



## ÍNDICE

<b>1.- INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>2.- JUSTIFICACIÓN.....</b>	<b>4</b>
<b>3.- OBJETIVOS.....</b>	<b>5</b>
<b>4.- ANTECEDENTES.....</b>	<b>6</b>
4.1. DESGRANADORA DE MAÍZ.....	6
4.2. MOLINOS Y PICADORAS DE FORRAJE.....	7
4.3. TOMA DE DECISIONES PARA EL PROTOTIPO.....	10
<b>5.- MARCO TEORICO.....</b>	<b>11</b>
5.1. DISEÑO DE MAQUINAS.....	11
5.1.1. RESPONSABILIDAD DEL PRYECTISTA DE MAQUINAS.....	11
5.2. ELEMENTOS DE LA MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	13
5.3. CHASIS DE LA MAQUINARIA AGRÍCOLA.....	14
5.4. ELEMENTOS DE LA CONEXIÓN.....	17
5.4.1. SOLDADURA Y REMACHADO.....	17
5.4.2. PERNOS, TUERCAS Y TORNILLOS.....	20
5.4.2.1. PERNOS.....	20
5.4.2.2. TUERCAS.....	21
5.4.2.3. TORNILLOS.....	22
5.4.3. ARANDELAS Y PASADORES.....	24
5.4.3.1. ARANDELAS.....	24
5.4.3.2. PASADORES.....	24
5.5. CALCULO DE EJES.....	26
5.5.1. TEORÍAS DE FALLAS UTILIZADAS PARA EL CALCULO DE EJES.....	26
5.5.1.1. ANÁLISIS POR RESISTENCIA BAJO CARGAS ESTATICAS.....	26
5.5.1.2. CRITERIOS DE GOODMAN PARA FALLAS POR FATIGA.....	28
5.6. ENGRANES RECTOS Y SU TRANSMISIÓN.....	30
5.6.1. FORMULAS PARA EL CALCULO DE LAS DIMENSIONES DE UN ENGRANE RECTO CON UN $A= 20^\circ$ (SISTEMA MÉTRICO).....	30
5.6.2. TRANSMISIÓN DE ENGRANES.....	34
5.7. SELECCIÓN DE BANDAS.....	37
5.7.1. TRANSMISIONES DE BANDAS EN V O TRAPECIALES.....	37
<b>6.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>40</b>
<b>7.- PROPUESTA DE DISEÑO.....</b>	<b>42</b>
7.1. DISEÑO DEL MECANISMO DE CAMBIO DE EJE.....	46



7.1.1. SELECCIÓN DE LA BANDA DEL MOTOR AL EJE 1.....	48
7.1.2. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	50
7.1.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANES.....	51
7.1.3.1. DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANE 1.....	51
7.1.3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANE 3.....	52
7.1.3.3. DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANE 4.....	53
7.1.4. DISEÑO DE EJES.....	54
7.1.4.1. DISEÑO DEL EJE 1.....	54
7.1.4.2. DISEÑO DEL EJE 2.....	61
7.1.5. SELECCIÓN DEL COJINETE PARA EL MECANISMO DE CAMBIO DE EJE.....	66
7.2. DISEÑO DEL MECANISMO DE MOLIDO Y PICADO DE FORRAJE.....	68
7.2.1. DISEÑO DEL EJE 3.....	68
7.2.2. SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL MECANISMO DE MOLIDO Y PICADO.....	74
7.3. DISEÑO DE DESGRANADORA DE MAÍZ.....	76
7.3.1. DISEÑO DEL EJE 4.....	76
7.3.2. SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL MECANISMO DE DESGRANADO.....	82
7.3.3. SELECCIÓN DE LA CUÑA PARA EL EJE DE LA DESGRANADORA.....	84
<b>8.- ALCANCES, LIMITACIONES Y CONCLUSIONES.....</b>	<b>85</b>
8.1. ALCANCES Y LIMITACIONES.....	85
8.2. CONCLUSIONES.....	87
<b>9.- ANEXOS.....</b>	<b>88</b>
9.1. MEMORIA DE CÁLCULO.....	89
9.2. TABLAS.....	90
9.3. GLOSARIO.....	97
9.4. NOMENCLATURA.....	98
9.5. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	99
9.6. PLANOS.....	100
9.6.1. PLANOS DE TALLER.....	101
9.6.2. PLANOS DE ENSAMBLE.....	130
9.6.3. PLANOS DE PRESENTACIÓN.....	134



## 1. INTRODUCCIÓN.

Por la necesidad de mejorar la calidad de vida laboral del campesino se ha emprendido el diseño de un mecanismo que por sus características físicas pueda satisfacer demandas, como son las de la facilidad para el procesamiento de alimentos en el sector ganadero.

El objetivo primordial de este proyecto es diseñar un implemento agrícola estacionario que muele y pique pastura, desgrane mazorcas de maíz con un solo motor, así como facilitar y mejorar el procesamiento de alimentos para ganado, por lo que debe ser una máquina ligera, sencilla en su uso y fácil para su mantenimiento.



## 2. JUSTIFICACIÓN.

Actualmente no existe una máquina que se dedique al 100% en el procesamiento de alimentos para la ganadería ya que los implementos que existen nada mas hacen un tipo de proceso y esto hace que para completar todos los procesos que se deben de hacer para la obtención del alimento se deben de tener todas las máquinas por separado lo cual ocasiona que los costos del procesamiento del alimento sean altos, como también se tendría que contar con un espacio para cada una de ellas, de ahí que nace la necesidad de diseñar una máquina agrícola estacionaria que satisfaga las necesidades en el procesamiento de alimentos en el sector ganadero, de una forma en que al productor satisfaga los requerimientos y necesidades para un mejor procesamiento de alimentos, reducir el costo de operación así como reducir espacio de la maquina.

Lo que se pretende es diseñar una máquina agrícola estacionaria que cubra las principales necesidades de procesamiento de alimentos para ganado que son moler y picar pastura así como desgranar maíz utilizando las bases de la Ingeniería Mecánica, obteniendo una mejora en la concepción de multifuncionalidad, eficiencia, espacio y costo.

La ingeniería mecánica es un campo muy amplio de la ingeniería que implica el uso de los principios físicos para el análisis, diseño, fabricación y mantenimiento de sistemas mecánicos. Tradicionalmente, ha sido la rama de la Ingeniería que mediante la aplicación de los principios físicos ha permitido la creación de dispositivos útiles, como utensilios y máquinas. Los ingenieros mecánicos usan principios como el calor, la fuerza y la conservación de la masa y la energía para analizar sistemas físicos estáticos y dinámicos, contribuyendo a diseñar objetos como automóviles, aviones y otros vehículos. También los sistemas de enfriamiento y calentamiento, equipos industriales y maquinaria de guerra pertenecen a esta rama de la ingeniería.



### **3. OBJETIVOS.**

#### **Objetivo General.**

Diseñar un implemento agrícola estacionario que realice el proceso de moler y picar pastura así como desgranar mazorcas de maíz con un solo motor.

#### **Objetivos Específicos.**

- Diseñar un prototipo que cubra las necesidades de moler, picar y desgranar con un solo motor.
- Estandarizar los implementos y accesorios de la maquina a materiales del medio.
- Desarrollar planos de construcción, ensamble y mantenimiento.



## 4. ANTECEDENTES.

### 4.1. DESGRANADORA DE MAÍZ

Esta máquina tiene como objetivo como su nombre nos lo dice desgrana maíz para preparar alimentos para distintos tipos de animales. Aunque podría considerarse una adaptación tecnológica, la máquina desgranadora de maíz es práctica, puede ser accionada mediante toma de fuerza del tractor o mediante la adaptación de motores eléctricos o de combustión, este tipo de maquinas presentan un buen rendimiento. Existen 2 tipos de maquinas desgranadoras de maíz, una es la que comúnmente son de toma de fuerza del tractor y las segundas son accionadas a su mayoría por motores externos, ya sea eléctrico o de combustión.

Existen varias marcas de maquinas desgranadoras, a continuación se muestran algunas de ellas:

Desgranadora HERCONTH, está diseñada con manerales y rodajas para su fácil transportación, está provista de un ventilador auxiliar de 5,000 RPM accionado por la misma banda motriz y su ensamble es a base de tornillos, lo que permite hacer en el mismo campo cualquier reparación sin necesidad de transportarla a algún taller, por lo cual su mantenimiento es muy barato, lo que no sucede con otras marcas ya que generalmente ensamblan con soldadura. Esta máquina está diseñada para trabajar con motores a gasolina de 3 HP y 4 HP.



Fig. 4.1 Desgranadora HERCONTH.



Desgranadora marca TRIUNFO, esta desgranadora tiene un rendimiento: Desgrana de 2.5 a 3 toneladas de maíz en una hora con óptimo grado de humedad. Se acciona con un motor eléctrico de 5 HP a 1750 RPM (La maquina debe trabajarse de 600 a 700 RPM).



**Fig. 4.2 Desgranadora TRIUNFO.**

#### **4.2. MOLINOS Y PICADORAS DE FORRAJE.**

Los molinos y picadoras tienen por objetivo preparar alimentos para distintos tipos de animales y elaborar harinas. El quebrado de maíz mejora sus posibilidades de aprovechamiento y conservación y la molienda del maíz en espigas es importante para alimentar vacunos y yeguarizos.

La moledora es de fácil uso y puede funcionar con motor eléctrico o de combustión, así como también mediante la toma de fuerza del tractor. Su funcionamiento utiliza martillos que giran. Utilizando la zaranda con agujeros más grandes, esta moledora puede moler espigas de maíz deschaladas y cañas de maíz y sorgo. El juego de zarandas se completa con una segunda para moler granos de maíz o sorgo (intermedia) y otra con agujeros muy finos para la elaboración de harinas. El cambio de zarandas se realiza sacando solo un bulón y levantando una tapa. Con la adición de una cuchilla se puede moler caña de azúcar. Con la moledora se puede preparar alimentos balanceados caseros,



utilizando toda la materia prima que este a su alcance (chauchas de algarrobo, porotos, etc.). También les permite elaborar harinas de trigo y maíz para el autoconsumo y colocar los excedentes en el mercado.

La incorporación de esta tecnología permite ahorrar jornales y utilizar mejor la mano de obra familiar. Por otro lado, el molido de granos y la elaboración de balanceados mejoran la calidad del producto final, ya que los granos molidos no son atacados tan rápido por gorgojos. Esto permite disponer de alimentos de calidad durante un periodo más prolongado.

Esta tecnología tiene la potencialidad de mejorar el ingreso de la familia, ya sea en forma directa a través de la venta de harinas, o indirectamente produciendo lechones, aves, huevo, etc. para el mercado. Resulta difícil cuantificar el ingreso adicional que estas actividades podrían generar. No obstante, no quedan dudas de que se produce una mejora concreta en el ingreso familiar. Además, mejora la calidad del trabajo de la familia rural (comodidad y rapidez). No produce efectos adversos al ambiente y no tiene incidencia de ningún tipo sobre la sustentabilidad de los sistemas en los que se incorpora.

