y poder completar el diseño final.

### 3.4. Memoria de cálculo

Con la memoria de cálculo se pueden dimensionar, corroborar y seleccionar componentes para un buen funcionamiento de la máquina y evitar las fallas y deformaciones, aplicando factores de seguridad adecuados para los casos. En este capítulo se presenta el diseño final en 3D y se desglosan las piezas y componentes que reciben las cargas críticas.

Se comienza calculando con una estimación generosa la potencia que requiere el sistema para poder realizar el volteo de la materia orgánica, aplicando el método de cálculo de potencia para fresadoras periféricas, debido a que se tiene un movimiento de rotación y de traslación al mismo tiempo.

Las paletas reciben la carga directa de la materia orgánica, por lo que con el método de Von Mises, las dimensiones de área que se tienen por cada paleta, y aplicando un factor de seguridad adecuado, se dimensiona el espesor requerido. Además, es calculada la vida con respecto a la fatiga.

El cilindro que soporta a las paletas consiste en un cilindro hueco con cierto espesor necesario para poder aplicar la soldadura y evitar deformaciones o fallas. En este ítem se verifica que las dimensiones dadas para cumplir con los criterios de diseño son las adecuadas.

Los ejes son parte fundamental para la transmisión de movimiento y potencia, y sus dimensiones, cargas y cambios de sección son verificadas con los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga y las concentraciones de esfuerzos que se dan en las zonas críticas. Se realizan cálculos para los ejes principales y los ejes involucrados con engranajes y cadenas.

También se diseñan y calculan los engranajes para poder transmitir la potencia reduciendo la velocidad, procurando que no fallen por flexión ni por picadura o contacto entre dientes, aplicando los factores recomendados por la AGMA.

Para la transmisión de potencia a larga distancia se dimensionan las catarinas y la cadena de rodillos adecuadas según la norma ANSI B29.1, considerando la lubricación, número de dientes y número de hileras necesarias para evitar la falla.

Cada eje utiliza descansos de rodamientos en zonas definidas, como en las cercanías de los engranajes, y son seleccionados de los catálogos de SKF considerando el diámetro interior necesario para que pueda ser ensamblado a los ejes, la vida y carga deseada para que no fallen según sus valores de diseño.

Según los requerimientos de potencia y de reducción, se selecciona un motorreductor comercial, que contiene información detallada y dibujo en CAD para poder dimensionar la estructura.

Para el sistema de avance se deben seleccionar ruedas que puedan soportar el peso de la máquina y permitir que no requiera una gran reducción de velocidad de rotación según su diámetro, considerando la condición de operación en relación con la velocidad de avance.

También son calculadas las soldaduras y los pernos que serán utilizadas en el sistema volteador, para comprobar que son adecuadas para resistir las cargas que les son aplicadas de manera directa.

Finalmente, se realiza un análisis de tensión simulado en el software de diseño Inventor 2018 ® para comprobar si la estructura es la adecuada para soportar todas las componentes con la que está involucrada, obteniendo resultados de desplazamiento y tensión de Von Mises.

### 3.5. Cubicación y generación de planos

En esta etapa del diseño ya se tienen el detalle de piezas y componentes que serán requeridos para el sistema, considerando sus pesos y cantidades. Por un lado, se presentan la cubicación de componentes y piezas a fabricar, mientras que por otro lado, los materiales comerciales y cantidades que se requieren comprar para fabricar las piezas mencionadas.

El diseño concluye con la generación de planos de fabricación y ensamblaje del sistema, en el cual se detallan pieza por pieza sus dimensiones y geometrías para poder ser presentados en la mastranza. Estos planos en hojas de formato A2 incluyen el explosionado del sistema general, listado de piezas y componentes, despieces de subsistemas e indicaciones de tolerancias y soldaduras.

### 3.6. Estimación de costos

Finalmente, se realiza una estimación de costos para los materiales y componentes que requieren ser comprados, como también para los distintos procesos de manufactura que requieren las piezas a ser fabricadas en maestranzas. Este valor inicial de costos puede ser utilizado para tomar decisiones, pero no indica que sean los valores reales, debido a que no se realizó cotización directa con proveedores y fabricantes.

# Capítulo 4

## Diseño conceptual

En este capítulo se presenta, en primer lugar, el ciclo de vermicompostaje que se vive a diario en la Fundación Mingako, como también las dimensiones de las vermicomposteras en la zona de reciclaje orgánico y características de la materia orgánica en proceso. Luego, se presentan los criterios de diseño considerados para dar inicio con la etapa de diseño y los primeros diseños preliminares antes de realizar la memoria de cálculo.

### 4.1. Reconocimiento de la necesidad

#### 4.1.1. Ciclo de vermicompostaje

El ciclo de reciclaje orgánico que se da actualmente en la Fundación Mingako, comienza con la recepción de los desechos orgánicos frescos provenientes de familias y comunidades aledañas a la sede. Los desechos son almacenados por lo general en contenedores plásticos de hasta 80 [Lts], con promedios semanales que bordean los 100 [kg]. Los contenedores utilizados se muestran en la imagen 4.1.



*Imagen 4.1. Contenedores para recepción de residuos orgánicos.  
Fuente: Captura propia en Fundación Mingako.*

Luego, los desechos se sacan de los contenedores y pasan por la zona de picado, correspondiente a un semi tambor con capacidad de 120 [Lts], como se muestra en la imagen 4.2. Este trabajo se realiza de manera manual, con herramientas agrícolas destinadas para ello tales como palas, rastrillos y horquetas. La materia orgánica por lo general ingresa en forma de cáscaras de frutas y verduras, como también en su versión original, como los productos hortícolas que se descartan por no tener un buen aspecto, y sale en trozos que no superan los 8 [cm] en su lado mayor.



*Imagen 4.2. Tambor de picado de residuos.  
Fuente: Captura propia en Fundación Mingako.*

Posterior a este proceso, se ingresa la materia ya picada a las vermicomposteras disponibles de  $1.5 [m^3]$  de capacidad, como las que se muestran en la figura 4.3, ocupando una capa de altura de no más de  $10 [cm]$  por ingreso. Es en esta etapa donde ocurre la descomposición con ayuda de las lombrices, con la fase activa y de maduración.

Para mantener las condiciones ideales, es necesario centrarse en esta etapa del ciclo para el proceso de volteo y aireación de la materia orgánica, tomando como prioridad la materia que ha ingresado en el último período, es decir, la que está más arriba.



*Imagen 4.3. Vermicomposteras utilizadas en el ciclo de reciclaje orgánico.  
Fuente: Captura propia en Fundación Mingako.*

Luego de este proceso, que puede durar hasta 4 o 5 meses, se realiza la cosecha del vermicompost que ya ha pasado por la fase de maduración, para finalmente ser entregado a las familias que han decidido gestionar sus residuos orgánicos en el proyecto. En el período de cosechas se debe procurar retirar todas las lombrices del sector antes de su paso por el harnero, lo que lleva un par de días en realizarlo.

El tratamiento de los residuos a lo largo del ciclo está a cargo de dos operarios y un coordinador. En la parte de aireación y volteo demoran aproximadamente 15 a 20 minutos por cada una de las vermicomposteras, y el proceso se repite cada dos o tres días según las condiciones en las que se encuentre.

#### 4.1.2. Vermicomposteras actuales

Las vermicomposteras actuales corresponden a camas de piso con contenedores paralelepípedos de madera, de sección rectangular y con pasillos de 1 [m] entre cada dos, como se ilustra en la imagen 4.4. Los pasillos son fabricados con madera de pallets reciclados.

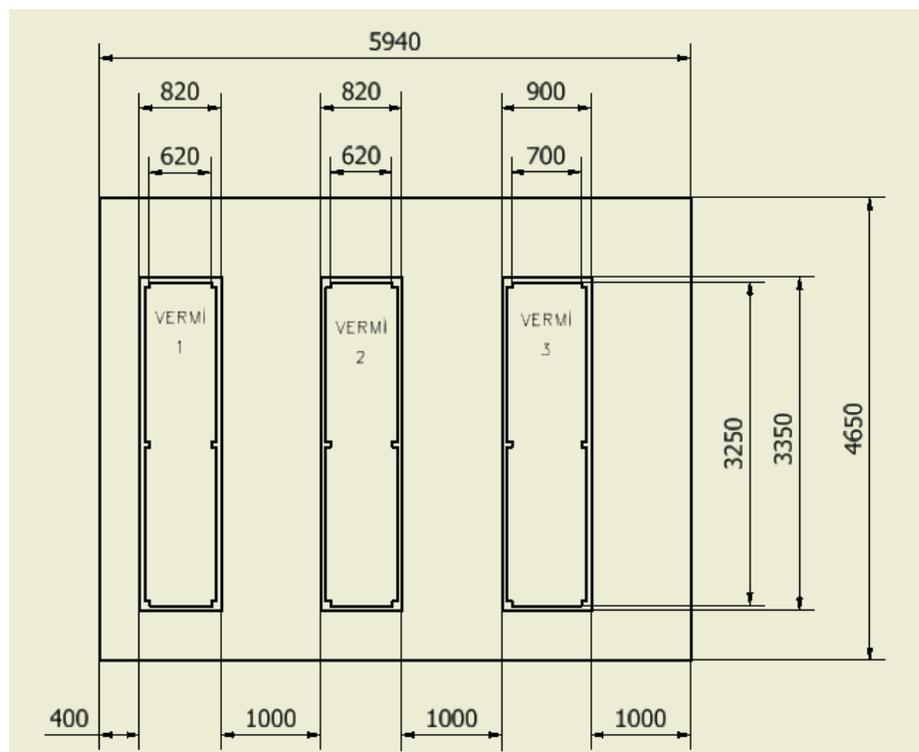
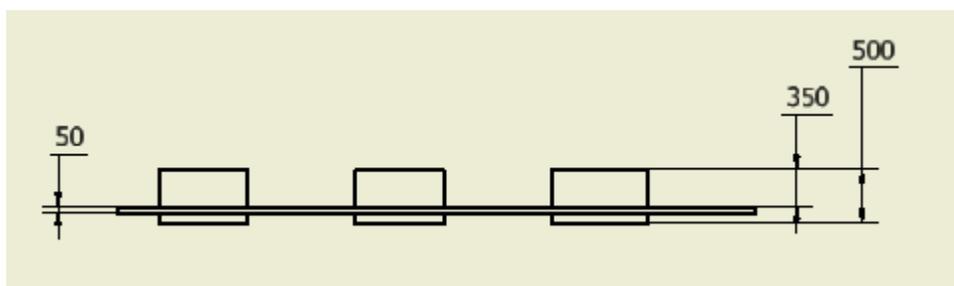


Imagen 4.4. Vista en planta de la disposición de vermicomposteras.  
Fuente: Elaboración propia.

Cada vermicompostera tiene una profundidad total de 0.5 [m], pero la altura que existe entre la superficie de los pasillos hasta la parte superior es de 0.35 [m]. Esto se puede ver en la imagen 4.5.

Las tapas superiores que cubren a las vermicomposteras son desplegadas a lo largo de ellas con 3 articulaciones, como lo muestra la imagen 4.6. Está cubierta con una malla semi permeable que permite la liberación de gases cuando se mantiene en reposo. Para facilitar el sistema de entrada del equipo, se diseñará una puerta en el extremo.



*Imagen 4.5. Altura de las vermicomposteras. Vista frontal.  
Fuente: Elaboración propia.*



*Imagen 4.6. Tapas desplegadas articuladas.  
Fuente: Captura propia en Fundación Mingako.*

En una primera instancia, la vermicompostera n° 3 estará disponible para la fase de pruebas del sistema en funcionamiento.

### 4.1.3. Materia orgánica

La materia orgánica que se recibe corresponde principalmente a productos hortícolas tradicionales del país, a excepción de cítricos que alteran el pH deseado. Cuando la materia se encuentra muy seca, por lo general en el verano o épocas de calor, se debe regar para mantener la humedad. Por el contrario, si está muy húmeda, se le ingresa materia seca como papel, aserrín o bandejas de huevo para estabilizarla a la humedad recomendada.

A lo largo del tiempo, si la materia orgánica no es volteada, se va comprimiendo por efecto de su propio peso, y necesita ir liberando gases para mantener sus condiciones. Esto produce que, a medida que se van introduciendo nuevas capas de materia fresca luego de la etapa de picado, se creen distintos horizontes o perfiles con las fases del vermicompostaje, teniendo el horizonte superior marcado por la materia fresca, el horizonte medio donde predomina la fase activa, y el horizonte inferior donde se mantiene la fase de maduración. El espesor de cada uno de estos perfiles es variable.

La fase activa es la que posee mayor actividad de lombrices, adoptando a las que salen de la fase de maduración en busca de alimento. Por otro lado, en el horizonte de materia fresca habrá baja actividad de lombrices debido a que es la materia que ha ingresado al final, y ellas demoran en subir. El sistema volteador se enfoca en el horizonte superior y medio, ya que es donde se concentran la mayor cantidad de gases y calor.

En el desarrollo de los cálculos para estimar la carga que deben resistir los componentes de la máquina de acuerdo con la materia orgánica en contacto, se realiza una estimación de la densidad aparente en las vermicomposteras disponibles mediante un método artesanal basado en barrenos para toma de muestras de suelos. Este método consiste en tomar muestras de distintas secciones denominadas “parcelas” a lo largo de las vermicomposteras con tubos de PVC de 50 [mm] de diámetro y 2 [mm] de espesor, donde el volumen interno del tubo depende del largo utilizado. Las características de los tubos se muestran en la tabla 4.1 y los resultados en la tabla 4.2.

Según esto, se tiene una densidad aparente máxima de 872.5 [kg/m<sup>3</sup>], enunciada de color rojo en la tabla de resultados 4.2, con un supuesto de humedad del 80%. Como este método se realizó durante solo un día, y no se han considerado los cambios de densidad que puede tener a lo largo del tiempo, es que se supondrá una densidad de materia orgánica de  $\rho_{compost} = 1200$  [kg/m<sup>3</sup>], considerada homogénea, lo que implica un factor de seguridad aproximado de 1.4.

<b>CARACTERÍSTICAS</b>		
<b>TUBO 1</b>		
Diámetro interno	0.046	[m]
Largo	0.200	[m]
Volumen	3.32E-04	[m <sup>3</sup> ]
Masa en vacío	0.085	[kg]
<b>TUBO 2</b>		
Diámetro interno	0.046	[m]
Largo	0.153	[m]
Volumen	2.54E-04	[m <sup>3</sup> ]
Masa en vacío	0.065	[kg]
<b>TUBO 3</b>		
Diámetro interno	0.046	[m]
Largo	0.148	[m]
Volumen	2.46E-04	[m <sup>3</sup> ]
Masa en vacío	0.065	[kg]



Tabla 4.1. Características de los tubos PVC e imagen referencial.  
Fuente: Elaboración propia.

Fecha	Vermi	Parcela	Tubo	Masa total [kg]	Masa muestra [kg]	Densidad aparente [kg/m <sup>3</sup> ]
05 09 20	3	1	1	0.335	0.250	752.2
05 09 20	3	1	1	0.350	0.265	797.3
05 09 20	3	2	1	0.340	0.255	767.2
05 09 20	3	3	1	0.375	0.290	872.5
05 09 20	2	1	1	0.320	0.235	707.0
05 09 20	3	1	2	0.275	0.210	825.9
05 09 20	3	1	2	0.245	0.180	707.9
05 09 20	3	2	2	0.275	0.210	825.9
05 09 20	3	3	2	0.260	0.195	766.9
05 09 20	2	1	2	0.285	0.220	865.2
05 09 20	3	1	3	0.260	0.195	792.8
05 09 20	3	1	3	0.255	0.190	772.5
05 09 20	3	2	3	0.255	0.190	772.5
05 09 20	3	3	3	0.255	0.190	772.5
05 09 20	2	1	3	0.255	0.190	772.5

Tabla 4.2. Resultados de cálculo de densidad.  
Fuente: Elaboración propia.

## 4.2. Criterios de diseño

Antes de comenzar a diseñar, es necesario establecer las consideraciones o criterios de diseño para tener en cuenta las limitantes de éste. Los criterios de diseño se enuncian en la tabla 4.3 y a continuación se describe brevemente cada uno de ellos.

CRITERIOS DE DISEÑO	
Criterio	Observación
Capacidad de volteo	150 [kg/min]
Potencia	< 3[HP]
Sentido de avance	Reversible
Características materia orgánica	Temperatura 5 – 30 [°C]
	Humedad 50 – 90 [%]
	Densidad 1200 [kg/m <sup>3</sup> ]
Horizontes de operación en vermicompostera	Superior Trozos 8 [cm]
	Medio En descomposición
Dimensiones de trabajo	Ancho 0.80 [m]
	Profundidad 0.25 [m]
Dimensiones del equipo	Ancho 2.20 [m]
Fabricación	Manufactura tradicional Corte láser

Tabla 4.3. Criterios de diseño.  
Fuente: Elaboración propia.

La capacidad de volteo depende de la sección transversal de la pila, la profundidad de trabajo y de la velocidad de avance de la máquina a lo largo de la vermicompostera. Esto implica que debe ser capaz de voltear los horizontes considerados en un tiempo aproximado de 3 minutos por pasada.

El lugar de trabajo cuenta con instalaciones eléctricas monofásicas, por lo que el consumo debe ser menor a 3 [HP] para evitar conexiones extras. El sentido de avance a lo largo de la vermicompostera debe ser reversible, al igual que la rotación del cilindro con las paletas.

La materia orgánica debe mantenerse bajo las condiciones ya explicadas anteriormente, y su alto contenido de humedad puede provocar desgaste por corrosión en las paletas, al igual que valores altos del pH.

Los horizontes de trabajo son el horizonte superior, referido como la materia fresca recién ingresada, y fracción del horizonte medio, correspondiente a la transición entre la materia fresca y la fase activa. Esto limita la profundidad de trabajo.

El ancho de trabajo corresponde al ancho que tendrán las vermicomposteras luego de su remodelación, quedando del ancho de la vermicompostera n° 3, y la profundidad será limitada a 25 [cm] desde la parte superior, como se explicó en el criterio anterior.

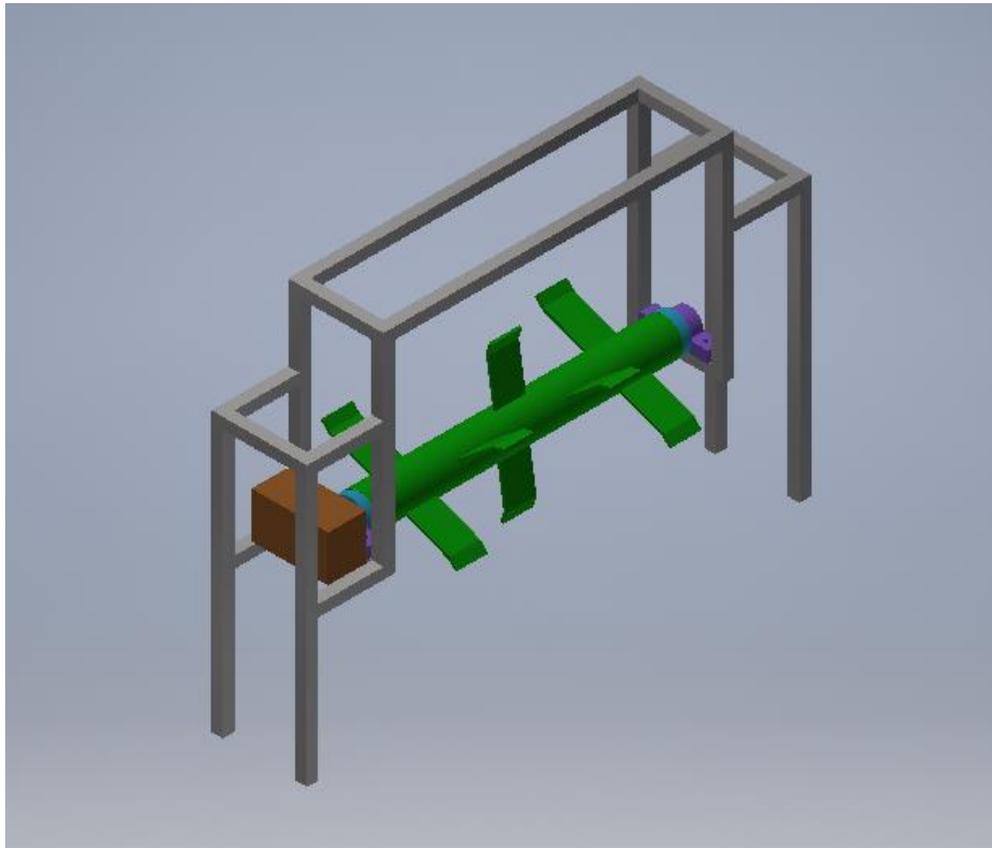
Las dimensiones del equipo tienen limitante en su dimensión frontal, debido a que existen pasillos de 1 [m] entre las vermicomposteras. Es decir, además de los 90 [cm] que ocupa el exterior de la vermi, se podrá ampliar máximo 65 [cm] por cada lado, para poder permitir el paso de personas. No tiene limitantes dimensionales en las otras direcciones.

La manufactura para las distintas piezas que se deban fabricar se limitan a la manufactura tradicional, es decir, pueden ser maquinadas en tornos, fresas, rectificadoras, soldadura, entre otras, y además está la opción de utilizar corte láser para los componentes que requieran precisión o geometrías complicadas.

### 4.3. Diseño preliminar

En esta etapa de la memoria se presenta de manera conceptual lo que será el diseño del sistema volteador de materia orgánica, con algunas características generales que serán incluidas o iteradas para el diseño final.

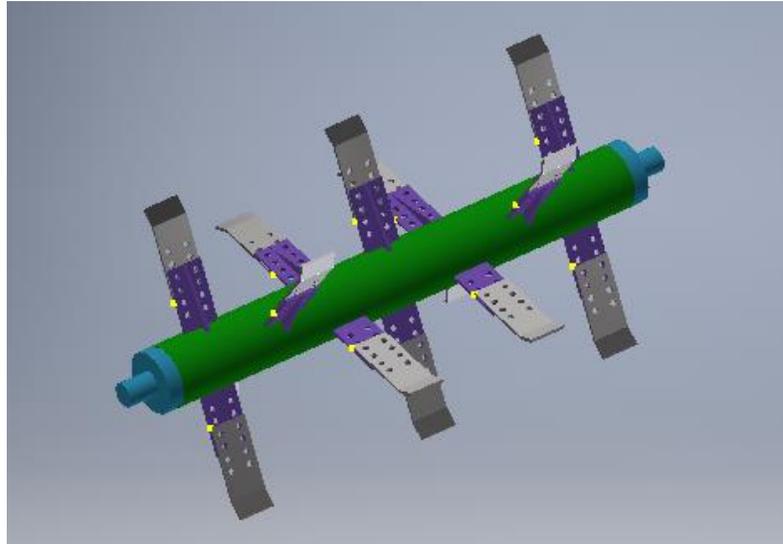
El diseño por realizar consiste en la idea más tradicional para volteo de compost en pilas a gran escala, adaptado para el caso presente, y consiste en un cilindro rotor dispuesto de manera horizontal con paletas soldadas sobre su manto, con dos rodamientos de apoyo en sus extremos, impulsado por un motor y con la presencia de un reductor de velocidad, montado sobre una estructura móvil, como se muestra de manera conceptual en la imagen 4.7 en un boceto 3D. Este diseño conceptual no considera el sistema de avance.



*Imagen 4.7. Boceto conceptual en 3D del sistema volteador.  
Fuente: Elaboración propia.*

Este diseño consta con un total de 14 paletas dispuestas a lo largo del cilindro, equiespaciadas en sentido horizontal y radial. Cada una de ellas y sus respectivos soportes presentan perforaciones para poder ajustarlas a la profundidad deseada en la operación. Los soportes van fijados mediante soldadura por lo que no se pueden remover, mientras que las paletas pueden ser cambiadas si se requiere, por ejemplo, para probar geometrías nuevas. En la imagen 4.8 se puede observar su disposición con mayor detalle. Cabe mencionar que estos bocetos son el inicio del diseño de detalle que se presentará más adelante.

Los ejes principales que van al costado del cilindro, por ambos lados, también se encuentran unidos mediante soldadura.



*Imagen 4.8. Boceto conceptual de cilindro, paletas y soportes.  
Fuente: Elaboración propia.*

El sistema de avance es impulsado de igual manera por el motorreductor, y la transmisión de potencia desde el motor hasta el eje de las ruedas pasa por un juego de engranajes y una cadena por ambos lados del sistema, para ofrecer una mayor estabilidad al momento de desplazarse. Al necesitar una velocidad de rotación para el cilindro y el avance muy bajo, el índice de reducción debe ser alto para poder disminuir la velocidad de salida de los motores tradicionales. El juego de engranajes se emplea para reducir la velocidad y cambiar el sentido de rotación de las ruedas con respecto al cilindro, y la cadena para suplir la distancia restante desde el engranaje impulsado hasta las ruedas.

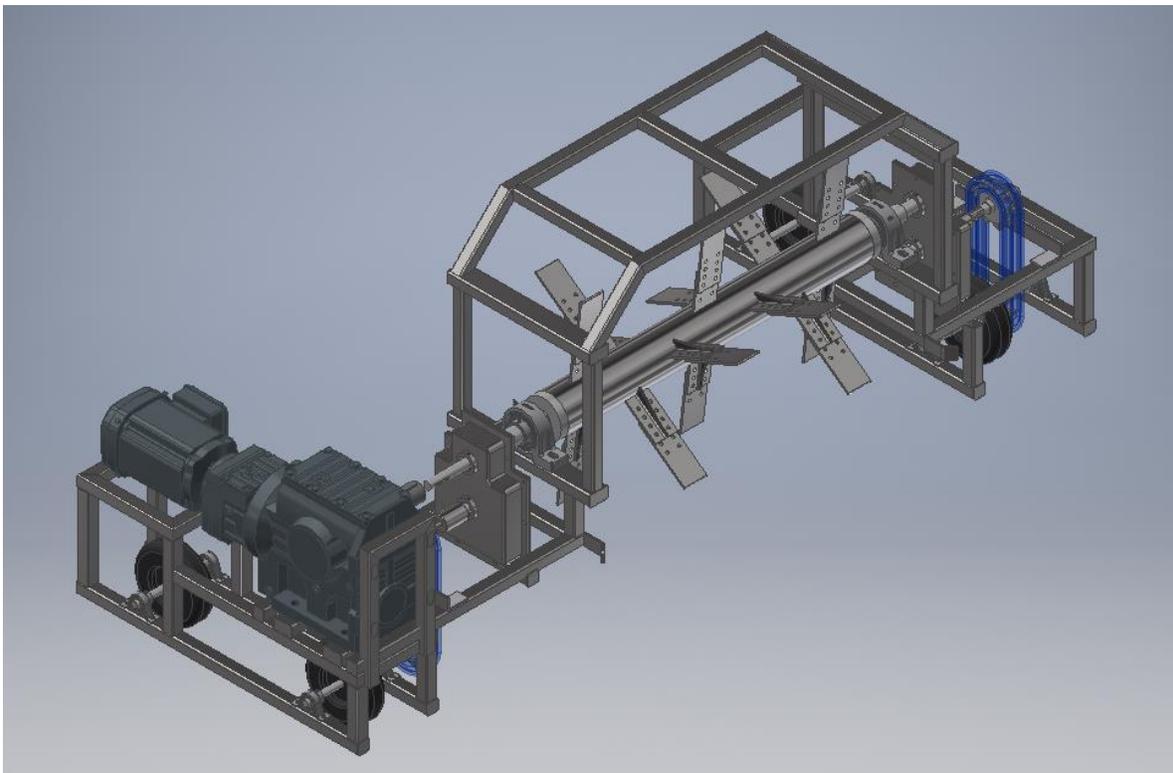
El motorreductor seleccionado debe poder sostenerse apernado en la estructura, y se conecta con el eje principal a través de un acople tipo mordaza. La estructura bordea la vermicompostera y la parte central es con forma trapezoidal, mientras que las partes laterales tienen las dimensiones adecuadas para poder mantener las piezas y componentes que requiere. Se compone, además, por 4 ruedas en sus extremos para poder desplazarse con estabilidad.

El diseño de detalle se logra luego de una etapa iterativa entre el diseño conceptual y la memoria de cálculo, tomando en cuenta componentes comerciales que serán utilizados. Este diseño se presenta al inicio del capítulo siguiente, junto con los cálculos que validan las dimensiones de las piezas y subsistemas.

# Capítulo 5

## Memoria de cálculo

En esta sección se presenta, en primer lugar, el diseño de detalle de la máquina, considerando componentes comerciales y piezas fabricadas en maestranza. Posteriormente, a lo largo del capítulo, se desglosan cada una de sus componentes que reciben las principales cargas, con el objetivo de dimensionar variables del diseño o corroborar componentes con dimensiones ya seleccionadas. La imagen 5.1 muestra la vista isométrica del modelo a fabricar.



*Imagen 5.1. Vista isométrica del diseño final.  
Fuente: Elaboración propia.*

### 5.1. Capacidad de volteo (TVM)

Para calcular la capacidad de volteo de la máquina, se dan ciertas condiciones de operación para un funcionamiento adecuado. El sistema contiene un cilindro rotor de  $0.82 [m]$  de largo y un diámetro de  $0.1 [m]$ , que soporta mediante soldadura y pernos a las paletas diseñadas.

Para efectos de este cálculo inicial, se simplifica el sistema a uno de 6 paletas con ancho equivalente al largo del cilindro, es decir de 0.82 [m], y un largo máximo de 0.2 [m]. Las paletas están equiespaciadas cada 60° en sentido radial, tomando como punto de origen el eje central del cilindro, como se muestra en la imagen 5.2.

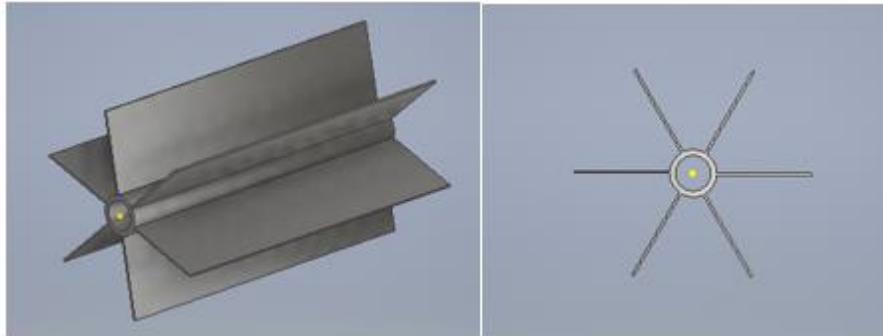


Imagen 5.2. Supuesto cilindro y paletas para estimación de potencia requerida.  
Fuente: Elaboración propia.

Para este cálculo y el cálculo de estimación de la potencia requerida, se considera un sistema similar al de fresado periférico, debido a su movimiento de rotación y traslación [12, cap. 24.2].

Las condiciones geométricas y de operación iniciales son: el largo, ancho y altura de la vermicompostera, el diámetro total del cilindro rotor más accesorios, la profundidad máxima de corte, la velocidad de rotación del cilindro y la velocidad de desplazamiento de la máquina, el número de paletas y la densidad del compost, con los valores que se muestran a continuación:

$$l_{vermi} = 3.5 [m] \quad (5.1)$$

$$w_{vermi} = 0.82 [m] \quad (5.2)$$

$$h_{vermi} = 0.5 [m] \quad (5.3)$$

$$D_{trabajo} = 0.5 [m] \quad (5.4)$$

$$d_{corte} = 0.2 [m] \quad (5.5)$$

$$\omega = 5 [rpm] = 0.524 \left[ \frac{rad}{s} \right] \quad (5.6)$$

$$v = 1 \left[ \frac{m}{min} \right] \quad (5.7)$$

$$n = 6 [paletas] \quad (5.8)$$

$$\rho_{compost} = 1200 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (5.9)$$

Con estos valores es posible resolver las fórmulas para determinar la capacidad de volteado. Los cálculos incluyen el tiempo que demora el cilindro en una revolución, la velocidad de corte o tangencial, el avance por cada paleta hasta que la siguiente paleta pase por el mismo punto, el avance de una paleta en una revolución, el tiempo que demora la máquina en una pasada, la tasa de volumen volteado y la tasa de volteo de material, que es equivalente a la capacidad de volteado.

$$t_{rev} = \frac{1}{\omega} = 0.2 [min] = 12 [seg] \quad (5.10)$$

$$V_{corte} = \pi \cdot D_{trabajo} \cdot \omega = 7.854 \left[ \frac{m}{min} \right] \quad (5.11)$$

$$f_{paleta} = \frac{v}{\omega \cdot n} = 0.0333 \left[ \frac{m}{rev \cdot paleta} \right] = 3.33 \left[ \frac{cm}{rev \cdot paleta} \right] \quad (5.12)$$

$$f_{cilindro} = f_{paleta} \cdot n = 0.2 \left[ \frac{m}{rev} \right] = 20 \left[ \frac{cm}{rev} \right] \quad (5.13)$$

$$t_{trabajo} = \frac{l_{vermi} + D_{trabajo}}{v} = 4 [min] \quad (5.14)$$

$$TVV = \frac{l_{vermi} \cdot w_{vermi} \cdot d_{corte}}{t_{trabajo}} = 0.1435 \left[ \frac{m^3}{min} \right] \quad (5.15)$$

$$TVM = TVV \cdot \rho_{compost} = 172.2 \left[ \frac{kg}{min} \right] \quad (5.16)$$

## 5.2. Potencia

Para calcular la potencia requerida se continúa con el supuesto anterior, y además se supone que las paletas levantan la materia orgánica que se encuentra solo en el cuarto cuadrante, es decir, en un sistema cartesiano tradicional, entre los 270° y 360°. Según esto, el ángulo efectivo de trabajo corresponde a:

$$\theta_{ef} = 90^\circ = \frac{\pi}{2} [rad] \quad (5.17)$$

La masa total de materia orgánica que debe levantar cada paleta equivale a la suma de la masa máxima que deben levantar en dos situaciones, como lo muestra la imagen 5.3 con las zonas achuradas: la masa que levanta directamente, denotada como  $m_1$ , y la masa que levanta según su avance, denotada como  $m_2$ , obteniendo finalmente una masa total de compost por paleta de:

$$m_{compost \text{ por paleta}} = m_1 + m_2 = 61.2 [kg] \quad (5.18)$$

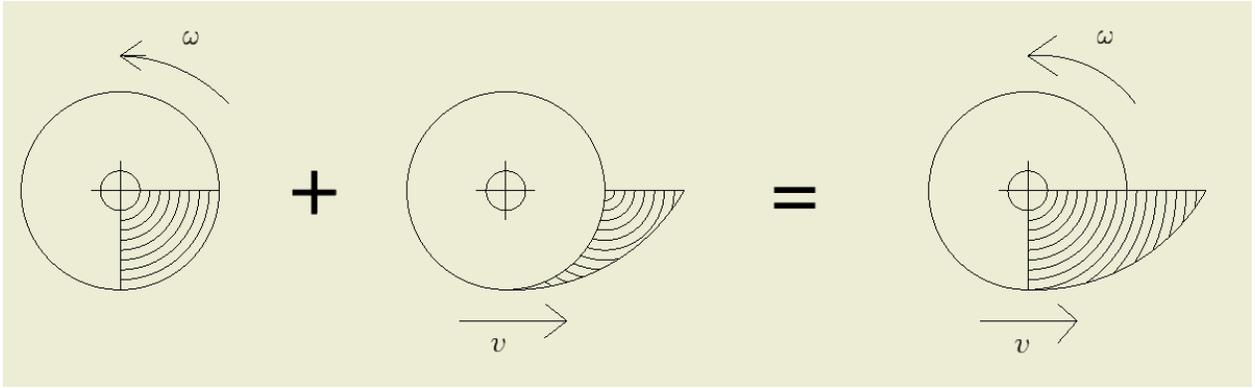


Imagen 5.3. Masa de compost por paleta.  
Fuente: Elaboración propia.

Además, cada paleta aporta su propio peso, incorporándose a la ecuación de la siguiente manera:

$$m_{por\ paleta} = m_{compost\ por\ paleta} + m_{paleta} = 67.6 [kg] \quad (5.19)$$

Llegando a un resultado final total que considera la suma del efecto de todas las paletas de:

$$m_{total} = n \cdot m_{por\ paleta} = 405.6 [kg] \quad (5.20)$$

Para el cálculo de  $m_1$  se considera que cada paleta levanta una sección de  $\frac{1}{4}$  de volumen de cilindro.

$$Vol_1 = \frac{\pi \cdot D_{trabajo}^2}{4} \cdot w_{vermi} \cdot \frac{90}{360} = 0.0403 [m^3] \quad (5.21)$$

$$m_1 = Vol_1 \cdot \rho_{compost} = 48.36 [kg] \quad (5.22)$$

La masa que levanta según su avance,  $m_2$ , se calcula considerando la longitud efectiva de trabajo y el avance por paleta.

$$L_{ef} = \theta_{ef} \cdot \frac{D_{trabajo}}{2} = 0.393 [m] \quad (5.23)$$

$$Vol_2 = L_{ef} \cdot f_{paleta} \cdot w_{vermi} = 0.0107 [m^3] \quad (5.24)$$

$$m_2 = Vol_2 \cdot \rho_{compost} = 12.84 [kg] \quad (5.25)$$

Considerando la densidad del acero de  $7850 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$ , y un espesor de  $5 [mm]$  para las paletas, se tiene que el peso de cada una de ella es:

$$m_{paleta} = Vol_{paleta} \cdot \rho_{paleta} = 6.4 [kg] \quad (5.26)$$

Dicho esto, la masa total aplicada por todas las paletas se puede traducir a una fuerza equivalente de:

$$F_{total} = m_{total} \cdot g = 3979 [N] \quad (5.27)$$

El torque ejercido por el cilindro rotor y las paletas es:

$$T = F_{total} \cdot \frac{D_{trabajo}}{2} = 994.8 [Nm] \quad (5.28)$$

La potencia necesaria para rotar el cilindro bajo las condiciones dadas es:

$$Pot' = T \cdot \omega = 521.3 [W] = 0.7 [HP] \quad (5.29)$$

Considerando un factor de potencia de 1.5, se tiene:

$$Pot = F.P.' \cdot Pot' = 1.05 [HP] \quad (5.30)$$

Tomando en cuenta los valores comerciales, la potencia se puede aproximar a 1 [HP], con lo que se reestablecen los valores a:

$$Pot = 1 [HP] \quad (5.31)$$

$$F.P. = 1.43 \quad (5.32)$$

### 5.3. Paletas

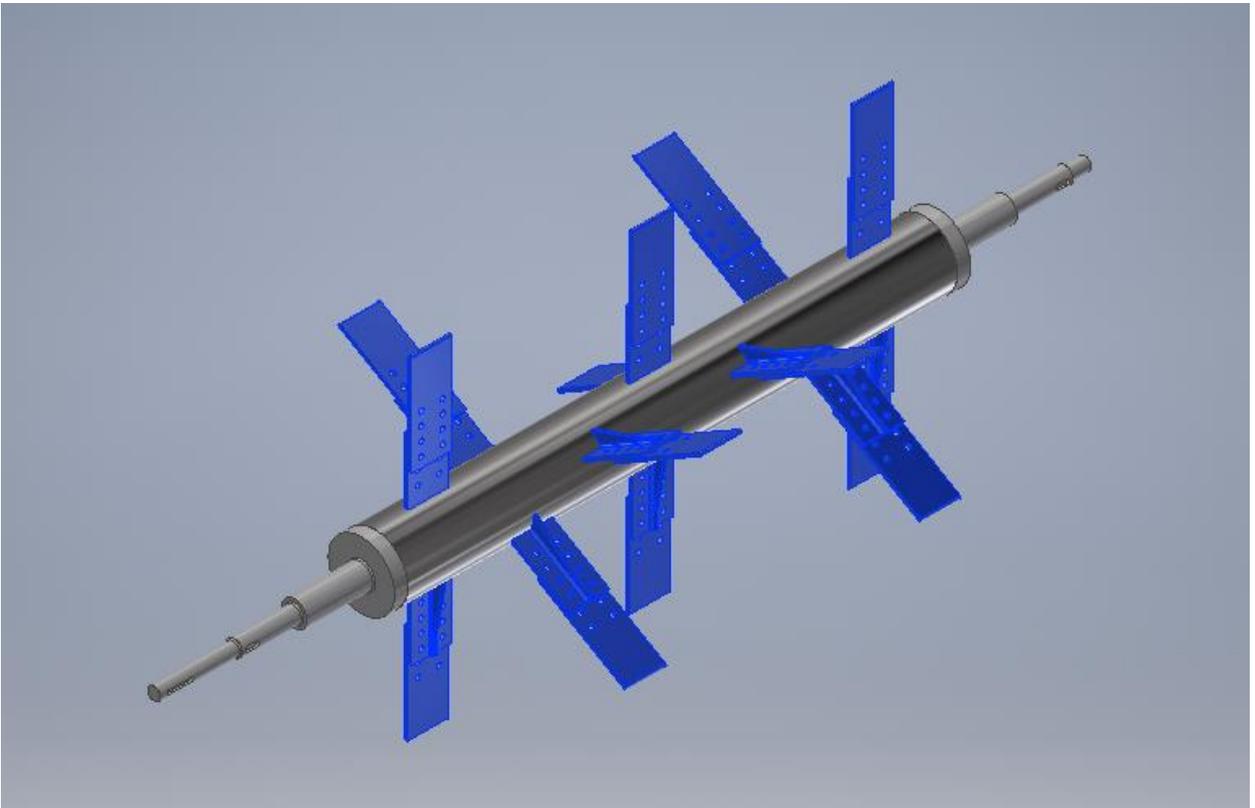
Para determinar el espesor que deben tener las paletas, mostradas en la imagen 5.4, se estiman las cargas a las que están sometidas cada una de ellas durante la operación, de tal manera que se eviten deflexiones y fallas. Ahora, se considera que cada paleta en sus dimensiones reales tiene un largo de  $L_{paleta} = 0.2 [m]$  y un ancho de  $a_{paleta} = 0.06 [m]$ .

Además, según el diseño, se tiene que las paletas se encuentran ubicadas en 7 secciones transversales a lo largo del cilindro y a  $180^\circ$  entre sí por cada sección, como muestra la imagen 5.5 en color azul, por lo que se supondrá que cada una levanta una séptima parte de la materia orgánica estimada anteriormente para el cálculo de potencia. En total hay 14 paletas a lo largo del cilindro.