A continuación se muestran algunas marcas de molinos y picadoras:

Molino AZTECA. Los molinos con encostalador se fabrican en los tamaños de 6, 8, 12, 16, 20 y 24 pulgadas. Los más adecuados para acoplarse a motor de combustible son fabricados en los tamaños de 6, 8, 12 y 16 pulgadas. Los molinos se encuentran disponibles solos, con base, polea y bandas, y si lo requiere, con motor eléctrico o bien con motor de combustión interna. Molino AZTECA. Amplia tolva de carga para la molienda de forraje y compuerta reguladora para la molienda de grano. Martillos intercambiables con cuatro aristas útiles. Gran variedad de cribas para moler granos o forrajes con la textura deseada. Facilidad de cambio de martillos.





**Fig. 4.3 Molino AZTECA.**

Molino NOGUEIRA. Moderno y eficiente el DPM-Junior atiende a las necesidades de moler, picar y desintegrar una gran variedad de productos. Muele maíz desgranado y mazorcas de maíz completas, produciendo desde harina gruesa hasta harina fina y súper fina. Pica caña, pasto, sorgo y todo tipo de forrajes y leguminosas. Desintegra productos como cascaras de cereales, ramas, raíces, tubérculos, etc. y muchas otras aplicaciones.



**Fig. 4.4 Molino NOGUEIRA.**



#### **4.3. TOMA DE DECISIONES PARA EL PROTOTIPO.**

Es pertinente tomar una decisión en este punto para determinar qué tipo de desgranadora de maíz se utilizara en el diseño, así como el tipo de molino y picador. Los tipos de desgranadoras anteriores mencionados utilizan un proceso semejante donde las mazorcas de maíz son desgranadas ya sea completa la mazorca con hojas o sin hojas. Los molinos picadoras que también se mencionaron anteriormente solo se diferencian nada más en el tamaño.

Las posibilidades planteadas en este proyecto para llevar a cabo el molido, picado y desgranado son:

- La utilización del eje de la desgranadora la cual la desgrana con hoja.
- La utilización de molino picador de 6 in con 16 martillos y 2 machetes.
- Hacer el diseño de la máquina estacionaria con un motor eléctrico.

Las características para el diseño, las que se destacan son:

- Menor consumo de energía.
- Rápido.
- Eficiente.



## **5.- MARCO TEÓRICO.**

### **5.1. DISEÑO DE MAQUINAS.**

El motivo por el que se rediseña maquina es la existencia de su necesidad presente o previsible. El proceso de creación se inicia con la concepción de un dispositivo, que sirva para una determinada finalidad. A la idea concebida sigue el estudio de la disposición de las diversas partes y de la posición y longitud de las conexiones, así como de los movimientos relativos o cinemática de estas ultimas y de la colocación de engranes, pernos, resortes, levas y además componentes de maquinaria. Por modificaciones y perfeccionamientos sucesivos de las ideas, lo probable es que se llegue a varias soluciones, de las cuales se adoptara la que parezca preferible.

#### **5.1.1. RESPONSABILIDAD DEL PROYECTISTA DE MÁQUINAS.**

Un buen proyectista debe poseer muchas aptitudes. Por ejemplo:

- Conocer bien la teoría de resistencia de materiales a fin de que sus análisis de esfuerzos sean irreprochables. Las diversas partes y piezas de la maquina deben tener resistencia y rigidez adecuada, así como las demás características que sean necesarias.
- Amplios conocimientos de las propiedades de los materiales empleados en las maquinas, para lo cual ha de estar al corriente de los procesos realizados en los últimos años sobre esta cuestión.
- Estar familiarizado con las características principales, incluso económicas, de los diversos procesos de fabricación, ya que las piezas que constituyen la maquina deben ser producidas a coste competitivo.



- Conocimientos especializados sobre diversas circunstancias, tales como los de las propiedades de los materiales en atmósferas corrosivas, a muy bajas temperaturas, o a temperaturas relativamente elevadas.
- Preparación para poder decidir acertadamente: si, haciendo uso de catálogos de fabricantes, debe comprar artículos en existencia o relativamente asequibles, y cuando es necesario que sea de proyecto particular, si el diseño debe ser probado en funcionamiento de ensayo antes de comenzar su fabricación, si deben ser tomadas medidas especiales para controlar las vibraciones y sonidos posiblemente resultantes.
- Algunas dotes de sentido estético, ya que el producto ha de atraer al comprador para que sea vendible.
- Conocimientos de economía y costes comparativos, ya que la razón de ser de los ingenieros en última instancia es ahorrar dinero a quienes les emplean. Todo lo que suponga un aumento del coste debe quedar justificado por una mejora del funcionamiento, adición de alguna peculiaridad favorable, aumento de vida útil, etc.
- Inventiva e intuición creadora, que es la más importante para la máxima eficacia. La facultad creadora surge en una mente imaginativa que esta insatisfecha de algo en su estado actual y quiere actuar para mejorarlo.



## 5.2. ELEMENTOS DE MAQUINARIA AGRICOLA.

Cada maquina agrícola consta de los siguientes cuatro elementos básicos:

- **Chasis.** Sobre él se montan todos los otros elementos de la maquina.
- **Elementos de conexión.** Por medio de éstos se unen los elementos entre sí, y con el chasis.
- **Mecanismos de transmisión.** Por medio de estos se proporciona la fuerza y la potencia, de un lado de la maquina hacia otro.
- **Mecanismos operativos.** Son los que ejecutan el trabajo para el que la maquina esta programada.

El chasis, los elementos de conexión y los mecanismos de transmisión son contruidos de materiales estandarizados. Sin embargo, los mecanismos de operación tienen su propio diseño y construcción. Por esto, se trata el diseño, la construcción y los ajustes de los mecanismos operativos por separado, y junto con la maquina a la que pertenecen.

El mecanismo operativo forma parte de operación de la maquina. A menudo, el nombre de la maquina ha sido derivado del de este mecanismo operativo. Por ejemplo, se habla de una trilladora cuando se trata de una maquina cuyo mecanismo principal es un mecanismo de trilla.

Las maquinas agrícolas son contruidas a partir de tres tipos de materiales: madera, metales metálicos y materiales especiales.



La madera se emplea solo en elementos en los cuales la tenacidad, flexibilidad y el reducido peso específico de este material tienen importancia. Por esto, es frecuentemente usada para la construcción de bielas de segadoras, aspas de molinetes de cosechadora, manceras y timones.

Los metálicos son los principales materiales de fabricación de maquinaria agrícola. Los más usados son el acero, cobre, zinc, plomo, estaño, aluminio, bronce, y aleaciones de todos estos.

Los materiales especiales son usados por sus características especiales, como son la alta resistencia a la corrosión, a la fricción, a altas temperaturas y otros. Estos materiales incluyen, por ejemplo, caucho, nylon, plásticos, asbesto, corcho y papel.

### **5.3. CHASIS DE LA MAQUINARIA AGRÍCOLA.**

El chasis es la parte estructural de la maquina, sobre la cual se montan las demás partes.

Puede ser soportado, ya sea, por ruedas u orugas, por patas, por el fondo del arado, o por el tractor, como es el caso de maquinas modernas de montaje al tractor.

El chasis consta de piezas de acero fundido y de partes de acero prensado. Normalmente, se construye el chasis de materiales que puedan soportar las condiciones de trabajo durante la vida útil de la maquina. Es decir, el chasis no se desgasta.

En la construcción del chasis se emplean materiales estandarizados. Estos incluyen planchas, barras, perfiles y tubos. Las partes de formas complicadas son



construidas de acero fundido. Estas incluyen, por ejemplo, la caja de transmisiones, el monobloque el motor y las ruedas.

Las planchas lisas de metal son empleadas como tapas del chasis de las maquinas cosechadoras combinadas de granos y trilladoras, como protección del sistemas de transmisión, y para la construcción de tanques.

Las barras planas son ampliamente usadas en la construcción del chasis, principalmente en partes en donde se debe soportar cargas de tensión longitudinal. Son menos convenientes para soportar presiones longitudinales. Las barras cuadradas y redondas se emplean especialmente como ejes, y para la construcción e dientes de rastras.

Los perfiles son ampliamente usados en estructuras de chasis, donde se deben soportar cargas de tensiones y de presiones longitudinales, así como de flexiones.

Los tubos soportan bien cargas, tanto de tensión y presión, como de torsión. Permiten una construcción simple, fuerte y dan al chasis una forma estética.

Estos materiales normalizados son partes de construcción simple, y tienen las siguientes formas.

- (1) Barra plana, con una sección de corte rectangular.
- (2) Barra cuadrada, con una sección de corte cuadrada.
- (3) Barra hexagonal.
- (4) Barra redonda.
- (5) Tubo, soldado o sin costura.
- (6) Perfil en forma de U.

- (7) Perfil en forma de doble T.
- (8) Perfil en ángulo, con lados desiguales.
- (9) Perfil en ángulo, con lados iguales.
- (10) Perfil en forma de T.
- (11) Perfilado en frío en forma de U.
- (12) Perfilado en frío en forma de ángulo, con lados desiguales.
- (13) Perfilado en frío en forma de ángulo, con lados iguales.
- (14) Perfilado en frío en forma cuadrada, hueco.
- (15) Perfilado en frío en forma rectangular, hueco.
- (16) Perfilado en frío en forma rectangular, esquinas redondas.
- (17) Perfilado en frío en forma de tubo, redondo.