Como la materia orgánica dentro de las vermicomposteras está siendo volteada frecuentemente, es adecuado decir que su nivel de compactación es bajo, ya que solo está siendo sometido a las cargas de su propio peso, y no por alguna fuerza externa.



*Imagen 5.4. Diseño de paleta y soporte.  
Fuente: Elaboración propia.*



*Imagen 5.5. Distribución de las paletas en el cilindro.  
Fuente: Elaboración propia.*

La masa de materia orgánica y fuerza ejercida en cada paleta es:

$$m_{unitaria} = \frac{m_{compost\ por\ paleta}}{7} = 8.74 [kg] \quad (5.33)$$

$$F_{unitaria} = W_o = 85.74 [N] \quad (5.34)$$

La carga ejercida a lo largo de la paleta describe una función creciente, de igual manera que lo muestra la imagen 5.3, tomando en cuenta que el ángulo efectivo es de  $90^\circ$  en el cuarto cuadrante. Esta situación se puede simplificar como una viga rectangular empotrada en un extremo, con carga triangular creciente hacia el extremo libre, como indica la imagen 5.6:

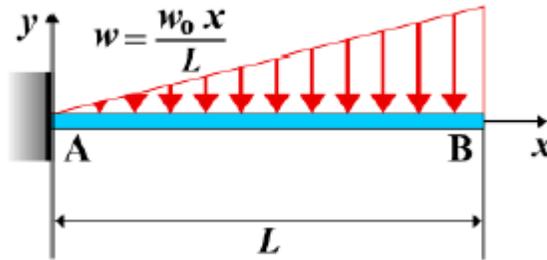


Imagen 5.6. Viga en voladizo con carga triangular creciente.  
Fuente: [www.vaxasoftware.com](http://www.vaxasoftware.com)

$$W(x) = W_o \cdot \frac{x}{L_{paleta}} = 428.7 \cdot x \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (5.35)$$

La carga triangular se puede simplificar como una carga puntual ubicada a  $2/3$  del empotramiento, con un valor igual al área del triángulo generado:

$$P = \frac{W(x = 0.2)}{2} = 42.9 [N] \quad (5.36)$$

Realizando equilibrio de fuerzas y de momento para el caso, se obtienen los siguientes diagramas:

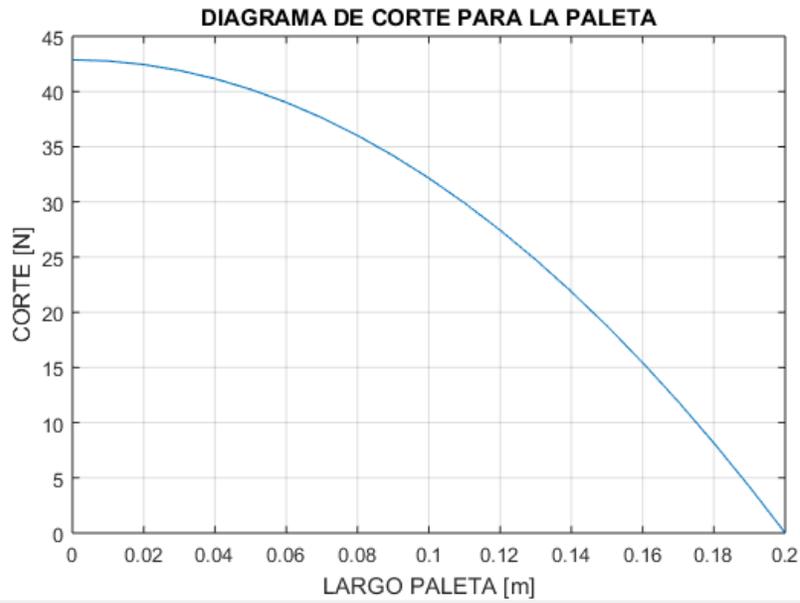


Imagen 5.7. Diagrama de corte para la paleta.  
Fuente: Elaboración propia en Matlab R2015a.

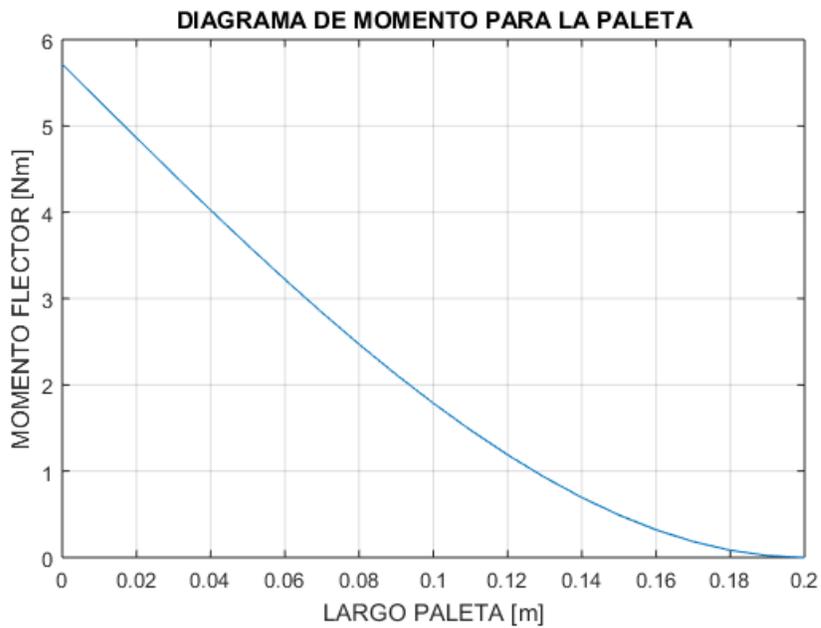


Imagen 5.8. Diagrama de momento para la paleta.  
Fuente: Elaboración propia en Matlab R2015a

De donde se obtiene que:

$$M_{max} = M_a = 5.72 \text{ [Nm]} \tag{5.37}$$

$$Q_{max} = Q_a = 42.9 \text{ [N]} \tag{5.38}$$

Luego, para dimensionar el espesor mínimo  $b_{paleta}$  que debe tener la paleta, se despeja esta variable de la ecuación de la teoría de la energía de deformación de Von Misses para materiales dúctiles [9, cap. 5.5] desarrollada a continuación:

$$\sigma' = \frac{\sigma_{y,ASTM A36}}{F.S.} \quad (5.39)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad (5.40)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot \bar{y}}{I_z} \quad (5.41)$$

$$\tau_{max} = \frac{3 \cdot Q_{max}}{2 \cdot \dot{A}} \quad (5.42)$$

Donde el factor de seguridad escogido, el límite de fluencia del acero ASTM A36,  $\sigma_{y,ASTM A36}$ , comercializado por Küpfer [13], límite de resistencia a la tracción, el eje neutro, el segundo momento de inercia, y el área transversal de la figura corresponden, respectivamente, a:

$$F.S. = 10 \quad (5.43)$$

$$\sigma_{y,acero} = 250 [MPa] \quad (5.44)$$

$$S_{ut} = 400 [MPa] \quad (5.45)$$

$$\bar{y} = \frac{b'_{paleta}}{2} [m] \quad (5.46)$$

$$I_z = \frac{a \cdot b'_{paleta}{}^3}{12} [m^4] \quad (5.47)$$

$$\dot{A} = a_{paleta} \cdot b'_{paleta} [m^2] \quad (5.48)$$

Reemplazando y resolviendo la ecuación para el espesor se obtiene:

$$b'_{paleta} = 0.00478[m] = 4.78 [mm] \quad (5.49)$$

Aproximando el espesor a valores comerciales y recalculando el esfuerzo de Von Misses y el factor de seguridad se obtiene finalmente

$$b_{paleta} = 0.005[m] = 5 [mm] \quad (5.50)$$

$$\sigma' = 22.9 [MPa] \quad (5.51)$$

$$F.S. = \frac{\sigma_{y,acero}}{\sigma'} = 10.9 \quad (5.52)$$

La resistencia al corte es baja para suelos con alto contenido orgánico, y menor aún si están siendo volteados frecuentemente. Según los trabajos citados en [14] y [15], se asigna el valor de la resistencia al corte como  $S_u = 7 \text{ [kPa]}$ .

Considerando el área de corte de la paleta como sigue:

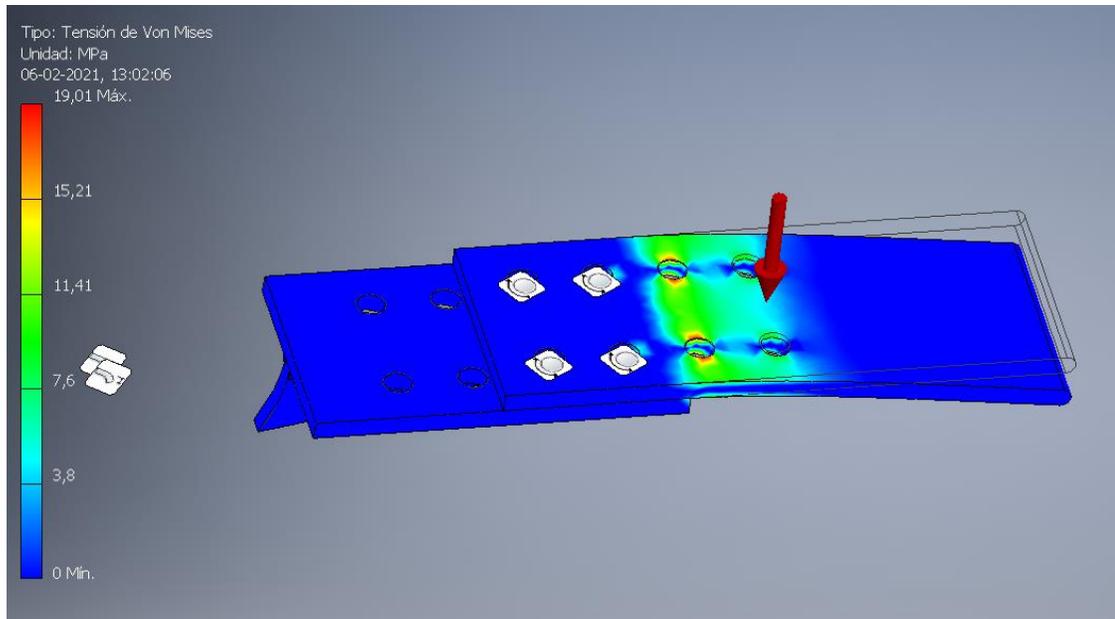
$$\hat{A}_c = a_{paleta} \cdot f_{paleta} = 0.002 \text{ [m}^2\text{]} \quad (5.53)$$

La fuerza de corte corresponde a:

$$F_c = S_u \cdot \hat{A}_c = 13.9 \text{ [N]} \quad (5.54)$$

Lo que equivale al 16% de la fuerza generada por el peso de la materia orgánica. Este resultado permite no considerar la fuerza de corte para los cálculos, pero sí incluirlo dentro del factor de seguridad.

A continuación, se presentan dos simulaciones realizadas en Inventor 2018 para las paletas, donde se visualiza la tensión de Von Mises en la imagen 5.9, y el desplazamiento generado bajo las cargas aplicadas en la imagen 5.10, valor que no supera los 0.1 [mm].



*Imagen 5.9. Simulación de tensión de Von Mises para la paleta.  
Fuente: Elaboración Propia.*

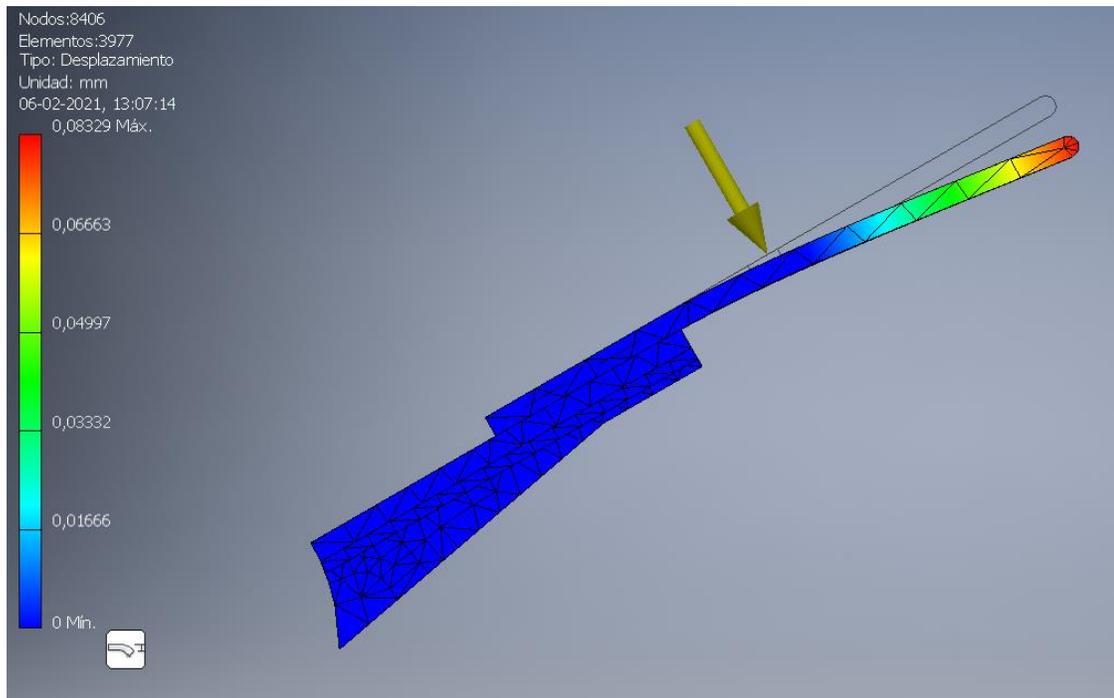


Imagen 5.10. Simulación de desplazamiento para la paleta.  
Fuente: Elaboración propia.

La vida de la paleta se calcula mediante el método de resistencia a la fatiga [9, cap. 6], donde se relaciona la resistencia a la fatiga  $S_f$  con la vida en ciclos  $N$  de la siguiente manera:

$$S_f = a \cdot N^b \quad (5.55)$$

Donde  $a$  y  $b$  son factores que involucran al límite de tracción con el límite de resistencia a la fatiga modificado por los factores de Marín, y corresponden a los siguientes:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = 935.6 \quad (5.56)$$

$$b = \frac{-1}{3} \cdot \log\left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e}\right) = -0.133 \quad (5.57)$$

El factor de la fracción de  $S_{ut}$  representado por  $N = 10^3$  [ciclos],  $f$ , es calculado como sigue:

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} \cdot (2 \cdot 10^3)^{b^*} = 0.935 \quad (5.58)$$

Donde el esfuerzo aproximado, el factor  $S'_e$  para una resistencia a la tensión mínima menor a 1400 [MPa], el número de ciclos a una vida infinita, y el factor  $b^*$  son:

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ [MPa]} = 745 \text{ [MPa]} \quad (5.59)$$

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 200 [MPa] \quad (5.60)$$

$$N_e = 10^6 [\text{ciclos}] \quad (5.61)$$

$$b^* = \frac{-\log\left(\frac{\sigma'_F}{S'_e}\right)}{\log(2 \cdot N_e)} = 0.09064 \quad (5.62)$$

Para el caso de  $S_e$ , definido como límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso, se puede calcular mediante el método de Joseph Marín [9, cap. 6.9] con los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, como sigue:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e = 149.5 [MPa] \quad (5.63)$$

Donde los factores faltantes se enuncian y calculan a continuación:

El factor de modificación por la condición superficial  $k_a$  corresponde a:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b = 0.921 \quad (5.64)$$

Donde los factores  $a$  y  $b$ , para la viga maquinada o laminada en frío corresponden a:

$$a = 4.51 \quad (5.65)$$

$$b = -0.265 \quad (5.66)$$

El factor de modificación por el tamaño  $k_b$  depende del diámetro equivalente ajustado a la paleta, y para valores en el intervalo  $2.79 [mm] \leq d \leq 51 [mm]$  se tiene que:

$$k_b = 1.24 \cdot d_e^{-0.107} = 0.935 \quad (5.67)$$

$$d_e = 0.808 \cdot \dot{A}_{\text{transversal paleta}}^{\frac{1}{2}} = 14 [mm] \quad (5.68)$$

Los factores de modificación por la carga, por temperatura de operación y por efectos varios corresponden a:

$$k_c = k_d = k_f = 1 \quad (5.69)$$

Y el factor de confiabilidad al 95% es:

$$k_e = 0.868 \quad (5.70)$$

La resistencia a la fatiga  $S_f$  corresponde a:

$$S_f = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = 11.84 \text{ [MPa]} \quad (5.71)$$

Donde el esfuerzo alternante y medio se obtienen del esfuerzo máximo calculado con (5.41), y el esfuerzo mínimo correspondiente a  $\sigma_{\min} = 0 \text{ [MPa]}$ :

$$M_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 11.5 \text{ [MPa]} \quad (5.72)$$

$$M_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 11.5 \text{ [MPa]} \quad (5.73)$$

Ahora, despejando el número de ciclos a la fatiga de la paleta según la ecuación (5.55), se tiene una vida infinita con:

$$N = 1.85 \cdot 10^{14} \text{ [ciclos]} \quad (5.74)$$

## 5.4. Cilindro

Para el dimensionamiento del diámetro y espesor del cilindro rotor, indicado con color azul en la imagen 5.11, se considera que las paletas reciben como carga el volumen de la materia orgánica en contacto desde los  $270^\circ$  hasta los  $45^\circ$  de un sistema cartesiano tradicional, donde luego de esta inclinación la materia desliza y ya no aporta en la carga. El vector fuerza incide de manera perpendicular a las paletas, por lo que se puede descomponer en sus componentes horizontal y vertical. Además, cada paleta aporta su propio peso en la componente vertical de las fuerzas, que según la fórmula (5.26) se tiene que cada paleta aporta una fuerza de:

$$P_{paleta} = m_{paleta} \cdot g = 62.8 \text{ [N]} \quad (5.75)$$

Se volverá a considerar el supuesto inicial dado en la sección 5.1, que el sistema contiene 6 paletas de ancho 0.82 [m] y que cada una que esté en contacto con la materia orgánica puede levantar a lo más lo equivalente a un ángulo efectivo de  $90^\circ$  medido desde la vertical.

La fuerza para las paletas tipo A, B y C son en función del ángulo, mientras que las paletas D, E y F no reciben la carga en esa posición. La imagen 5.12 muestra un esquema de cómo reciben la carga las paletas con un ángulo variable, entre las posiciones indicadas.

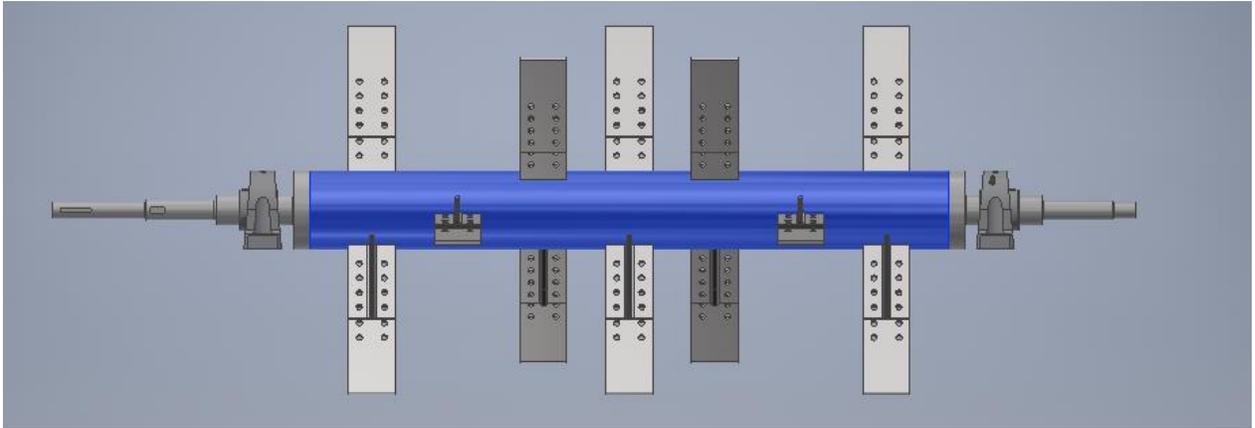


Imagen 5.11. Cilindro.  
Fuente: Elaboración propia.

Iterando el ángulo bajo las condiciones que han sido dadas, se tiene que la mayor carga se da cuando  $\theta = 0^\circ$ , donde aportará el máximo momento, y que la menor carga se da cuando  $\theta = 59^\circ$ , donde aportará el mínimo momento.

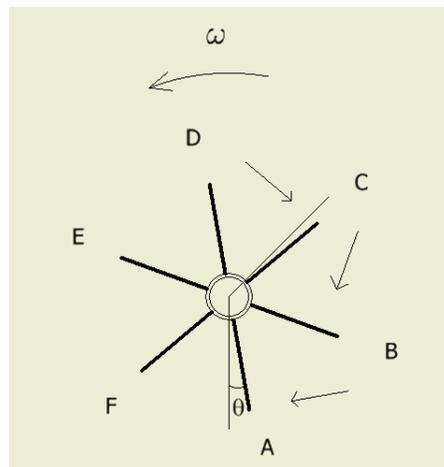


Imagen 5.12. Carga en función del ángulo.  
Fuente: Elaboración propia.

Volviendo a emplear la fórmula de cálculo de masa de materia orgánica sobre cada paleta (5.18), de la cual se puede obtener la fuerza que es ejercida sobre ellas en las posiciones críticas mencionadas, se tiene que:

	Paleta	Ubicación	Ángulo efectivo [°]	Ángulo efectivo [rad]	Masa por paleta [kg]	Fuerza por paleta [N]
<b>M Á X</b>	A	0°	90	pi/2	61.2	600.4
	B	0°	75	(5/12) pi	51	500.3
	C	0°	15	pi/12	10.2	100
<b>M Í N</b>	A	59°	76	(19/45) pi	51.7	507.2
	B	59°	16	(4/45) pi	10.9	107
	C	59°	0	0	0	0

Tabla 5.1. Cargas en las paletas en posiciones críticas.  
Fuente: Elaboración propia.

La descomposición por ejes de la fuerza que reciben las distintas paletas se puede desglosar como sigue:

$$F_{paleta,A} = F_{paleta,A}(\theta); F_{paleta,B} = F_{paleta,B}(\theta); F_{paleta,C} = F_{paleta,C}(\theta)$$

$$F_{paleta,A,x} = -F_{paleta,A} \cdot \cos(\theta) \quad (5.76)$$

$$F_{paleta,B,x} = -F_{paleta,B} \cdot \cos(60 + \theta) \quad (5.77)$$

$$F_{paleta,C,x} = -F_{paleta,C} \cdot \cos(30 - \theta) \quad (5.78)$$

$$F_{paleta,A,y} = -F_{paleta,A} \cdot \sin(\theta) \quad (5.79)$$

$$F_{paleta,B,y} = -F_{paleta,B} \cdot \sin(60 + \theta) \quad (5.80)$$

$$F_{paleta,C,y} = -F_{paleta,C} \cdot \sin(30 - \theta) \quad (5.81)$$

En la posición 0° se obtiene, de las fórmulas (5.76) a (5.81), que para la componente horizontal:

$$F_{paleta,A,x,0^\circ} = -600.4 [N] \quad (5.82)$$

$$F_{paleta,B,x,0^\circ} = -250.2 [N] \quad (5.83)$$

$$F_{paleta,C,x,0^\circ} = 86.6 [N] \quad (5.84)$$

Y para el eje vertical:

$$F_{paleta,A,y,0^\circ} = 0 [N] \quad (5.85)$$

$$F_{paleta,B,y,0^\circ} = 433.3 [N] \quad (5.86)$$

$$F_{paleta,C,y,0^\circ} = 50 [N] \quad (5.87)$$

Además, cada paleta aporta a la fuerza en la componente vertical su propio peso, de manera que al considerar las 6 paletas se tiene un adicional de:

$$P_{total,paletas} = P_{paleta} \cdot n = 376.8 [N] \quad (5.88)$$

Simplificando las fuerzas a una carga puntual en la mitad del cilindro, y realizando el equilibrio de fuerzas para cada eje, horizontal y vertical, se tiene que las reacciones en sus apoyos son:

$$R_{0,x} = R_{L,x} = 382 [N] \quad (5.89)$$

$$R_{0,y} = R_{L,y} = 430 [N] \quad (5.90)$$

Considerando una distancia entre los apoyos y la carga puntual de 0.45 [m] por cada una, se puede calcular el momento máximo por eje y el momento máximo total:

$$M_{max,x} = 171.9 [Nm] \quad (5.91)$$

$$M_{max,y} = 193.5 [Nm] \quad (5.92)$$

$$M_{max} = \sqrt{M_{max,x}^2 + M_{max,y}^2} = 258.8 [Nm] \quad (5.93)$$

Para el torque, se tiene que considerar hacia qué lado del cilindro aplican las fuerzas, para saber dónde se genera la mayor torsión. En cada eje se tienen las siguientes fuerzas máximas:

$$F_{max,x} = 764 [N] \quad (5.94)$$

$$F_{max,y} = 483.3 [N] \quad (5.95)$$

Con lo que se obtiene una fuerza total máxima de:

$$F_{max} = \sqrt{F_{max,x}^2 + F_{max,y}^2} = 904 [N] \quad (5.96)$$

Lo que considerando el diámetro de trabajo implica un torque de:

$$T_{max} = F_{max} \cdot \frac{D_{trabajo}}{2} = 226 [Nm] \quad (5.97)$$

Luego de haber obtenido estos datos, y según los criterios de diseño para cumplir con la profundidad de trabajo máxima, se considera un tubo de acero comercializado por Aceros Bravo [16] para el cilindro rotor, con diámetro exterior, interior y largo de:

$$d_{ext} = 0.1 [m] \quad (5.98)$$

$$d_{int} = 0.085 [m] \quad (5.99)$$

$$L_{cilindro} = 0.82 [m] \quad (5.100)$$

Con esto, se comprobará que dichas dimensiones son capaces de resistir los esfuerzos de Von Misses según los datos mencionados anteriormente.

Considerando que el material de la barra perforada es acero laminado ST-52 [17], el límite de fluencia corresponde a:

$$\sigma_{y,ST52} = 355 [MPa] \quad (5.101)$$

Resolviendo la ecuación del esfuerzo de Von Misses se tiene que:

$$\sigma'_{cilindro} = \frac{\sigma_{y,ST52}}{F.S.} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = 6.9 [MPa] \quad (5.102)$$

Donde los esfuerzos normal y cortante máximos son:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot \frac{d_{ext}}{2}}{I_{z,cilindro\ hueco}} = 5.5 [MPa] \quad (5.103)$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{max} \cdot \frac{d_{ext} + 2 \cdot L_{paleta}}{2} \cdot \frac{d_{ext}}{2}}{2 \cdot I_{z,cilindro\ hueco}} = 2.4 [MPa] \quad (5.104)$$

Teniendo en cuenta que el segundo momento de inercia de un cilindro hueco es:

$$I_{z,cilindro\ hueco} = \frac{\pi \cdot (d_{ext}^4 - d_{int}^4)}{64} \quad (5.105)$$

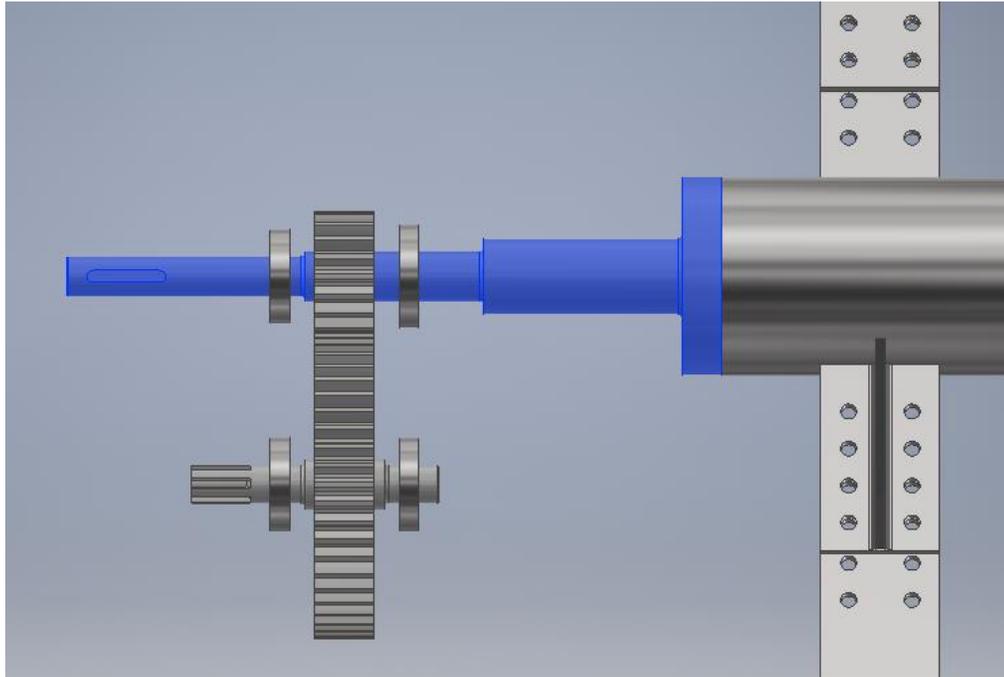
Resolviendo para el factor de seguridad se tiene que:

$$F.S. = \frac{\sigma_{y,1045}}{\sigma'_{cilindro}} = 51 \quad (5.106)$$

Con lo que se comprueba que las dimensiones seleccionadas son adecuadas.

## 5.5. Eje principal

El eje principal consta de dos cambios de secciones importantes, el primero es a la salida del cilindro y el segundo es en las cercanías del ensamble del piñón del juego de engranajes. La imagen 5.13 muestra este eje en color azul, los engranajes y sus apoyos, a excepción del rodamiento de apoyo principal del cilindro, que se puede observar en la imagen 5.11.



*Imagen 5.13. Eje principal.  
Fuente: Elaboración propia.*

### 5.5.1. Primera zona crítica

En el primer cambio de sección es necesario calcular los esfuerzos medios y alternantes, por lo que se debe conocer el momento y toque mínimo a los que está sometido el cilindro en operación. Como se especificó antes, la iteración entregó que la menor carga se da cuando  $\theta = 59^\circ$ , y de la tabla 5.1 y las fórmulas (5.76) a (5.81) se pueden saber las cargas en esa posición y en cada uno de sus ejes, horizontal y vertical. Los resultados se muestran a continuación, donde para el eje x:

$$F_{paleta,A,x,59^\circ} = -261.2[N] \quad (5.107)$$

$$F_{paleta,B,x,59^\circ} = 51.9 [N] \quad (5.108)$$

$$F_{paleta,C,x,59^\circ} = 0 [N] \quad (5.109)$$

Y para el eje y:

$$F_{paleta,A,y,59^\circ} = 434.7 [N] \quad (5.110)$$

$$F_{paleta,A,y,59^\circ} = 434.7 [N] \quad (5.111)$$

$$F_{paleta,C,y,59^\circ} = 0 [N] \quad (5.112)$$

La fuerza máxima en este caso, por cada eje y en total corresponden a:

$$F_{max,x,59^\circ} = -209.3 [N] \quad (5.113)$$

$$F_{max,y,59^\circ} = 528.3 [N] \quad (5.114)$$

$$F_{max,59^\circ} = \sqrt{F_{max,x,59^\circ}^2 + F_{max,y,59^\circ}^2} = 568.2 [N] \quad (5.115)$$

Y que implica un torque que se considera como mínimo de:

$$T_{min} = F_{max,59^\circ} \cdot \frac{D_{trabajo}}{2} = 142 [Nm] \quad (5.116)$$

El momento mínimo es de:

$$M_{min} = 0 [Nm] \quad (5.117)$$

Luego, con los valores mínimos y máximos de momento y torque, se pueden encontrar sus condiciones medias y alternantes:

$$M_a = 129.4 [Nm] \quad (5.118)$$

$$M_m = 129.4 [Nm] \quad (5.119)$$

$$T_a = 42 [Nm] \quad (5.120)$$

$$T_m = 184 [Nm] \quad (5.121)$$

La configuración del eje en estudio, fabricado de acero 1045, tiene las siguientes dimensiones en el primer cambio de sección:

$$D = 0.1 [m] \quad (5.122)$$

$$d = 0.0381 [m] \quad (5.123)$$

$$r_{empalme} = 0.002 [m] \quad (5.124)$$

$$S_{ut} = 628 \text{ [MPa]} \quad (5.125)$$

Para comprobar que la sección del eje resistirá a la fatiga y a la fluencia, deben cumplirse las siguientes relaciones para sus respectivos factores de seguridad:

$$n_f = \frac{1}{\frac{1}{\sigma'_a} + \frac{1}{\sigma'_m}} > 1 \quad (5.126)$$

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} > 1 \quad (5.127)$$

Donde, para  $i = a, m$ , se tiene:

$$\sigma'_i = \sqrt{\sigma_i^2 + 3 \cdot \tau_i^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot K_f \cdot M_i}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_{fs} \cdot T_i}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad (5.128)$$

Para resolver esta ecuación, es necesario encontrar las variables que aún son desconocidas. Los factores de concentración de esfuerzo por fatiga,  $K_f$  por flexión y  $K_{fs}$  por flexión, se pueden expresar como:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = 2.01 \quad (5.129)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s \cdot (K_{ts} - 1) = 1.64 \quad (5.130)$$

Donde los factores faltantes son determinados con gráficas de factores teóricos de concentración de esfuerzo [9, tabla A-15], que tienen por entrada las siguientes relaciones:

$$\frac{D}{d} = 2.63 \quad (5.131)$$

$$\frac{r_{empalme}}{d} = 0.052 \quad (5.132)$$

Y entregan como valores de salida:

$$K_t = 2.3 \quad (5.133)$$

$$K_{ts} = 1.8 \quad (5.134)$$

Y de las tablas de sensibilidad a la muesca [9, p.290] se obtiene:

$$q = 0.78 \quad (5.135)$$

$$q_s = 0.8 \quad (5.136)$$

Los factores de Marín y el límite modificado de la resistencia a la fatiga son, según las fórmulas (5.63) a (5.70):

$$k_a = 0.817 \quad (5.137)$$

$$k_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} = 0.84 \quad (5.138)$$

$$k_c = k_d = k_f = 1 \quad (5.139)$$

$$k_e = 0.868 \quad (5.140)$$

$$S'_e = 314 \text{ [MPa]} \quad (5.141)$$

$$S_e = 186.9 \text{ [MPa]} \quad (5.142)$$

Luego, se tiene que los esfuerzos de Von Misses son:

$$\sigma'_a = 47.9 \text{ [MPa]} \quad (5.143)$$

$$\sigma'_m = 48.1 \text{ [MPa]} \quad (5.144)$$

Con esto se puede comprobar que los factores de seguridad a la fatiga y a la fluencia, enunciados en las fórmulas (5.103) y (5.104), cumplen la relación deseada con los siguientes valores:

$$n_f = 6.5 \quad (5.145)$$

$$n_y = 3 \quad (5.146)$$

La vida con respecto a la fatiga en esta zona, siguiendo los cálculos realizados en (5.71) a (5.74), corresponde a:

$$N = 4.33 \cdot 10^9 \text{ [ciclos]} \quad (5.147)$$

Donde los factores de la ecuación (5.55) son:

$$S_f = 51.9 \text{ [MPa]} \quad (5.148)$$

$$a = 1547.6 \quad (5.149)$$

$$b = -0.153 \quad (5.150)$$

### 5.5.2. Segunda zona crítica

La segunda parte crítica del eje es el cambio de sección en las cercanías del piñón diseñado para la reducción de velocidad del sistema de avance, que será comentado en la sección 5.12. Las cargas transmitidas tangencial y radialmente por el piñón se enuncian a continuación. Existen dos rodamientos soportando esta zona ubicados a 0.0325 [m] del centro del piñón.

$$W_t = 1515 [N] \quad (5.151)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan(20^\circ) = 551.6 [N] \quad (5.152)$$

Resolviendo en ambas direcciones las reacciones de fuerza y momento se tiene:

$$R_{A,t} = R_{B,t} = 757.7 [N] \quad (5.153)$$

$$R_{A,r} = R_{B,r} = 275.8 [N] \quad (5.154)$$

$$M_t(x = 0) = M_t(x = 0.065) = 0 [Nm] \quad (5.155)$$

$$M_t(x = 0.0325) = 24.6 [Nm] \quad (5.156)$$

$$M_r(x = 0) = M_r(x = 0.065) = 0 [Nm] \quad (5.157)$$

$$M_r(x = 0.0325) = 8.96 [Nm] \quad (5.158)$$

Lo que implica un momento máximo total en el punto central de:

$$M_{tot} = 26.2 [Nm] \quad (5.159)$$

El torque en el engranaje es calculado como sigue, considerando que el diámetro del piñón es de  $d_{piñón} = 0.06 [m]$ .

$$T = W_t \cdot \frac{d_{piñón}}{2} = 45.5 [Nm] \quad (5.160)$$

Las dimensiones del eje en esta zona son las siguientes, y los valores que vienen serán calculados en base a estos datos. Posteriormente se entregan los resultados siguiendo el método ya utilizado entre las ecuaciones (5.126) a (5.146).

$$D = 0.025 [m] \quad (5.161)$$

$$d = 0.02 [m] \quad (5.162)$$

$$r_{empalme} = 0.002 [m] \quad (5.163)$$

$$S_{ut} = 628 \text{ [MPa]} \quad (5.164)$$

Los concentradores de esfuerzo son:

$$K_f = 1.5 \quad (5.165)$$

$$K_{fS} = 1.31 \quad (5.166)$$

Los factores de Marín y el límite modificado de la resistencia a la fatiga son:

$$k_a = 0.817 \quad (5.167)$$

$$k_b = 0.9 \quad (5.168)$$

$$k_e = 0.868 \quad (5.169)$$

$$k_c = k_d = k_f = 1 \quad (5.170)$$

$$S'_e = 314 \text{ [MPa]} \quad (5.171)$$

$$S_e = 200.4 \text{ [MPa]} \quad (5.172)$$

Los momentos y torques medios y alternantes son:

$$M_a = 26.2 \text{ [Nm]} \quad (5.173)$$

$$M_m = T_a = 0 \text{ [Nm]} \quad (5.174)$$

$$T_m = 45.5 \text{ [Nm]} \quad (5.175)$$

Los esfuerzos de Von Misses, entonces, son:

$$\sigma'_a = 50 \text{ [MPa]} \quad (5.176)$$

$$\sigma'_m = 65.7 \text{ [MPa]} \quad (5.177)$$

Con lo que se obtienen los siguientes factores de seguridad para la fatiga y la fluencia:

$$n_f = 2.82 \quad (5.178)$$

$$n_y = 5.4 \quad (5.179)$$

La vida de resistencia a la fatiga corresponde a:

$$N = 7.57 \cdot 10^9 \text{ [ciclos]} \quad (5.180)$$

Donde los factores de la ecuación (5.55) son:

$$S_f = 55.8 [MPa] \quad (5.181)$$

$$a = 1443.4 \quad (5.182)$$

$$b = -0.143 \quad (5.183)$$

### 5.5.3 Cuña

En el cálculo de la potencia para el avance, detallado en la sección 5.11, se tiene una potencia de diseño y par de torsión de:

$$H = 23.5 [W] = 0.032 [HP] \quad (5.184)$$

$$T = \frac{9.55 \cdot H}{N} = 44.9 [Nm] \quad (5.185)$$

Por lo que la fuerza generada en la sección del piñón es igual a:

$$F = \frac{T}{d/2} = 3592 [N] \quad (5.186)$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión [9, cap. 7.7], y considerando el límite de fluencia de la cuña normalizada como  $\sigma_{y,cuña} = 353 [MPa]$  [16], la resistencia al cortante es:

$$S_y = 0.577 \cdot \sigma_{y,cuña} = 203 [MPa] \quad (5.187)$$

Considerando un ancho de la cuña de  $t = 0.006 [m]$  y un factor de seguridad inicial de 8, mediante el análisis de falla por cortante y resolviendo la ecuación (5.159) se tiene que la cuña necesita un largo de:

$$\frac{S_y}{F \cdot S.} = \frac{F}{t \cdot l_{cuña}} \quad (5.188)$$

$$l_{cuña} = 0.0178 [m] \quad (5.189)$$

La resistencia al aplastamiento implica que el largo de la cuña debe ser, resolviendo la ecuación (5.190):

$$\frac{\sigma_{y,cuña}}{F \cdot S.} = \frac{F}{\frac{t \cdot l_{cuña}}{2}} \quad (5.190)$$

$$l_{cuña} = 0.0203 [m] \quad (5.191)$$

Que se considera como el largo crítico, y reevaluado para valores comerciales se escoge un largo y un factor de seguridad de:

$$l_{cuña} = 0.02 [m] \quad (5.192)$$

$$F.S = 7.8 \quad (5.193)$$

Es posible escoger entonces, una cuña de normalizada DIN6885-8-7-20-A [19].

## 5.6. Rodamiento principal

El cálculo de los rodamientos se ha tomado como referencia en [9, cap. 11]. Las horas de operación deseadas para los rodamientos se calculan suponiendo que estarán en uso 8 horas al día durante los 365 días del año, por 10 años consecutivos. Esto se traduce a:

$$\mathcal{L}_D = 8 \left[ \frac{hs}{día} \right] \cdot 365 \left[ \frac{días}{año} \right] \cdot 10 [años] = 29200 [hs] \quad (5.193)$$

Entonces, la vida esperada medida en revoluciones es de:

$$L_D = 60 \cdot \mathcal{L}_D \cdot \omega = 8760000 [revs] \quad (5.194)$$

La carga radial deseada es:

$$F_D = 575.2 [N] \quad (5.195)$$

La carga nominal se puede expresar como:

$$C_{10} = F_R = F_D \cdot \left( \frac{L_D}{L_R} \right)^{\frac{1}{a}} = 1185.7 [N] \quad (5.196)$$

Donde el factor  $a = 3$  es el correspondiente para rodamientos de bolas, y se ha tomado  $L_R = 10^6 [revs]$ .

Considerando que el rodamiento está sometido a cargas combinadas, radial y de empuje, y estimando la carga axial igual al 50% de la carga radial, además de saber que en el rodamiento girará el anillo interior, se tienen los siguientes factores:

$$F_a = 0.5 \cdot F_D = 287.6 [N] \quad (5.169)$$

$$V = 1 \quad (5.170)$$

Para continuar los cálculos, se escoge del catálogo de SKF la unidad de rodamiento de bolas con soporte de pie codificada como SY 1.1/2 TF, con soporte SY 508 M y rodamiento YAR 208-108-2F [20], que cumple con la condición de diámetro del eje y se puede ver en la imagen 5.14. Las características principales de este rodamiento son su diámetro interior, diámetro exterior, ancho y clasificación de carga estática básica, y sus valores son, respectivamente:

$$d = 38.1 \text{ [mm]} \quad (5.197)$$

$$B = 49.02 \text{ [mm]} \quad (5.198)$$

$$C_0 = 19000 \text{ [N]} \quad (5.199)$$

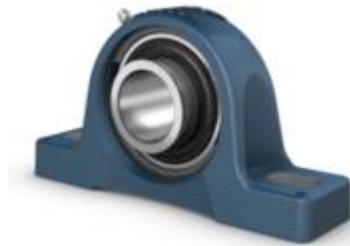


Imagen 5.14. Rodamiento SY 1.1/2 TF  
Fuente: SKF

Con estos datos se puede encontrar el factor carga:

$$\frac{F_a}{C_0} = 0.015 \quad (5.200)$$

De donde según la tabla de factores de carga radial equivalente para rodamientos de bolas [9, tabla 11-1], se obtiene un factor:

$$e = 0.19 \quad (5.201)$$

De donde se calcula que:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0.24 > e \quad (5.202)$$

Entonces, al cumplirse esa relación, se tiene que la carga de empuje se puede calcular como:

$$F_e = X_2 \cdot V \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = 1325.5 \text{ [N]} \quad (5.203)$$

Donde los factores faltantes se encuentran en [9, tabla 11-1] y tienen los siguientes valores:

$$X_2 = 0.56 \quad (5.204)$$

$$Y_2 = 2.3 \quad (5.205)$$

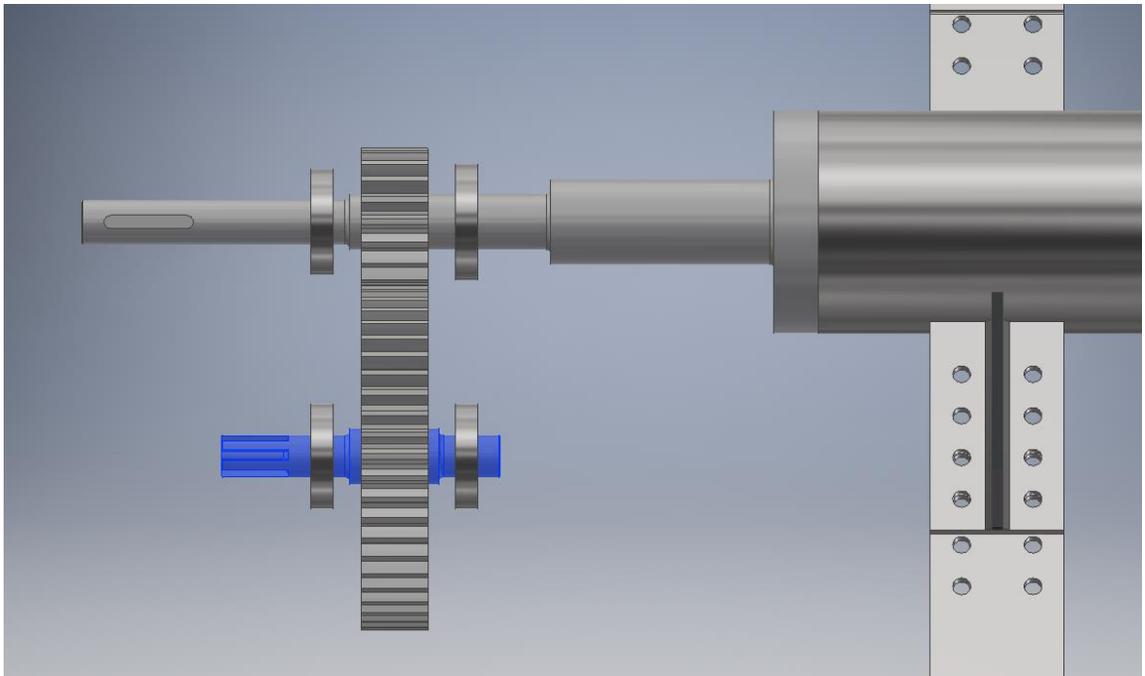
Luego, calculando para la carga de empuje:

$$C = F_e \cdot \left(\frac{L_D}{L_R}\right)^{\frac{1}{\alpha}} = 2732.4 \text{ [N]} \quad (5.206)$$

Valores por bajo de la carga estática básica de catálogo, que implica un factor de seguridad de 6.9. La tolerancia que requiere el eje es de h6.

## 5.7. Eje secundario

Repitiendo de manera similar el procedimiento para el eje que soporta la rueda del juego de engranajes, mostrado en la imagen 5.15, con los siguientes valores de entrada, se puede calcular el factor de seguridad de fatiga, fluencia, largo de la cuña y rodamientos adyacentes. Los rodamientos se presentan en la sección 5.8.



*Imagen 5.15. Eje secundario.  
Fuente: Elaboración propia.*

Los cálculos se realizan de manera similar que para la sección 5.5, y con las cargas aplicadas en los engranajes.

$$D = 0.025 \text{ [m]} \quad (5.207)$$

$$d = 0.02 \text{ [m]} \quad (5.208)$$

$$r_{empalme} = 0.002 [m] \quad (5.209)$$

$$M_a = 26.2 [Nm] \quad (5.210)$$

$$T_m = 113.6 [Nm] \quad (5.211)$$

$$M_m = T_a = 0 [Nm] \quad (5.212)$$

Los esfuerzos de Von Misses son:

$$\sigma'_a = 50 [MPa] \quad (5.213)$$

$$\sigma'_m = 164 [MPa] \quad (5.214)$$

Los factores de seguridad para la fatiga y la fluencia son:

$$n_f = 2 \quad (5.215)$$

$$n_y = 2.9 \quad (5.216)$$

### 5.7.1. Cuña

La cuña normalizada seleccionada es la DIN6885-8-7-20-A y aplica un factor de seguridad de F.S.= 3.15. Se aplicó el mismo criterio utilizado en la sección 5.5.3.

## 5.8. Rodamiento secundario

El rodamiento seleccionado es SKF W 63804 R-2Z [21], con las siguientes características:

$$d = 0.02 [m] \quad (5.217)$$

$$D = 0.032 [m] \quad (5.218)$$

$$B = 0.01 [m] \quad (5.219)$$

$$C_0 = 2080 [N] \quad (5.220)$$

La carga radial deseada con la que se realizaron los cálculos, de igual manera que en la sección 5.6, y el factor de seguridad obtenido para el apoyo son:

$$F_D = 275.8 [N] \quad (5.221)$$

$$F.S. = 1.8 \quad (5.222)$$

## 5.9. Motorreductor

Debido a los cálculos previos realizados en la sección 5.2, se tiene que se necesita un motor de  $1 [HP] = 0.75 [kW]$  con un bajo número de revoluciones por minuto debido a la reducción que necesita para voltear la materia orgánica.

El motorreductor seleccionado para el caso es de la marca Sew Eurodrive, codificado como S77 R7 DRN80M4, de  $1 [HP]$ , rotación nominal de  $N_{motor} = 1440 [rpm]$  y posición de montaje IM M1A [22]. La eficiencia y el factor de potencia corresponden a:

$$\varepsilon = 82.9\% \quad (5.223)$$

$$\cos(\varphi) = 0.74 \quad (5.224)$$

El índice de reducción viene dado por el cociente entre la velocidad de entrada del motor y la velocidad de salida requerida para el sistema. La reducción seleccionada es de:

$$i = \frac{N_{motor}}{\omega} = 289 \quad (5.225)$$

El par de salida y el factor de servicio son:

$$M_a = 1080 [Nm] \quad (5.226)$$

$$FB = 1.15 \quad (5.227)$$

## 5.10. Ruedas

Como el sistema requiere muy baja velocidad de avance, para evitar incrementar en demasía el índice de reducción, se buscan ruedas de igual tipo con un bajo diámetro y alta resistencia para el peso total del equipo.

Es por esto que se seleccionan ruedas para carro macizas ofrecidas por Mi Ferretería, de 7 pulgadas de diámetro y que soportan una carga de  $200 [kg]$  cada una.

$$d_{rueda} = 0.178 [m] \quad (5.228)$$

$$d_{eje} = 15 [mm] \quad (5.229)$$

La velocidad de avance del sistema debe traducirse a las revoluciones por minuto del eje de la rueda, lo que considerando su diámetro se tiene aproximado:

$$N_{rueda} = \frac{v}{\pi \cdot d_{rueda}} = 2 [rpm] \quad (5.230)$$

## 5.11. Transmisión de potencia

La potencia requerida para el desplazamiento es función de la velocidad tangencial de avance de la máquina y su peso.

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{rueda} \cdot N_{rueda}}{60} \cdot (1 - P) = 0.016 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (5.231)$$

$$W = 150 [kg] = 1470 [N] \quad (5.232)$$

Donde P corresponde al factor de patinamiento o resbalamiento que se opone al avance de la máquina, y en máquinas agrícolas se considera como un 15% [23]. Según esto se tiene una potencia requerida para el desplazamiento de:

$$H_d = W \cdot V_t = 23.5 [W] = 0.032 [HP] \quad (5.233)$$

La reducción desde el eje de salida del motorreductor a la rueda se realiza mediante un juego de engranajes, los cuales cambian el sentido de rotación, y para lograr transmitir la potencia y velocidad de giro desde el engranaje a la rueda se utiliza una cadena. La imagen 5.16 muestra un esquema de la transmisión. En la imagen se omiten algunos apoyos y la estructura. Entre los ejes secundarios se diseña un acople para separar movimiento de rotación del cilindro y movimiento de avance lineal.

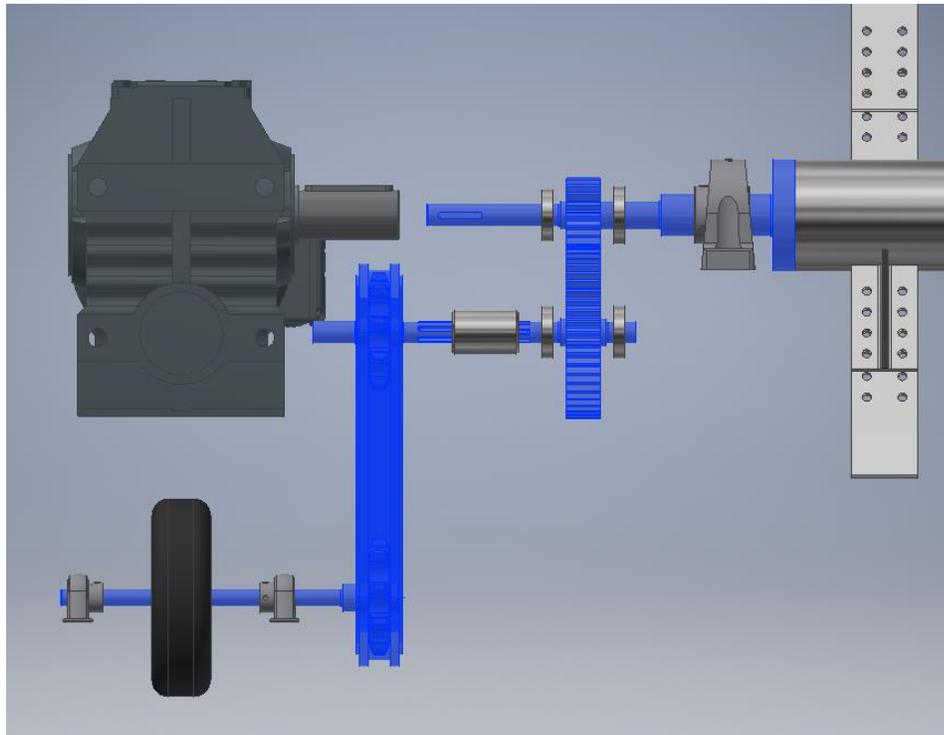


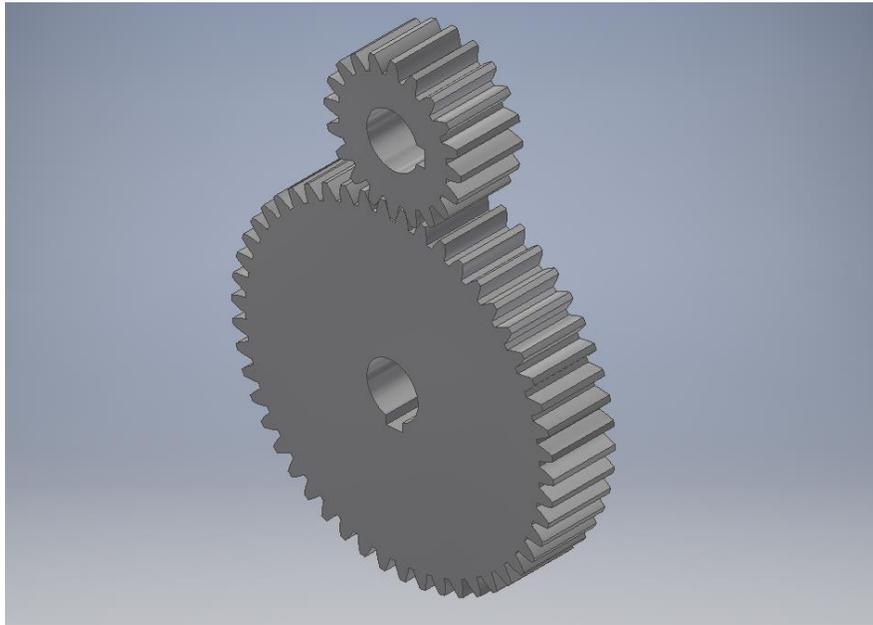
Imagen 5.16. Transmisión de potencia  
Fuente: Elaboración propia.

Según la velocidad de rotación de salida del eje del reductor y la velocidad de rotación requerida para el eje de la rueda, el índice de reducción que se necesita se puede obtener del cociente entre ellos:

$$i = \frac{\omega}{N_{rueda}} = 2.5 \quad (5.234)$$

## 5.12. Transmisión por engranajes

Para lograr esta transmisión, se dimensiona un par de engranajes rectos según los valores por defecto del software Inventor 2018 ® con las siguientes características, donde se usarán las unidades tradicionales de Estados Unidos y la norma ANSI/AGMA 2001-D04 presentada en [9, cap. 14]. La imagen 5.17 muestra los engranajes diseñados sobre los cuales corresponden los siguientes cálculos.



*Imagen 5.17. Engranajes con relación 2.5 : 1.  
Fuente: Elaboración propia.*

El módulo, el número de dientes del piñón (subíndice “1”) y la rueda (subíndice “2”), y el ángulo de presión son:

$$m = 3 [mm] \quad (5.235)$$

$$z_1 = 20 \quad (5.236)$$

$$z_2 = 50 \quad (5.237)$$

$$\phi_t = 20^\circ \quad (5.238)$$

Lo que implica un diámetro primitivo para cada engranaje de:

$$d_{p1} = m \cdot z_1 = 60 [mm] = 2.36 [in] \quad (5.239)$$

$$d_{p2} = m \cdot z_2 = 120 [mm] = 5.9 [in] \quad (5.240)$$

Y una distancia entre centros de:

$$d_c = 90 [mm] \quad (5.241)$$

El paso diametral y la velocidad de paso corresponden a:

$$P_d = \frac{z_1}{d_{p1}} = 8.47 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \right] \quad (5.242)$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot \omega}{12} = 3.1 \left[ \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right] \quad (5.243)$$

Las ecuaciones del esfuerzo tratan con la flexión y desgaste o picadura de los engranajes. En primer lugar, se presentan los cálculos de resistencia por flexión del piñón. Aquí se siguen utilizando las unidades comunes de Estados Unidos.

### 5.12.1. Piñón

El esfuerzo de flexión generado en el piñón es de:

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J} = 10756 [psi] = 74.2 [MPa] \quad (5.244)$$

Donde la carga transmitida es:

$$W_t = 33000 \cdot \frac{H}{V} = 340.6 [lbf] \quad (5.245)$$

El factor de sobrecarga, considerando una fuente de potencia uniforme e impacto moderado, es:

$$K_o = 1.25 \quad (5.246)$$

El factor dinámico, considerando un número de control de calidad de  $Q_v = 9$ , es:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = 1.01 \left[ \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right] \quad (5.247)$$

Donde los factores A y B, que dependen del número de control de calidad, son:

$$B = 0.25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} = 0.52 \quad (5.248)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 76.88 \quad (5.249)$$

El factor de tamaño es igual a la unidad, por lo que:

$$K_s = 1 \quad (5.250)$$

El ancho de cara es igual a:

$$F = 30 [mm] = 1.18 [in] \quad (5.251)$$

El factor de distribución de la carga corresponde a:

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1.15 \quad (5.252)$$

Donde para dientes sin coronar:

$$C_{mc} = 1 \quad (5.253)$$

Además,

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d_p} - 0.0375 + 0.0125 \cdot F = 0.027 \quad (5.254)$$

$$C_{pm} = 1.1 \quad (5.255)$$

$$C_{ma} = A + B \cdot F + C \cdot F^2 = 0.15 \quad (5.256)$$

Donde se han utilizado los valores A, B y C según la norma para unidades comerciales cerradas, como:

$$A = 0.127 \quad (5.257)$$

$$B = 0.0158 \quad (5.258)$$

$$C = -0.930 \cdot 10^{-4} \quad (5.259)$$

Y se considera que los engranajes serán ajustados durante el ensamble, por lo que:

$$C_e = 0.8 \quad (5.260)$$

El factor del espesor del aro ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado, y depende del espesor del aro debajo del diente  $t_R$  y la profundidad total del diente  $h_t$ . Tomando un diámetro para el eje de 25.4 [mm], se tiene que:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{27.5 [mm]}{13.5 [mm]} = 2 > 1.2 \quad (5.261)$$

Lo que implica que:

$$K_B = 1 \quad (5.262)$$

Y el factor geométrico J de resistencia a la flexión, según la figura [9, fig. 14-6]. es:

$$J = 0.32 \quad (5.263)$$

El esfuerzo permisible del piñón viene dado por la siguiente relación de factores, y considerando un factor de seguridad  $S'_F = 1.2$ , corresponde a:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S'_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R} = 43417 [psi] = 299.3 [MPa] \quad (5.264)$$

Donde para un acero completamente endurecido, grado 2 y con dureza Brinell de  $H_B = 350$ , se tiene que:

$$S_t = 102 \cdot H_B + 16400 = 52100 [psi] \quad (5.265)$$

Para  $10^7$  ciclos de carga, se tiene que el factor:

$$Y_N = 1 \quad (5.266)$$

El factor de temperatura y el factor de confiabilidad al 99% corresponden a:

$$K_T = K_R = 1 \quad (5.267)$$

Lo que implica un factor de seguridad para la flexión de:

$$S_F = \frac{S_t \cdot Y_N / (K_T \cdot K_R)}{\sigma} = 4.8 \quad (5.268)$$

Ahora, se procede a calcular el desgaste del piñón. El esfuerzo por contacto corresponde a:

$$\sigma_c = C_p \cdot \left( W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot F} \cdot \frac{C_f}{I} \right)^{\frac{1}{2}} = 90379 [psi] = 623 [MPa] \quad (5.269)$$

Donde el coeficiente elástico para un engranaje de acero es de:

$$C_p = 2300 \sqrt{psi} \quad (5.270)$$

El valor del factor de la condición superficial es:

$$C_f = 1 \quad (5.271)$$

Y para el factor geométrico de resistencia superficial se tiene que:

$$I = \frac{\cos(\phi_t) \cdot \sin(\phi_t)}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} = 0.115 \quad (5.272)$$

Donde la relación de dientes y el factor de engranajes rectos son:

$$m_G = \frac{Z_2}{Z_1} = 2.5 \quad (5.273)$$

$$m_N = 1 \quad (5.274)$$

Por otro lado, la ecuación del límite de durabilidad nos indica que, para un factor de seguridad de  $S'_H = 1.2$ :

$$\sigma_{sc,perm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{S'_H \cdot K_T \cdot K_R} = 130375 [psi] = 899 [MPa] \quad (5.275)$$

Donde para engranes grado 2 de acero completamente endurecidos, con dureza  $H_B = 350$ , el número de esfuerzo de contacto permisible es:

$$S_C = 349 \cdot H_B + 34300 = 156450 [psi] \quad (5.276)$$

El valor de  $Z_N$  para  $10^7$  ciclos, y el factor de relación de la dureza son, respectivamente:

$$Z_N = 1 \quad (5.277)$$

$$C_H = 1 \quad (5.278)$$

Lo que implica un factor de seguridad de:

$$S_H = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H / (K_T \cdot K_R)}{\sigma_c} = 1.73 \quad (2.279)$$

### 5.12.2 Rueda

De manera similar al cálculo del piñón, se tiene que, para la rueda o engranaje impulsado, en el caso de esfuerzo por flexión:

$$\sigma = 9101.5[\text{psi}] = 62.8 [\text{MPa}] \quad (2.280)$$

$$\sigma_{perm} = 43417[\text{lbf}] = 299.3 [\text{MPa}] \quad (2.281)$$

$$S_F = 5.7 \quad (2.282)$$

Y para el caso de esfuerzo por contacto o picadura:

$$\sigma_{sc} = 57411[\text{lbf}] = 396[\text{MPa}] \quad (2.283)$$

$$\sigma_{sc,perm} = 130075[\text{lbf}] = 899[\text{MPa}] \quad (2.284)$$

$$S_H = 2.26 \quad (2.285)$$

### 5.13. Cadena

Para transmitir potencia en una larga distancia se selecciona una cadena estándar de rodillos americanas, según la norma ANSI B29.1-1975, número 100, con lubricación tipo A y las siguientes características de paso y resistencia mínima a la tensión [9, cap. 15.5]:

$$p = 1.25 [\text{in}] \quad (5.286)$$

$$S = 19500 [\text{lbf}] \quad (5.287)$$

Las velocidades de rotación de la catarina impulsora e impulsada junto con la relación de velocidades, son las siguientes:

$$n_1 = n_2 = 2 [\text{rpm}] \quad (5.288)$$

$$i = 1 \quad (5.289)$$

Esto debido a que la reducción necesitada ya se realizó en los engranajes, y solo falta transmitir a un eje con mayor distancia entre centros. Los números de dientes son:

$$N_1 = N_2 = 9 [\text{dientes}] \quad (5.290)$$

Los diámetros se pueden encontrar con la siguiente relación:

$$D_1 = D_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_1}\right)} = 3.4 \text{ [in]} \quad (5.291)$$

La velocidad de la cadena es:

$$V = \frac{N \cdot p \cdot n}{12} = 1.88 \left[ \frac{ft}{min} \right] \quad (5.292)$$

La distancia entre centros requerida es de 238 [mm], lo que implica un número de eslabones y un largo de cadena de:

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} = 24 \text{ [eslabones]} \quad (5.293)$$

$$L = 761.8 \text{ [mm]} \quad (5.294)$$

La potencia tabulada viene de la siguiente selección y corresponde a:

$$H_{tab} = \min\{H_1, H_2\} = 0.15 \text{ [HP]} \quad (5.295)$$

Donde los valores mencionados vienen de:

$$H_1 = 0.004 \cdot N_1^{1.08} \cdot n_1^{0.9} \cdot p^{3-0.07 \cdot p} = 0.15 \text{ [HP]} \quad (5.296)$$

$$H_2 = \frac{1000 \cdot K_r \cdot N_1^{1.5} \cdot p^{0.8}}{n_1^{1.5}} = 193997 \text{ [HP]} \quad (5.297)$$

Y el valor  $K_r = 17$  para cadenas número 100.

La potencia permisible se puede encontrar con la siguiente relación, donde el factor  $K_2$  para determinar el número de hileras queda como incógnita para el factor de seguridad deseado.

$$H_a = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} = 0.075 \cdot K_2 \quad (5.298)$$

Donde el factor de corrección de dientes  $K_1$  es igual a:

$$K_1 = \left(\frac{N_1}{17}\right)^{1.08} = 0.5 \quad (5.299)$$

Para la potencia de diseño o la potencia a transmitir, se deben considerar el factor de impacto y un factor de diseño, equivalentes respectivamente a:

$$K_s = 1.3 \quad (5.300)$$

$$n_d = 1.2 \quad (5.301)$$

Y se tiene una potencia a transmitir de:

$$H_d = H_n \cdot K_s \cdot n_d = 0.05 [HP] \quad (5.302)$$

Considerando un factor de seguridad de  $F.S.' = 1.5$  y evaluando en la ecuación siguiente:

$$F.S. = \frac{H_a}{H_d} \quad (5.303)$$

Se puede determinar el factor de hileras múltiples, que es:

$$K'_2 = 1 \quad (5.304)$$

Y que coincide con el factor recomendado para 1 hilera.

## 5.14 Soldadura

La soldadura se calcula para la unión entre los soportes de las paletas y el cilindro. Las especificaciones de fuerza permisible para los electrodos E6011, para un tamaño de cateto de soldadura igual a  $h = \frac{1}{8}$  [pulg], de fácil adquisición en el mercado, según [9, tabla 9-6], equivalen a:

$$F_{perm} = 1.59 \left[ \frac{kip}{pulg} \right] = 225914 \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (5.305)$$

Lo que, considerando la fuerza máxima encontrada en los cálculos anteriores, en la ecuación (5.34), y considerando el ancho de la paleta, la cual va con soldadura por ambos lados se debe cumplir que:

$$F > F_{max} = F_{unitaria} \quad (5.306)$$

Donde:

$$F = F_{perm} \cdot a \cdot 2 = 27109 [N] \quad (5.307)$$

Por lo que se cumple:

$$F = 27109 [N] > F_{max} = 85.74 [N] \quad (5.308)$$

Al tener que el límite de fluencia del material es de 250 [MPa], y según la tabla [9, tabla 9-4], se considera que el esfuerzo cortante permisible es de:

$$\tau_{perm} = 0.4 \cdot \sigma_{y,ASTM A36} = 100 [MPa] \quad (5.309)$$

Y el esfuerzo cortante que se genera en el metal base es de:

$$\tau = \frac{F_{max}}{2 \cdot h \cdot a} = 238167 [Pa] = 0.24 [MPa] \quad (5.310)$$

Para el esfuerzo de tensión se tiene un esfuerzo de tensión permisible de:

$$\sigma_{perm} = 0.6 \cdot \sigma_{y,1045} = 150 [MPa] \quad (5.311)$$

Y el esfuerzo que se genera en la unión corresponde a:

$$\sigma = \frac{F_{max}}{e \cdot l} = 285800 [Pa] = 0.29 [MPa] \quad (5.312)$$

De donde se puede concluir que la soldadura sería satisfactoria al cumplirse que:

$$\tau_{perm} > \tau \quad (5.313)$$

$$\sigma_{perm} > \sigma \quad (5.314)$$

## 5.15. Pernos

Al conocer la geometría de las paletas y los soportes de paleta, se tiene que una distancia aproximada desde el extremo libre al centroide de los  $n = 4$  pernos M8 4.8 es de  $l = 0.13 [m]$ . Considerando:

$$V = F_{unitaria} = 85.74 [N] \quad (5.315)$$

Se tiene que el momento generado es:

$$M = V \cdot l = 11.15 [Nm] \quad (5.316)$$

La distancia desde el centroide de los pernos hasta el centro de cada perno es de:

$$r_{cent-perno} = r = \sqrt{0.016^2 + 0.01^2} = 0.019 [m] \quad (5.317)$$

Las cargas cortante primaria y secundaria por perno son de:

$$F' = \frac{V}{n} = 21.44 [N] \quad (5.318)$$

$$F'' = \frac{M \cdot r}{4 \cdot r^2} = 146.7 [N] \quad (5.319)$$

Considerando que la carga máxima que se puede obtener es de:

$$F = F' + F'' = 168.14 [N] \quad (5.320)$$

El esfuerzo cortante será de:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = 3.35 [MPa] \quad (5.321)$$

Donde  $A_s$  corresponde al área de un círculo de diámetro igual al del perno. El esfuerzo en el elemento de aplastamiento es de:

$$\sigma = -\frac{F}{A_b} = -\frac{F}{b \cdot d} = -4.2 [MPa] \quad (5.322)$$

Con esto, se tiene que el esfuerzo de Von Misses es:

$$\sigma' = 8 [MPa] \quad (5.323)$$

La resistencia de prueba mínima del perno M8 4.8, según [9, tabla 8-11], es de 310 [MPa], lo que implica un factor de seguridad de:

$$F.S. = 38 \quad (5.324)$$

Luego, se cumple que la carga máxima aplicada es menor que la permisible por el perno.

## 5.16 Estructura

Para comprobar la factibilidad de la estructura diseñada en base a perfiles de acero de sección cuadrada y rectangular, se realiza un análisis de tensión en el software Inventor con las cargas correspondientes a las que estará siendo sometida en su situación estática y operativa. La carga aplicada en la estructura central es la correspondiente a la que reciben los rodamientos principales del cilindro y la reacción de las paletas con la materia orgánica, y en la estructura lateral se le aplica la carga correspondiente al motor (ambas en amarillo), además de incluir la fuerza de gravedad (rojo). La estructura va cubierta con pintura negra antioxidante, del código RAL 9004 o RAL 9005 [24].

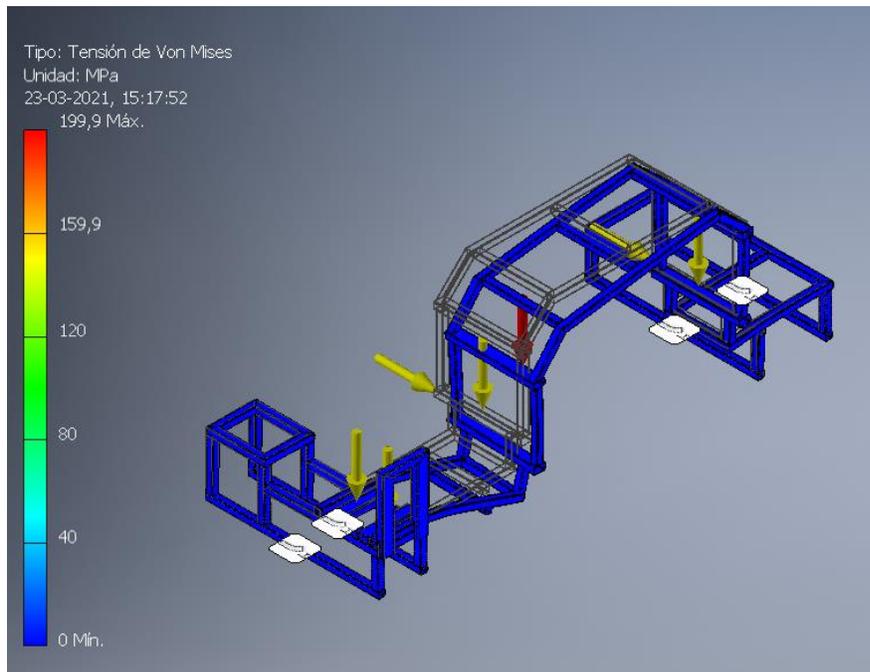


Imagen 5.18. Tensión de Von Misses de la estructura. Elaboración propia

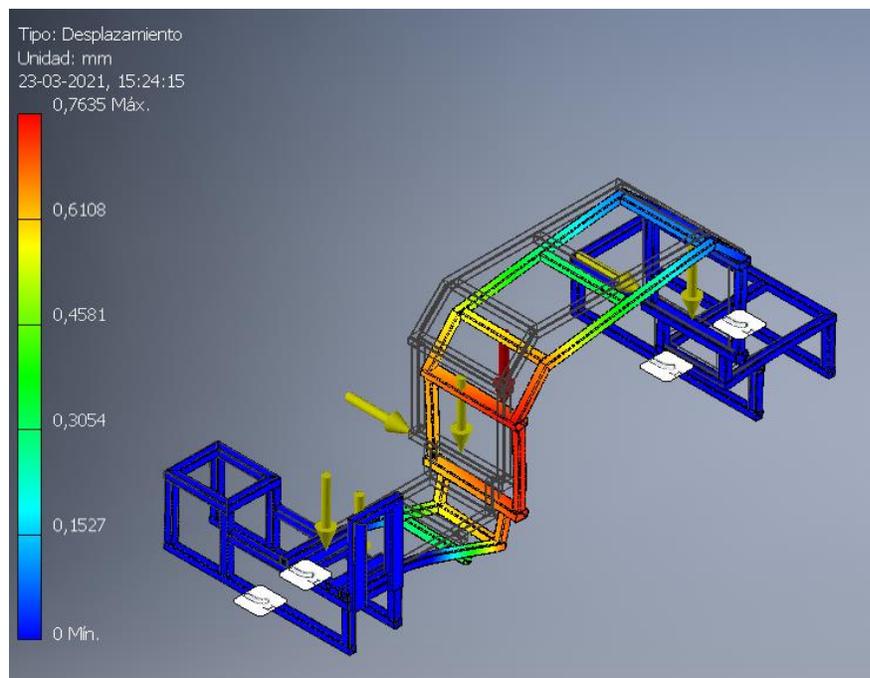


Imagen 5.19. Desplazamiento de la estructura. Elaboración propia.

La imagen 5.18 indica que el mayor esfuerzo de Von Misses es de 200 [MPa]. Según la imagen 5.19 la mayor deformación es de 0.76 [mm] en la unión de la estructura lateral que soporta al motor y la estructura central.

# Capítulo 6

## Cubicaciones

### 6.1. Cubicación de piezas y componentes

A continuación, se presenta la lista de piezas y componentes que son necesarios para la fabricación de la máquina volteadora de materia orgánica, junto con el material base, cantidad y peso de cada una de ellas. En las últimas columnas se hace referencia al código del plano donde se especifica cada pieza, como también una opción para su manufactura principal.

Ítem	Nombre	Material	Cant.	Peso unitario [kg]	Peso total [kg]	Plano	Opción Manufactura
1	Cilindro	ST 52	1	14.03	14.03	V-D-01	Torno
2	Eje Principal Lado A	SAE 1045	1	2.76	2.76	V-D-01	Torno Fresa
3	Eje Principal Lado B	SAE 1045	1	2.54	2.54	V-D-01	Torno Fresa
4	Paleta	ASTM A36	14	0.34	4.76	V-D-02	Corte láser
5	Aleta Soporte	ASTM A36	14	0.04	0.56	V-D-02	Corte láser
6	Placa Soporte	ASTM A36	14	0.22	3.08	V-D-02	Corte láser
7	Base Caja Engranajes	ASTM A36	2	1.37	2.74	V-D-03	Corte láser o tradicional
8	Pared Caja Engranajes	ASTM A36	2	1.3	2.6	V-D-03	Plegado
9	Aleta Caja Engranajes	ASTM A36	2	0.84	1.68	V-D-03	Corte láser o tradicional
10	Tapa Caja Engranajes	ASTM A36	2	2.2	4.4	V-D-03	Corte láser o tradicional
11	Engranaje Piñón	Acero Endurecido	2	0.54	1.08	V-D-04	Fresa madre
12	Engranaje Rueda	Acero Endurecido	2	4	8	V-D-04	Fresa madre
13	Eje Estriado Engranaje	SAE 1045	2	0.32	0.64	V-D-05	Torno Fresa
14	Eje Estriado Catarina	SAE 1045	2	0.39	0.78	V-D-05	Torno Fresa
15	Acople Estriado	SAE 1045	2	0.5	1	V-D-06	Torno Fresa
16	Golilla 32 mm	SAE 1045	8	0.07	0.56	V-D-06	Torno

17	Golilla 37 mm	SAE 1045	2	0.08	0.16	V-D-06	Torno
18	Ajuste Pieza A	ASTM A36	4	0.01	0.04	V-D-07	Corte láser o tradicional
19	Ajuste Pieza B	ASTM A36	4	0.13	0.52	V-D-07	Corte láser o tradicional
20	Ajuste Pieza C	ASTM A36	2	0.14	0.28	V-D-07	Corte láser o tradicional
21	Eje Delantero Lado A	SAE 1045	1	0.54	0.54	V-D-08	Torno Fresa
22	Eje Delantero Lado B	SAE 1045	1	0.59	0.59	V-D-08	Torno Fresa
23	Eje Trasero Lado A	SAE 1045	1	0.3	0.3	V-D-08	Torno
24	Eje Trasero Lado B	SAE 1045	1	0.45	0.45	V-D-08	Torno
25	Catarina	Fabricante	4	0.74	2.96	V-D-07	Torno
26	Cadena	-	2	0.5	1	V-D-07	-
27	Perfil ISO 50x30x2 - 01	Acero Suave	2	-	-	V-D-09	Sierra huincha
28	Perfil ISO 30x30x2 - 01	Acero Suave	4	-	-	V-D-09	Sierra huincha
29	Perfil ISO 50x30x2 - 02	Acero Suave	2	-	-	V-D-09	Sierra huincha
30	Perfil ISO 30x30x2 - 02	Acero Suave	4	-	-	V-D-10	Sierra huincha
31	Perfil ISO 30x30x2 - 03	Acero Suave	3	-	-	V-D-10	Sierra huincha
32	Perfil ISO 30x30x2 - 04	Acero Suave	2	-	-	V-D-10	Sierra huincha
33	Perfil ISO 30x30x2 - 05	Acero Suave	2	-	-	V-D-11	Sierra huincha
34	Perfil ISO 30x30x2 - 06	Acero Suave	4	-	-	V-D-11	Sierra huincha
35	Perfil ISO 30x30x2 - 07	Acero Suave	2	-	-	V-D-11	Sierra huincha
36	Perfil ISO 30x30x2 - 08	Acero Suave	2	-	-	V-D-11	Sierra huincha
37	Perfil ISO 30x30x2 - 09	Acero Suave	1	-	-	V-D-12	Sierra huincha
38	Perfil ISO 30x30x2 - 10	Acero Suave	2	-	-	V-D-12	Sierra huincha
39	Perfil ISO 30x30x2 - 11	Acero Suave	2	-	-	V-D-12	Sierra huincha
40	Perfil ISO 50x30x2 - 03	Acero Suave	2	-	-	V-D-12	Sierra huincha
41	Perfil ISO 30x30x2 - 12	Acero Suave	2	-	-	V-D-13	Sierra huincha
42	Perfil ISO 30x30x2 - 13	Acero Suave	1	-	-	V-D-13	Sierra huincha

43	Perfil ISO 30x30x2 - 14	Acero Suave	2	-	-	V-D-13	Sierra huincha
44	Perfil ISO 30x30x2 - 15	Acero Suave	2	-	-	V-D-13	Sierra huincha
45	Perfil ISO 50x30x2 - 04	Acero Suave	1	-	-	V-D-14	Sierra huincha
46	Perfil ISO 50x30x2 - 05	Acero Suave	1	-	-	V-D-14	Sierra huincha
47	Perfil ISO 30x30x2 - 16	Acero Suave	1	-	-	V-D-14	Sierra huincha
48	Perfil ISO 30x30x2 - 17	Acero Suave	3	-	-	V-D-15	Sierra huincha
49	Perfil ISO 30x30x2 - 18	Acero Suave	1	-	-	V-D-15	Sierra huincha
50	Perfil ISO 30x30x2 - 19	Acero Suave	1	-	-	V-D-15	Sierra huincha
51	Perfil ISO 30x30x2 - 20	Acero Suave	1	-	-	V-D-16	Sierra huincha
52	Perfil ISO 30x30x2 - 21	Acero Suave	1	-	-	V-D-16	Sierra huincha
53	Perfil ISO 30x30x2 - 22	Acero Suave	1	-	-	V-D-16	Sierra huincha
54	Perfil ISO 30x30x2 - 23	Acero Suave	1	-	-	V-D-17	Sierra huincha
55	Perfil ISO 30x30x2 - 24	Acero Suave	1	-	-	V-D-17	Sierra huincha
56	Perfil ISO 30x30x2 - 25	Acero Suave	2	-	-	V-D-17	Sierra huincha
57	Patín	ASTM A36	4	-	-	V-D-18	Plegado
58	Tapa 50x30x2	ASTM A36	12	-	-	V-D-18	Corte láser o tradicional
59	Tapa 30x30x2	ASTM A36	12	-	-	V-D-18	Corte láser o tradicional
-	Estructura	-	1	37.16	37.16	-	Soldadura
60	Rod. SKF SY 1.1/2 TF	-	2	1.85	3.7	-	-
61	Rod. SKF P 15 FM	-	8	0.18	1.44	-	-
62	Rod. SKF W 63804 R-2Z	-	8	0.3	2.4	-	-
63	Rod. SKF W 63805 R-2Z	-	2	0.3	0.6	-	-
64	Ruedas	Caucho	4	1	4	-	-
65	Motorreductor	-	1	69	69	-	-
66	Acople Mordaza	Fabricante	1	0.5	0.5	-	-

Tabla 6.1. Cubicación de piezas y componentes.

Fuente: Elaboración propia.

## 6.2. Cubicación y costo de materiales

En la tabla 6.2 mostrada a continuación, se presenta la lista de materiales, dimensiones y cantidades de los materiales y componentes que se necesitan para la manufactura de las piezas. Además, se indican los proveedores que fueron consultados en el transcurso de la memoria, junto con un valor de costo aproximado. Los proveedores y costos pueden variar al momento de cotizar.

El costo total aproximado de materiales e insumos tiene un valor de \$2.300.000 [CLP].

En la tabla 6.3, se presenta la lista de pernos, tuercas y golillas que son necesarias para sujetar las componentes que requiere el sistema.

Ítem	Detalle	Dimensiones [mm]	Cant.	Proveedor	Precio referencia [CLP]
1	Planchas Acero Laminadas ASTM A36	1000x3000x5	1	Küpfer, Chile	\$155.000
2	Barra Perforada ST 52	100x7,5x1000	1	Aceros Bravo, Chile	\$30.000
3	Barra SAE 1045	100x1000	1	Castillo e Hijos, Chile	\$85.000
4	Barra SAE 1045	25.4x2000	1	Castillo e Hijos, Chile	\$15.000
5	Rodamiento SY 1.1/2 TF	38.1	2	SKF, Chile	\$100.000
6	Rodamiento P 15 FM	15	8	SKF, Chile	\$160.000
7	Rodamiento W 63804 R-2Z	20	8	SKF, Chile	\$80.000
8	Rodamiento W 63805 R-2Z	25	2	SKF, Chile	\$20.000
9	Motorreductor	725x295x300	1	Sew Eurodrive, Chile	\$1.305.000
10	Rueda para carro maciza 7"	178	4	Mi Ferrería, Chile	\$60.000
11	Perfil Cuadrado	30x30x2x6000	3	Imperial, Chile	\$48.000
12	Perfil Rectangular	50x30x2x6000	1	Imperial, Chile	\$25.000
13	Catarina 9 dientes	3.4"	4	Ducasse, Chile	-
14	Cadena N°100 p1.25"	24 eslabones	2	Ducasse, Chile	\$100.000
15	Acople Mordaza	20 y 45 mm	1	Ducasse, Chile	\$50.000
				<b>Total aprox.</b>	<b>\$2.300.000</b>

Tabla 6.2. Cubicación de materiales.