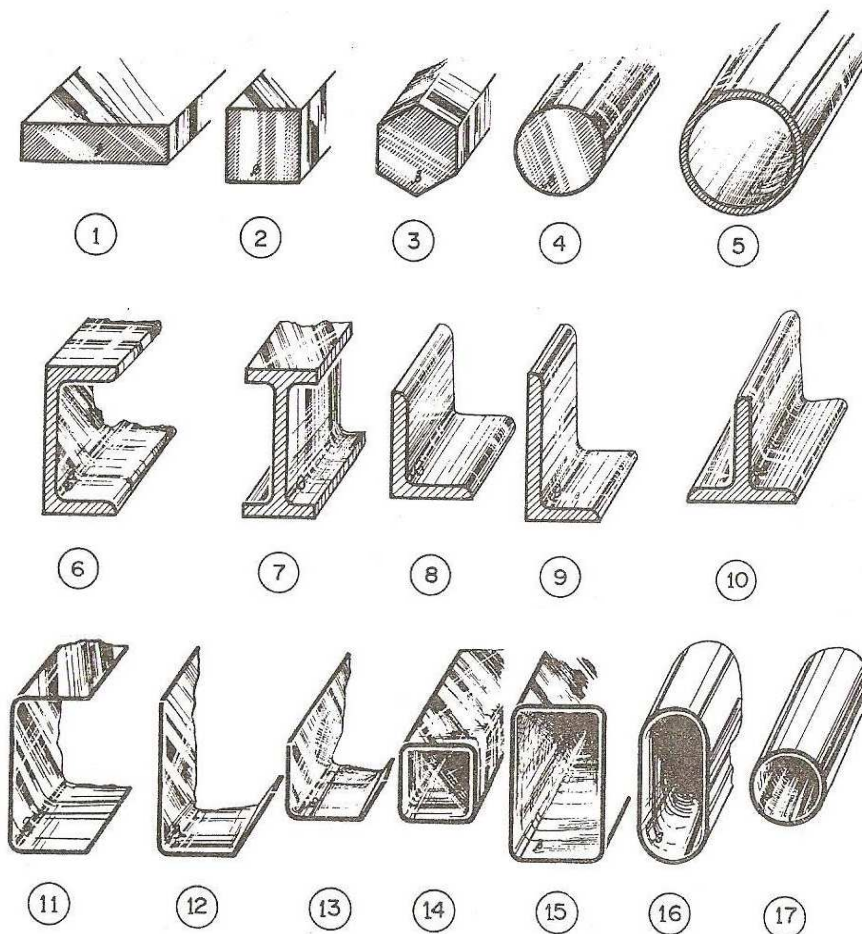


Fig. 5.1 Tipos de planchas, barras, perfiles y tubos.





Debido a que estos materiales estandarizados son relativamente baratos, se construye el chasis de tal manera que dure toda la vida útil de la máquina.

Al contrario, los mecanismos de transmisión y los mecanismos operativos son más complicados y más caros de construir. Además, trabajan bajo condiciones más severas. Por estas razones, es más conveniente reemplazarlos después de cierto tiempo de uso, en lugares de construirlos de tal manera que dure toda la vida útil de la máquina.

#### **5.4. ELEMENTOS DE CONEXIÓN.**

Estos elementos se pueden dividir en dos grupos:

- **Conexiones fijas.** Son aquellas que no permiten la desconexión de las partes que las integran, ya que estas están unidas por medio de soldadura y/o remaches.
- **Conexiones desmontables.** Son las que permiten el desmontaje de las partes que la integran, para su reparación o reemplazo. Este tipo de conexiones se realizan por medio de pernos, muelles de amortiguación y pernos de seguro y de sobrecarga.

##### **5.4.1. SOLDADURA Y REMACHADO.**

La técnica de la soldadura se aplica muy a menudo debido al ahorro de material. Además, es una forma de conexión rápida y fuerte. Sin embargo, su desventaja radical es que las partes no pueden ser separadas o desconectadas sin dañarlas. Con la soldadura, las partes son unidas por medio de calentamiento de sus bordes. Se les calienta mediante una llama de acetileno-oxígeno, o por la chispa de un arco eléctrico. El material de soldadura y los bordes se sueldan y se funden juntos. Al enfriar, queda una cierta tensión en el material.



La unión por medio de remaches esta en la actualidad prácticamente en desuso, porque es una operación que requiere mucho tiempo. Además, se necesita más material. Todavía se usa para conexiones de las cuchillas, la barra segadora y para la conexión de fajas de cuero y de lonas usadas en ciertos tipos de elevadoras.

La conexión de remaches se puede desconectar sin dañar las partes, al cortar el remache. Sin embargo, no es una operación fácilmente ejecutable. Por esto, en la práctica se le considera una conexión fija.

La unión de partes por medio de soldadura se puede efectuar como sigue:

- (1) Soldadura en plano en forma de V-abierta, de V-cerrada.

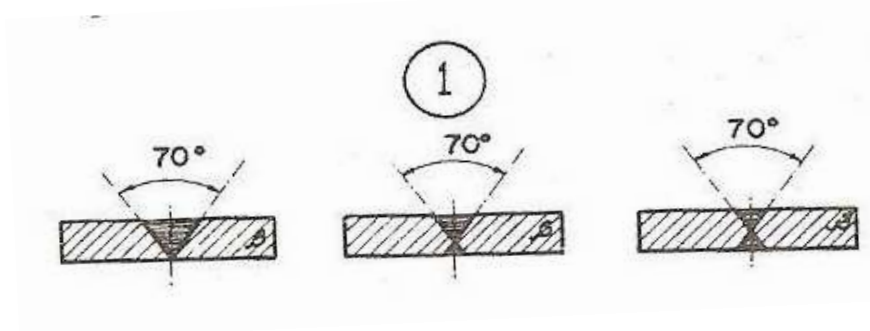


Fig. 5.2 Tipos Soldadura en plano en forma de V-abierta, de V-cerrada.

(2) Soldadura en los ángulos entre materiales.

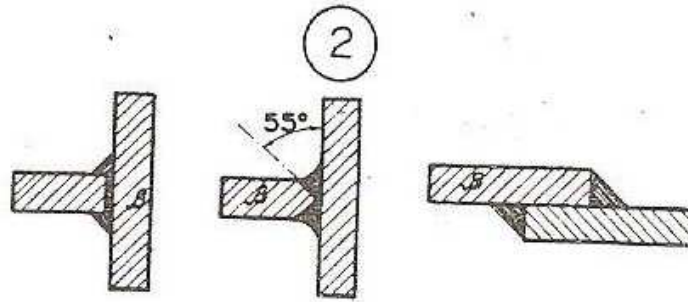


Fig. 5.3 Soldadura en los ángulos entre materiales.

Los remaches tienen diferentes cabezas, según las necesidades de su uso.

- (3) Remache con cabeza redonda.
- (4) Remache con cabeza cónica.
- (5) Remache con cabeza avellanada.

Las conexiones con remaches se pueden efectuar como sigue:

- (6) Remaches por medio de una herramienta cazarremaches.
- (7) Uniones con una cubrepunta y con doble cubre punta.

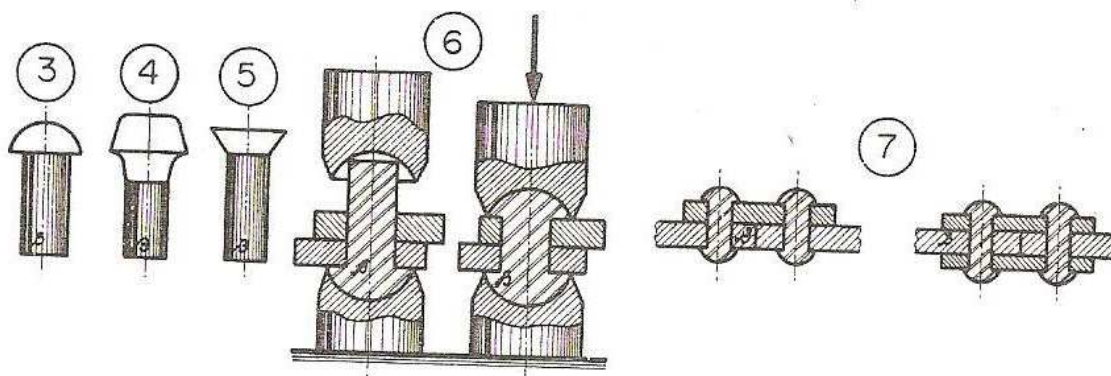


Fig. 5.4 Tipos de cabezas y conexiones de remaches.



## **5.4.2. PERNOS, TUERCAS Y TORNILLOS**

### **5.4.2.1. PERNOS**

Las diferentes clases de pernos utilizados en la construcción de maquinaria agrícola pueden clasificarse del siguiente modo: pernos de maquinaria, de carrocería, de horno y de arados. Los pernos se designan de acuerdo con su longitud, diámetro y tipo de rosca.

Los pernos de maquinaria sirven para mantener unidas dos piezas de metal. Son de cabeza cuadrada o hexagonal y el vástago ajusta con la cabeza sin variación de diámetro.

Los pernos de carrocería, en cambio, tienen una cabeza redondeada u ovalada con un saliente cuadrado bajo ella que se extiende 1 cm más o menos según el tamaño el perno.

Los pernos de arado pueden tener la cabeza de diferentes formas, pero prácticamente todos ellos tienen entre 1 y 4 puntos salientes que encajan en una ranura preparada para este fin en el material en que se colocan. La parte interior de la cabeza es avellanada para que puedan empotrarse sin sobresalir de la superficie. Este tipo de pernos se emplean para sujetar la reja de los arados.

Los pernos de hornos son bastante cortos y su diámetro es, generalmente, menor de 0,6 cm. Las roscas llegan hasta la misma cabeza, que puede ser plana o redondeada, y suele tener una ranura para destornillador. Este tipo de pernos se usa para unir piezas metálicas de poco espesor.

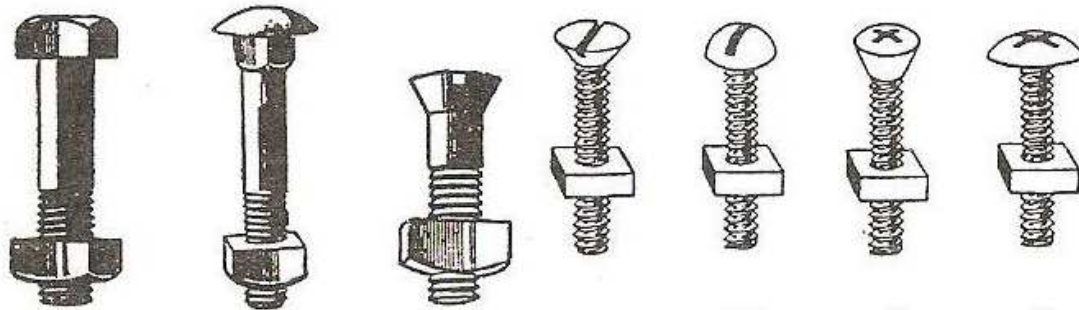


Fig. 5.5 Tipos de pernos.

En la siguiente figura aparecen algunos pernos especiales.