Fuente: Elaboración propia.

Ítem	Detalle	Norma	Cant.
67	Perno Parker Cabeza Cilíndrica M6-1.0 x 25	DIN 912	20
68	Tuerca Hexagonal M6-1.0	DIN 934	20
69	Golilla Presión M6	DIN 127 B	20
70	Perno Hexagonal M8-1.25 x 25	DIN 933	56
71	Perno Hexagonal M8-1.25 x 50	DIN 933	4
72	Tuerca Hexagonal M8-1.25	DIN 934	60
73	Perno Hexagonal 3/8-16 x 2"	ASME B18.2.1	16
74	Tuerca Hexagonal 3/8-16	ASME B18.2.2	16
75	Golilla Plana 3/8"	ANSI B18.22.1	76
76	Perno Hexagonal M10-1.50 x 65	DIN 933	4
77	Tuerca Hexagonal M10-1.50	DIN 934	4
78	Golilla Plana 7/16"	ANSI B18.22.1	4
79	Perno Hexagonal M14-2.00 x 80	DIN 933	4
80	Tuerca Hexagonal M14-2.00	DIN 934	4
81	Golilla Plana 9/16"	ANSI B18.22.1	4
82	Perno Hexagonal M16-2.00 x 80	DIN 933	4
83	Tuerca Hexagonal M16-2.00	DIN 934	4
84	Golilla Plana 3/4"	ANSI B18.22.1	4

Tabla 6.3. Cubicación de Sujetadores.

Fuente: Elaboración Propia.

### 6.3. Estimación de costos de manufactura

Para estimar los costos por manufactura, se hace un balance general de las horas de trabajo que requieren las operaciones a realizar en los distintos y principales procesos: corte con sierra huincha, corte láser, torneado, fresado, taladrado, soldadura. Se considera el valor de 1 hora de trabajo como \$10.000 [CLP], que incluye mano de obra y gastos generales, pero puede variar dependiendo el lugar. Los tiempos calculados incluyen un agregado por manejos de la pieza y cambios de herramientas. Esta estimación no incluye tratamientos finales para cada pieza.

El tiempo de maquinado total en el torno se calcula de la siguiente manera:

$$T_{m,torno} = k \cdot \frac{\pi \cdot D_o \cdot L}{f \cdot V_c} = 8.5 [hrs] \quad (6.1)$$

Donde en cada operación se considera la velocidad de desbaste, velocidad de avance, profundidad de corte y número de pasadas como:

$$V_c = 27 \left[ \frac{mm}{min} \right] \quad (6.2)$$

$$f = 0.3 \rightarrow 0.4 \left[ \frac{mm}{rev} \right] \quad (6.3)$$

$$d = 1.5 \rightarrow 2 [mm] \quad (6.4)$$

$$k = \frac{\left(\frac{D_o - D_f}{2}\right)}{d} \quad (6.5)$$

Y los factores  $D_o$  y  $D_f$  corresponden al diámetro inicial y final de cada operación de torneado.

El proceso de taladrado se calcula como:

$$T_{m,taladro} = \frac{t + A}{N \cdot f} = 4 \text{ [hrs]} \quad (6.6)$$

Donde el factor  $t$  corresponde al espesor de trabajo, y los factores  $A$ , velocidad de rotación y velocidad de avance se consideran como:

$$A = d_{broca} \cdot \tan(\phi = 20^\circ) \quad (6.7)$$

$$N = 500 \rightarrow 700 \text{ [rpm]} \quad (6.8)$$

$$f = 0.2 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{rev}} \right] \quad (6.9)$$

El número aproximado de cortes que se requiere realizar con la sierra huincha, para los distintos materiales son  $N_s = 83 \text{ [cortes]}$ . Considerando un tiempo de  $t_u = 4 \text{ [min]}$  por operación, que incluye manejo de la pieza y complejidad de corte, se tiene un tiempo total de:

$$T_{corte} = N_s \cdot t_u = 5.5 \text{ [hrs]} \quad (6.10)$$

El tiempo de uso de la fresadora para realizar los chaveteros y piezas estriadas, además de los engranajes con fresa madre, se estima a:

$$T_{fresa} = 9 \text{ [horas]} \quad (6.11)$$

El costo por soldadura, que incluye la estructura y otros ensambles de la máquina, se calcula como sigue:

$$C_s = \frac{pmd \cdot \text{valor kg electrodo}}{\eta_{deposición}} + \frac{pmd \cdot \text{valor M.O. y G.G.}}{V_d \cdot F.O.} = \$95.000 \text{ [CLP]} \quad (6.12)$$

Donde  $pmd$  corresponde al peso del material depositado en los cordones y filetes en  $[kg]$ ; la eficiencia de deposición en soldadura al arco manual es de  $\eta_{deposición} = 60 \%$ , consistente en la soldadura que realmente es útil en el proceso; el factor de operación corresponde a  $F.O. = 10 \%$ , y consiste en el tiempo en que se encuentra en operación el electrodo; y la velocidad de deposición se considera como  $V_d = 2 \left[ \frac{kg}{hr} \right]$ .

El costo del kilogramo de electrodos E6011 es de  $\$3.000 \text{ [CLP]}$ , y el costo por mano de obra y gastos generales por hora, al igual que en las operaciones anteriores, corresponde a  $\$10.000 \text{ [CLP]}$ .

En la tabla 6.4 se resumen las horas de trabajo y costos de manufactura por cada operación y total.

Operación	Horas de trabajo [hrs]	Costo referencia [CLP]
Corte	5.5	\$ 55.000
Torno	8.5	\$ 85.000
Fresa	10.5	\$ 105.000
Taladro	4	\$ 40.000
Soldadura	10	\$ 100.000
Corte láser	-	\$ 150.000
Montaje	3	\$ 30.000
<b>TOTAL</b>	<b>41.5</b>	<b>\$ 565.000</b>

*Tabla 6.4. Horas de trabajo y costo de manufactura.*

*Fuente: Elaboración propia.*

Según los valores de costos de materiales y manufactura, indicados en la tabla 6.2 y 6.4 respectivamente, se toma una primera estimación total de fabricación de la máquina de \$2.865.000 [CLP].

# Conclusión

Los criterios de diseño son determinados luego de haber identificado el problema inicial. Las limitantes principales son de acuerdo con el lugar físico de trabajo y con las características de la materia orgánica en descomposición que está siendo gestionada. Las dimensiones de las vermicomposteras son un factor fundamental para poder dimensionar el equipo, y las máquinas de manufactura en las maestranzas tradicionales son tomadas en cuenta para saber la complejidad de fabricación que puede tener cada pieza.

El sistema diseñado en el software CAD Inventor 2018 ® es basado en máquinas a gran escala para el volteo de compost, específicamente con sistemas de cilindro horizontal y paletas, llegando a ser una alternativa para suplir el trabajo manual que se realiza de forma periódica en la gestión de residuos orgánicos y su tratamiento con lombrices californianas a escala comunitaria. La máquina comienza a operar cuando está en funcionamiento el motor, y gracias a un par de acoples se puede separar el movimiento de rotación del cilindro con el movimiento de avance lineal, dejándolos funcionar de manera independiente. Su simpleza de operación permite que pueda ser puesto en marcha con la supervisión de un solo operario.

Cada una de las piezas y componentes diseñados o seleccionados de catálogos de fabricantes, cumplen con la memoria de cálculo correspondiente basadas en las cargas de operación y resistencia a los principales criterios de falla. Son enlistadas en tablas con sus principales características.

El diseño concluye con la generación de planos de fabricación de piezas y ensamblaje de la máquina y sus subsistemas, en hojas de dibujo formato A2 donde se encuentran distintos ensambles, explosionados y despieces con sus vistas principales e isométricas, incluyendo especificaciones de soldadura, perforaciones y tolerancias de ejes y agujeros, además de las cotas necesarias para poder comprender la pieza en su totalidad.

## Limitantes y mejoras

El hecho de requerir una muy baja velocidad de rotación para ambos movimientos, volteo y traslación, provoca que se necesite seleccionar un motorreductor con bajas revoluciones por minuto en su eje de salida, lo que implica una caja reductora de velocidades demasiado grande y de mucho peso, lo que puede traer un problema para su manipulación fuera de operación. Además, el costo de este equipo es demasiado alto.

Una alternativa para la transmisión de potencia es adquirir un variador de frecuencia que permita el uso de un motorreductor trifásico con un menor índice de reducción, manteniendo la potencia y permitiendo que la velocidad disminuya junto con la frecuencia utilizada para la operación. Este cambio provocaría que se deba corregir la estructura para su fijación, manteniendo el eje de salida a la altura del eje principal, además de una zona para afirmar el variador de frecuencia. También, implicaría un menor peso total de la máquina y reduciría los costos de materiales.

La estructura presenta en un punto una deflexión máxima de 0.8 [mm], por lo que una mejora sería reforzar dicha zona con perfiles dispuestos de manera diagonal para aumentar la rigidez a la sección crítica. Las demás zonas de la estructura no presentan mayores problemas.

La comunicación vía correo electrónico o teléfono con los fabricantes de componentes comerciales fue lenta, incluso nula en algunos casos. Al momento de realizar la futura cotización, previa a la toma de decisiones para compra de materiales, es mejor recurrir a la comunicación directa en las sucursales de venta, para así asegurar que los componentes seleccionados desde el catálogo en línea corresponden con lo que existe de manera oficial.

## Trabajo futuro

Ya finalizada la etapa de diseño con los alcances propuestos, se espera de este proyecto lo siguiente:

A corto plazo, realizar las cotizaciones de manera formal con los distintos proveedores de materiales consultados en esta memoria, o en su defecto con nuevos proveedores que cumplan con los estándares de las piezas dimensionadas. Luego de la toma de decisiones, comenzar con la etapa de adquisición de los materiales para dar inicio a la manufactura de las piezas.

A mediano plazo, dar inicio al montaje y ensamble mecánico. Finalizada esta etapa, dar inicio a la etapa de pruebas del equipo en funcionamiento. Junto con esto, de manera paralela, se estima conveniente revisar los planos de fabricación para posibles correcciones que no hayan sido previstas en el diseño computacional.

## Personal

El desarrollo de este trabajo permitió ampliar el conocimiento del área mecánica y agrónoma, tomando conciencia por lo que significa el mundo del reciclaje orgánico y del desarrollo e innovación en cuanto a solucionar problemas, llevando a cabo una metodología relacionada con el diseño mecánico.

A lo largo del trabajo se aplican conocimientos aprendidos durante los años de estudio en el departamento del DIMEC, específicamente de diseño de piezas mecánicas sometidas a distintas fuentes de esfuerzos, incluyendo bocetos en 3D, cálculos de resistencia y dimensionamiento, y dibujos en planos de fabricación.

A pesar de lo que significó el contexto actual, provocando dificultades para la comunicación y actividades que requerían presencialidad, se logra avanzar de manera constante en el desarrollo del trabajo, paso a paso, adquiriendo nuevas habilidades que, de seguir en el área de diseño, podrán ser implementadas y perfeccionadas en el campo laboral.



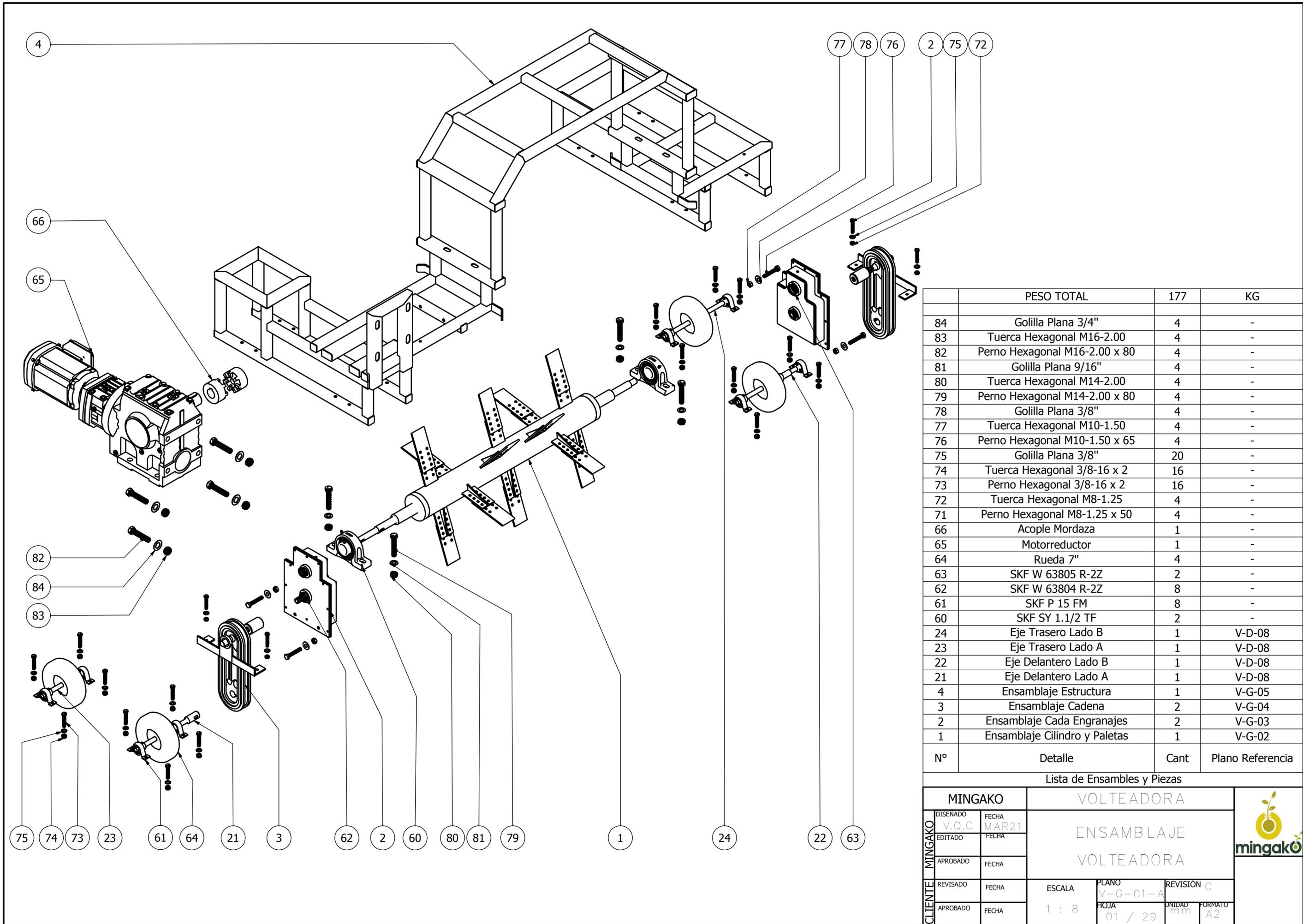
# Bibliografía

- [1] FAO Pérdidas y desperdicio de alimentos en el mundo – Alcance, causas y prevención. Roma 2012
- [2] MUKESH K. MEGHVASI & AJIT VARMA Biology of compost. Volume 58. 2020
- [3] A. E. CLIVE, Q. A. NORMAN, L. S. RHONDA Vermiculture Technology. Earthworms, Organic Wastes, and Environmental Management. [en línea] <[https://books.google.cl/books?hl=es&lr=&id=\\_JJ5Cw5BBxEC&oi=fnd&pg=PA11&dq=dominguez+vermicompost&ots=gT9UJ9HMj-&sig=M6T3mjL2lyo\\_hhbItWfH-JFercY&redir\\_esc=y#v=onepage&q&f=false](https://books.google.cl/books?hl=es&lr=&id=_JJ5Cw5BBxEC&oi=fnd&pg=PA11&dq=dominguez+vermicompost&ots=gT9UJ9HMj-&sig=M6T3mjL2lyo_hhbItWfH-JFercY&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false)> [Consultado en junio 2020]
- [4] CHILE. FUNDACIÓN MINGAKO. Feliz como una lombriz [en línea] <[http://fundacionmingako.cl/?page\\_id=1333](http://fundacionmingako.cl/?page_id=1333)> [Consultado en junio 2020]
- [5] FAO MANUAL DE COMPOSTAJE DEL AGRICULTOR Experiencias en América Latina. Santiago de Chile. 2013
- [6] I. VILLAR Estudio de la dinámica microbiana durante la fase de maduración del compostaje de residuos orgánicos. Vermicompostaje como alternativa de tratamiento. Tesis UNIVERSIDAD DE VIGO. 2017
- [7] J. MONTERO Diseño de máquina volteadora de compost. Tesis Ing. Mecánica. Valdivia 2006
- [8] MOTTALEB A., F. Design of a simple upright compost turning machine for small farmer. Egipto. 2008. [en línea] <<http://www.mjae.eg.net/pdf/2008/july/4.pdf>> [Consultado en julio 2020]
- [9] R.G. BUDYNAS, J.K. NISBETT Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Décima edición.
- [10] I. BORJA Diseño de una removedora para compost de capacidad de veinte toneladas por hora para la Municipalidad Distrital de El Tambo. Tesis Ing. Mecánica. Huancayo. 2019.
- [11] M. A. BAIOMY Performance evaluation of a locally designed and fabricated windrow compost turner. Gharbia. 2010.
- [12] S. KALPAKJIAN, S.R. SCHMID Manufactura, ingeniería y tecnología. Quinta edición.
- [13] KÜPFER. Planchas laminadas. 2019. [en línea] <<https://www.kupfer.cl/planchas-laminadas.html>> [Consultado en diciembre 2020]

- [14] Khoshand, A., Fall, M. Geotechnical Characterization of Compost Based Biocover Materials. *Geotech Geol Eng* **32**, 489–503 (2014). <https://doi.org/10.1007/s10706-014-9728-9>
- [15] J. MARDONES Caracterización geotécnica preliminar de suelos orgánicos provenientes de Valdivia, Puerto Montt y Puerto Aysén. Tesis Ing. Civil. Concepción 2016. [en línea] <<http://repositoriodigital.ucsc.cl/bitstream/handle/25022009/1018/Juver%20Mardones%20Ocare%20s.pdf?sequence=1&isAllowed=y>> [consultado en marzo 2021]
- [16] ACEROS BRAVO. Tabla de peso barra perforada acero carbono ST-52. [en línea] <[http://www.acerosbravo.cl/descargas/productos/aceros\\_carbono/08-02.pdf](http://www.acerosbravo.cl/descargas/productos/aceros_carbono/08-02.pdf)> [Consultado en diciembre 2020]
- [17] ACEROS BRAVO. Barras perforadas. [en línea] <[http://www.acerosbravo.cl/descargas/productos/aceros\\_carbono/08-01.pdf](http://www.acerosbravo.cl/descargas/productos/aceros_carbono/08-01.pdf)> [Consultado en diciembre 2020]
- [18] RESORTES MADRIGAL. Chaveta cuadrada o rectangular. [en línea] <[http://www.resortesmadrigal.cl/produ/pasa/cha\\_cua\\_tec.html](http://www.resortesmadrigal.cl/produ/pasa/cha_cua_tec.html)> [Consultado en diciembre 2020]
- [19] ELESA GANTER. Chavetas DIN 6885. [en línea] <<https://www.elesa-ganter.es/siteassets/PDF/ES/DIN%206885.pdf>> [Consultado en diciembre 2020]
- [20] SKF. Soportes de pie con rodamientos de bolas SY 1.1/2 TF [en línea] <<https://www.skf.com/cl/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SY%201.1%2F2%20TF>> [Consultado en diciembre 2020]
- [21] SKF. Rodamientos rígidos de bolas W 63804 R-2Z. [en línea] <https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%2063804%20R-2Z> [Consultado en diciembre 2020]
- [22] SEW EURODRIVE. Motorreductor S77 R37 DRN80M4 A. [en línea] <[https://www.sew-eurodrive.cl/os/dud/?tab=productdata&country=CL&language=es\\_es&transaction=417134696&sales\\_org=5600&item=100&customerno=56102368&doc\\_lang=es-ES](https://www.sew-eurodrive.cl/os/dud/?tab=productdata&country=CL&language=es_es&transaction=417134696&sales_org=5600&item=100&customerno=56102368&doc_lang=es-ES)> [Consultado en diciembre 2020]
- [23] AGROTÉCNICA. CUADERNOS DE AGRONOMÍA Y TECNOLOGÍA, ISSN 1886-6514. Potencia de tracción. [en línea] <[https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf\\_Agrotec/Agrotec\\_1999\\_2\\_36\\_42.pdf](https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_Agrotec/Agrotec_1999_2_36_42.pdf)> [Consultado en diciembre 2020]

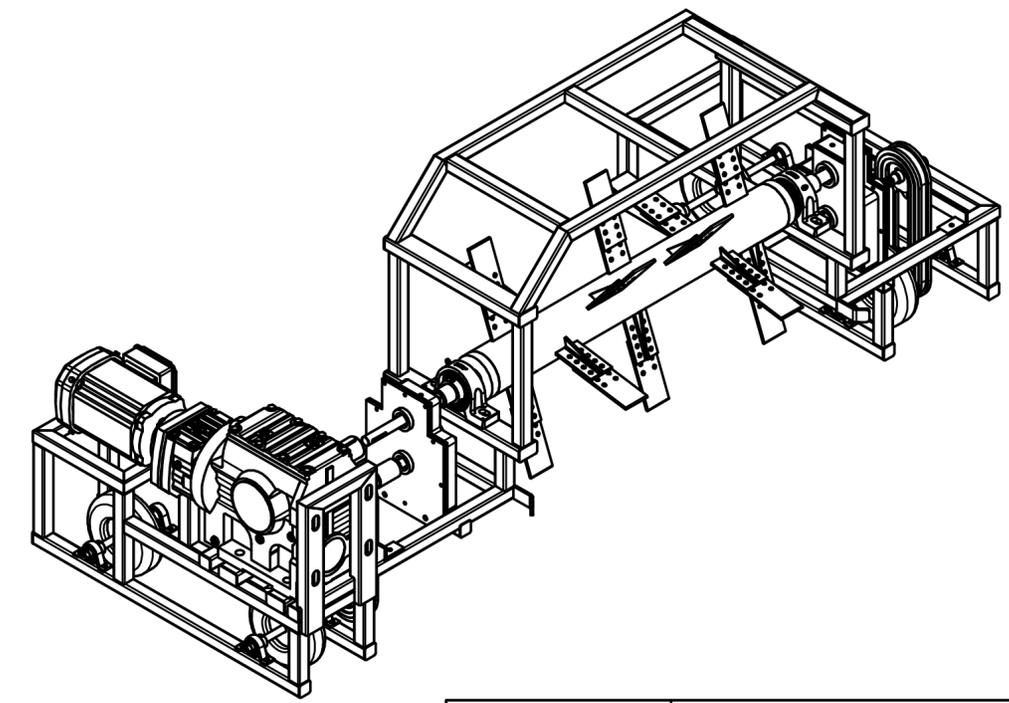
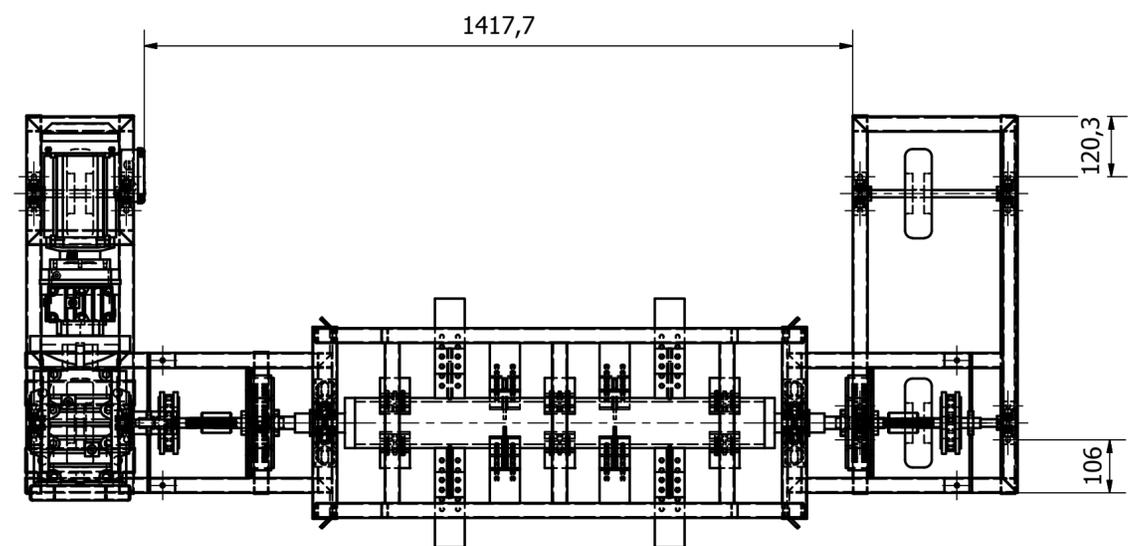
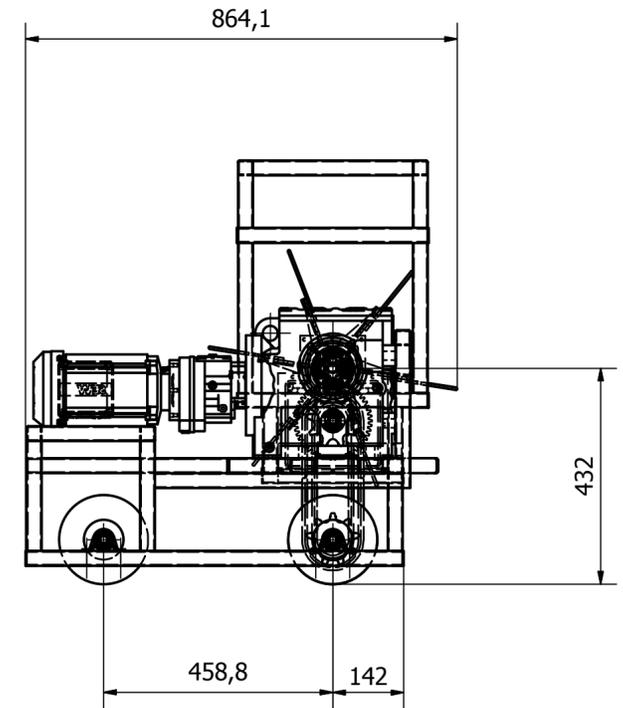
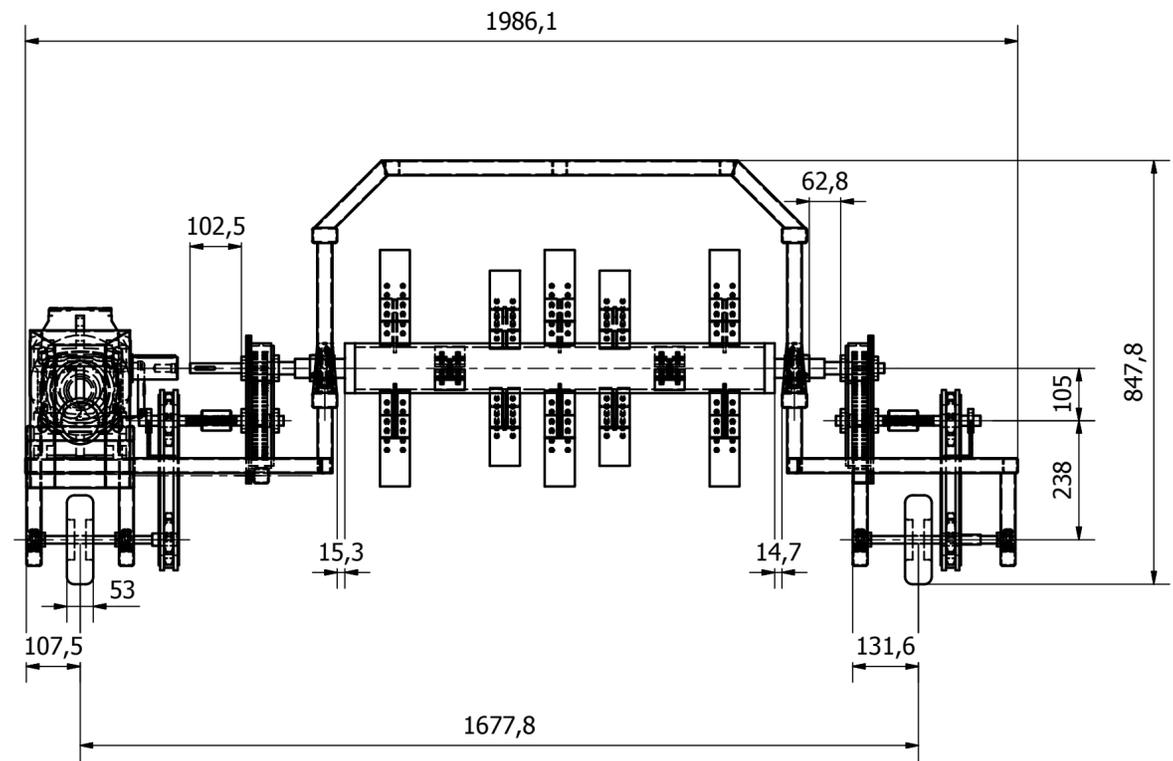
# Apéndice A

## Anexo I: Planos

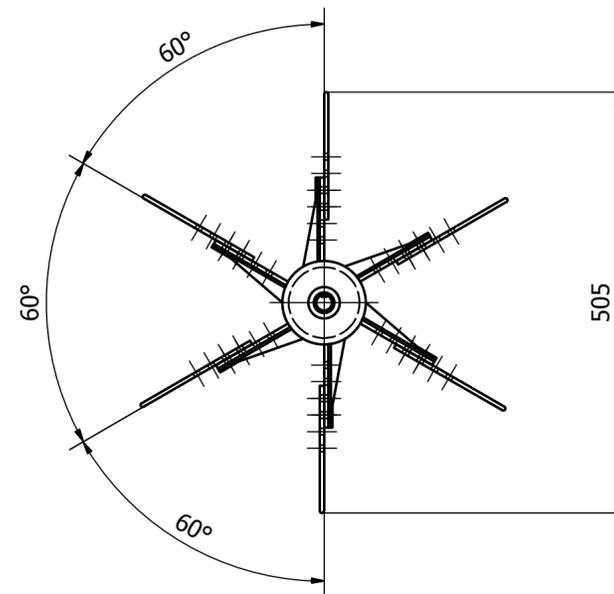
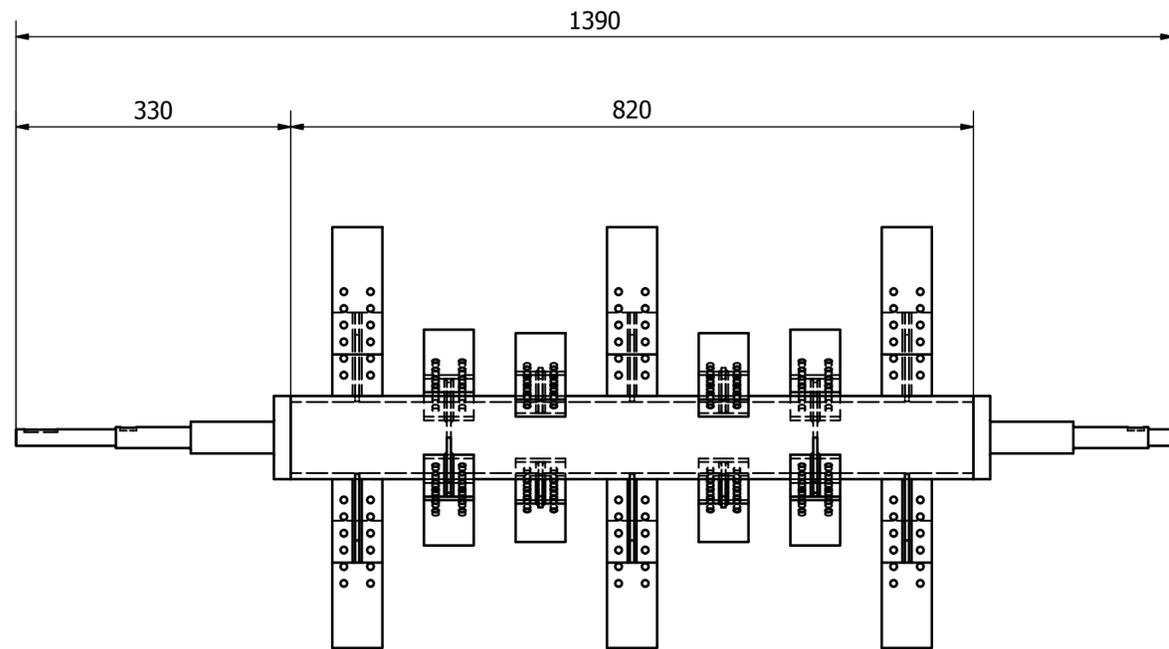


PESO TOTAL		177	KG
84	Golilla Plana 3/4"	4	-
83	Tuerca Hexagonal M16-2.00	4	-
82	Perno Hexagonal M16-2.00 x 80	4	-
81	Golilla Plana 9/16"	4	-
80	Tuerca Hexagonal M14-2.00	4	-
79	Perno Hexagonal M14-2.00 x 80	4	-
78	Golilla Plana 3/8"	4	-
77	Tuerca Hexagonal M10-1.50	4	-
76	Perno Hexagonal M10-1.50 x 65	4	-
75	Golilla Plana 3/8"	20	-
74	Tuerca Hexagonal 3/8-16 x 2	16	-
73	Perno Hexagonal 3/8-16 x 2	16	-
72	Tuerca Hexagonal M8-1.25	4	-
71	Perno Hexagonal M8-1.25 x 50	4	-
66	Acople Mordaza	1	-
65	Motorreductor	1	-
64	Rueda 7"	4	-
63	SKF W 63805 R-2Z	2	-
62	SKF W 63804 R-2Z	8	-
61	SKF P 15 FM	8	-
60	SKF SY 1.1/2 TF	2	-
24	Eje Trasero Lado B	1	V-D-08
23	Eje Trasero Lado A	1	V-D-08
22	Eje Delantero Lado B	1	V-D-08
21	Eje Delantero Lado A	1	V-D-08
4	Ensamblaje Estructura	1	V-G-05
3	Ensamblaje Cadena	2	V-G-04
2	Ensamblaje Cada Engranajes	2	V-G-03
1	Ensamblaje Cilindro y Paletas	1	V-G-02
N°	Detalle	Cant	Plano Referencia

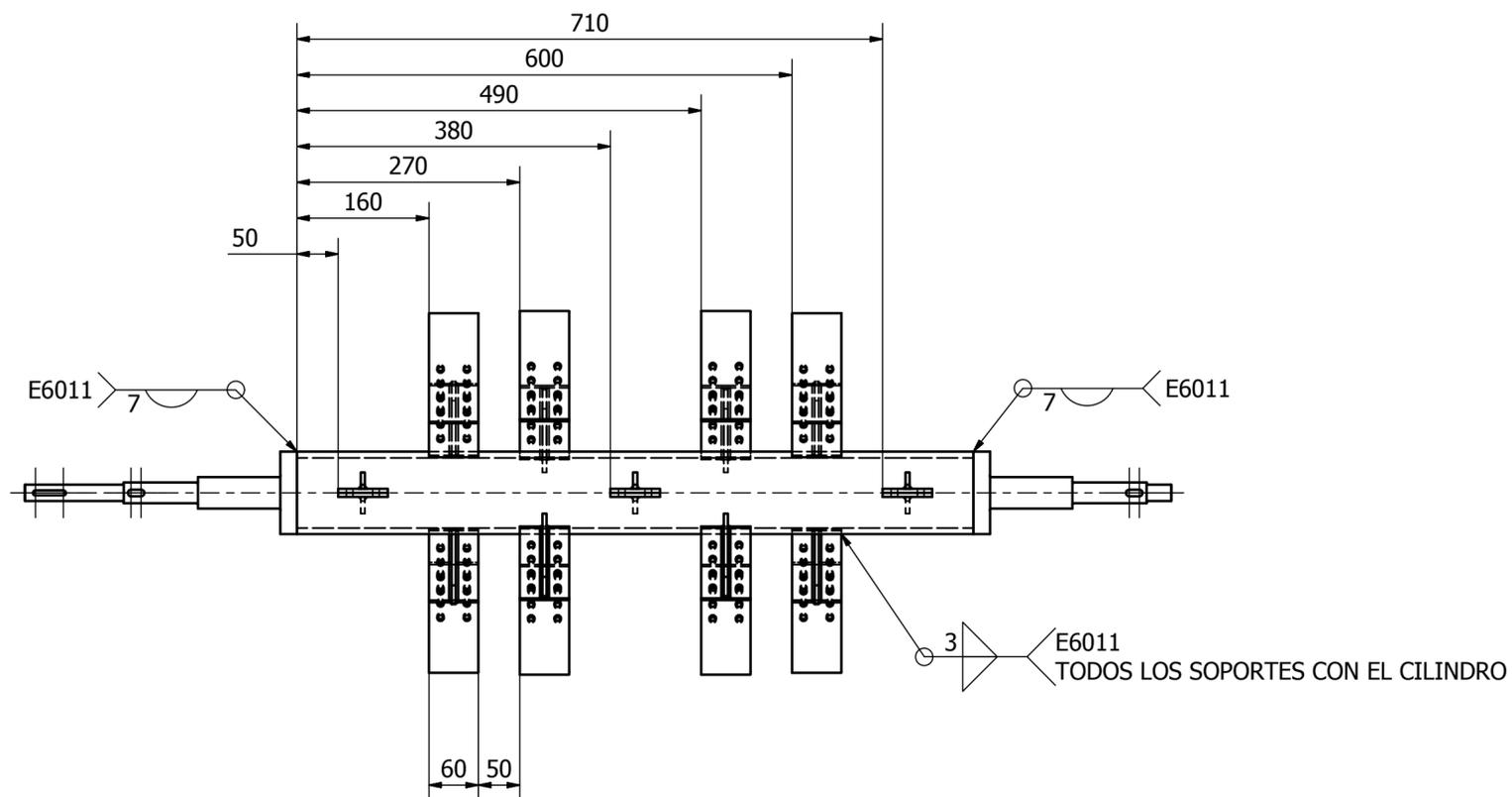
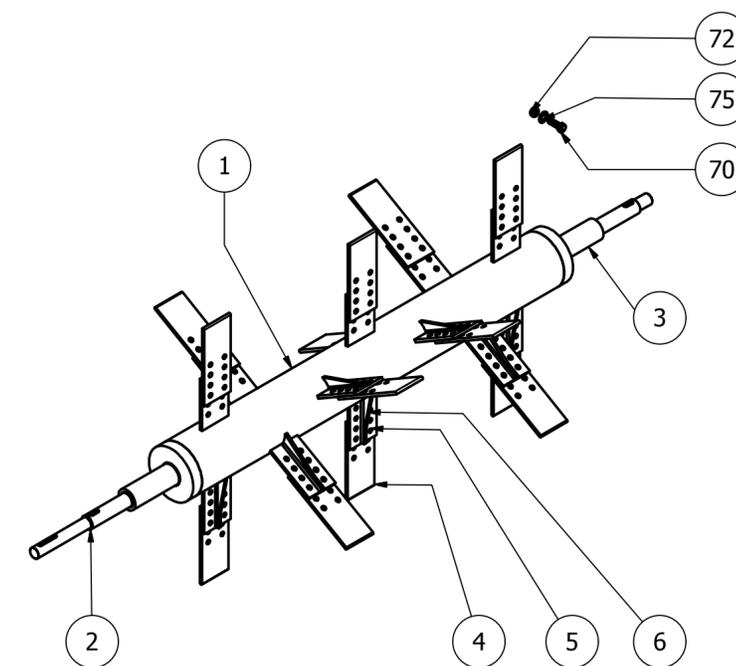
Lista de Ensamblajes y Piezas					
<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
DISEÑADO	FECHA	ENSAMBLAJE			
V.Q.C	MAR21	VOLTEADORA			
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA				
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN C	
APROBADO	FECHA	1 : 8	V-G-01-A	UNIDAD	FORMATO
			FOJA	mm	A2
			01 / 29		



MINGAKO		VOLTEADORA			
		ENSAMBLAJE			
VOLTEADORA		ESCALA	PLANO		REVISIÓN
CLIENTE	MINGAKO	1 : 10	V-G-01-B		C
DISENADO	V.Q.C	FECHA	MAR21	UNIDAD	mm
EDITADO	FECHA	FOJA	02 / 29	FORMATO	A2
APROBADO	FECHA				
REVISADO	FECHA				
APROBADO	FECHA				