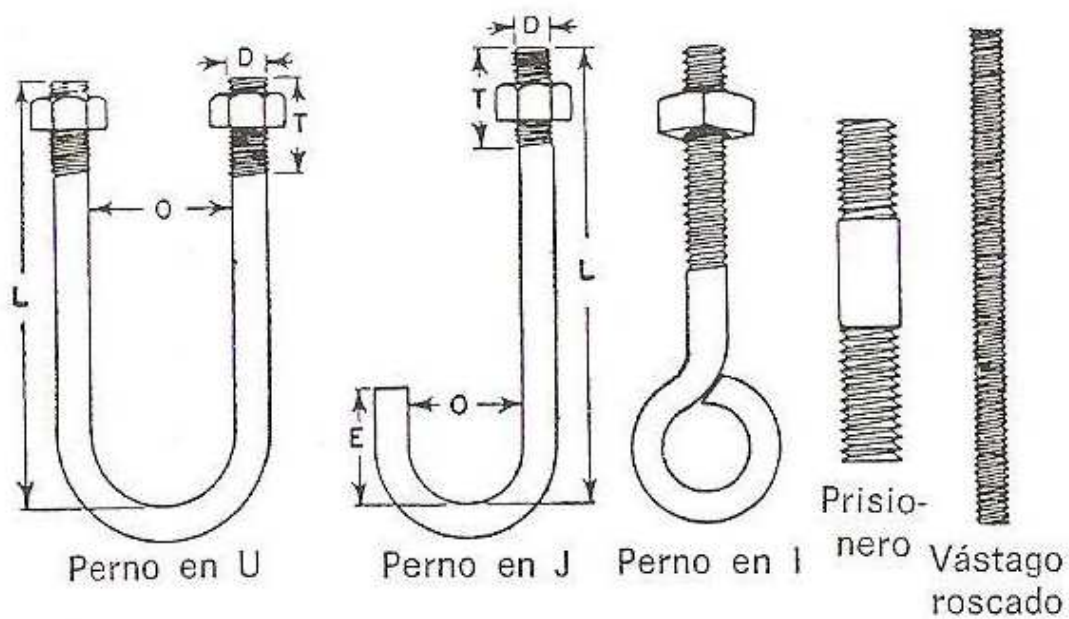


Fig. 5.6 Pernos especiales.

#### 5.4.2.2. TUERCAS

En la siguiente figura aparecen las clases de tuercas mas corrientemente empleadas en maquinaria agrícola. En las maquinas de menor precio se usan tuercas cuadradas, empleándose las hexagonales en maquinaria de calidad. Las tuercas encastilladas se utilizan cuando se prevén vibraciones que podría aflojar una tuerca normal. Las de mariposa, en cambio, se colocan en



aquellos puntos en que es necesario desmontar con frecuencia. Las contratuercas se construyen de tal modo que se aprietan automáticamente.



**Fig. 5.7 Tuercas más utilizadas en maquinaria agrícola.**

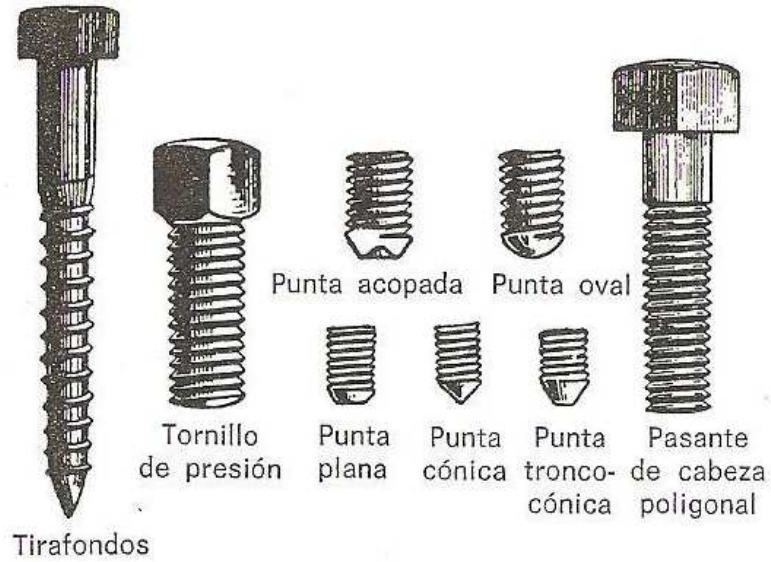
### **5.4.2.3. TORNILLOS**

En la construcción de maquinaria agrícola se emplean tornillos de muchas clases que pueden clasificarse en: de presión, pasantes, tirafondos y para madera.

Los tornillos de presión tienen la punta de distintas formas. Reciben este nombre por la presión que ejercen con su punta uniéndolos a aquellas partes móviles que giran con ellos como si fueran una sola pieza.

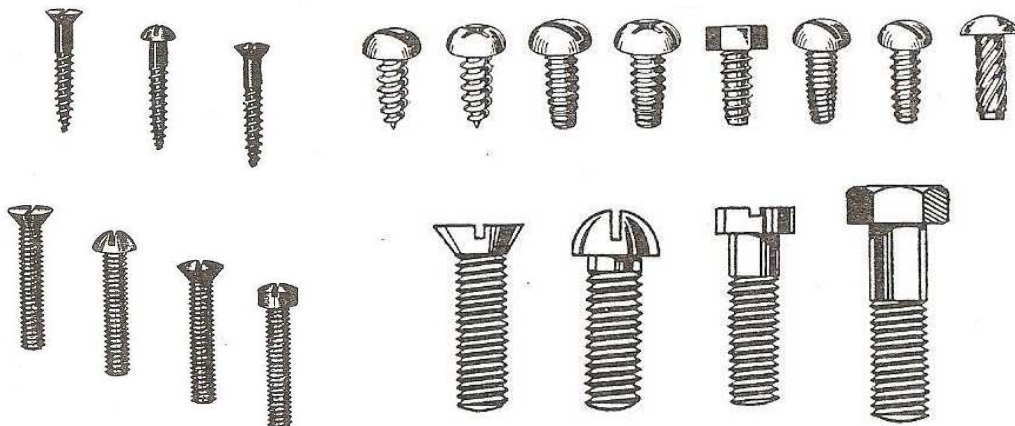
Los pasantes tienen la cabeza cuadrada, hexagonal, plana o avellanada. Se parecen a los pernos excepto en que no llevan tuerca en el vástago; en su lugar, su extremo se rosca en el orificio practicado en la pieza a atornillar, que hace el efecto de una tuerca.

Los tirafondos tienen la cabeza igual que la de los pernos, pero su punta es afilada. La rosca es gruesa, como en los tornillos para madera, y se utilizan para fijar la maquinaria al suelo o una viga. Una vez se empieza a atornillar, él sólo se abre paso en la madera, al darle vueltas con la llave.



**Fig. 5.8 Tornillos más utilizados en maquinaria agrícola.**

Los tornillos para madera, en cambio, son bastante pequeños y tienen una ranura en la cabeza para que se puedan girar con un destornillador.



**Fig. 5.9 Tornillos para madera.**

### 5.4.3. ARANDELAS Y PASADORES

#### 5.4.3.1. ARANDELAS

En estrecha relación con los pernos, se emplean en maquinaria agrícola varias clases de arandelas, que se pueden colocar tanto debajo de la cabeza del perno como de la tuerca. Las arandelas son de las clases siguientes: hierro maleable, fundición, hierro dulce y de seguridad. Hay muy poca diferencia entre las arandelas de hierro maleable y de fundición; ambas son bastante gruesas, a veces incluso de 10mm, y se utilizan cuando deben resistir un desgaste grande. Las arandelas de fundición son un disco redondo con un agujero en el centro para poder colocarse bajo la tuerca. Las de seguridad son de acero con una hendidura, desde el borde hasta el centro del orificio, cuyos extremos están doblados de manera que la tuerca se pueda apretar pero en cambio no le dejan girar cuando tiende a aflojarse. Hay otro tipo de arandela de seguridad con dientes en el interior y en el exterior de la misma.

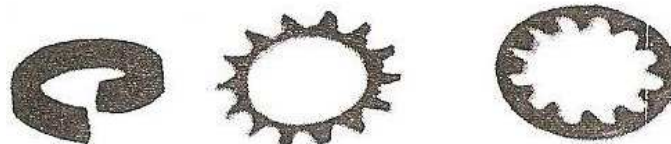


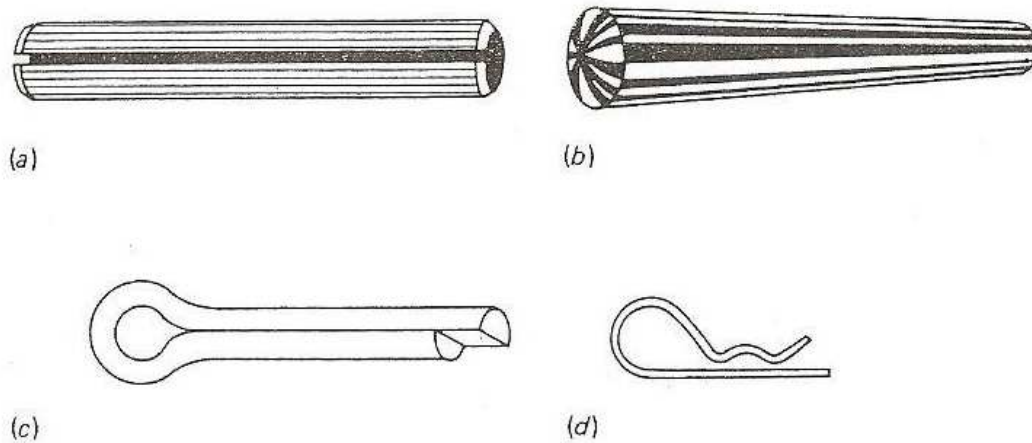
Fig. 5.10 Tipos de arandelas de seguridad.

#### 5.4.3.1. PASADORES

En las maquinas agrícolas se emplean diversos medios para unir las ruedas de cadenas y poleas con los árboles de transmisión que las accionan y para unir aquellas partes de la maquina que se quiere puedan ser después montadas y desmontadas sin tener que recurrir a la utilización de herramientas especiales. También se emplean pasadores huecos de acero o de forma troncocónica, e incluso los primeros se utilizan a veces como pequeños ejes en algunos mecanismos de control. Para colocar el pasador, se introduce en un



agujero perforado con un diámetro algo menor, a fin de que actuara como una cuña. Las chavetas o pasadores abiertos se utilizan generalmente como mecanismos de seguridad para mantener firmes las tuercas en los pernos y en los árboles de transmisión. El pasador “de cabello” se usa para unir aquellas piezas que hay que desmontar frecuentemente. Arandelas de retención, se utilizan para evitar que las piezas resbalen sobre los ejes y para unir componentes cuando hay poco espacio disponible.



**Fig. 5.10 Tipos de pasadores.**  
(a) Pasador hueco (b) Pasador de forma troncocónica (c) Pasador abierto (d) Pasador de cabello



## 5.5. CALCULO DE EJES.

Los elementos para la transferencia de fuerza y movimiento de un lado de la maquina al otro incluyen los ejes y cojinetes, engranajes, cadenas y ruedas, poleas y fajas, manivelas, mandos excéntricos, levas, acoplamientos, embragues y barras. Los ejes y cojinetes sirven para la transmisión de movimiento circulares y fuerzas de un árbol al otro de la maquina.

### 5.5.1. TEORÍA DE FALLAS UTILIZADAS PARA EL CÁLCULO DE EJES.

En este tema se utilizara:

- Análisis por resistencia bajo cargas estáticas.
  1. Teoría de la energía de distorsión máxima.
  2. Teoría de la energía de distorsión (Von Mises-Hencky)
- Criterio de Goodman para fallas por fatiga.