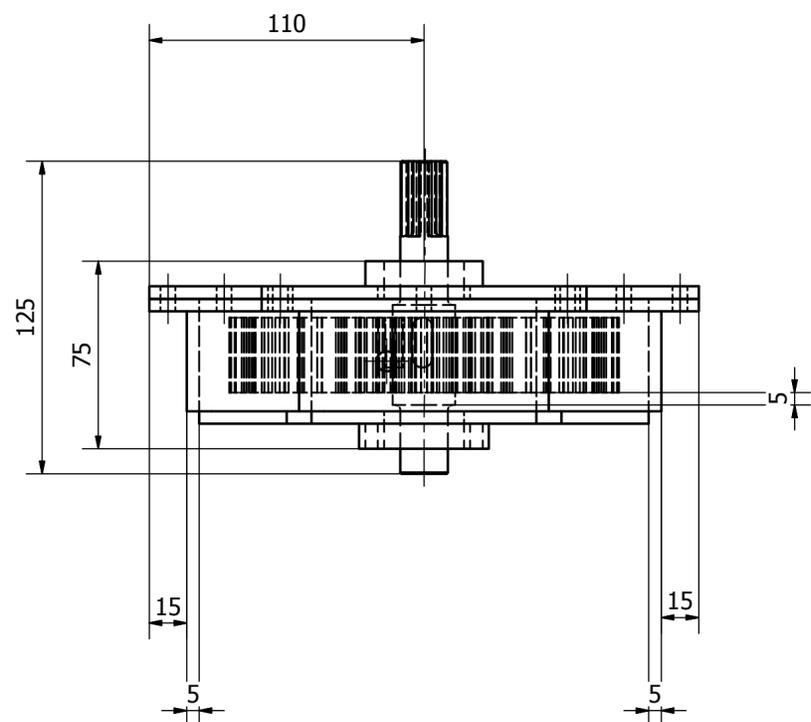
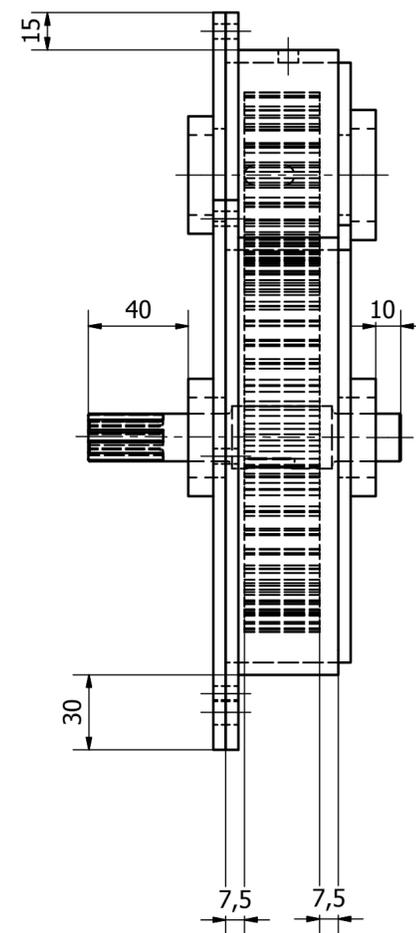
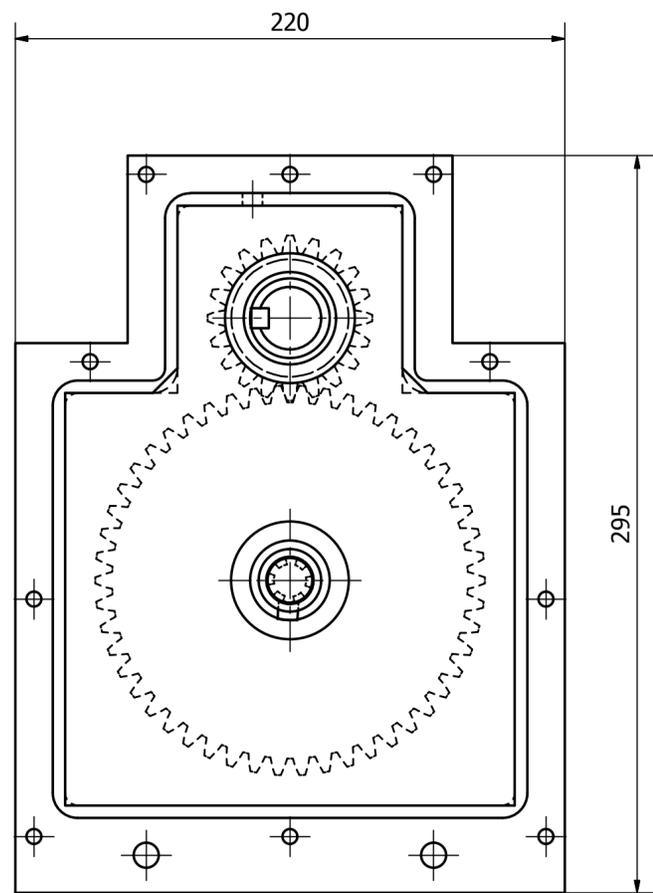
ISOMÉTRICA ( 1:8 )



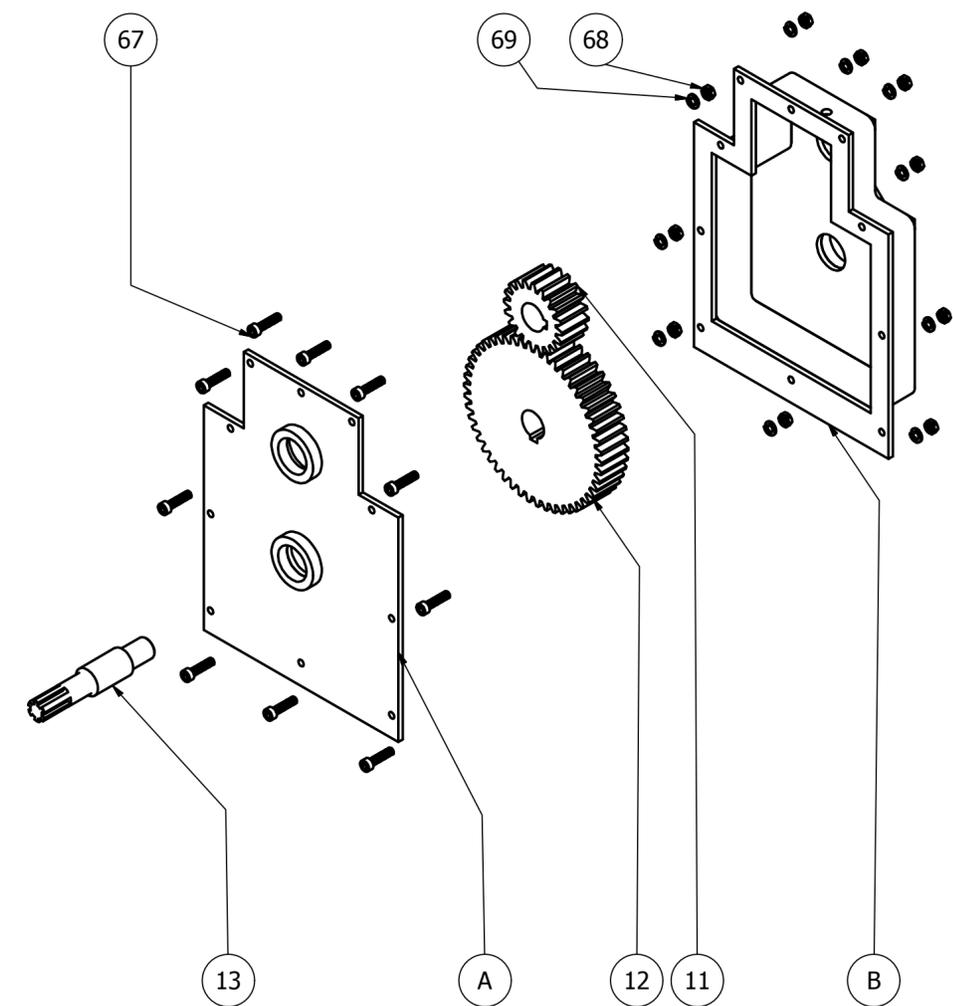
75	Golilla Plana 3/8"	56	-
72	Tuerca Hexagonal M8-1.25	56	-
70	Perno Hexagonal M8-1.25 x 25	56	-
6	Placa Soporte	14	V-D-02
5	Aleta Soporte	14	V-D-02
4	Paleta	14	V-D-02
3	Eje Principal Lado B	1	V-D-01
2	Eje Principal Lado A	1	V-D-01
1	Cilindro	1	V-D-01
Ítem	Nombre Pieza	Cant	Plano Referencia

Lista de Materiales

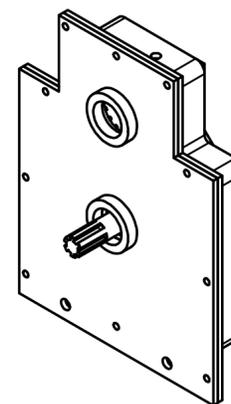
MINGAKO		VOLTEADORA		
DISEÑADO V.Q.C	FECHA MAR21	ENSAMBLAJE CILINDRO Y PALETAS		
	EDITADO			
	FECHA			
APROBADO	FECHA			
REVISADO	FECHA			
APROBADO	FECHA			
CLIENTE	ESCALA 1 : 6	PLANO V-G-02	REVISIÓN C	
	(S.I.C)	HOJA 03 / 29	UNIDAD mm	FORMATO A2



Explosionado ( 1:4 )



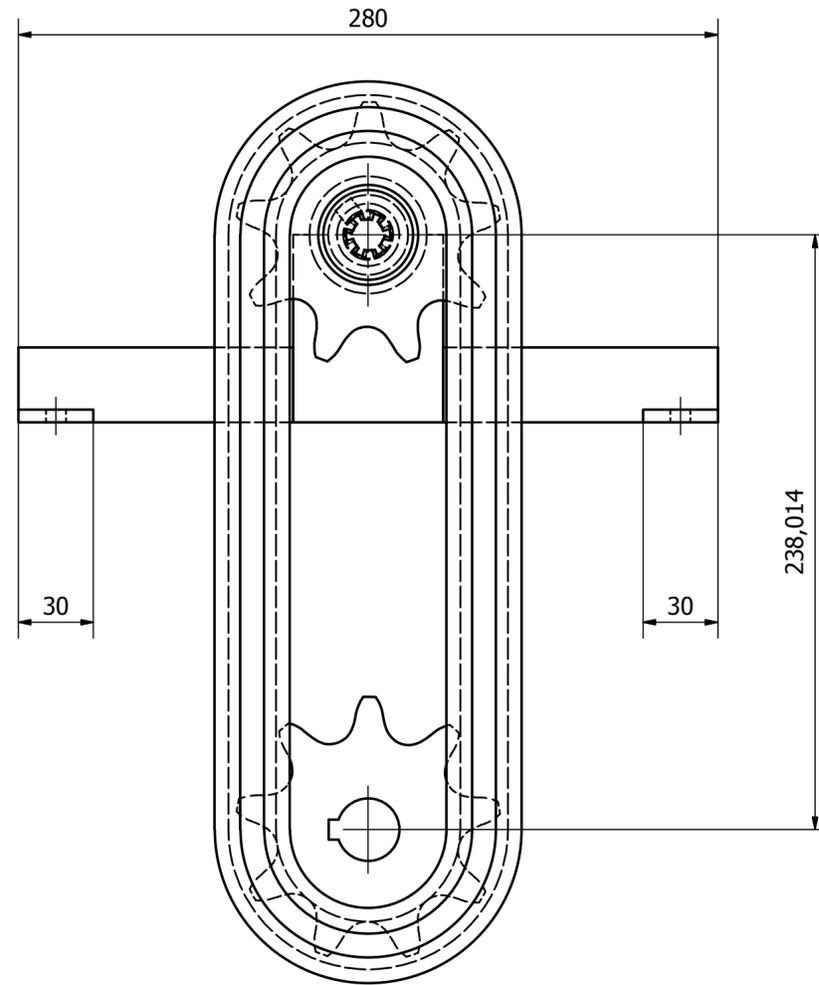
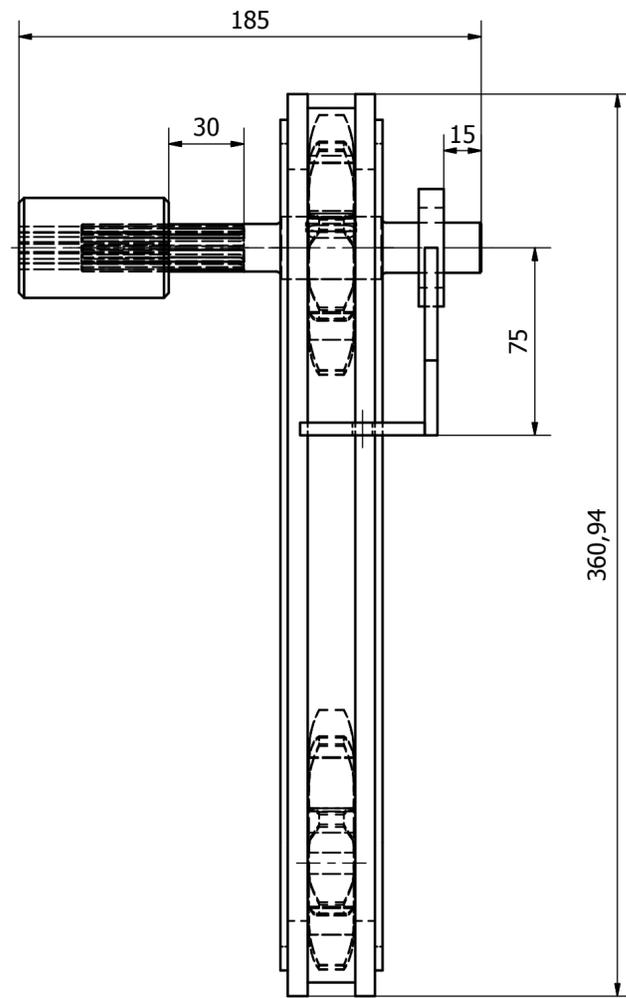
ISOMÉTRIC A  
( 1:4 )



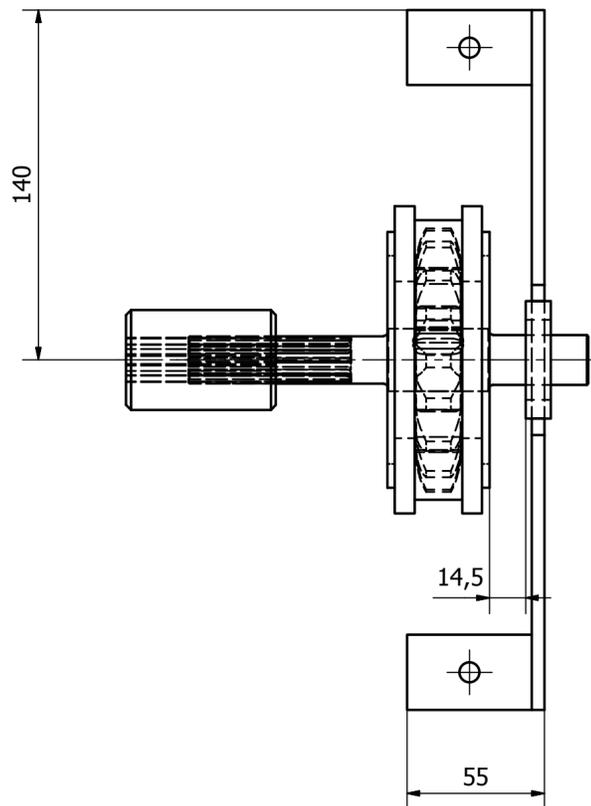
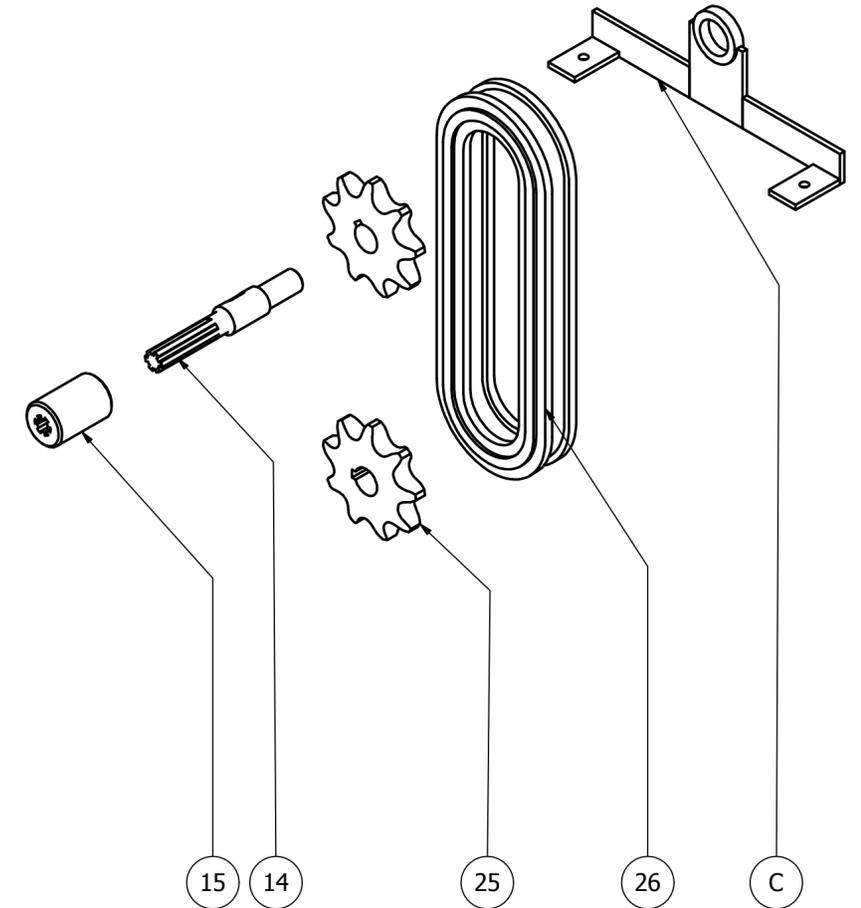
69	Golilla Presión M6	20	-
68	Tuerca Hexagonal M6-1.0	20	-
67	Perno Parker M6-1.0 x 25	20	-
13	Eje Estriado Engranaje	2	V-D-05
12	Engraje Rueda	2	V-D-04
11	Engranaje Piñón	2	V-D-04
B	Caja Soldadura	2	V-S-01
A	Tapa Soldadura	2	V-S-01
Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia

Lista de Piezas

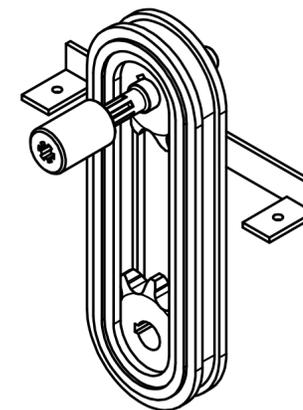
MINGAKO		VOLTEADORA		
DISEÑADO	FECHA	ENSAMBLAJE CAJA ENGRANAJES		
V.Q.C	MAR21			
EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA			
CLIENTE	REVISADO	ESCALA	PLANO	REVISIÓN
	FECHA	1 : 2	V-G-03	C
	FECHA	(S.I.C)	HOJA	UNIDAD
			04 / 29	mm
				FORMATO
				A2



Explosionado ( 1:4 )



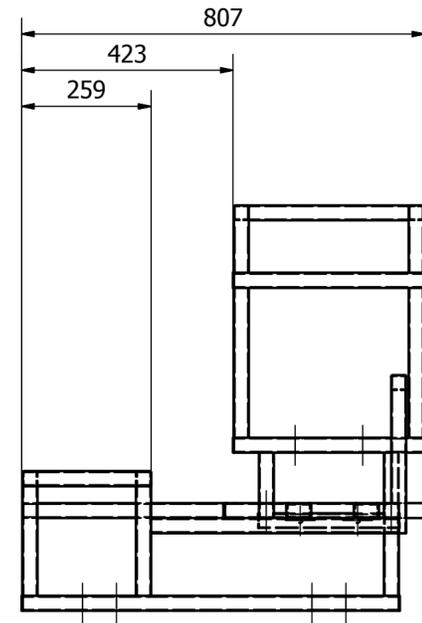
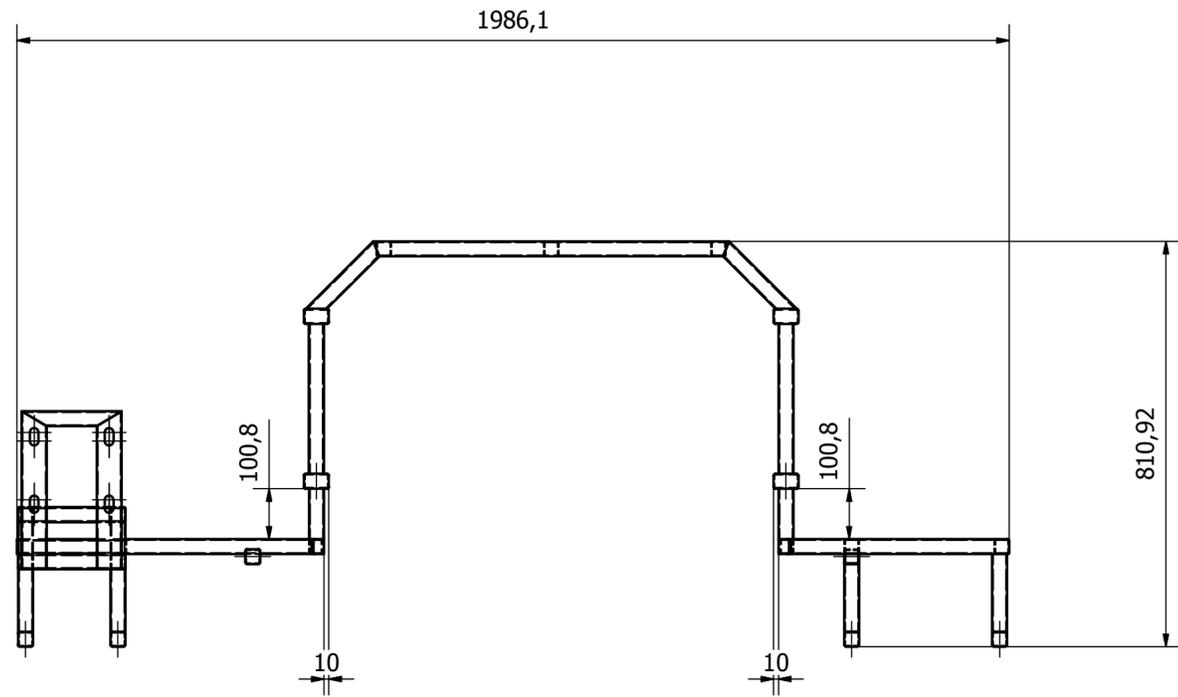
ISOMÉTRICA  
( 1:4 )



26	Cadena de Rodillos	2	-
25	Catarina	4	V-D-07
15	Acople Estriado	2	V-D-06
14	Eje Estriado Catarina	2	V-D-05
C	Soldadura Ajuste Catarina	2	V-S-02
Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia

Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA		 <b>mingako</b>	
DISEÑADO	FECHA	ENSAMBLAJE CADENA			
V.Q.C	MAR21				
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
REVISADO	FECHA	1 : 2	V-G-04	C	
APROBADO	FECHA	(S.I.C)	HOJA	UNIDAD	FORMATO
			05 / 29	mm	A2



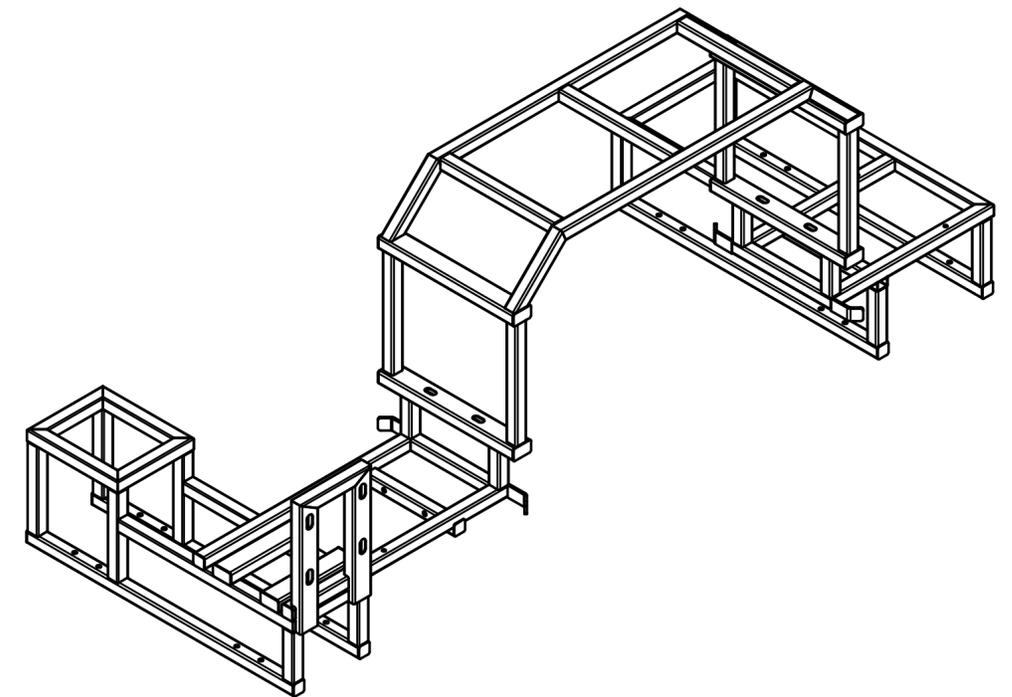
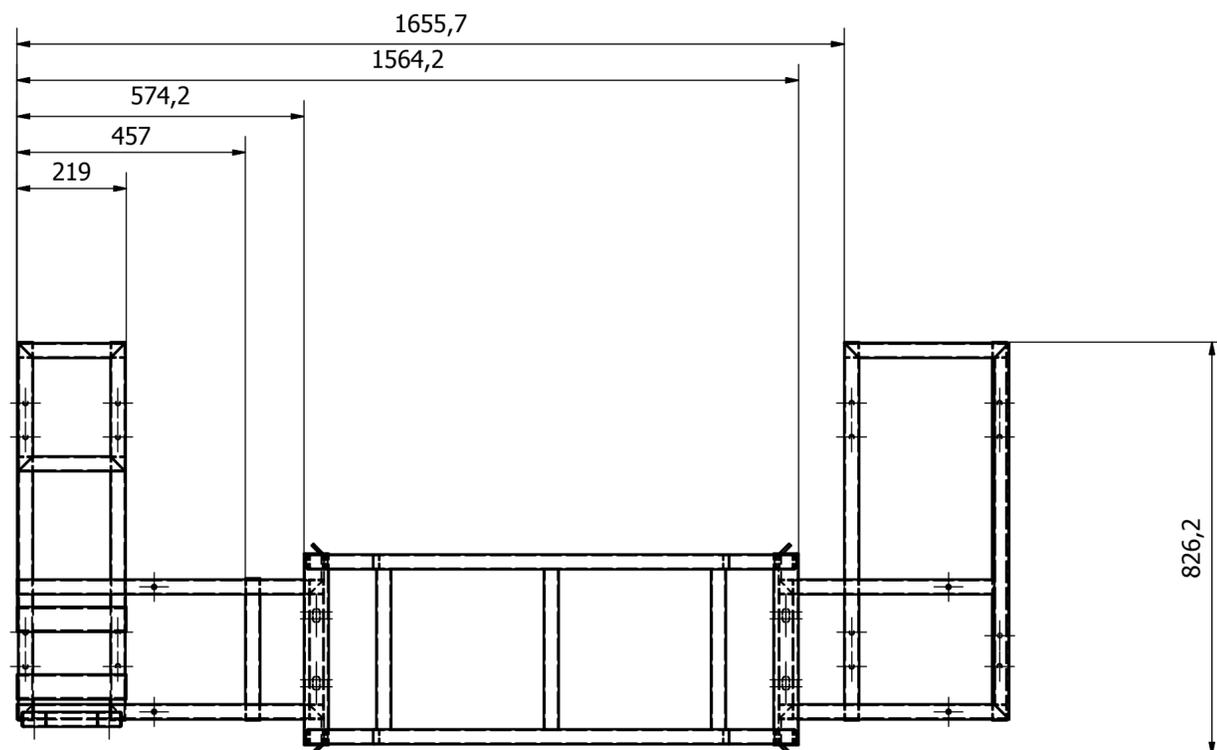
NOTAS:

1. TODAS LAS UNIONES CON SOLDADURA E6011 7mm

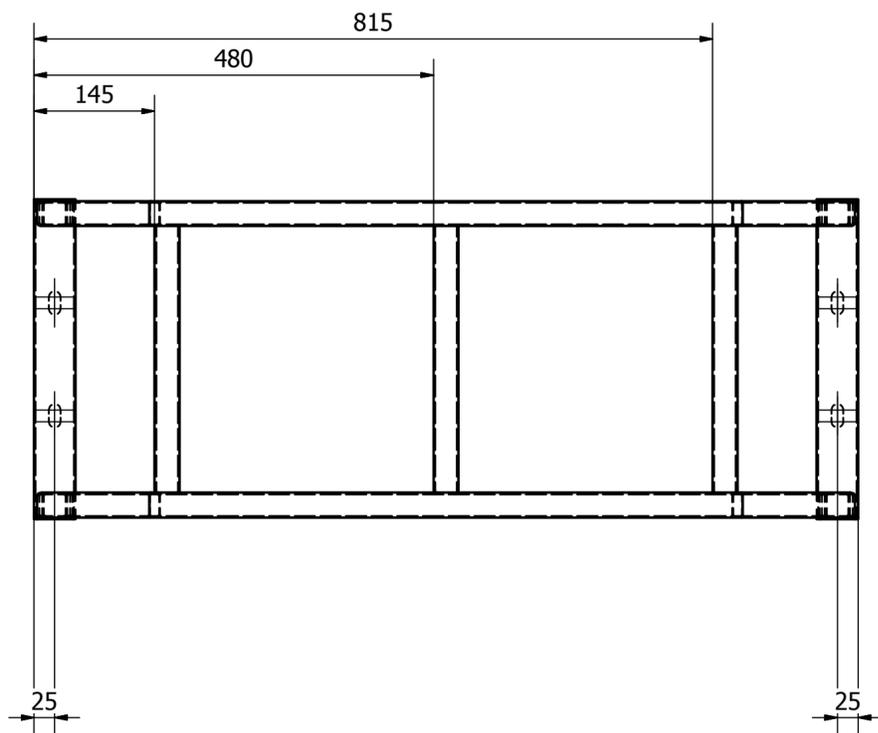
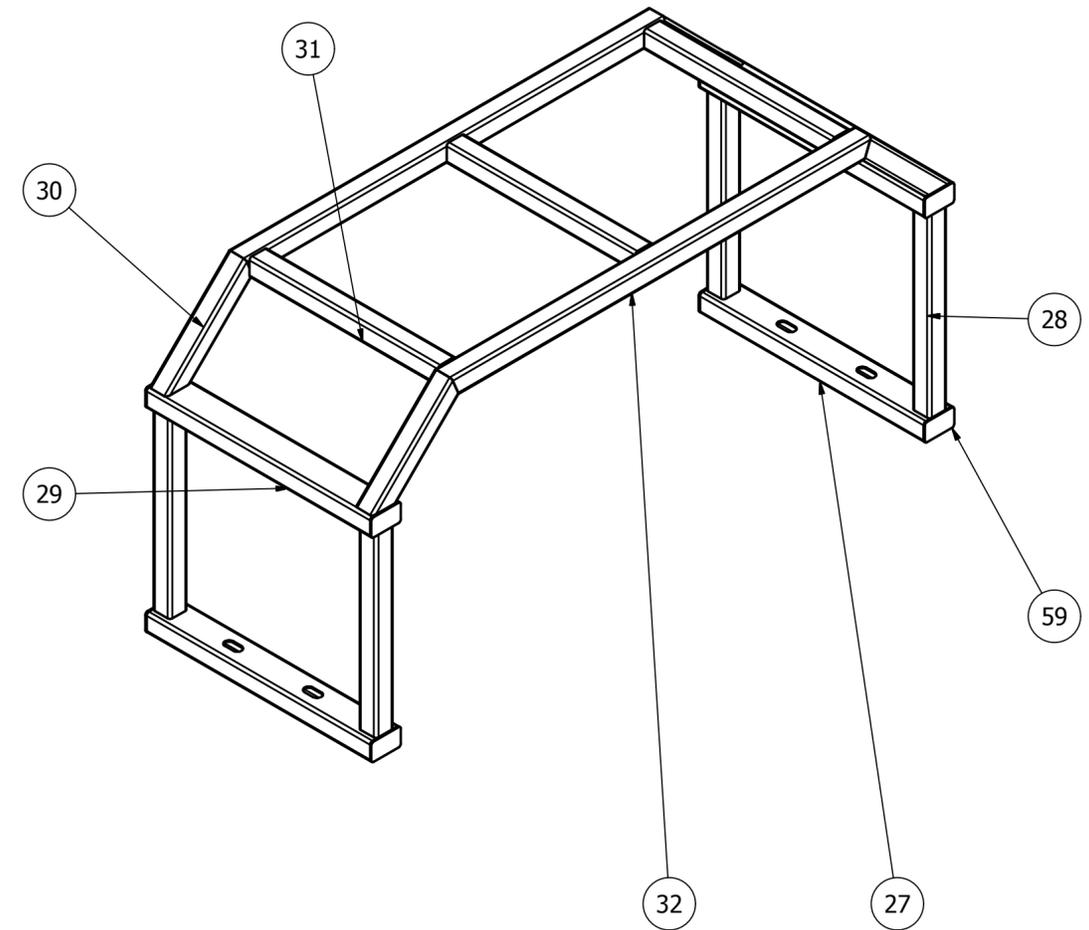
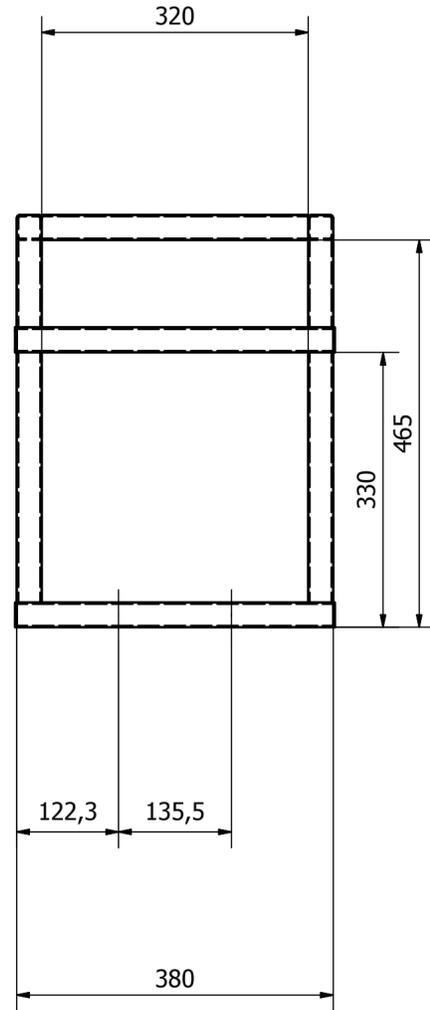
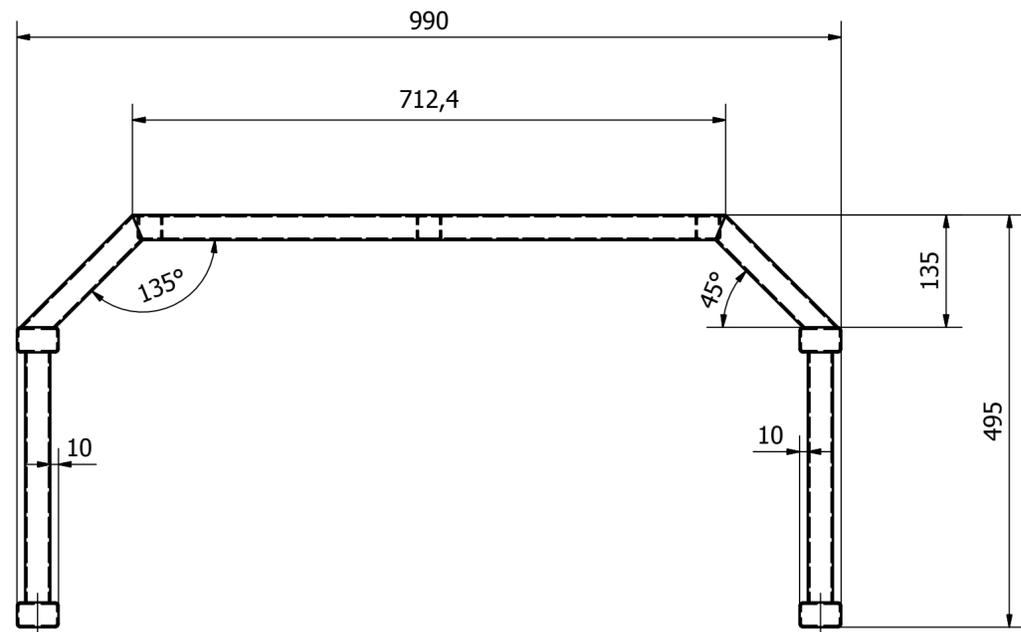
2. DETALLE ESTRUCTURA EN PLANOS: V-G-05-B / V-G-05-C / V-G-05-D

3. SUBCONJUNTOS DE LA ESTRUCTURA VAN SOLDADOS ENTRE SÍ

4. PINTURA ANTIOXIDANTE RAL9004 – RAL9005



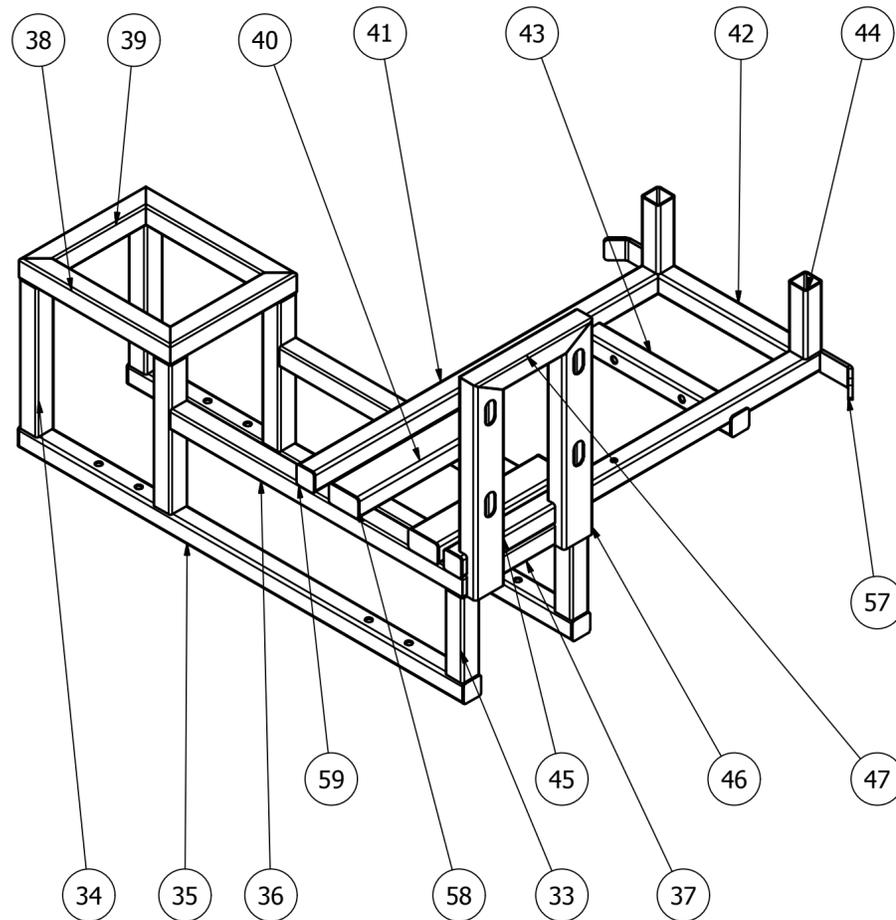
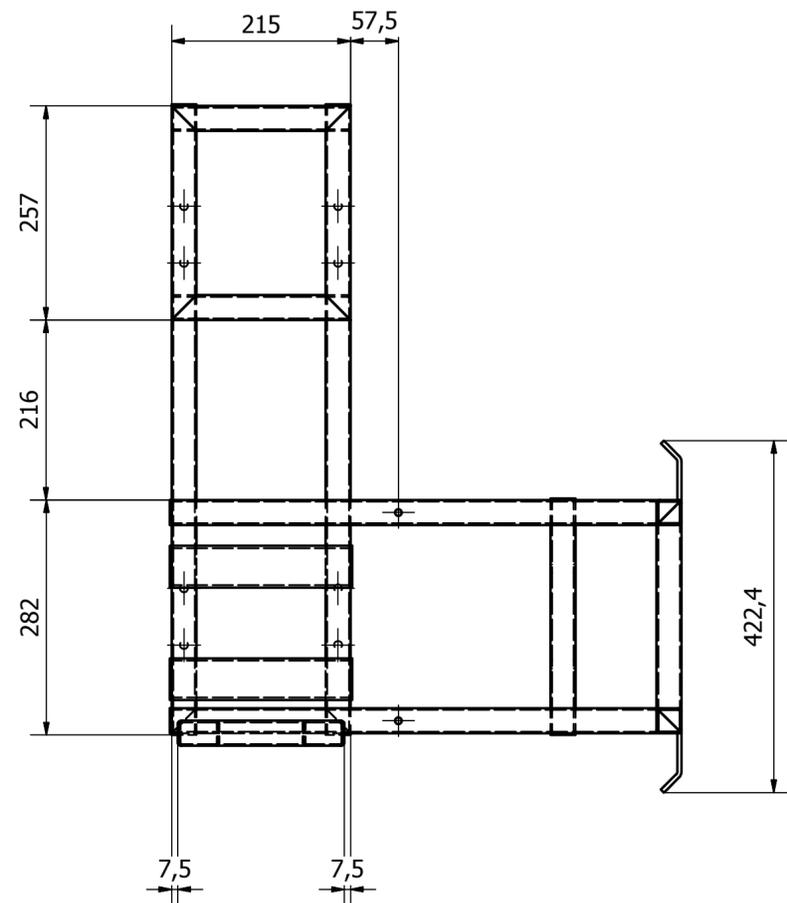
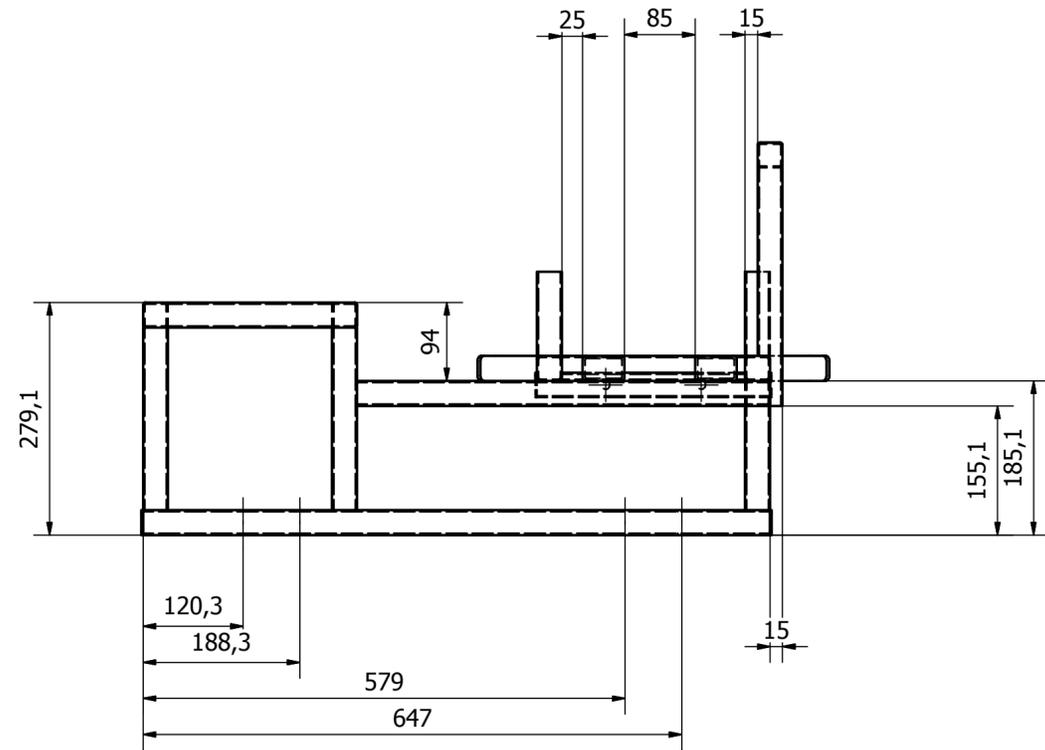
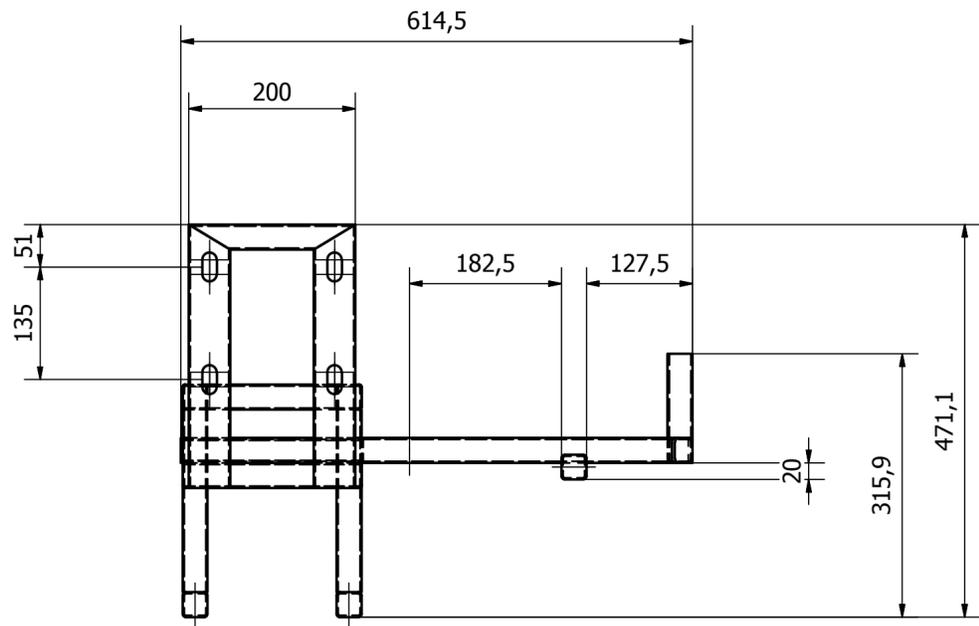
MINGAKO		VOLTEADORA			
		ENSAMBLAJE ESTRUCTURA			
DISENADO	FECHA	ESCALA	PLANO		REVISIÓN
V.Q.C	MAR21		1 : 10		V-G-05-A
EDITADO	FECHA	FOJA	UNIDAD	FORMATO	
APROBADO	FECHA		06 / 29	mm	A2
CLIENTE	REVISADO	FECHA	APROBADO	FECHA	



Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia
58	Tapa 50x30x2	12	V-D-18
32	Perfil ISO 30x30x2 - 04	2	V-D-11
31	Perfil ISO 30x30x2 - 03	3	V-D-11
30	Perfil ISO 30x30x2 - 02	4	V-D-10
29	Perfil ISO 50x30x2 - 02	2	V-D-09
28	Perfil ISO 30x30x2 - 01	4	V-D-09
27	Perfil ISO 50x30x2 - 01	2	V-D-09

Lista de Piezas

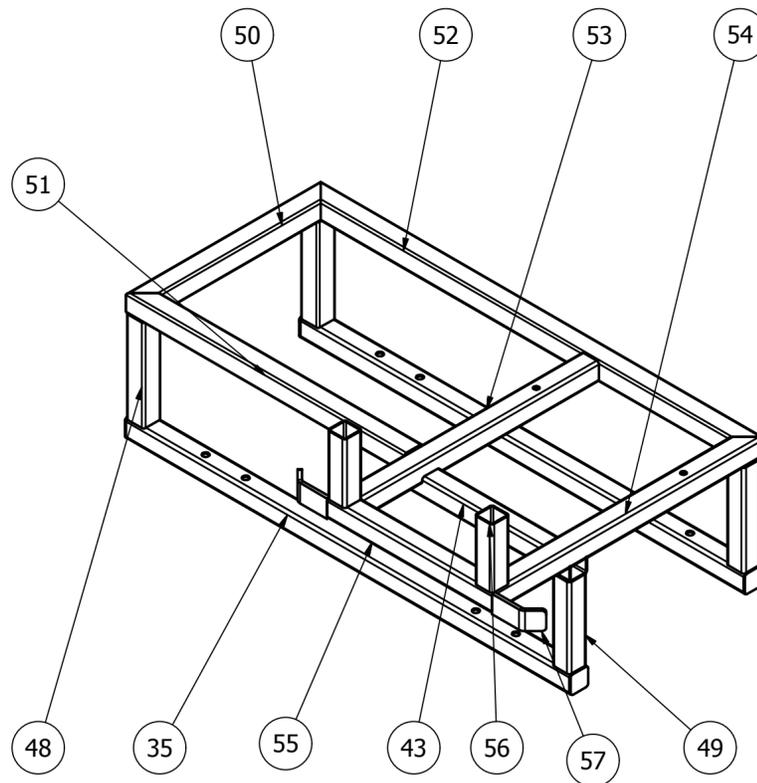
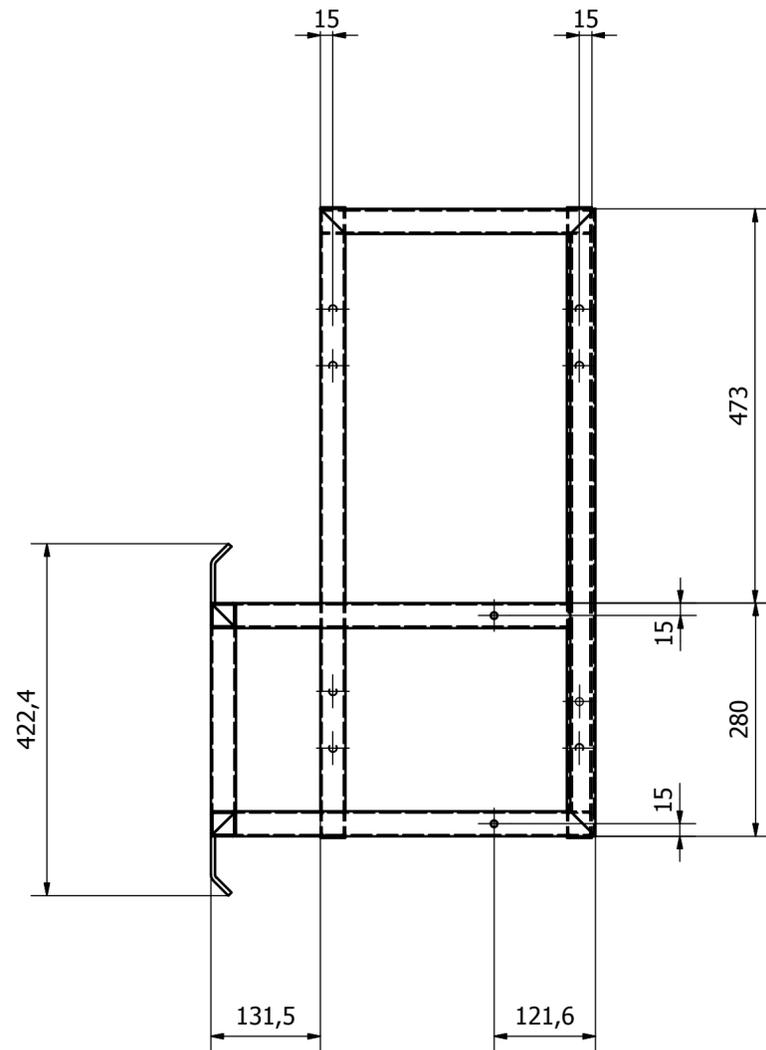
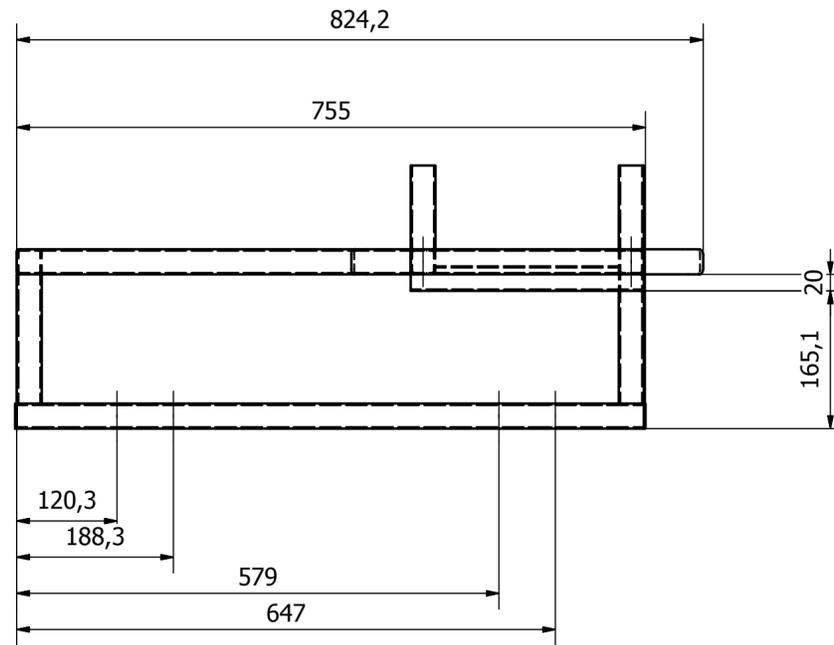
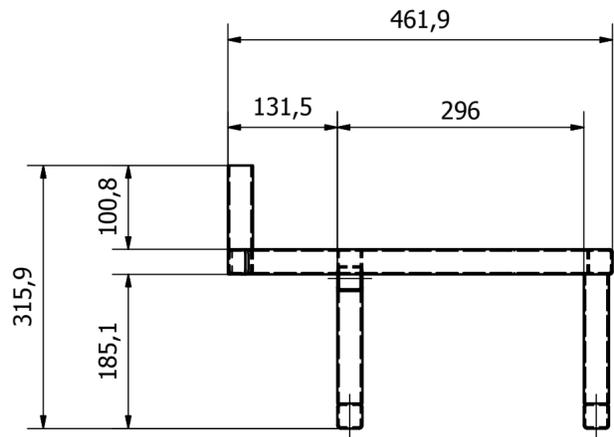
MINGAKO		VOLTEADORA		
DISEÑADO	FECHA	ENSAMBLAJE		
V.Q.C	MAR21	ESTRUC TURA		
EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA			
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN
APROBADO	FECHA	1 : 6	V-G-05-B	C
		HOJA	UNIDAD	FORMATO
		07 / 29	mm	A2



59	Tapa 30x30x2	12	V-D-18
57	Patín	4	V-D-18
47	Perfil 30x30x2 - 16	1	V-D-14
46	Perfil 50x30x2 - 05	1	V-D-14
45	Perfil 50x30x2 - 04	1	V-D-14
44	Perfil 30x30x2 - 15	2	V-D-13
43	Perfil 30x30x2 - 14	2	V-D-13
42	Perfil 30x30x2 - 13	1	V-D-13
41	Perfil 30x30x2 - 12	2	V-D-13
40	Perfil 50x30x2 - 03	2	V-D-12
39	Perfil 30x30x2 - 11	2	V-D-12
38	Perfil 30x30x2 - 10	2	V-D-12
37	Perfil 30x30x2 - 09	1	V-D-12
36	Perfil 30x30x2 - 08	2	V-D-11
35	Perfil 30x30x2 - 07	2	V-D-11
34	Perfil 30x30x2 - 06	4	V-D-11
33	Perfil 30x30x2 - 05	2	V-D-11
Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia

Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA		 <b>mingako</b>
DISEÑADO	FECHA	ENSAMBLAJE		
V.Q.C	MAR21	ESTRUC TURA		
EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA			
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN
APROBADO	FECHA	1 : 6	V-G-05-C	C
		HOJA	UNIDAD	FORMATO
		08 / 29	mm	A2

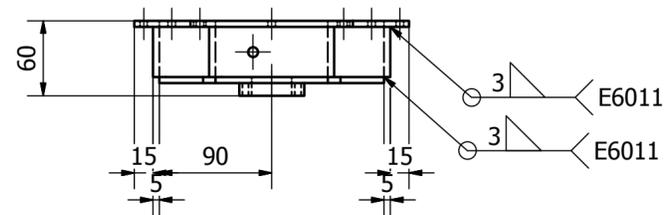
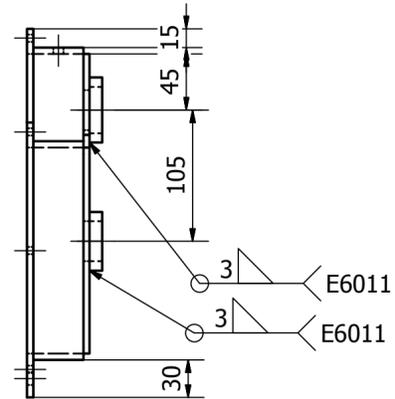
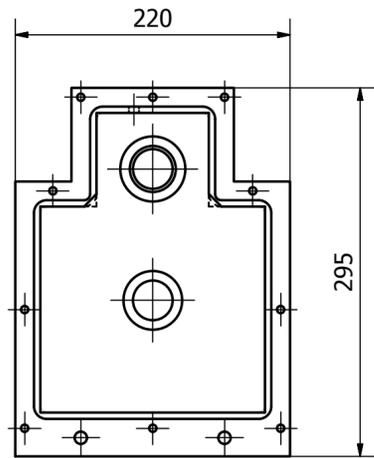


Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia
56	Perfil ISO 30x30x2 - 25	2	V-D-17
55	Perfil ISO 30x30x2 - 24	1	V-D-17
54	Perfil ISO 30x30x2 - 23	1	V-D-17
53	Perfil ISO 30x30x2 - 22	1	V-D-16
52	Perfil ISO 30x30x2 - 21	1	V-D-16
51	Perfil ISO 30x30x2 - 20	1	V-D-16
50	Perfil ISO 30x30x2 - 19	1	V-D-15
49	Perfil ISO 30x30x2 - 18	1	V-D-15
48	Perfil ISO 30x30x2 - 17	3	V-D-15

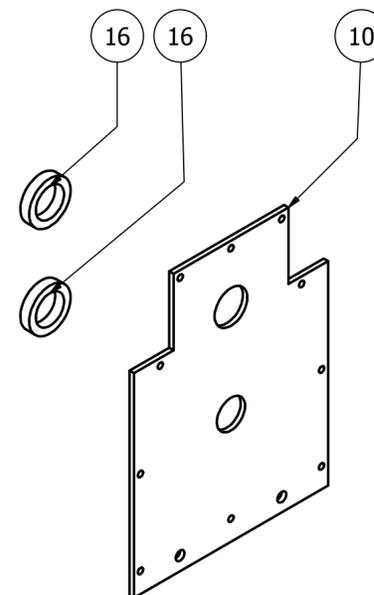
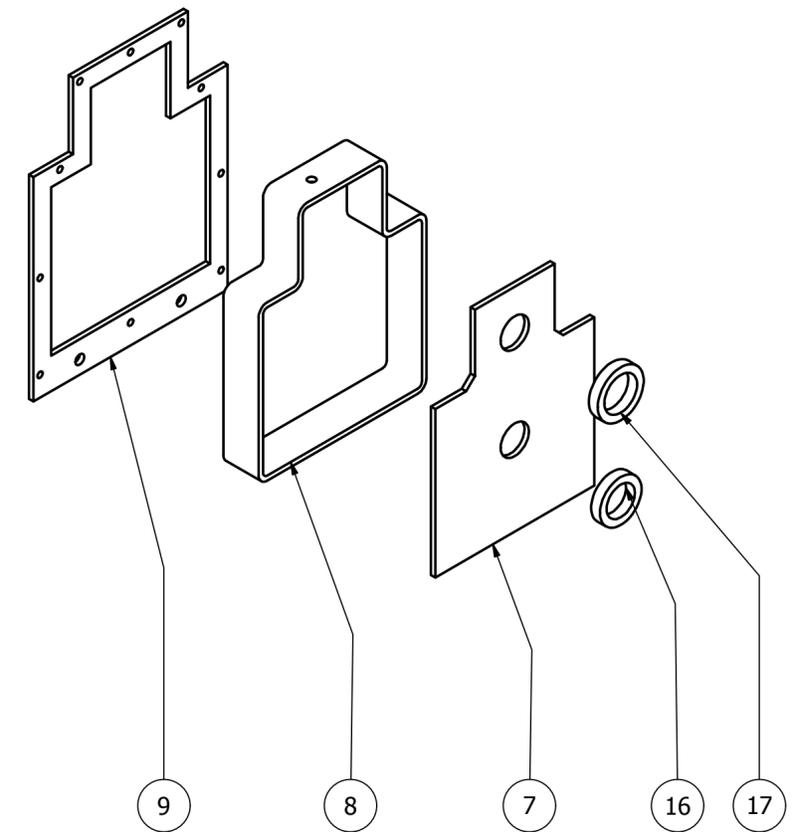
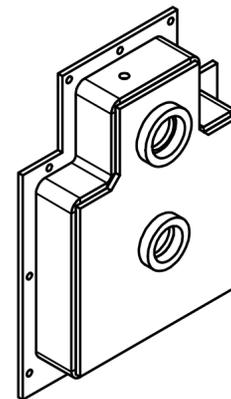
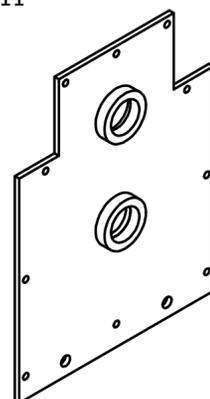
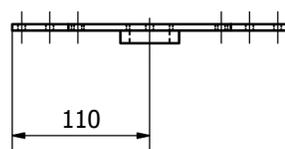
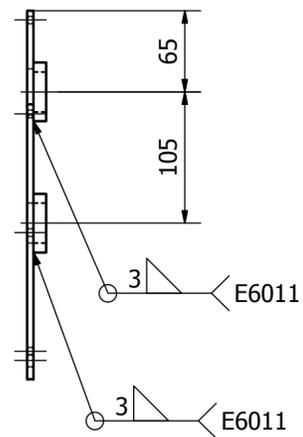
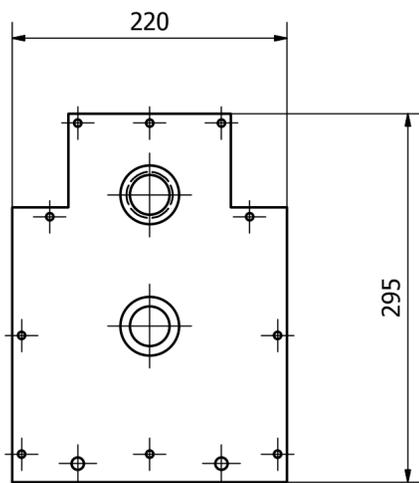
Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA		
DISEÑADO V.Q.C	FECHA MAR21	ENSAMBLAJE		
EDITADO	FECHA	ESTRUC TURA		
APROBADO	FECHA			
REVISADO	FECHA	ESCALA 1 : 6	PLANO V-G-05-D	REVISIÓN C
APROBADO	FECHA		HOJA 09 / 29	UNIDAD mm
				FORMATO A2

## B. Caja Soldadura



## A. Tapa Soldadura

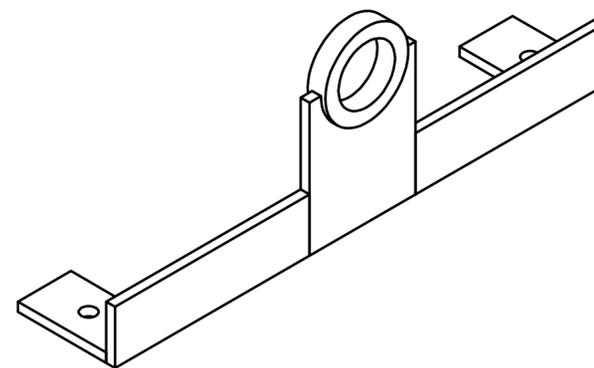
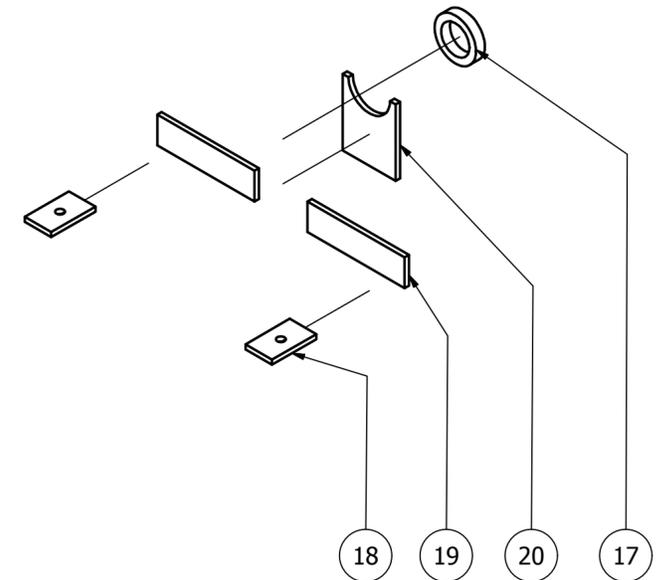
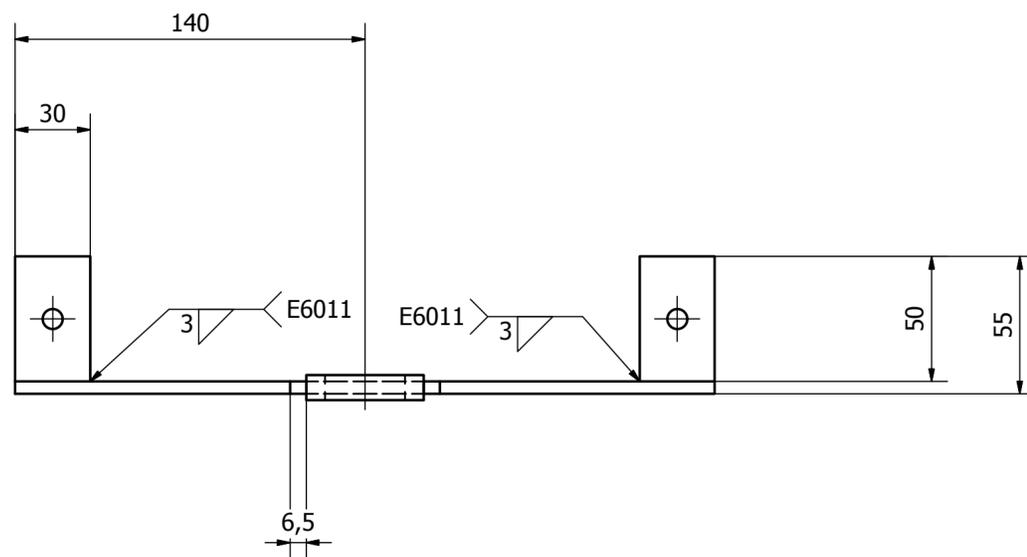
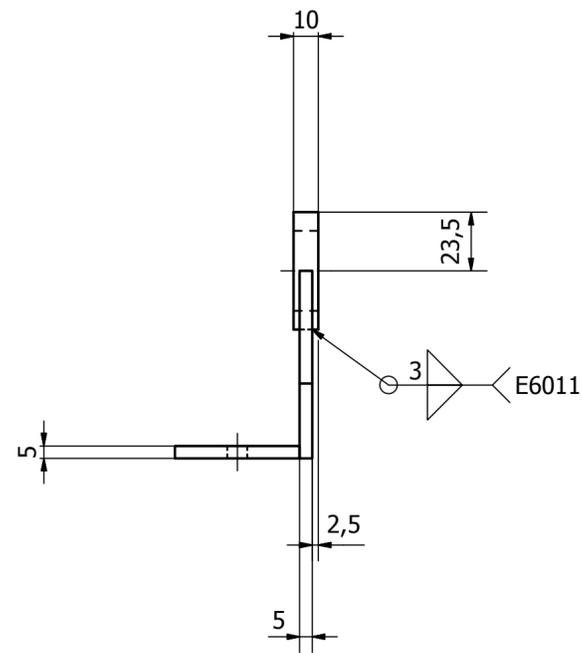
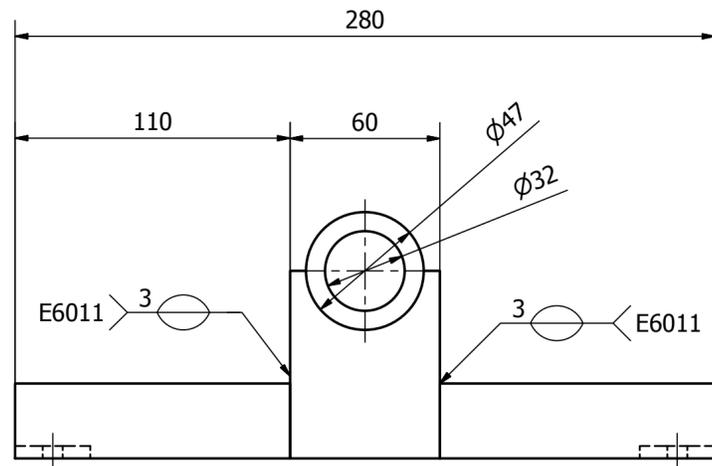


Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia
17	Golilla 37 mm	2	V-D-06
16	Golilla 32 mm	8	V-D-06
10	Tapa Caja Engranajes	2	V-D-03
9	Aleta Caja Engranajes	2	V-D-03
8	Pared Caja Engranajes	2	V-D-03
7	Base Caja Engranajes	2	V-D-03

### Lista de Piezas

MINGAKO		VOLTEADORA			
DISENADO	FECHA	PLANO SOLDADURA CAJA			
V.Q.C	MAR21				
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
REVISADO	FECHA	1 : 4	V-S-01	C	
APROBADO	FECHA		HOJA	UNIDAD	FORMATO
			10 / 29	mm	A2

Explosionado ( 1:4 )

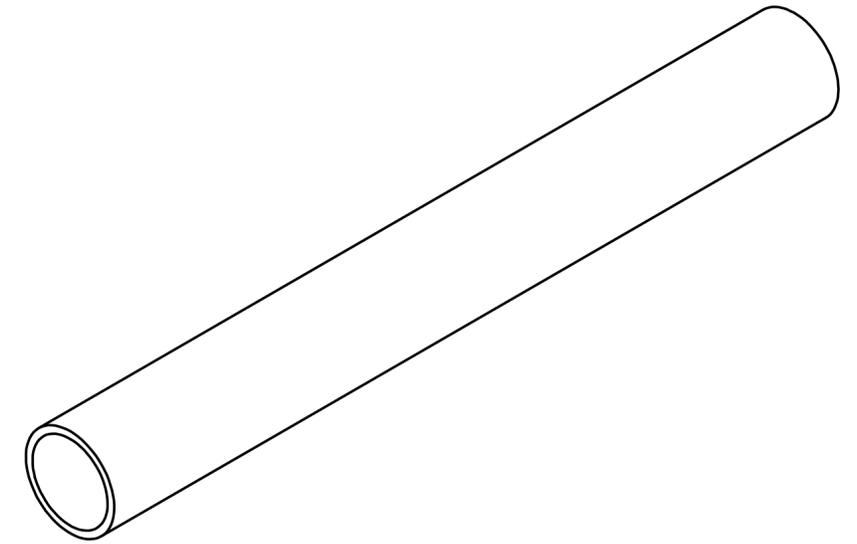
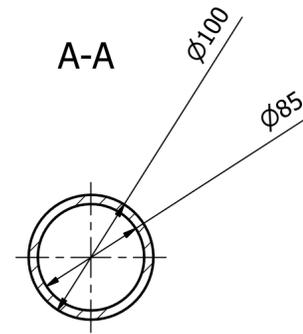
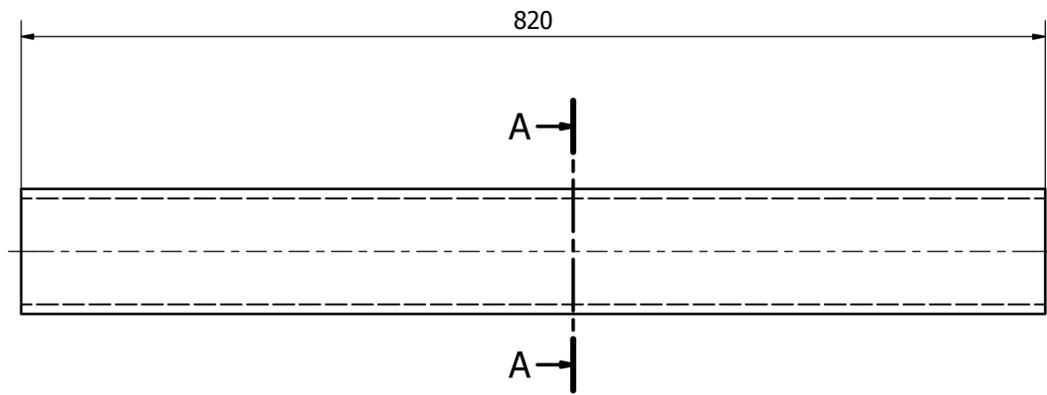


20	Ajuste Pieza C	2	V-D-07
19	Ajuste Pieza B	4	V-D-07
18	Ajuste Pieza A	4	V-D-07
17	Golilla 32 mm	2	V-D-06
Ítem	Pieza	Cant	Plano Referencia

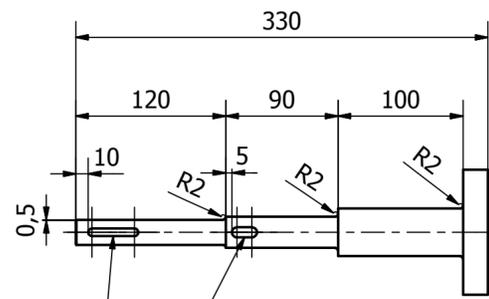
Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b> DISEÑADO V.Q.C EDITADO APROBADO		VOLTEADORA		
		SOLDADURA AJUSTE CADENA		
CLIENTE MINGAKO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN
	FECHA	1 : 2	V-S-02	C
	FECHA	(S.I.C)	HOJA	UNIDAD
	FECHA		11 / 29	mm
				FORMATO
				A2

### 1. Cilindro x1

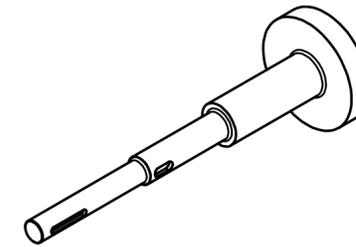
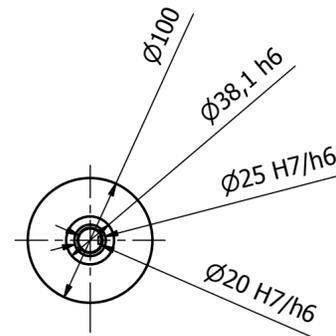


### 2. Eje Principal Lado A x1

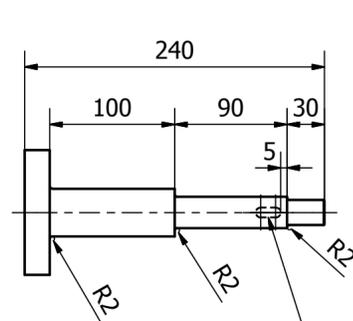


Ranura 6x3,5x40  
DIN 6885-1A

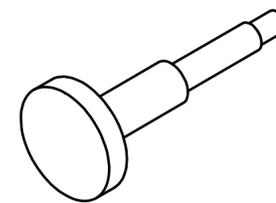
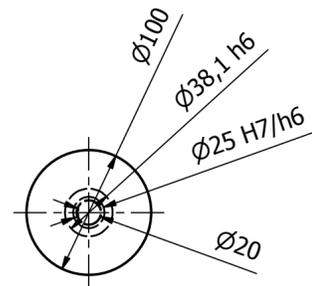
Ranura 8x4x20  
DIN 6885-1A



### 3. Eje Principal Lado B x1



Ranura 8x4x20  
DIN 6885-1A



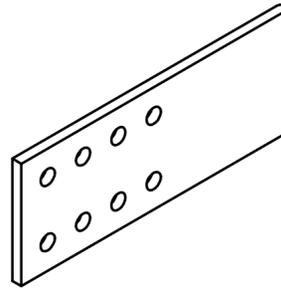
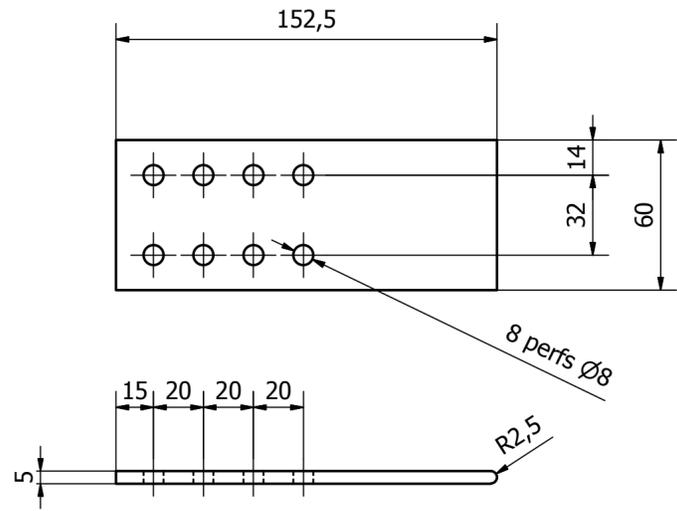
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]
3	Eje Principal Lado B	SAE1045	1	2.54
2	Eje Principal Lado A	SAE 1045	1	2.76
1	Cilindro	ST 52	1	14.03

#### Lista de Piezas

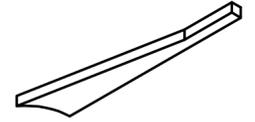
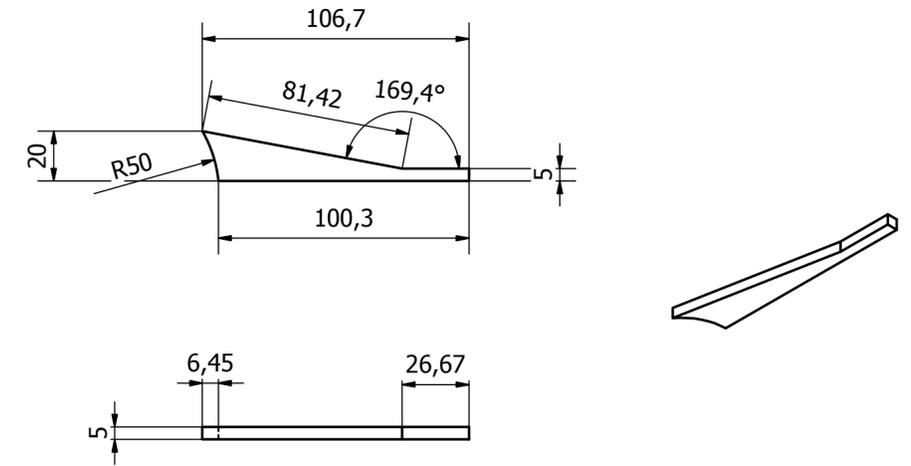
MINGAKO		VOLTEADORA		
DISEÑADO	V.Q.C.	FECHA	MAR21	
	EDITADO		FECHA	
APROBADO		FECHA		
REVISADO		FECHA	ESCALA	PLANO
APROBADO		FECHA	1 : 4	V-D-01
			HOJA	REVISIÓN
			12 / 29	C
			UNIDAD	FORMATO
			mm	A2



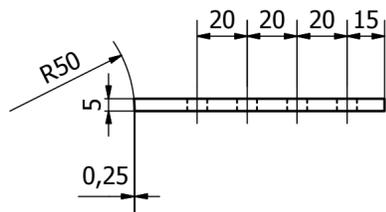
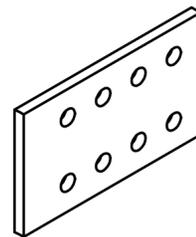
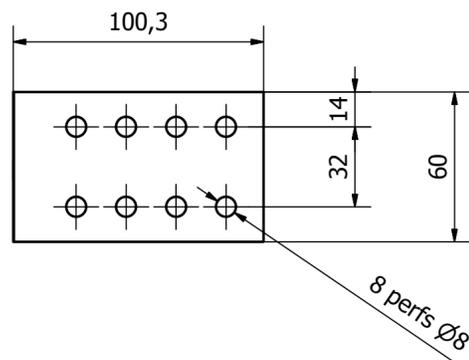
#### 4. Paleta x14



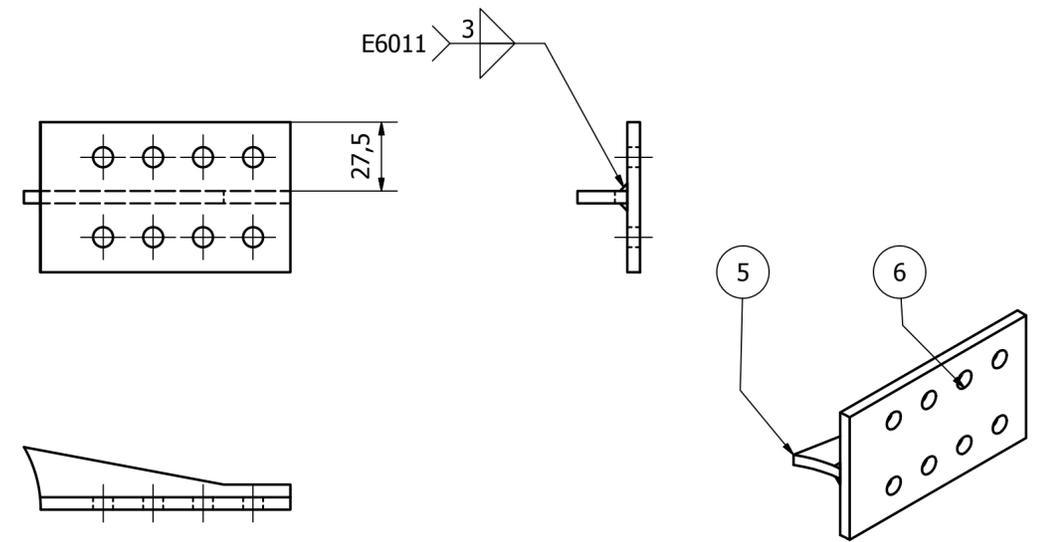
#### 5. Aleta Soporte x14



#### 6. Placa Soporte x14



#### Soldadura soporte paleta

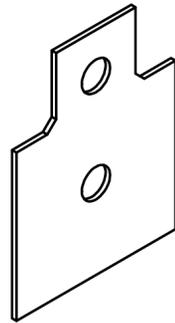
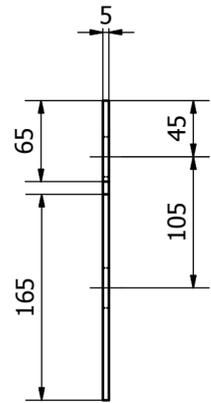
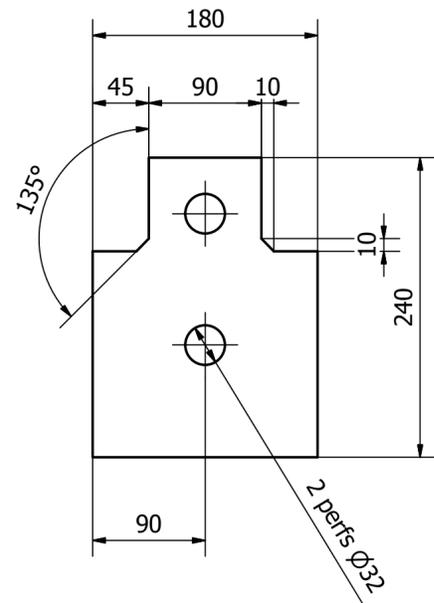


Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]
6	Placa Soporte	ASTM A36	14	3.08
5	Aleta Soporte	ASTM A36	14	0.56
4	Paleta	ASTM A36	14	4.76

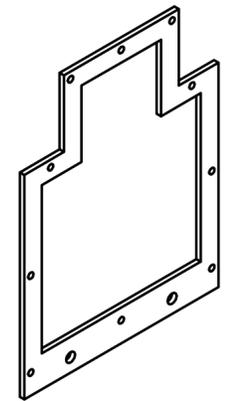
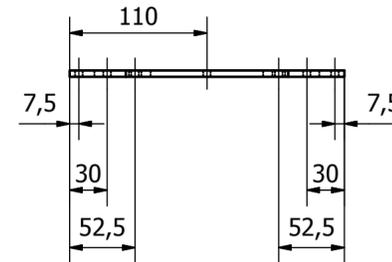
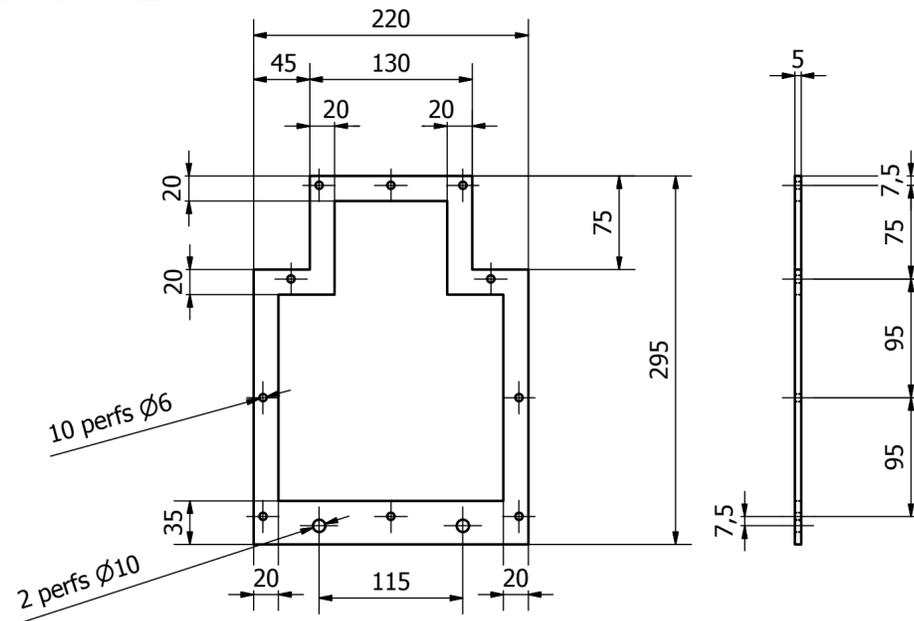
#### Lista de Piezas