#### 5.5.1.1. ANÁLISIS POR RESISTENCIA BAJO CARGAS ESTÁTICAS.

En un eje redondo macizo de diámetro  $d$ , que se somete a cargas de flexión, axiales y de torsión se desarrollan los siguientes esfuerzos:

Fórmula 5.1. Esfuerzo debido a la flexión.

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I_p} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Fórmula 5.2. Esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{T_c}{I_p} = \frac{16T}{\pi d^3}$$



Para ejes huecos:

Fórmula 5.3. Esfuerzo debido a la flexión.

$$\sigma_x = \frac{32Md_0}{\pi(d_o^4 - d_i^4)}$$

Fórmula 5.4. Esfuerzo cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{T_c}{I_p} = \frac{16Td_o^4}{\pi(d_o^4 - d_i^4)}$$

Fórmula 5.5. Esfuerzo principal en la teoría de la energía de distorsión (Von Mises-Hencky).

$$d = \left[ \frac{32n_s}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Si utilizamos la teoría de la energía de la distorsión máxima, entonces:

Fórmula 5.6.

$$d = \left[ \frac{16n_s}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Si no conocemos  $d$  entonces:

Fórmula 5.7.

$$\frac{1}{n_s} = \frac{16}{\pi d^3 S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2}$$



### 5.5.1.2. CRITERIO DE GOODMAN PARA FALLAS POR FATIGA.

Esta teoría predice la falla si:

Fórmula 5.8. Criterio de Goodman para fallas por fatiga.

$$d = \left[ \frac{32n_s}{\pi} \left( \frac{K_f M}{S_e} + \frac{\sqrt{3T}}{2S_{ul}} \right) \right]^{1/3}$$

Además:

Fórmula 5.9. Limite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$S_e'$  = Limite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$S_e$  = Limite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico

$k_a$  = Factor de acabado de la superficie.

$k_b$  = Factor de tamaño.

$k_c$  = Factor de carga.

$k_d$  = Factor de temperatura.

$k_e$  = Factor por confiabilidad.

$k_f$  = Factor de efectos diversos

Fórmula 5.10. Limite de resistencia a la fatiga (Limite de fatiga)

$$S_e' = \begin{cases} 0.504S_{ul} & S_{ul} \leq 200kpsi(1400MPa) \\ 100kpsi & S_{ul} \geq 200kpsi \\ 700MPa & S_{ul} > 1400MPa \end{cases}$$



Factor de acabado de la superficie  $k_a$  .

Fórmula 5.11. Factor de acabado de superficie.

$$k_a = aS_{ul}^b$$

Los valores de a y b se encuentran en la tabla 9.B.

Factor de tamaño  $k_b$

Este factor toma en cuenta la sección transversal del elemento. Para secciones circulares se tiene:

Fórmula 5.12. Factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.112} & 0.3 \text{ pul} < d < 10 \text{ pul} \\ 1 & d \geq 0.3 \text{ pul} (8 \text{ mm}) \\ 1.189d^{-0.112} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Factor de carga  $k_c$  . Este factor depende de la forma en que se aplica la carga y se encuentra en la tabla 9.C.

Factor de temperatura  $k_d$  se obtiene de la tabla 9.D.

Factor por confiabilidad  $k_e$  se obtiene de la tabla 9.E.

$$k_e = 1 - 0.8Z_a$$

Factor de efectos diversos  $k_f$

Para elementos sin muescas  $k_f = 1$



## 5.6. ENGRANES RECTOR Y SU TRANSMISIÓN

### 5.6.1. FORMULAS PARA EL CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE UN ENGRANE RECTO CON UN $\alpha = 20^\circ$ (SISTEMA MÉTRICO)

Mediante el estudio de campo se optó en utilizar el  $\alpha = 20^\circ$  porque es un valor normalizado para el dimensionamiento de engranes.

TABLA 5.1. FORMULAS CALCULO DE ENGRANES RECTOS CON  $\alpha = 20^\circ$

Símbolo	Denominación - Observaciones	Formulas
$Z$	Numero de dientes	$Z$
$m$	Modulo o paso diametral	$m = \frac{p_c}{\pi}$ $m = \frac{d}{Z}$ $m = \frac{d_e}{Z + 2}$
$p_c$	Paso circunferencial	$p_c = m * \pi$ $p_c = \pi * \frac{d}{Z}$
$e / i$	Espesor del diente / hueco del diente	$e = i$ $e = \frac{p_c}{2} = \pi * \frac{d}{2Z}$
$d$	Diámetro primitivo	$d = m * Z$
$d_e$	Diámetro exterior	$d_e = d + 2 * m = m * (Z + 2)$
$d_i$	Diámetro interior o diámetro del fondo	$d_i = d - 2,5 * m = m * (Z - 2.5)$
$d_b$	Diámetro del circulo base	$d_b = d * \cos \alpha$
$H$	Altura del diente	$H = 2,25 * m$
$h'$	Altura cabeza del diente (Addendum)	$h' = m$
$h''$	Altura pie de diente (Dedendum)	$h'' = 1,25 * m$
$L$	Longitud del diente	$L = 10 * m$
$j$	Juego del fondo de los dientes	$j = 0,25 * m$
$\alpha$	Angulo de presión	$\alpha = 20^\circ$
$r$	Radio de redondeo en el fondo de los dientes	$r = 0,4 * m$

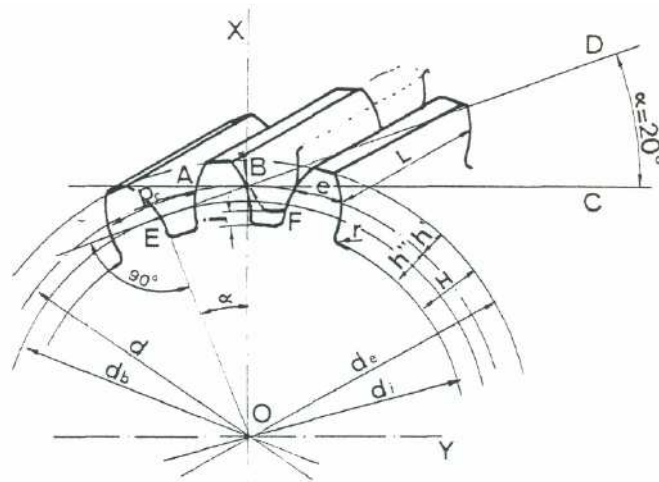


Fig. 5.11 Dimensionamiento de un engrane recto.

### Fuerzas sobre el diente.

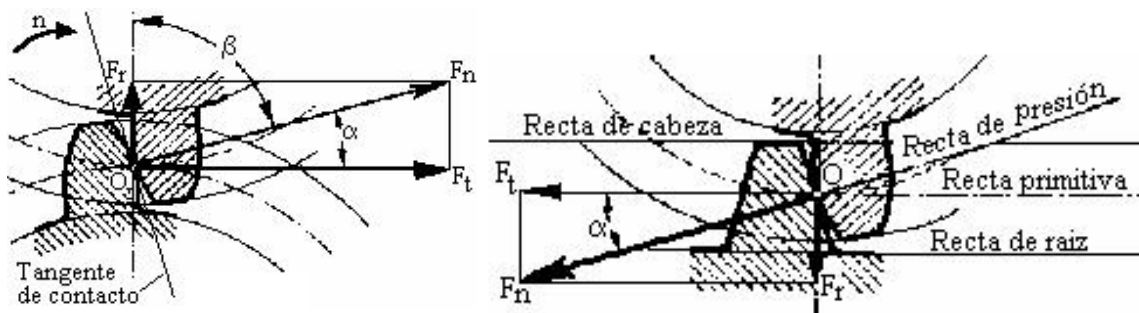


Fig. 5.12

En el engrane de dos engranajes cilíndricos, o engranaje y cremallera (Fig.5.12), si bien están en contacto por lo general dos o tres dientes, se considera que la fuerza ejercida por la rueda motora sobre la conducida se realiza a través de un solo diente. Esta fuerza  $F_n$  tiene la dirección de la recta de presión, formando el ángulo  $\alpha$  con la tangente a las circunferencias primitivas y está aplicada en el punto  $O$  de contacto de ambos dientes. La misma puede



descomponerse por lo general en tres componentes, una fuerza tangencial  $F_t$ , que es la fuerza que produce el movimiento rotativo, una fuerza radial  $F_r$  y una fuerza axial  $F_a$ , soportadas ambas por los órganos de sujeción del engranaje, siendo la última de ellas nula en los engranajes rectos, como es el caso que se analiza. Del sistema de fuerzas indicados en la figura (Fig.5.12), aplicado en el punto  $O$ ,  $F_n$  es la resultante solo de  $F_t$  y  $F_r$  para dientes rectos, siendo normal a la tangente que pasa por el punto  $O$  de contacto de los dos dientes y tiene además la dirección de la recta de presión. La potencia transmitida tangencialmente al movimiento de giro por la rueda motora a la conducida es  $N$ , siendo  $n$  la velocidad de rotación en vueltas por minuto (rpm). Para el radio primitivo  $R$ , la velocidad tangencial  $v$  del punto  $O$  de contacto de los dientes sobre el radio primitivo es:

$$\text{Formula 5.13} \quad v = \omega * R = \frac{2\pi R n}{60}$$

La potencia  $N$  en la dirección tangencial del movimiento es:

$$\text{Formula 5.14} \quad N = F_t * v = \frac{F_t 2\pi R n}{60}$$

De la fórmula 5.14 se obtiene:

$$\text{Formula 5.15} \quad F_t = \frac{N}{v} = \frac{60N}{2\pi R n} = 9.55 \frac{N}{R n}$$





Por otra parte resulta, según la figura 5.12

$$\text{Formula 5.16} \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad \text{y} \quad \text{Formula 5.17} \quad F_t = F_r \operatorname{tg} \alpha$$

Por lo tanto, reemplazando en la fórmula 5.16 el valor de  $F_t$  dado por la fórmula 5.15 se obtiene:

$$\text{Formula 5.18} \quad F_n = 9.55 \frac{N}{Rn \cos \alpha} \quad \text{y} \quad \text{Formula 5.19} \quad F_t = 9.55 \frac{N}{Rn} \operatorname{tg} \alpha$$

El momento de rotación será:

$$\text{Formula 5.20} \quad M = F_t * R$$

Para  $N$  en vatios,  $v$  en  $\frac{m}{s}$  y  $R$  en metros resultan  $F_t$ ,  $F_r$  y  $F_n$  en Newton y  $M$  en Newton-metro, estando sus valores dados por las expresiones anteriores. Para

$N$  en CV,  $R$  en centímetros y  $v$  en  $\frac{m}{s}$  resultan  $F_t$ ,  $F_r$  y  $F_n$  en kg y  $M$  en kilograno-centimetro, y las expresiones anteriores se escriben:

$$\text{Formula 5.21} \quad v = \frac{2\pi Rn}{60100} \quad \text{y} \quad \text{Formula 5.22} \quad N = \frac{P*v}{75}$$

Reemplazando el valor  $v$  dado por la fórmula 5.21 en la fórmula 5.22 resulta:

$$\text{Fórmula 5.23.} \quad N = \frac{P.R.n}{71620}$$

Y el momento de rotación:

$$\text{Fórmula 5.24.} \quad M = P * R = 71620 \frac{N}{n}$$

Siendo:

Fórmula 5.25.

$$a) F_t = \frac{71620N}{R.n}$$

$$b) F_n = \frac{71620N}{R.n \cos \alpha}$$

$$c) F_t = \frac{71620N}{R.n} \operatorname{tg} \alpha$$

### 5.6.2. TRANSMISIÓN DE ENGRANES.

Transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, consiguiendo disminuciones o aumentos significativos de la velocidad; también permite mantener o invertir el sentido de giro.

#### DESCRIPCION

El sistema completo se construye con varias ruedas dentadas dobles unidas en cadena, de tal forma que en cada rueda doble una hace de conductora de la anterior y otra de conductora de la siguiente. Según cual se elija como conductora o como conducida tendremos un reductor o un amplificador de velocidad.

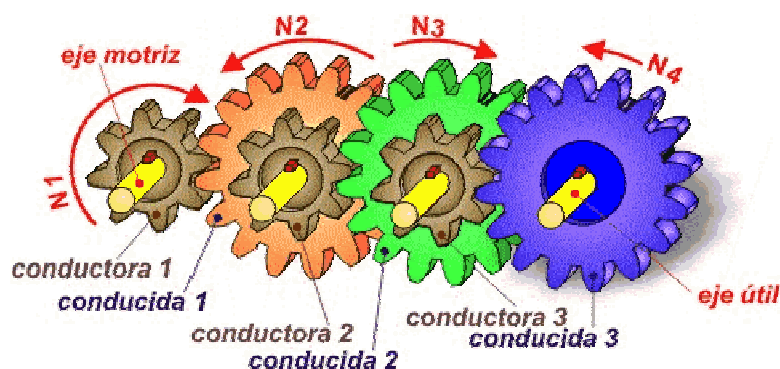


Fig. 5.13 Transmisión de engranes

En este mecanismo las velocidades de giro de los sucesivos ejes ( $N_1, N_2, N_3$  y  $N_4$ ) se van reduciendo a medida que se engrana una rueda de menor número de dientes (conductor con  $Z_b$  dientes) con una de mayor número (conducida con  $Z_a$  dientes). Si el engrane se produce desde una rueda de mayor número de dientes a una de menor número, obtendremos un aumento de velocidad.

### CARACTERISTICAS

Si suponemos un sistema técnico formado por tres tramos en el que el eje motriz gira a la velocidad  $N_1$ , por cada grupo montado se producirá una reducción de velocidad que estará en la misma proporción que los diámetros de las poleas engranadas. Si suponemos que el número de dientes de cada una de las ruedas no son iguales, se cumplirán las siguientes relaciones:

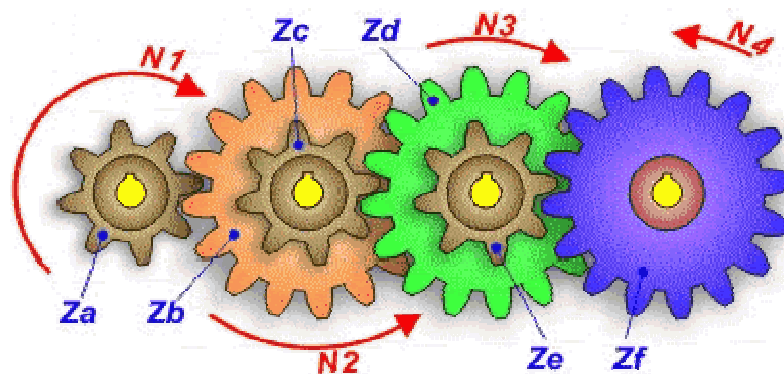


Fig. 5.14 Transmisión de engranes

$$N_2 = N_1 * (Z_a / Z_b) \quad \text{Fórmula 5.26.}$$

$$N_3 = N_2 * (Z_c / Z_d) \quad \text{Fórmula 5.27.}$$

$$N_4 = N_3 * (Z_e / Z_f) \quad \text{Fórmula 5.28.}$$



Al igual con los diámetros

$$N_2 = N_1 * (d_a/d_b) \quad \text{Fórmula 5.29.}$$

$$N_3 = N_2 * (d_c/d_d) \quad \text{Fórmula 5.30.}$$

$$N_4 = N_3 * (d_e/d_f) \quad \text{Fórmula 5.31.}$$

Por tanto, en este caso tendremos que la velocidad del eje útil respecto a la del eje motriz será:

$$N_4 = N_1 \left( \frac{Z_a * Z_c * Z_e}{Z_b * Z_d * Z_f} \right) \quad \text{Fórmula 5.32.}$$

La relación de transmisión de este sistema se calcula multiplicando entre sí las diferentes relaciones que la forman:

$$\text{Relacion de transmisiòn} = \left( \frac{Z_b * Z_d * Z_f}{Z_a * Z_c * Z_e} \right) \quad \text{Fórmula 5.33.}$$

En el caso de que se empleen ruedas dentadas dobles iguales para construir el tren de engranajes, se cumplirá:  $Z_a * Z_c * Z_e$  y  $Z_b * Z_d * Z_f$ , con lo que tendremos, para un sistema de tres tramos:

Velocidad del eje de salida:

$$N_4 = N_1 \left( \frac{Z_a}{Z_b} \right)^3 \quad \text{Fórmula 5.34.}$$

Relación de transmisión:

$$i = \left( \frac{Z_b}{Z_a} \right)^3 \quad \text{Fórmula 5.35.}$$



## 5.7. SELECCIÓN DE BANDAS

La transmisión de correas en V son ampliamente usados en maquinaria agrícola. Tienen la ventaja que pueden ser aplicadas a menor distancia entre ejes, porque tiene menos patinaje que las bandas planas.

### 5.7.1.- TRANSMISIONES DE BANDAS EN V O TRAPECIALES.

Potencia de diseño para bandas en V.

$$H = h \times K_s \text{ Fórmula 5.36.}$$

$K_s$  = Factores de servicio, se obtiene de la tabla 9.F.

La relación entre los diámetros de las poleas es igual a la reducción de velocidad, esto es:

Factor de reducción de velocidades en poleas.

$$n = \frac{D}{d} \text{ Fórmula 5.37.}$$

Donde:

D = Diámetro de la polea mayor.

d = Diámetro de la polea menor.

En la figura 5.15. Se muestran dimensiones, ángulos de contacto y distancia entre centros de una banda plana abierta.

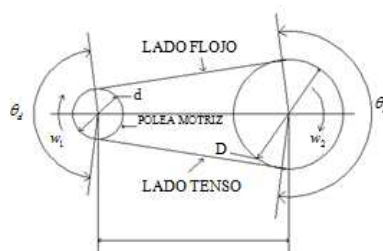


Fig. 5.15 Dimensiones, ángulos de contacto y distancia entre centros de una Banda plana.



Fórmula para la obtención de la longitud de la banda.

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Fórmula 5.38.}$$

$L_p$  = longitud de la banda.

$C$  = distancia entre centros.

$d$  = radio de la polea menor.

$D$  = diámetro de la polea mayor.

Ángulo de contacto de la polea mayor.

$$\theta_D = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Fórmula 5.39.}$$

Ángulo de contacto de la polea menor.

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad \text{Fórmula 5.40.}$$

Velocidad de la banda en ft/min.

$$V = \frac{n_1 \pi d}{12} \quad \text{Fórmula 5.41}$$

$n_1$  = Velocidad en rpm.

Fórmula para la potencia nominal.

$$H = \frac{(F_1 - F_2)}{33000} V \quad \text{Fórmula 5.42}$$

Ángulo de envolvimiento.

$$\theta = \pi + 2\text{sen}^{-1} \left( \frac{D + d}{2C} \right) \quad \text{Fórmula 5.43.}$$



Relación de fuerzas de lado tenso con el lado flojo.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad \text{Fórmula 5.44.}$$

Donde:

$f$  = Coeficiente de fricción.

$F_1$  y  $F_2$  = Fuerzas que actúan en la banda.

Sabiendo que el torsor es:

$$T = \frac{63000 * hp}{n} \quad \text{Fórmula 5.45.}$$

Además:

$$F_1 - F_2 = \frac{T}{R_{P_{mayor}}} \quad \text{Fórmula 5.46.}$$

Donde:

$R_{P_{mayor}}$  =radio de la polea mayor



## 6. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

El Diseño Mecánico en una rama de la Ingeniería Mecánica la cual se enfoca en el análisis numérico de los elementos mecánicos así como su estructura apoyada con la física y matemáticas.

El Diseño Mecánico a la vez se divide en dos ramas, una es la Mecánica de Materiales que se refiere al comportamiento estructural y material en elementos mecánicos sujetos a cargas, y la otra es la Ciencia de Materiales que implica investigar la relación entre la estructura y las propiedades de los materiales.

En la agricultura y ganadería es necesario del Diseño Mecánico para aumentar la productividad y eficiencia del productor, actualmente existen máquinas que solucionan este tipo de problemas esto se define como mecanización agrícola que es el proceso en el cual la energía mecánica es puesta al servicio de la producción agraria, ofreciendo la oportunidad de realizar en menor tiempo todo tipo de tareas, como por ejemplo pulverizaciones, labranza, siembra, desmalezado, manejo de la cosecha entre otros.

Las maquinarias agrícolas pueden ser de 2 tipos, una es la portátil la cual son accionadas por la toma de fuerza del tractor y pueden ser implementos de labranza o de procesamiento. La otra es la estacionaria que es accionada por un motor auxiliar y solo sirve específicamente para procesar el producto obtenido de la labranza y sus principales funciones de este tipo de implementos son el molido y picado de pastura sea verde o seco, desgranado de maíz, etc.

En la actualidad no es posible pensar en una producción moderna y económica sin la intervención de equipos mecánicos que reduzcan o faciliten las tareas rurales.





Existen desventajas de los implementos portátiles o estacionarios, la desventaja de los implementos agrícolas portátiles es de que están diseñados para realizar solo una función al igual que los estacionarios, con la única diferencia de que el primero necesita de la toma de fuerza de un tractor y la otra de un motor auxiliar y esto no le beneficia al productor, ya que por cada actividad a realizar tendría que comprar una máquina adecuada a la tarea y no sería costeable para él y sería menos costeable si el implemento a comprar fuese estacionario, ya que cada equipo cuenta con un motor y esto es lo caro de este tipo de máquinas, a diferencia de los portátiles que funcionan con el tractor, otra desventaja es el espacio que ocupa cada equipo.