MINGAKO		VOLTEADORA		mingako	
DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 02			
V.Q.C.	MAR21				
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
		1 : 2	V-D-02	C	
CLIENTE	APROBADO	FECHA	HOJA	UNIDAD	FORMATO
			13 / 29	mm	A2

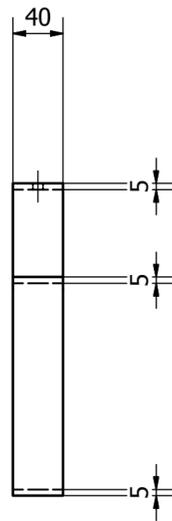
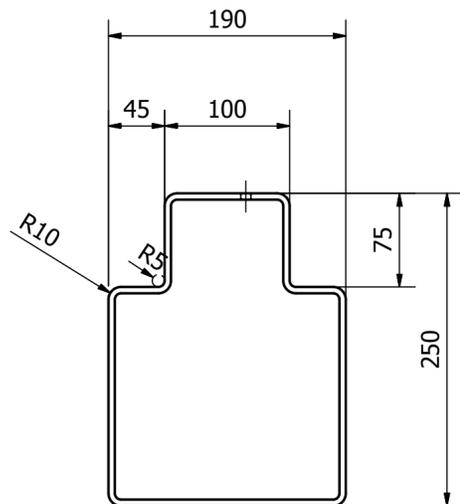
7. Base x2



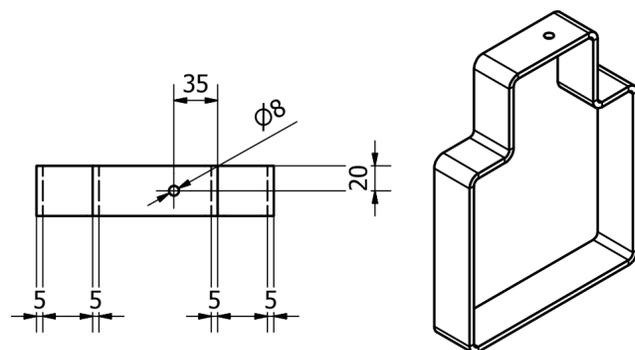
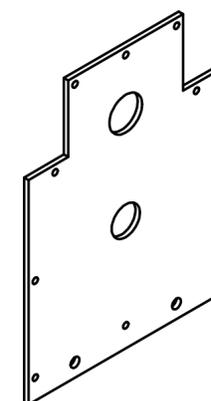
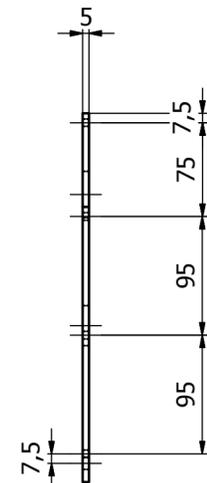
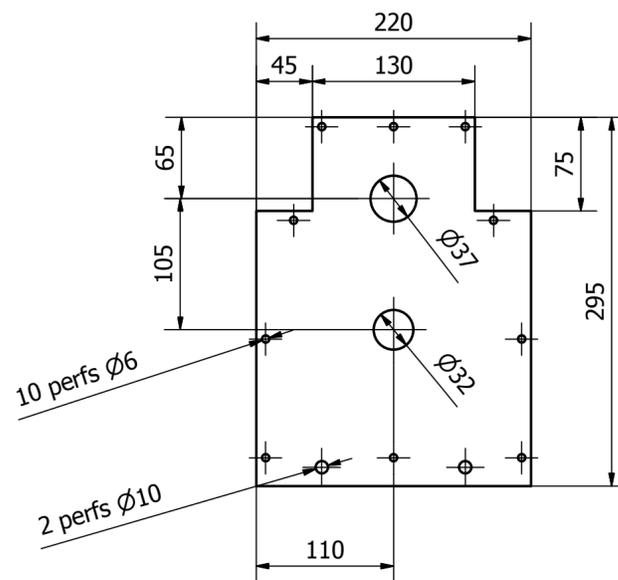
9. Aleta x2



8. Pared x2



10. Tapa x2

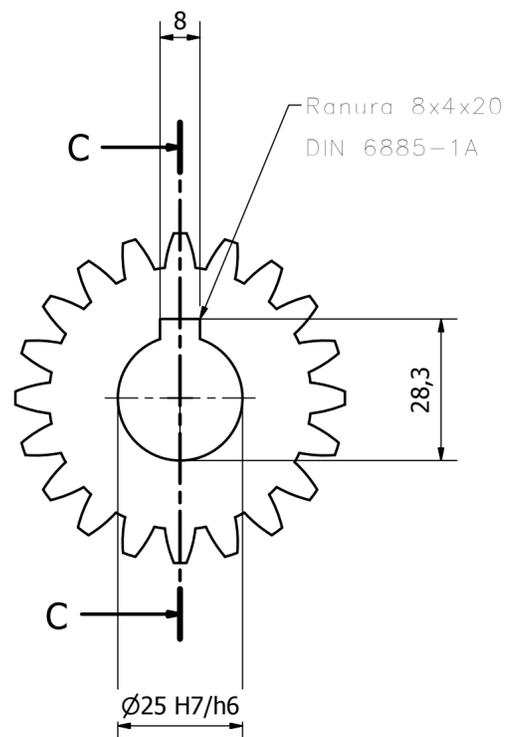


Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]
10	Tapa Caja Engranajes	ASTM A36	2	4.4
9	Aleta Caja Engranajes	ASTM A36	2	1.68
8	Pared Caja Engranajes	ASTM A36	2	2.6
7	Base Caja Engranajes	ASTM A36	2	2.74

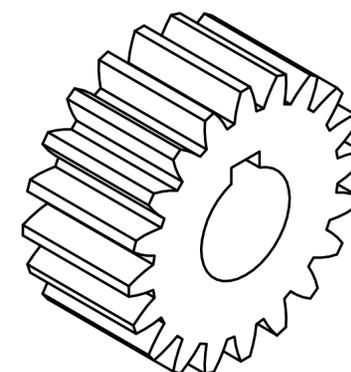
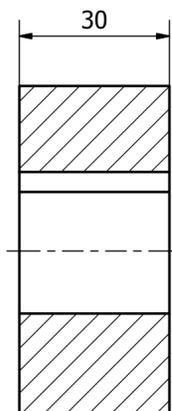
Lista de Piezas

MINGAKO		VOLTEADORA		mingako	
DISENADO	FECHA	PLANO DESPIECE 03			
V.Q.C.	MAR21				
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA				
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
APROBADO	FECHA	1 : 4	V-D-03	C	
		HOJA	UNIDAD	FORMATO	
		14 / 29	mm	A2	

11. Engranaje  
Piñón x2

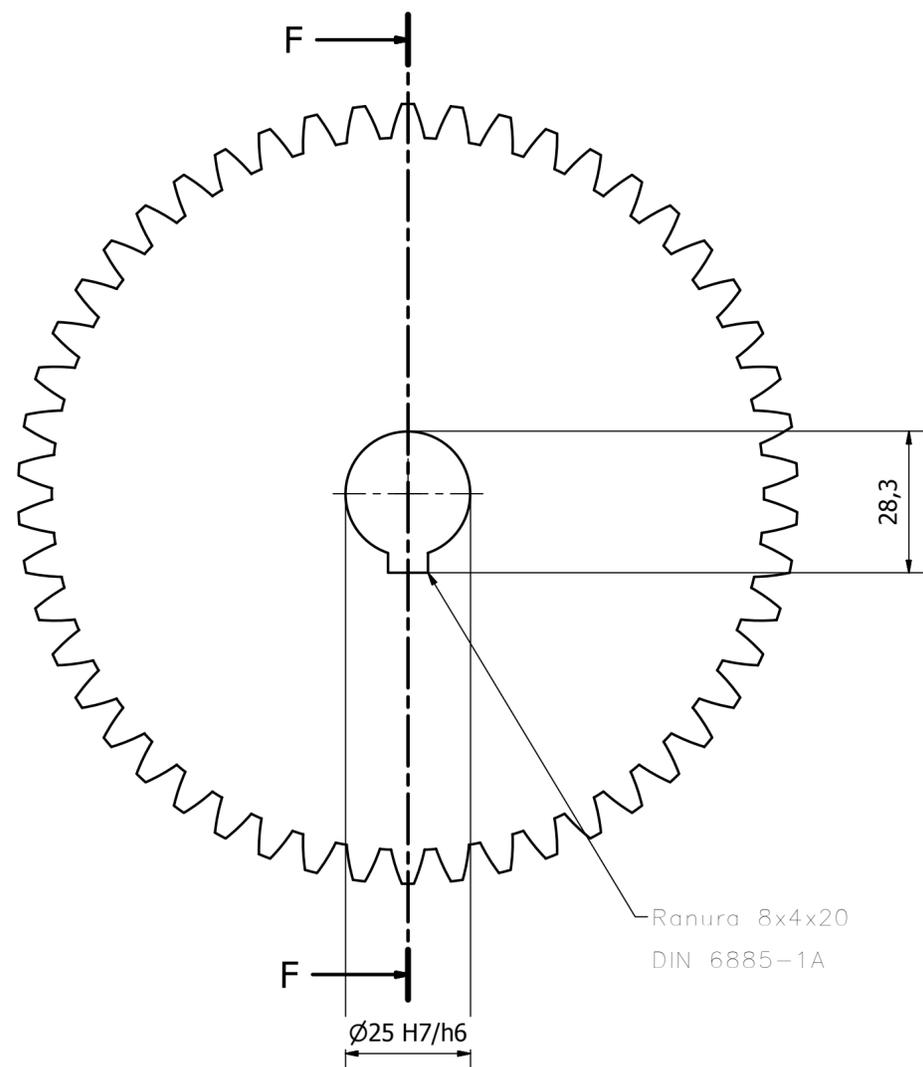


C-C (1:1)

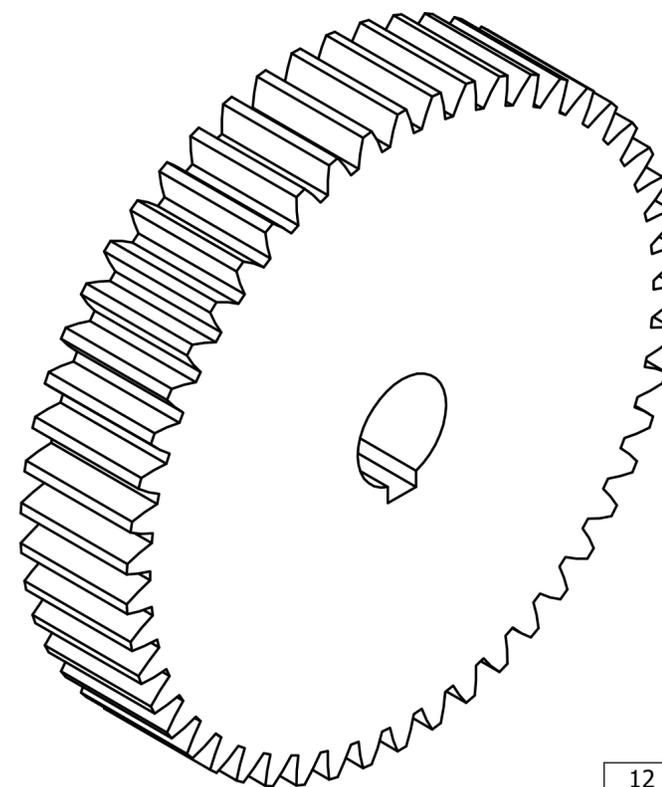
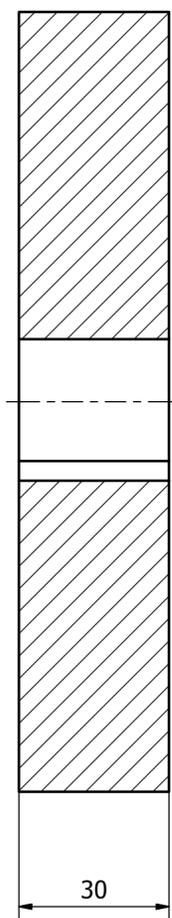


Especificaciones Piñón	
Ítem	Valor
Módulo	3 mm
Nº Dientes	20
Diámetro de Paso	60 mm
Altura de Diente	6.75 mm
Dedendum	52.5 mm
Addendum	66 mm
Ángulo de Presión	20°

12. Engranaje  
Rueda x2



F-F (1:1)



Especificaciones Rueda	
Ítem	Valor
Módulo	3 mm
Nº Dientes	50
Diámetro de Paso	150 mm
Altura de Diente	6.75 mm
Dedendum	142.5
Addendum	156 mm
Ángulo de Presión	20°

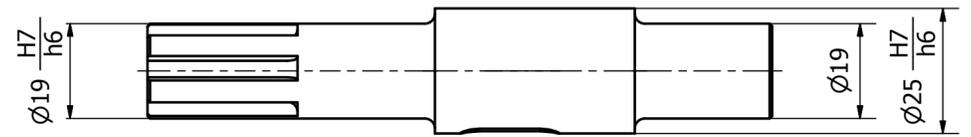
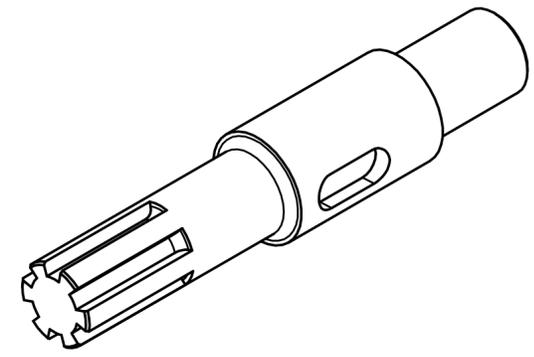
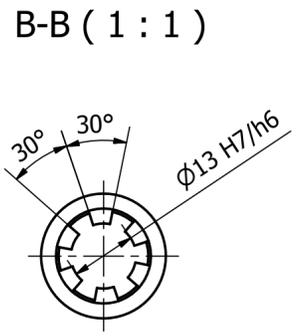
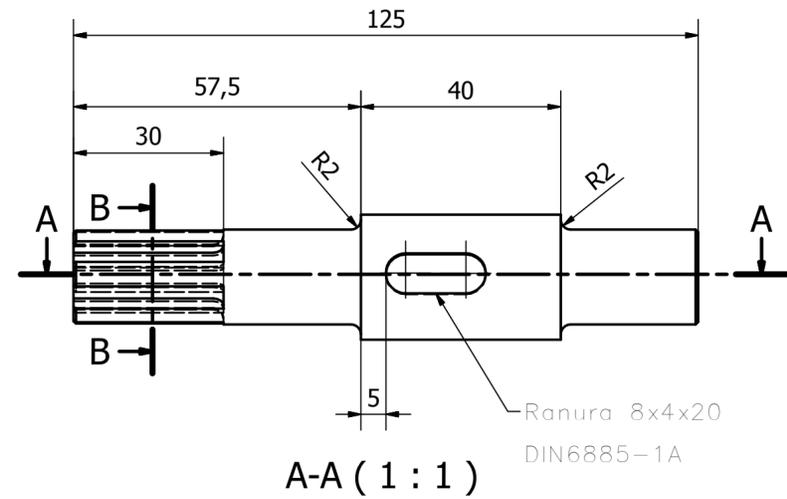
12	Engranaje Rueda	Acero Endurecido	2	8
11	Engranaje Piñón	Acero Endurecido	2	1.08
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

Lista de Piezas

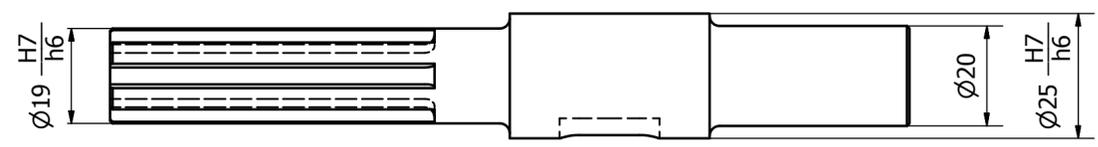
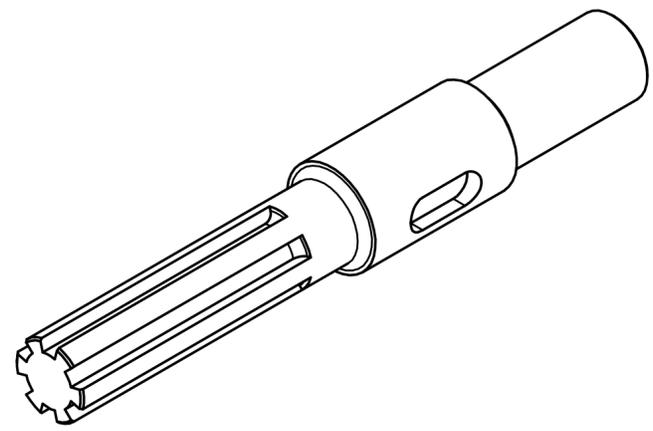
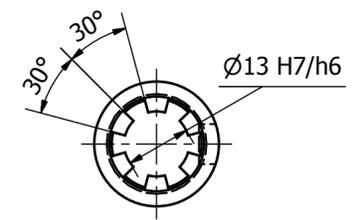
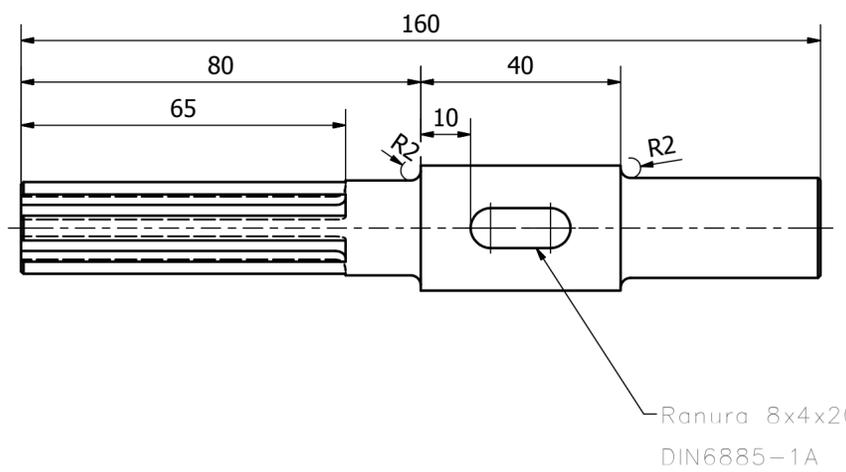
MINGAKO		VOLTEADORA		
DISEÑADO	V.Q.C.	FECHA	MAR21	
	EDITADO		FECHA	
APROBADO		FECHA		
REVISADO		FECHA		
APROBADO		FECHA		
CLIENTE	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
	1 : 1	V-D-04	C	
		HOJA	UNIDAD	FORMATO
	15 / 29	mm	A2	



### 13. Eje Estriado Engranaje x2



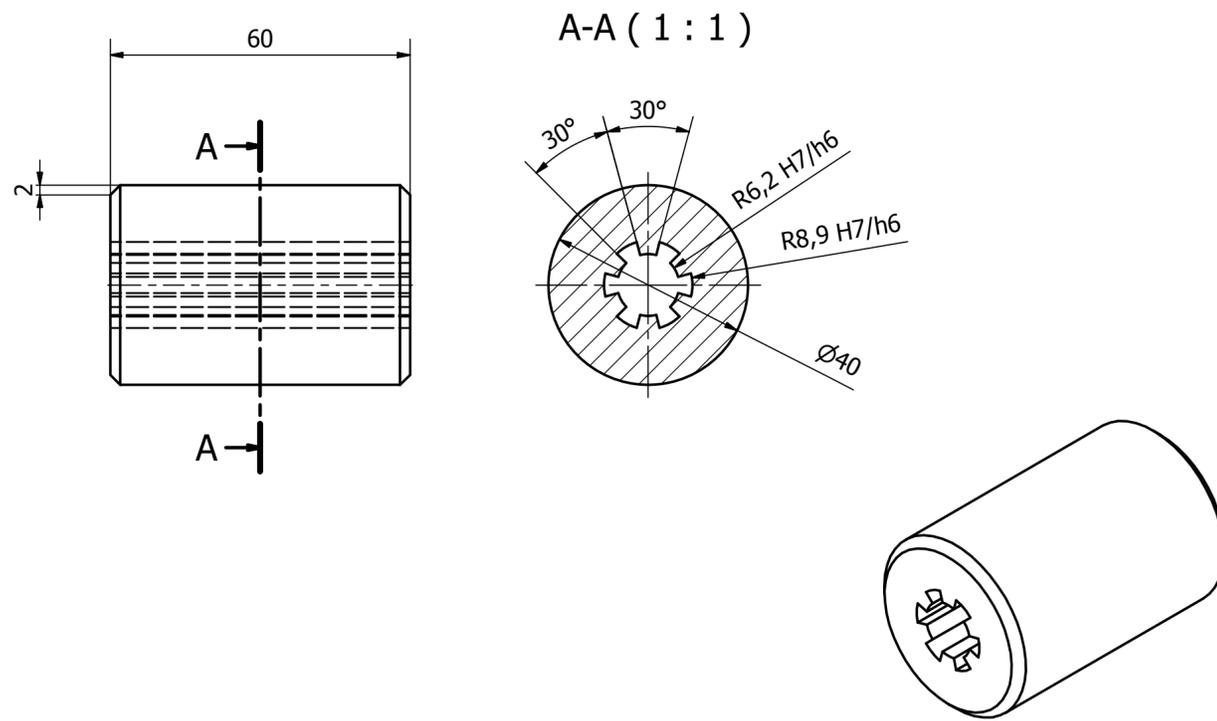
### 14. Eje Estriado Catarina x2



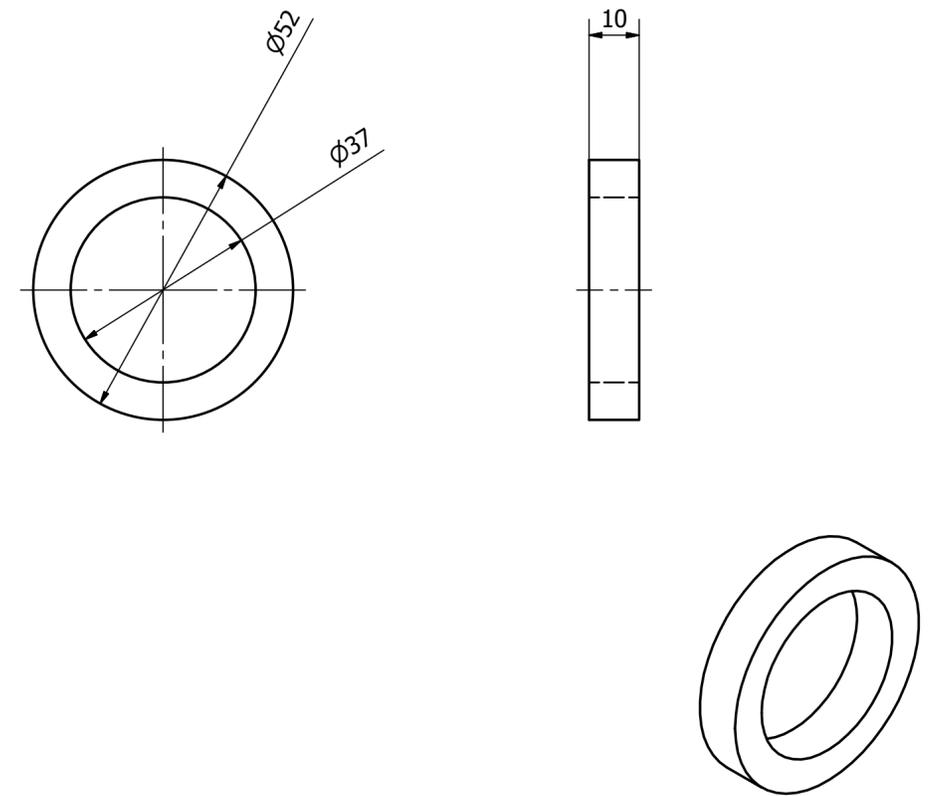
14	Eje Estriado Catarina	SAE 1045	2	0.78
13	Eje Estriado Engranaje	SAE 1045	2	0.64
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

Lista de Piezas						
<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA				
CLIENTE	DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 05			
	V.Q.C.	MAR21				
	EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA					
REVISADO	FECHA			ESCALA	PLANO	REVISIÓN
APROBADO	FECHA			1 : 1	V-D-05	C
		HOJA	UNIDAD	FORMATO		
		16 / 29	mm	A2		

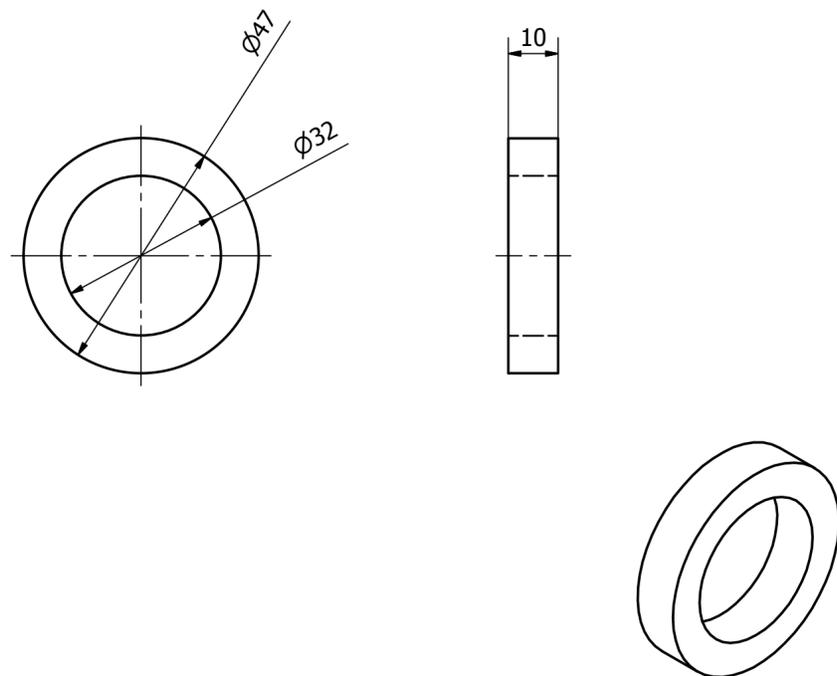
15. Acople Estriado x2



16. Golilla 37 mm x8



17. Golilla 32 mm x2

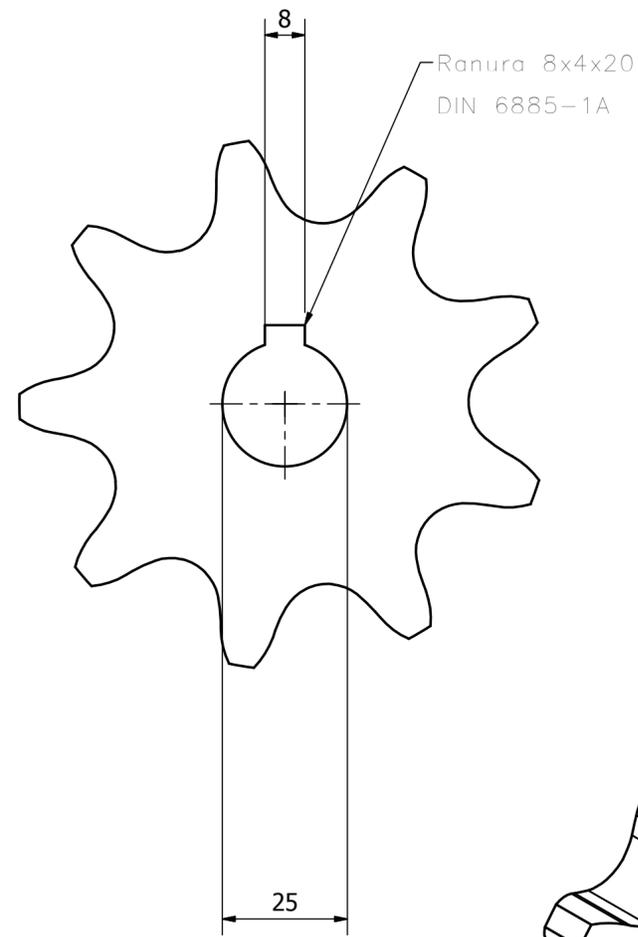


17	Golilla 37 mm	SAE 1045	2	0.16
16	Golilla 32 mm	SAE 1045	8	0.56
15	Acople Estriado	SAE 1045	2	1
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

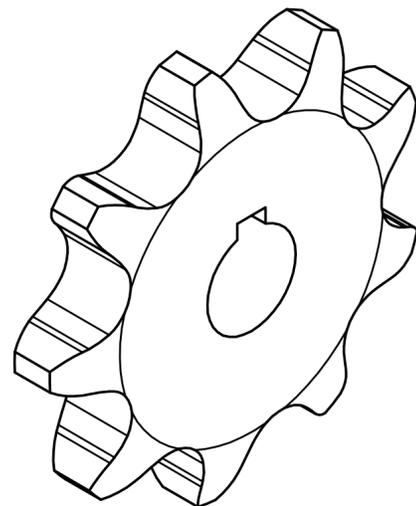
Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b> DISEÑADO V.Q.C. MAR21 EDITADO APROBADO		VOLTEADORA				
		PLANO DESPIECE 06				
CLIENTE	REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
	APROBADO	FECHA	1 : 1	V-D-06	C	
				HOJA	UNIDAD	FORMATO
				17 / 29	mm	A2

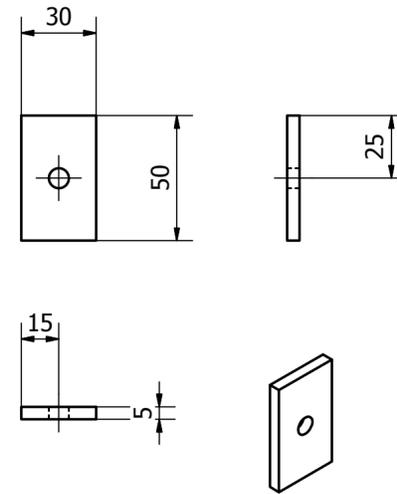
25. Catarina x4 ( 1:1 )



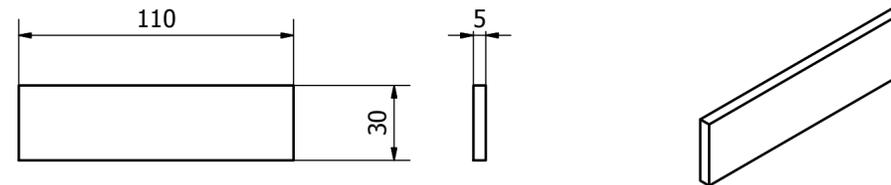
Lubricación	A
Paso	1.25 [in]
Número Cadena	100
Norma Cadena	ANSI B29.1
Nº Hileras	1
Diámetro Nominal	3.4 [in]
Nº Dientes	9
Ítem	Valor
Lista de Piezas	



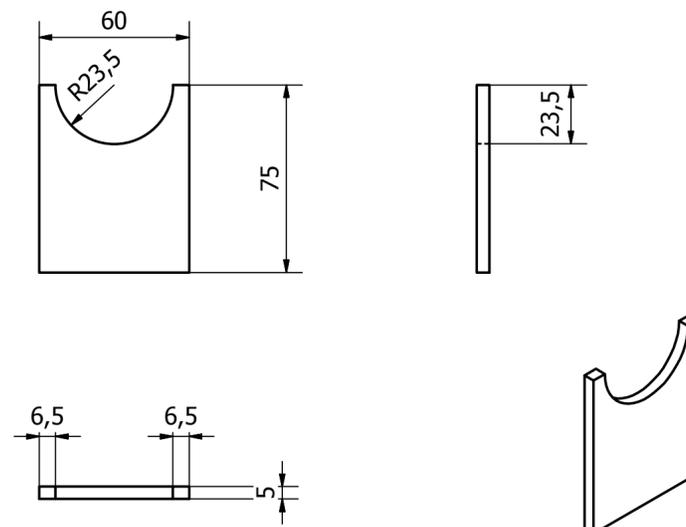
18. Ajuste Pieza A x4



19. Ajuste Pieza B x4



20. Ajuste Pieza C x2

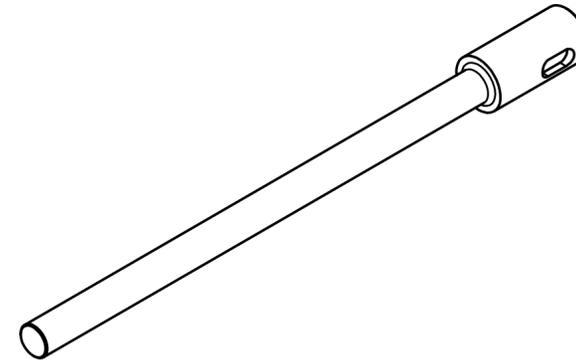
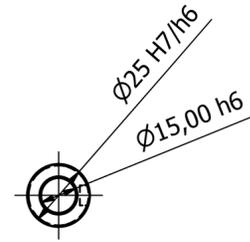
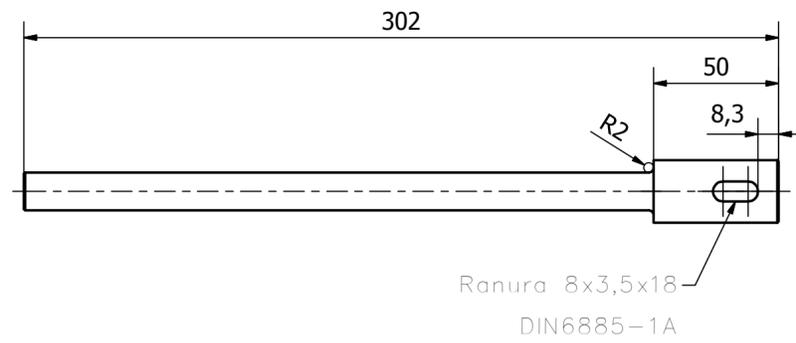


25	Catarina	Fabricante	4	2.96
20	Ajuste Pieza C	ASTM A36	2	0.28
19	Ajuste Pieza B	ASTM A36	4	0.52
18	Ajuste Pieza A	ASTM A36	4	0.04
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

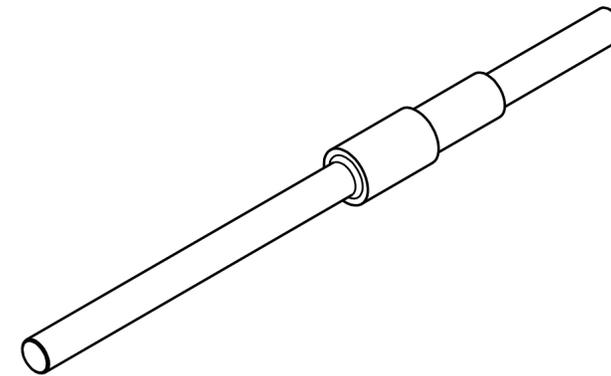
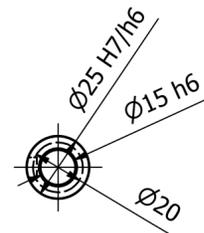
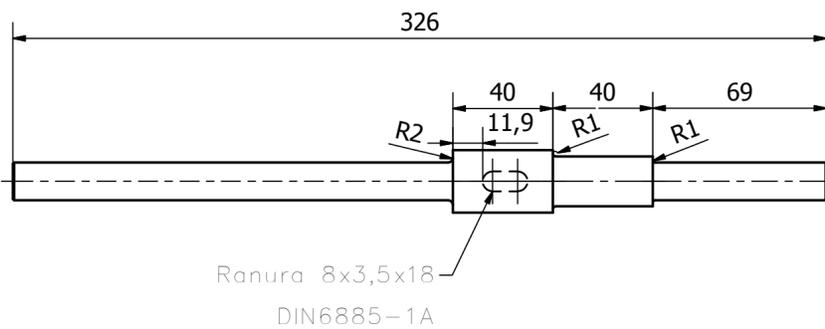
Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
CLIENTE	MINGAKO	PLANO DESPIECE 07			
	DISEÑADO	FECHA			
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
APROBADO	FECHA	1 : 2	V-D-07	C	
		(S.I.C)	HOJA	UNIDAD	FORMATO
			18 / 29	mm	A2

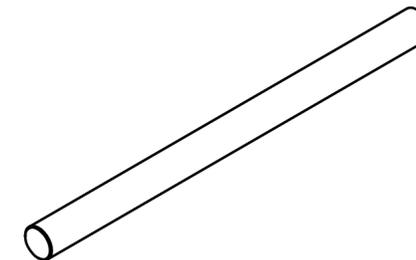
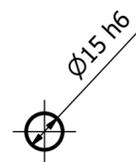
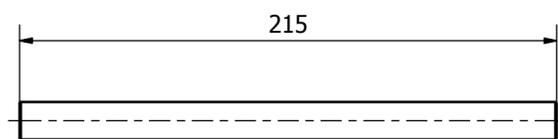
21. Eje Delantero Lado A x1



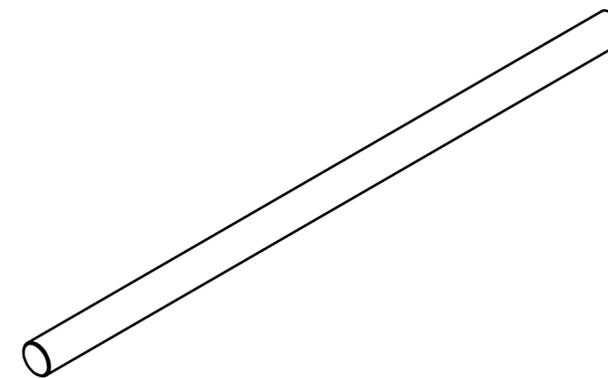
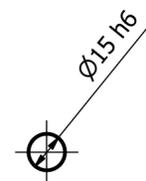
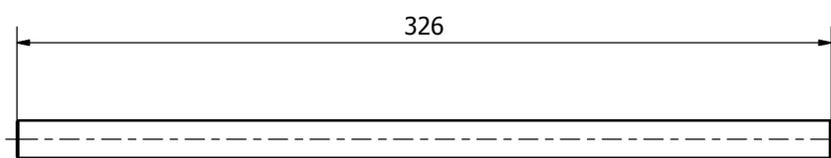
22. Eje Delantero Lado B x1



23. Eje Trasero Lado A x1



24. Eje Trasero Lado B x1

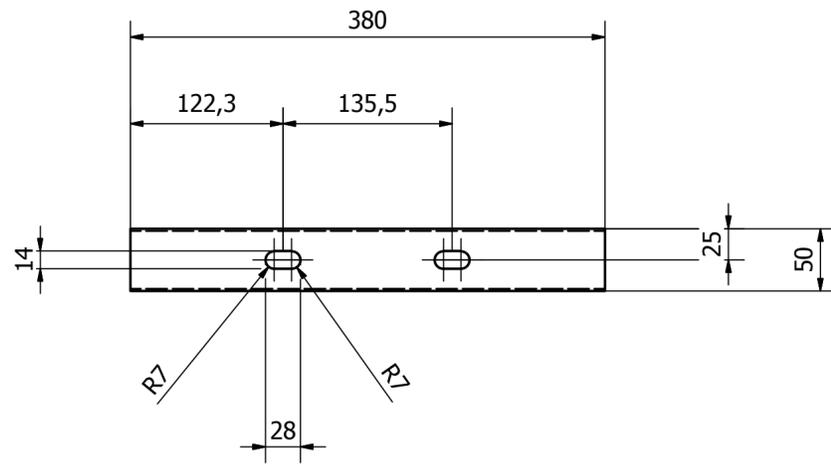


24	Eje Trasero Lado B	SAE 1045	1	0.45
23	Eje Trasero Lado A	SAE 1045	1	0.3
22	Eje Delantero Lado B	SAE 1045	1	0.59
21	Eje Delantero Lado A	SAE 1045	1	0.54
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

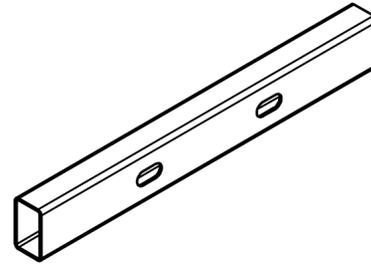
Lista de Piezas

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 08			
V.Q.C.	MAR21				
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA				
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
APROBADO	FECHA	1 : 2	V-D-08	C	
		HOJA	UNIDAD	FORMATO	
		19 / 29	mm	A2	

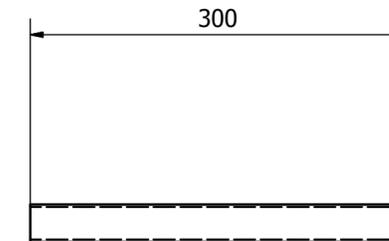
27. Perfil ISO 50x30x2 - 01 x2



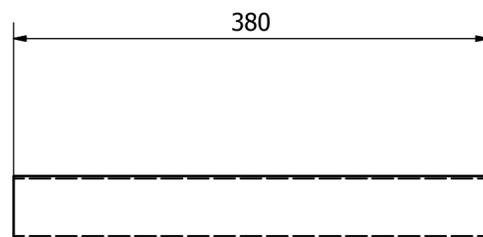
2 perfs  
pasantes



28. Perfil ISO 30x30x2 - 01 x4



29. Perfil ISO 50x30x2 - 02 x2

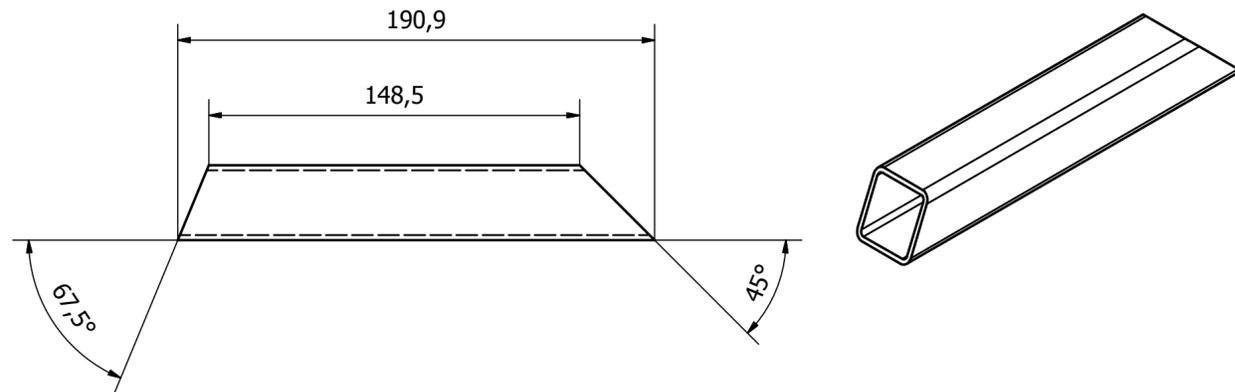


29	Perfil ISO 50x30x2 - 02	Acero Carbono	2	-
28	Perfil ISO 30x30x2 - 01	Acero Carbono	4	-
27	Perfil ISO 50x30x2 - 01	Acero Carbono	2	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