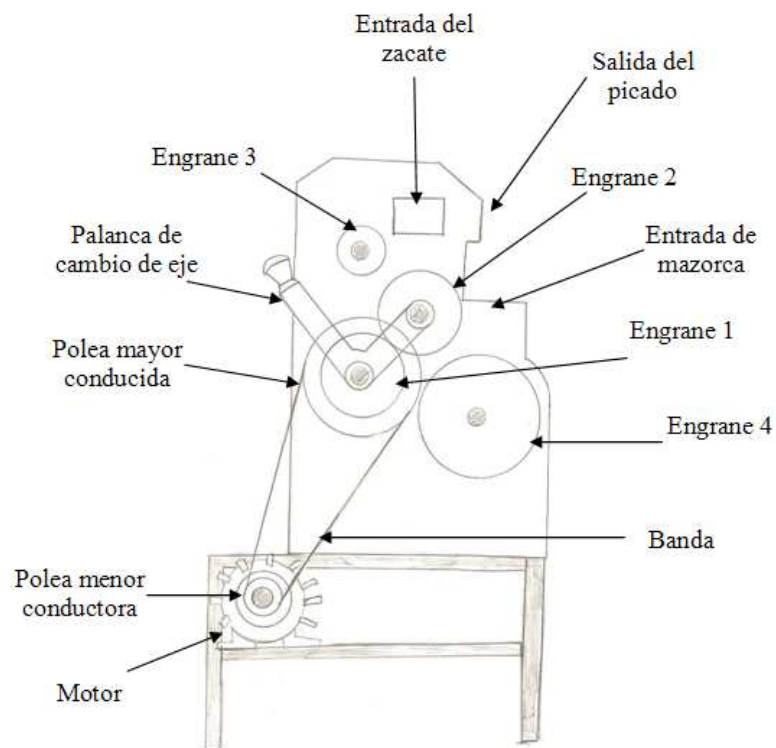
Desde este punto de vista, los hechos y reflexiones planteadas hasta ahora hacen surgir la siguiente interrogante:

¿Es posible diseñar un implemento agrícola estacionario que muele y pique pastura ya se a verde o seco, así como desgranar mazorcas de maíz con un solo motor, reduciendo el costo de operación y haciendo más eficiente el implemento?

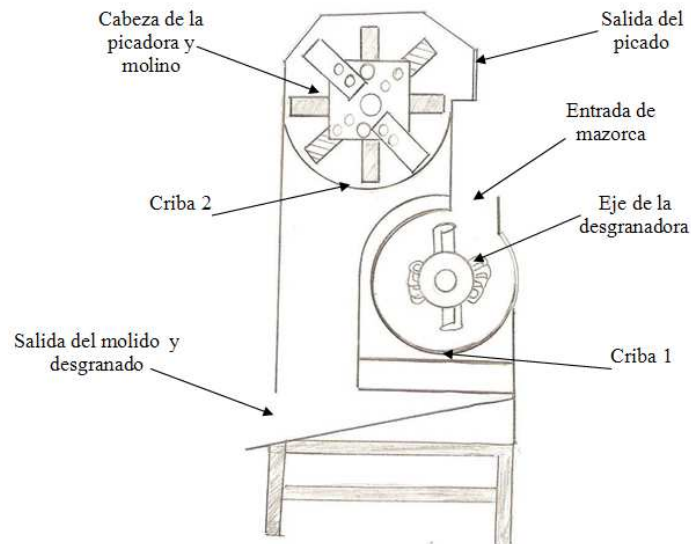
## 7. PROPUESTA DE DISEÑO.

La propuesta para este diseño se adquiere desde la toma de decisiones, en el cual se tomarán en cuenta los mejores y más eficientes diseños así como las necesidades que se expusieron en el planteamiento del problema.

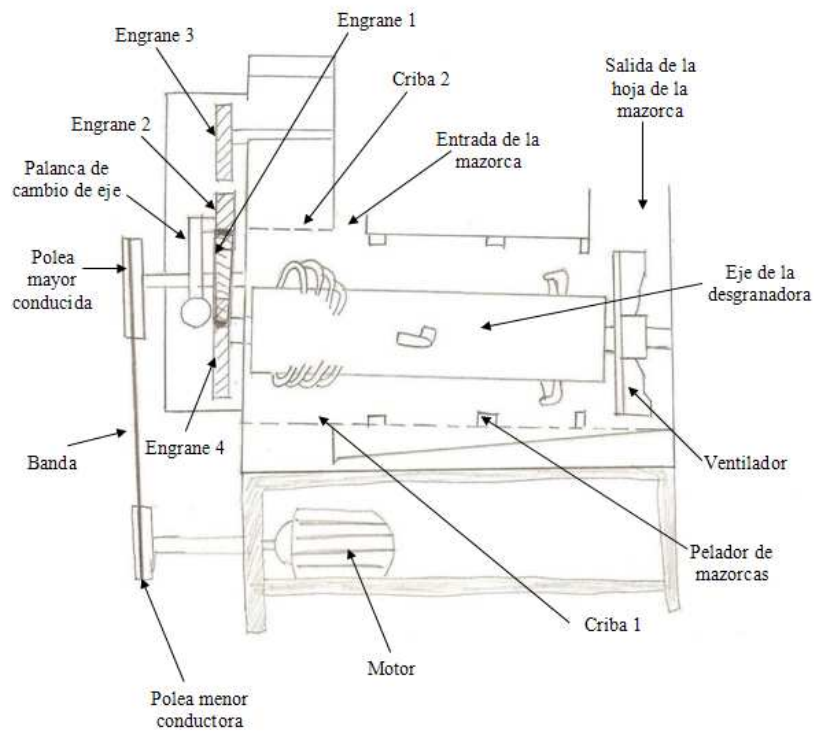
A continuación se muestran esquemas para el diseño:



**Fig. 7.1 Propuesta de diseño de la maquina (Vista frontal corte)**



**Fig. 7.2 Propuesta de diseño de la maquina (Vista trasera corte)**



**Fig. 7.3 Propuesta de diseño de la maquina (Vista lateral corte)**



Como se muestra en las figuras, este diseño contara con un mecanismo de cambio de eje, esto para poder cambiar de función, ya sea moler y picar o desgranar.

Para este diseño aparte de tener un mecanismo de cambio de ejes, este mismo va a tener reductores de velocidad, esto porque cada función trabaja con diferentes velocidades, en la tabla 9.G puede verse que para moler y picar es necesario de 2800 a 3000 RPM y en la tabla 9.H se observa que para desgranar se necesitaría de 650 a 750 RPM.

El desarrollo del diseño se llevará a cabo en 3 parte:

- Diseño del mecanismo de cambio de eje.
- Diseño del mecanismo de molido y picado de forraje.
- Diseño del mecanismo de desgranado de maíz.



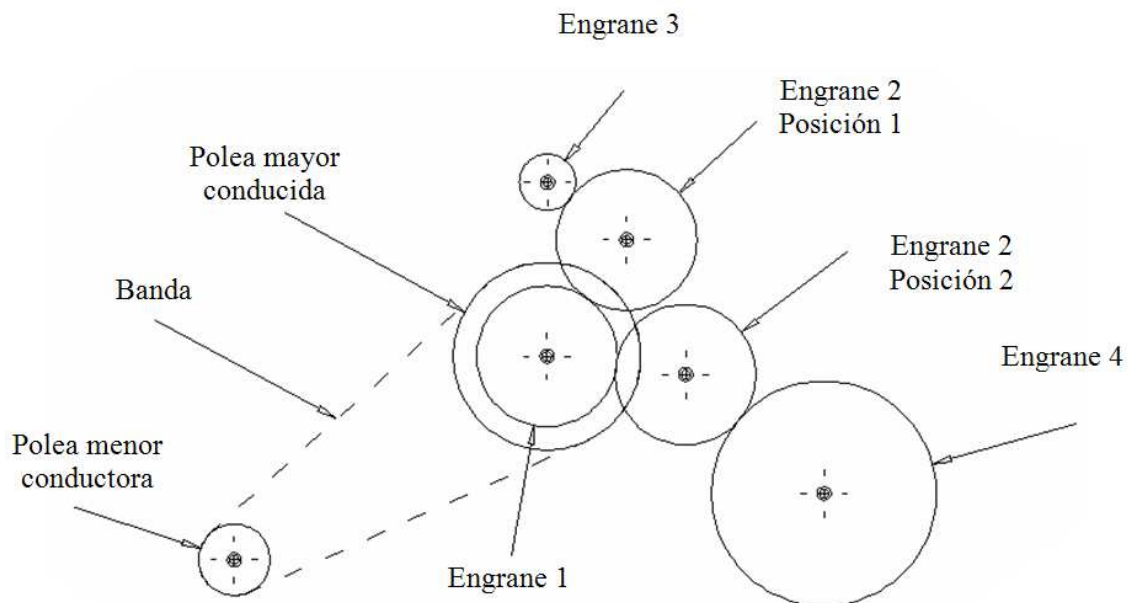
**CUADRO DE DATOS 1.- Lista de piezas utilizadas en la propuesta de diseño**

<b>CODIGO</b>	<b>NOMBRE</b>	<b>PLANO</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>USO</b>
<b>SBME1</b>	Bandas de transmisión de potencia		Nylon y algodón	Transmisión de potencia en las poleas.
<b>DIE1</b>	Engrane 1	Plano 34	Acero AISI 1020	Transmisión de potencia hacia el engrane 2.
<b>DIE2</b>	Engrane 2	Plano 34	Acero AISI 1020	Transmisión de potencia hacia el engrane 3 y 4.
<b>DIE3</b>	Engrane 3	Plano 34	Acero AISI 1020	Transmisión de potencia hacia la cabeza del molino y picador.
<b>DIE4</b>	Engrane 4	Plano 34	Acero AISI 1020	Transmisión de potencia hacia el eje de la desgranadora.
<b>DSE1</b>	Eje 1	Plano 27	Acero AISI 1030	Soporte de la polea mayor y el engrane 1 así como transmisión de potencia al eje 2.
<b>DSE2</b>	Eje 2	Plano 28	Acero AISI 1030	Soporte para el engrane 2 así como transmisión de potencia al eje 3 y 4.
<b>DSE3</b>	Eje 3	Plano 28	Acero AISI 1030	Soporte para el engrane 3 así como transmisión de potencia a la cabeza del molino y picador.
<b>DSE4</b>	Eje 4	Plano 29	Acero AISI 1030	Soporte para el engrane 4 así como transmisión de potencia al eje de la desgranadora.
<b>SCMCE, SCMMP, SCMD</b>	Cojinetes		Acero	Soporte para los ejes.
<b>SCCMP, SCED</b>	cuñas		Hierro colado	Asegurar la adecuada transmisión de potencia.