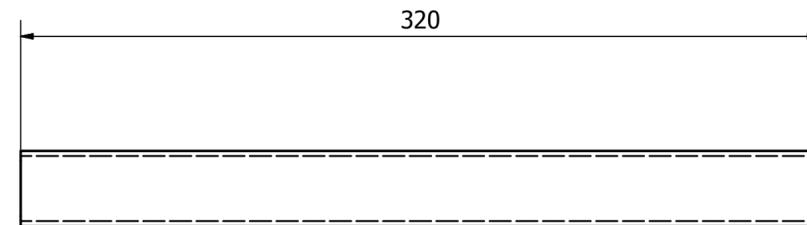
Lista de Materiales

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
CLIENTE	DISENADO	FECHA	PLANO DESPIECE 09		
	V.Q.C.	MAR21			
	EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA				
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
APROBADO	FECHA	1 : 4	V-D-09	C	
		(s.i.c)	HOJA	UNIDAD	FORMATO
			20 / 29	mm	A2

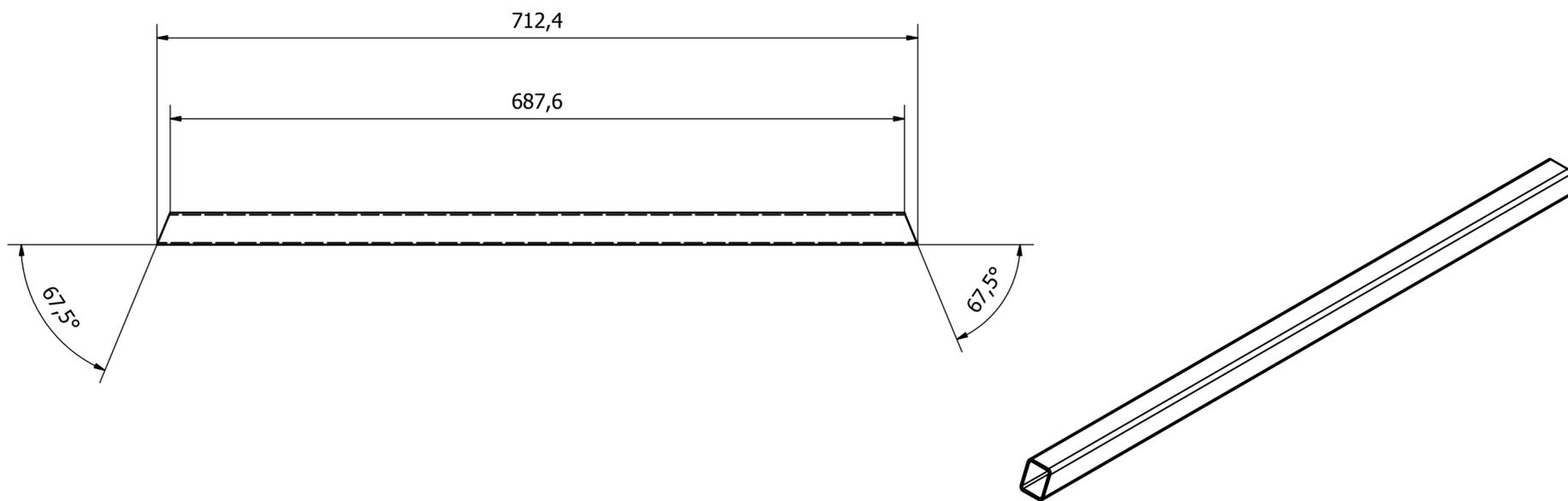
30. Perfil ISO 30x30x2 – 02 ( 1:2 ) x4



31. Perfil ISO 30x30x2 – 03 ( 1:2 ) x3



32. Perfil ISO 30x30x2 – 04 x2



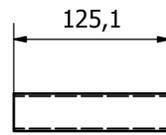
32	Perfil ISO 30x30x2 - 04	Acero Carbono	2	-
31	Perfil ISO 30x30x2 - 03	Acero Carbono	3	-
30	Perfil ISO 30x30x2 - 02	Acero Carbono	4	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

Lista de Materiales

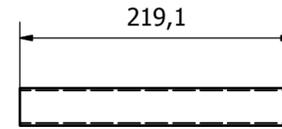
MINGAKO		VOLTEADORA		
CLIENTE	DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 10	
	V.Q.C.	MAR21		
	EDITADO	FECHA		
	APROBADO	FECHA		
	REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO
	APROBADO	FECHA	1 : 4	V-D-10
			(s.i.c)	HOJA
				21 / 29
				UNIDAD
				mm
				REVISIÓN
				C
				FORMATO
				A2



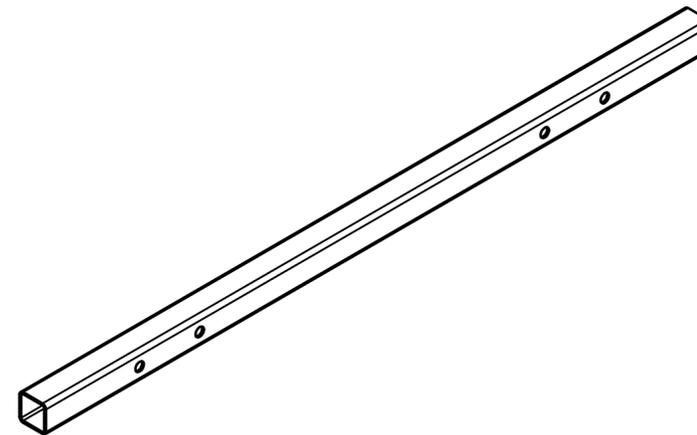
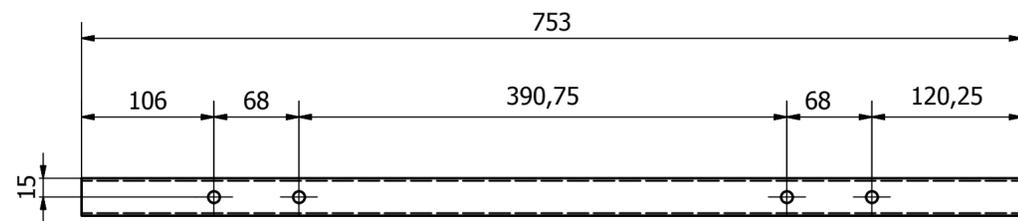
33. Perfil ISO 30x30x2 – 05 x2



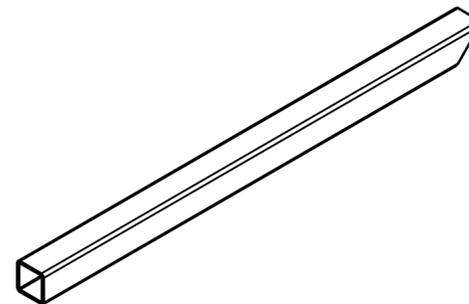
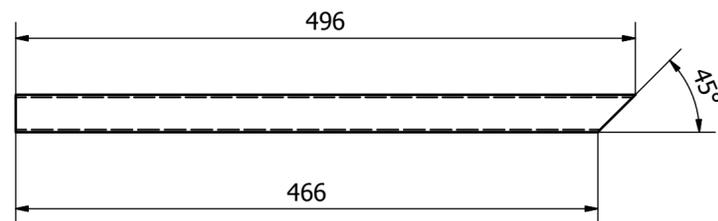
34. Perfil ISO 30x30x2 – 06 x4



35. Perfil ISO 30x30x2 – 07 x2



36. Perfil ISO 30x30x2 – 08 x2

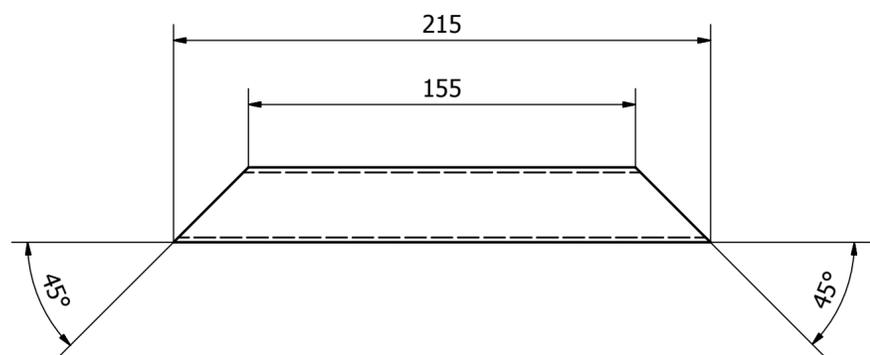


36	Perfil ISO 30x30x2 - 08	Acero Carbono	2	-
35	Perfil ISO 30x30x2 - 07	Acero Carbono	2	-
34	Perfil ISO 30x30x2 - 06	Acero Carbono	4	-
33	Perfil ISO 30x30x2 - 05	Acero Carbono	2	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

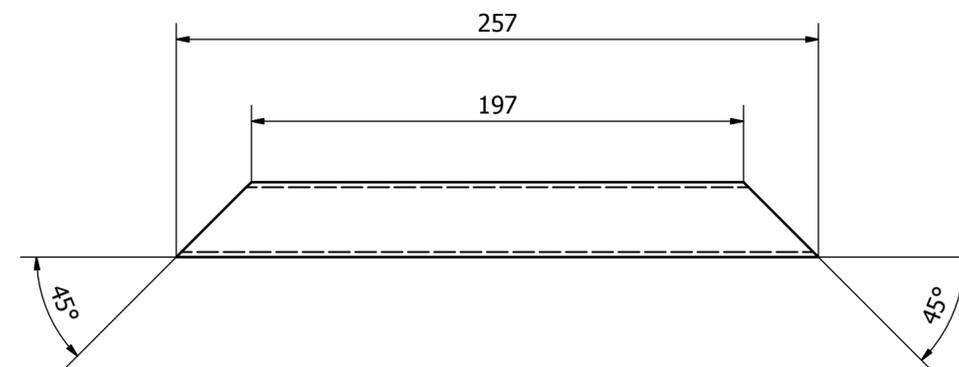
Lista de Materiales

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
CLIENTE	DISENADO	FECHA	PLANO DESPIECE 11		
	V.Q.C.	MAR21			
	EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA	ESCALA		PLANO	REVISIÓN
REVISADO	FECHA	1 : 4	V-D-11	C	
APROBADO	FECHA	HOJA	UNIDAD	FORMATO	
		22 / 29	mm	A2	

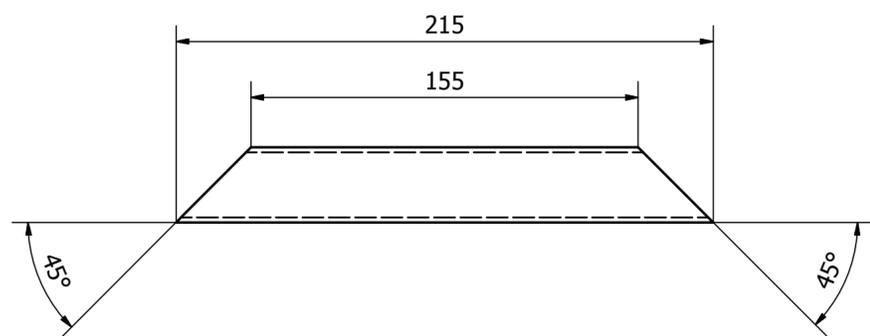
37. Perfil ISO 30x30x2 – 09 x1



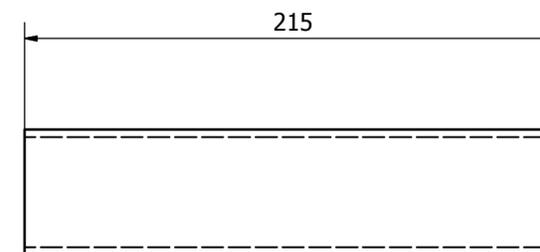
38. Perfil ISO 30x30x2 – 10 x2



39. Perfil ISO 30x30x2 – 11 x2



40. Perfil ISO 50x30x2 – 03 x2

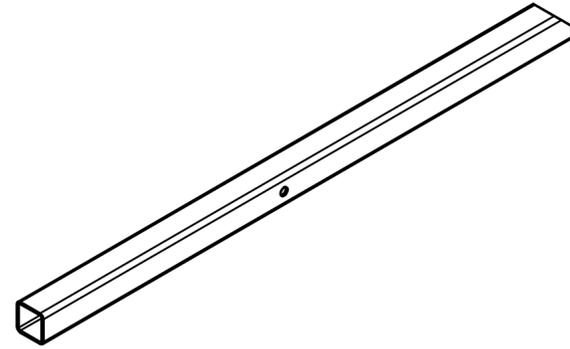
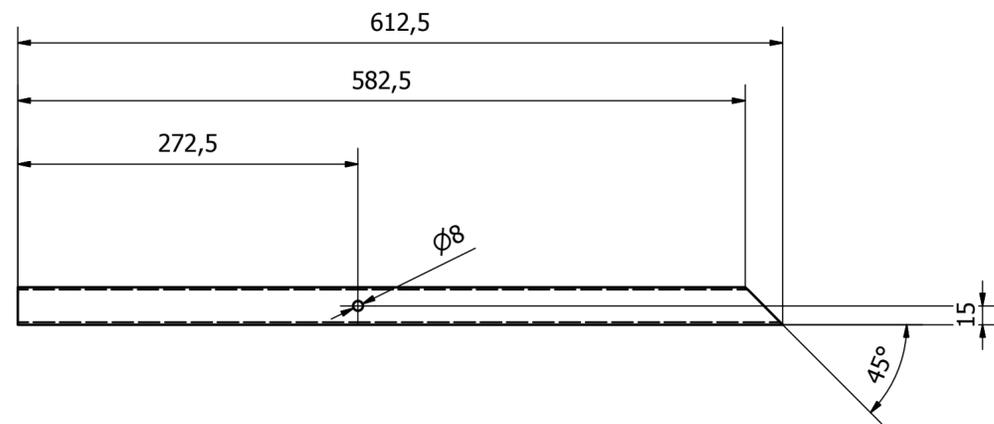


Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]
40	Perfil ISO 50x30x2 - 03	Acero Carbono	2	-
39	Perfil ISO 30x30x2 - 11	Acero Carbono	2	-
38	Perfil ISO 30x30x2 - 10	Acero Carbono	2	-
37	Perfil ISO 30x30x2 - 09	Acero Carbono	1	-

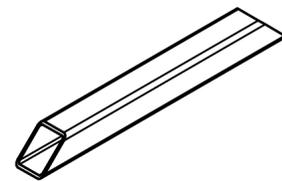
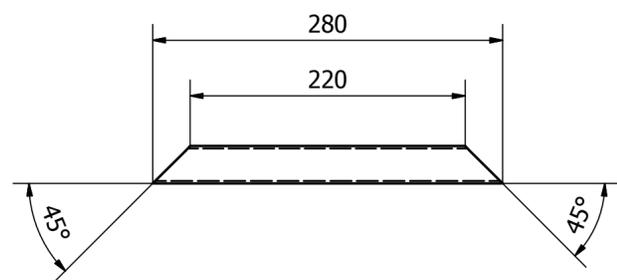
Lista de Materiales

MINGAKO		VOLTEADORA		mingako	
CLIENTE	DISEÑADO	FECHA	PLANO	REVISIÓN	
	V.Q.C.	MAR21			
	EDITADO	FECHA			
CLIENTE	APROBADO	FECHA	ESCALA	UNIDAD	
	REVISADO	FECHA			
	APROBADO	FECHA			
		1 : 2	PLANO	C	
			V-D-12		
			HOJA	UNIDAD	FORMATO
			23 / 29	mm	A2

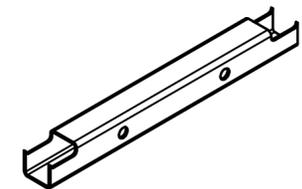
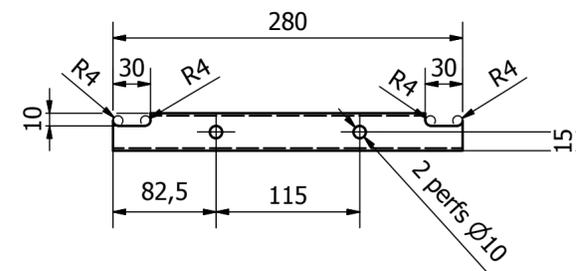
41. Perfil ISO 30x30x2 - 12 x2



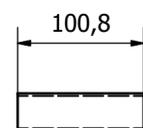
42. Perfil ISO 30x30x2 - 13 x1



43. Perfil ISO 30x30x2 - 14 x2



44. Perfil ISO 30x30x2 - 15 x2



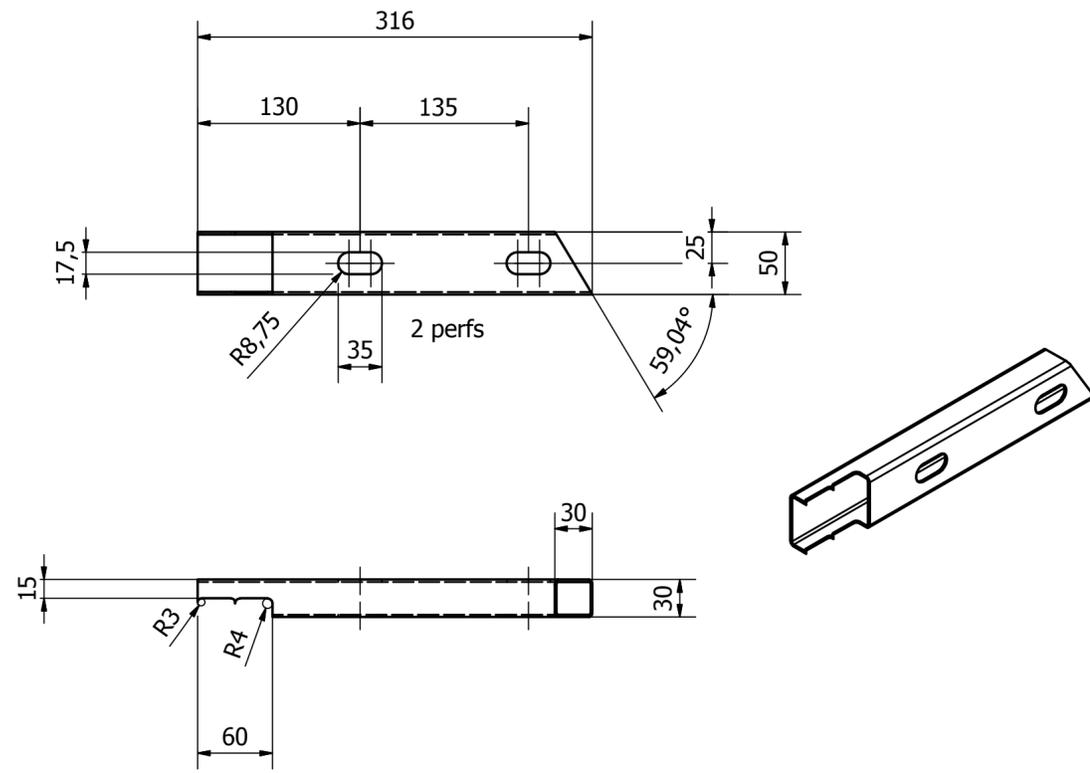
44	Perfil ISO 30x30x2 - 15	Acero Carbono	2	-
43	Perfil ISO 30x30x2 - 14	Acero Carbono	2	-
42	Perfil ISO 30x30x2 - 13	Acero Carbono	1	-
41	Perfil ISO 30x30x2 - 12	Acero Carbono	2	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

Lista de Materiales

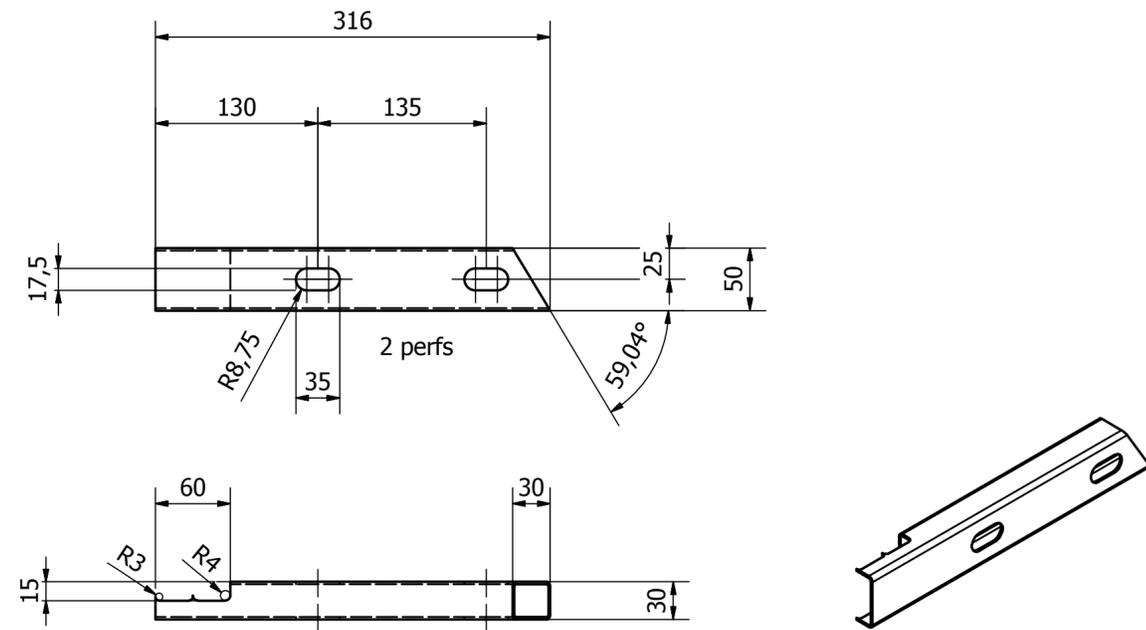
MINGAKO		VOLTEADORA		
CLIENTE	DISENADO	MINGAKO		
	EDITADO			
	APROBADO			
FECHA	PLANO DESPIECE 13			
FECHA				
FECHA				
REVISADO	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
APROBADO	1 : 4	V-D-13	C	
		HOJA	UNIDAD	FORMATO
		24 / 29	mm	A2



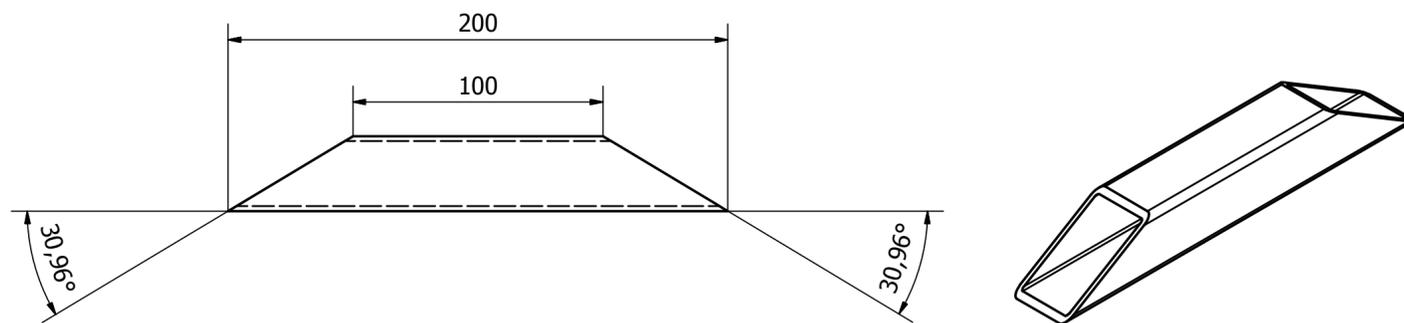
45. Perfil ISO 50x30x2 – 04 x1



46. Perfil ISO 50x30x2 – 05 x1



47. Perfil ISO 30x30x2 – 16 ( 1:2 ) x1

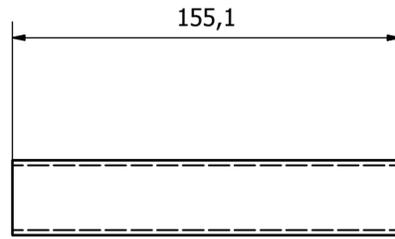


47	Perfil ISO 30x30x2 - 16	Acero Carbono	1	-
46	Perfil ISO 50x30x2 - 05	Acero Carbono	1	-
45	Perfil ISO 50x30x2 - 04	Acero Carbono	1	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

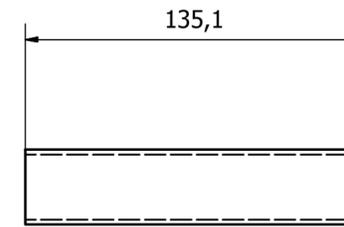
Lista de Materiales

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 14			
V.Q.C.	MAR21				
EDITADO	FECHA				
APROBADO	FECHA				
REVISADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
APROBADO	FECHA	1 : 4	V-D-14	C	
		(S.I.C)	HOJA	UNIDAD	FORMATO
			25 / 29	mm	A2

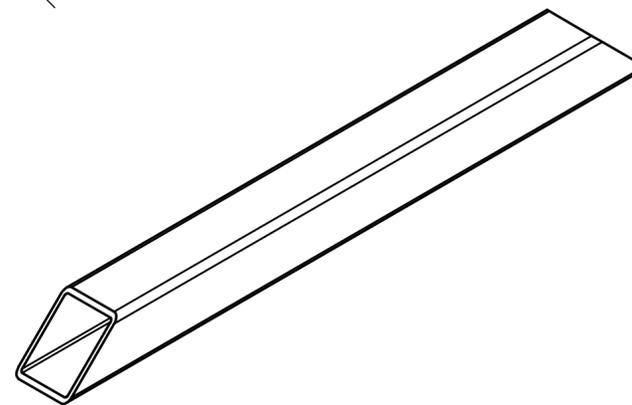
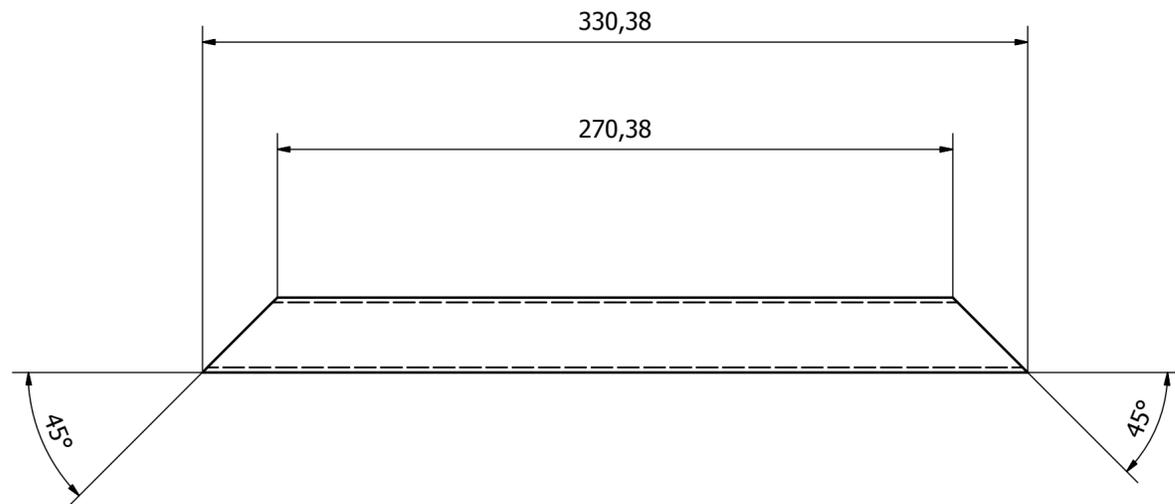
48. Perfil ISO 30x30x2 - 17 x3



49. Perfil ISO 30x30x2 - 18 x1



50. Perfil ISO 30x30x2 - 19 x1

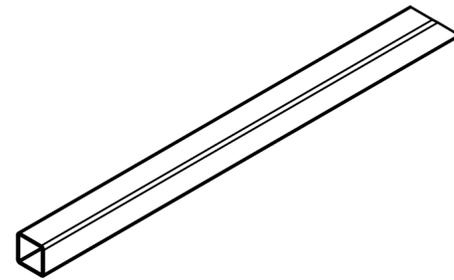
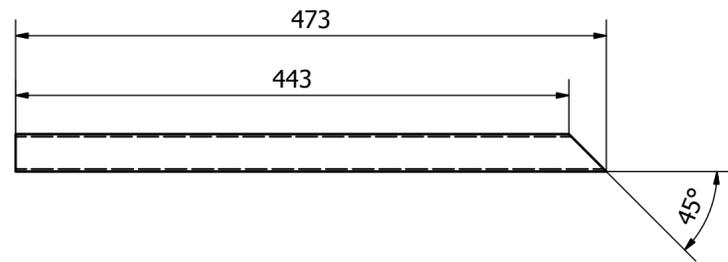


50	Perfil ISO 30x30x2 - 19	Acero Carbono	1	-
49	Perfil ISO 30x30x2 - 18	Acero Carbono	1	-
48	Perfil ISO 30x30x2 - 17	Acero Carbono	3	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

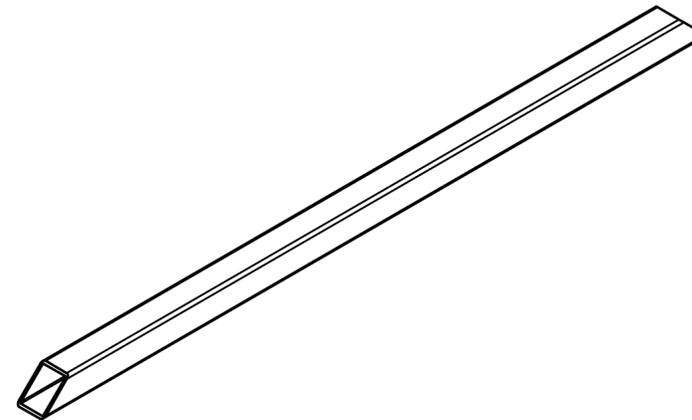
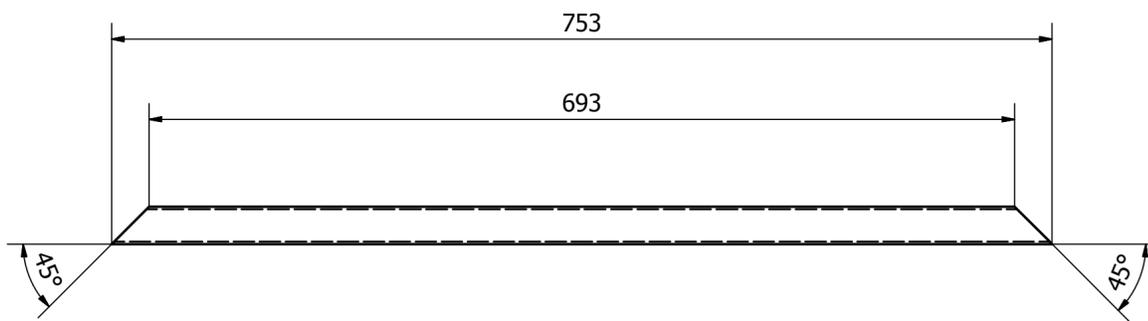
Lista de Materiales

MINGAKO		VOLTEADORA		
CLIENTE	DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 15	
	V.Q.C.	MAR21		
	EDITADO	FECHA		
APROBADO	FECHA			
REVISADO	FECHA			
APROBADO	FECHA			
ESCALA	PLANO	REVISIÓN		
1 : 2	V-D-15	C		
	HOJA	UNIDAD	FORMATO	
	26 / 29	mm	A2	

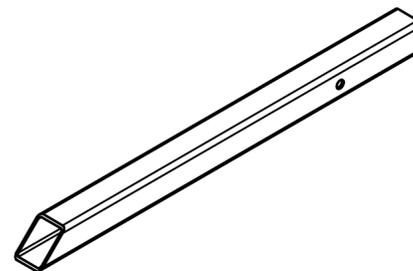
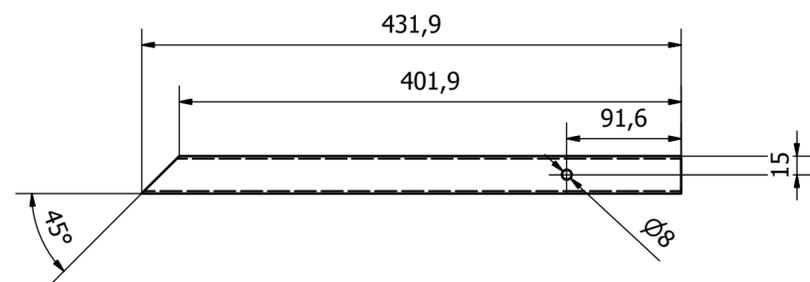
51. Perfil ISO 30x30x2 – 20 x1



52. Perfil ISO 30x30x2 – 21 x1



53. Perfil ISO 30x30x2 – 22 x1

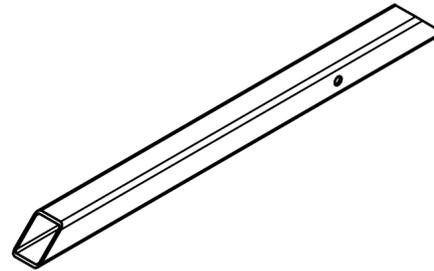
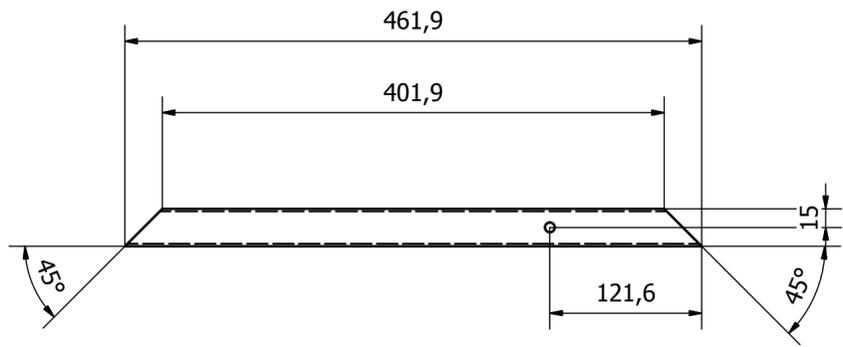


53	Perfil ISO 30x30x2 - 22	Acero Carbono	1	-
52	Perfil ISO 30x30x2 - 21	Acero Carbono	1	-
51	Perfil ISO 30x30x2 - 20	Acero Carbono	1	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

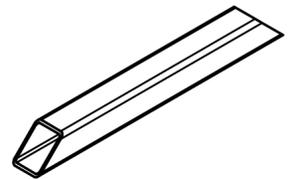
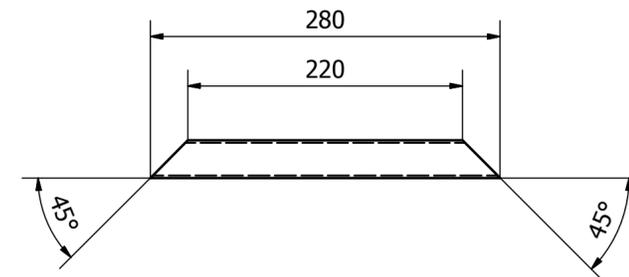
Lista de Materiales

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
CLIENTE	DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 16		
	V.Q.C.	MAR21			
	EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA	ESCALA		PLANO	REVISIÓN
REVISADO	FECHA	1 : 4	V-D-16	C	
APROBADO	FECHA		HOJA	UNIDAD	FORMATO
			27 / 29	mm	A2

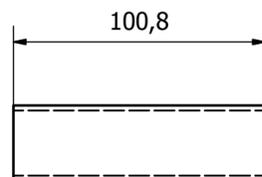
54. Perfil ISO 30x30x2 - 23 x1



55. Perfil ISO 30x30x2 - 24 x1



56. Perfil ISO 30x30x2 - 25 ( 1:2 ) x2

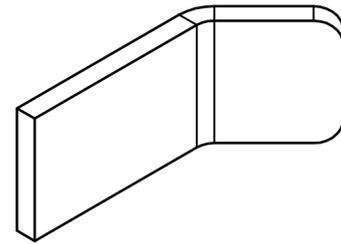
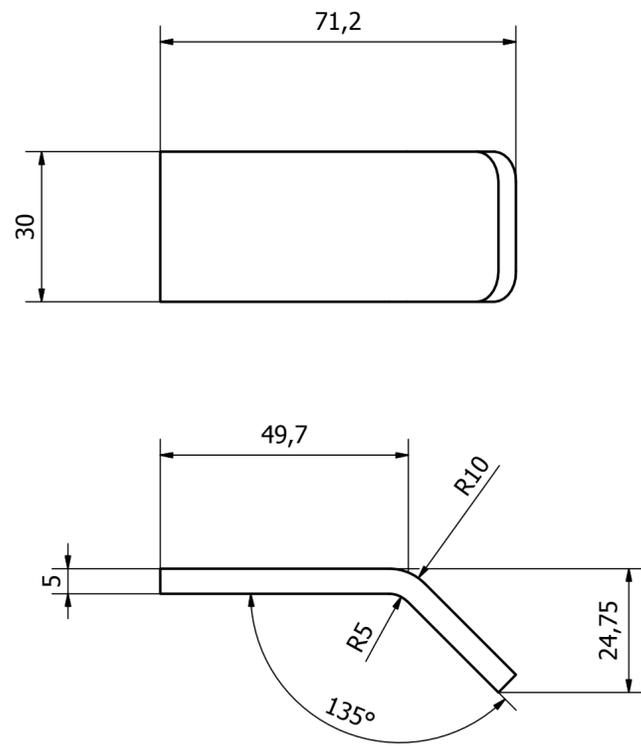


56	Perfil ISO 30x30x2 - 25	Acero Carbono	2	-
55	Perfil ISO 30x30x2 - 24	Acero Carbono	1	-
54	Perfil ISO 30x30x2 - 23	Acero Carbono	1	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

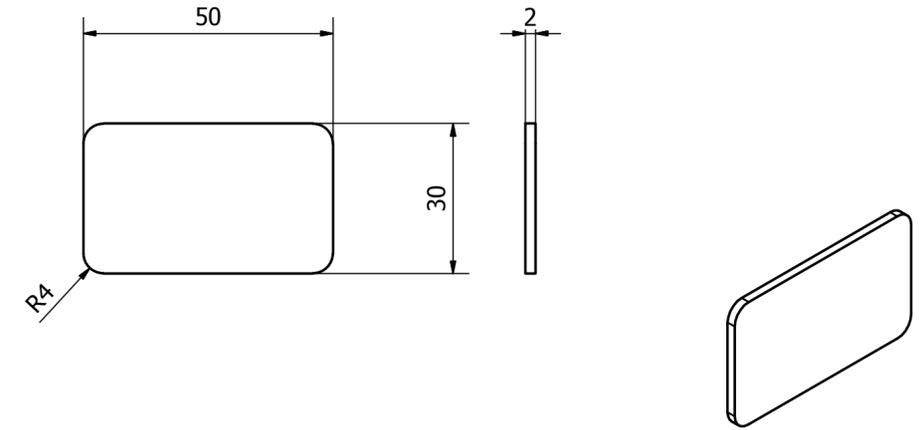
Lista de Materiales

<b>MINGAKO</b> DISEÑADO V.Q.C.    FECHA MAR21 EDITADO    FECHA APROBADO    FECHA		VOLTEADORA  PLANO DESPIECE 17		

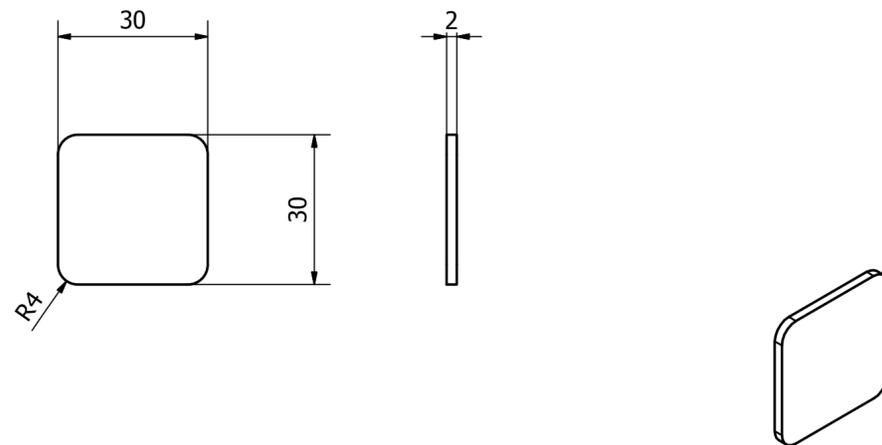
57. Patín x4



58. Tapa 50x30x2 x12



59. Tapa 30x30x2 x12



59	Tapa 30x30x2	Acero Carbono	12	-
58	Tapa 50x30x2	Acero Carbono	12	-
57	Patín	Acero Carbono	4	-
Ítem	Pieza	Material	Cant	Peso Total [kg]

Lista de Materiales

<b>MINGAKO</b>		VOLTEADORA			
CLIENTE	DISEÑADO	FECHA	PLANO DESPIECE 18		
	V.Q.C.	MAR21			
	EDITADO	FECHA			
APROBADO	FECHA	ESCALA	PLANO	REVISIÓN	
REVISADO	FECHA	1 : 1	V-D-18	C	
APROBADO	FECHA		HOJA	UNIDAD	FORMATO
			29 / 29	mm	A2