## 7.1. DISEÑO DEL MECANISMO DE CAMBIO DE EJE.

Para el diseño de este mecanismo se tiene como datos la velocidad de entrada que es de 3600 RPM así como la de salida para el molino y picadora que es de 2800 RPM y el de la desgranadora de 750 RPM. Otros datos que se utilizaran son la de 2 poleas la cual el diámetro de la polea menor es de 3 in y la de la polea mayor de 10 in, el diámetro del engrane 1 es de 18 cm al igual que el del engrane 2.

En la fig. 7.4 se muestra como quedara dispuesto el tren de engranes.



**Fig. 7.4 disposición de tren de engranes**

Entonces:

Calculando la relación de velocidad de las poleas utilizando la formula 5.29

Tenemos:

$$N_{PMayor} = 1080 \text{ RPM}$$



Como la polea mayor esta conectada con el mismo eje con la del engrane 1 se tienen la misma velocidad angular, por lo tanto:

$$N_{PMayor} = N_{E1} = 1080 \text{ RPM}$$

Así mismo el engrane 1 tiene las mismas dimensiones que la del engrane 2 por lo que tienen la misma velocidad angular.

$$N_{PM} = N_{E1} = N_{E2} = 1080 \text{ RPM}$$

Para el cálculo del diámetro del engrane 3 estando el engrane 2 en la posición 1 como se muestra en la figura 7.4, se utiliza la formula 5.29 de lo cual tenemos:

$$\therefore d_{E3} = 6.94289 \text{ cm} \approx 7 \text{ cm}$$

Como no se diseñan engranes con un diámetro de paso con decimales el resultado se redondea a 7 cm lo cual no afecta los cálculos de manera significativa.

Para el cálculo del diámetro del engrane 4 estando el engrane 2 en la posición 2 como se muestra en la figura 7.4 utilizamos la formula 5.29 lo cual tenemos:

$$\therefore d_{E4} = 24.9231 \text{ cm} \approx 25 \text{ cm}$$

Al igual que en el engrane 3 redondeamos el diámetro a 25 cm.



### 7.1.1. SELECCION DE LA BANDA DEL MOTOR AL EJE 1 (SBME1)

Para seleccionar la banda se necesita una que transmita 5 hp, con una velocidad de 3600 RPM, una distancia entre centros de  $C = 37 \text{ in}$ , para un uso de 5 horas, con una polea menor de  $d_{PMenor} = 3 \text{ in}$  y una polea mayor de  $d_{PMayor} = 8 \text{ in}$ . Mediante el estudio de campo se optó en usar una banda en V, y usando la tabla 9.I se toma la decisión de usar una banda tipo A.

Teniendo él  $d_{PMenor} = 3 \text{ in}$ ,  $d_{PMayor} = 10 \text{ in}$  y  $C = 37 \text{ in}$  utilizamos la formula 5.38 para conocer la longitud de la banda de lo cual tenemos:

$$L_p = 2(37) + 1.57(10 + 3) + \frac{(10 - 3)^2}{4(37)} = 94.7411 \text{ in}$$

Utilizando la tabla 9.J seleccionamos la longitud de la banda mas próxima a nuestro resultado y así obtenemos que la banda seleccionada es una A-96 con una longitud de paso de 94.8 in.

De la tabla 9.F obtenemos el factor  $K_s$  aplicando la formula 5.36 tenemos:

$$K_s = 1.2$$
$$H = 5 * 1.2 = 6 \text{ hp}$$

Mediante las formulas 5.39 y 5.40 obtenemos los ángulos de contacto para las dos poleas:

$$\theta_{PMenor} = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \frac{10 - 3}{2(37)}$$
$$\theta_{PMenor} = 2.95212 \text{ rad} = 169.144^\circ$$





$$\theta_{PMenor} = \pi + 2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{10 - 3}{2(37)}$$

$$\theta_{PMenor} = 3.33107 \operatorname{rad} = 190.856^\circ$$

Para obtener la velocidad de la banda se utiliza la formula 5.41

$$V = \frac{3600\pi * 3}{12} = 2827.43 \operatorname{ft}/\operatorname{min}$$

De la formula 5.42 obtenemos la ecuación  $F_1 - F_2$ , que esto es la diferencia entre las fuerzas que actúan sobre las poleas.

$$F_1 - F_2 = \frac{33000 * 6 \operatorname{hp}}{2827.43 \operatorname{ft}/\operatorname{min}}$$

$$F_1 - F_2 = 70.0283 \operatorname{lb}$$

Obteniendo el ángulo de envolvimiento con la fórmula 5.43. Tenemos:

$$\theta = \pi + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{10 + 3}{2 * 37} \right)$$

$$\theta = 3.49478 \operatorname{rad} = 200.236^\circ$$

Investigando sobre coeficientes de fricción para bandas en V tipo A se obtuvo que el material con que son fabricados este tipo de bandas son de algodón, nylon y se impregna de caucho teniendo un coeficiente de fricción de 0.7.

Teniendo este dato y metiéndola en la fórmula 5.44 tenemos que:

$$\left( \frac{F_1}{F_2} \right) = 11.5461$$



Despejando  $F_1$  obtenemos la ecuación que se expresa de la siguiente manera:

$$F_1 = 11.5461 * F_2$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación  $F_1 - F_2 = 70.0283lb$  se tiene que:

$$F_2 = 6.64023lb$$

$$F_1 = 76.6685lb$$

### 7.1.2. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.

Mediante las tablas 9.F y 9.H. se determino usar un motor Siemens® con las siguientes especificaciones

- Tipo: Motor totalmente cerrado con ventilación exterior.
- Potencia: 5Hp.
- Velocidad en RPM: 3600 RPM.
- Voltaje 208-230/460
- Modelo: GP10 Uso general - A7B10000012680.(Tabla 9.Ñ)



### 7.1.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANES.

Para el dimensionamiento de los engranes se usaran las formulas de engranes rectos con  $\alpha$  de  $20^\circ$  que se encuentran en la sección 5.6.1. Se utiliza este tipo de engranes ya que son más comunes en el mercado y en el uso de maquinarias agrícolas, hechas con un acero AISI 1020. También utilizaremos la tabla 9.M de la cual tomaremos los módulos normales y se opto por usa un modulo de 4.

#### 7.1.3.1. DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANE 1 (DIE1)

De las formulas de la sección 5.6.1 y los resultados obtenidos de la sección 7.1 tenemos:

$$m = 4$$

$$Z = 45 \text{ dts.}$$

$$e = i = 6.28319 \text{ mm}$$

$$d_{E1} = 180 \text{ mm}$$

$$d_{eE1} = 188 \text{ mm}$$

$$d_{iE1} = 170 \text{ mm}$$

$$d_b = 169.145 \text{ mm}$$

$$H = 9 \text{ mm}$$

$$h' = m = 4 \text{ mm}$$

$$h'' = 5 \text{ mm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

$$j = 1 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$r = 1.6 \text{ mm}$$

Como el engrane 1 y el 2 van a ser del mismo diámetro y del mismo material, los resultados son los mismos.

**Nota: El engrane 1 se muestra en el plano 34 con el código DIE1 y el engrane 2 con el código DIE2**



### 7.1.3.2. DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANE 3 (DIE3)

De las formulas de la sección 5.6.1 y los resultados obtenidos de la sección 7.1 tenemos:

$$m = 4$$

$$Z = 17.5 \approx 18 \text{ dts.}$$

$$e = i = 6.28319 \text{ mm}$$

$$d_{E1} = 70 \text{ mm}$$

$$d_{eE1} = 78 \text{ mm}$$

$$d_{iE1} = 61 \text{ mm}$$

$$d_b = 65.7785 \text{ mm}$$

$$H = 9 \text{ mm}$$

$$h' = m = 4 \text{ mm}$$

$$h'' = 5 \text{ mm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

$$j = 1 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$r = 1.6 \text{ mm}$$

**Nota:** El engrane 3 se muestra en el plano 34 con el código DIE3



### 7.1.3.3. DIMENSIONAMIENTO DEL ENGRANE 4 (DIE4)

De las formulas de la sección 5.6.1 y los resultados obtenidos de la sección 7.1 tenemos:

$$m = 4$$

$$Z = 62.5 \approx 63 \text{ dts.}$$

$$e = i = 6.28319 \text{ mm}$$

$$d_{E1} = 250 \text{ mm}$$

$$d_{eE1} = 258 \text{ mm}$$

$$d_{iE1} = 240 \text{ mm}$$

$$d_b = 234.923 \text{ mm}$$

$$H = 9 \text{ mm}$$

$$h' = m = 4 \text{ mm}$$

$$h'' = 5 \text{ mm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

$$j = 1 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$r = 1.6 \text{ mm}$$

**Nota:** El engrane 4 se muestra en el plano 34 con el código DIE4

## 7.1.4. DISEÑO DE EJES

### 7.1.4.1. DISEÑO DEL EJE 1(DSE1).

Este eje que se diseñara tendrá una polea y un engrane. La polea tendrá un diámetro de 10 in y el engrane un diámetro de 18 cm, la cual el eje tendrá que soportar la carga de la banda y así transmitir el movimiento de manera adecuada.

En la figura 7.5 se muestra la disposición de la polea mayor y la del engrane 1 en el eje 1.

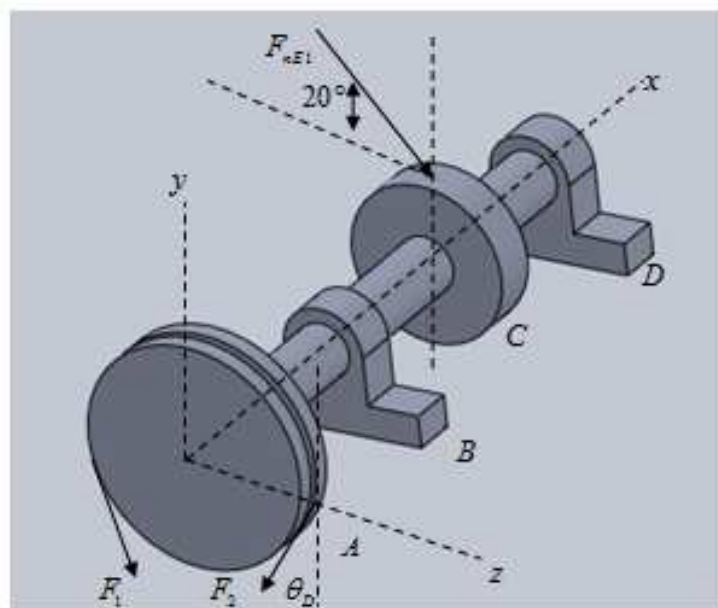


Fig. 7.5 Disposición de la polea mayor y el engrane 1 sobre el eje 1

Como no tenemos el Angulo  $\varphi_D$  la obtenemos mediante el ángulo  $\theta_D$  la cual la obtuvimos de la sección 7.2. La figura 7.6 muestra de qué forma se obtuvo el ángulo  $\varphi_D$ .

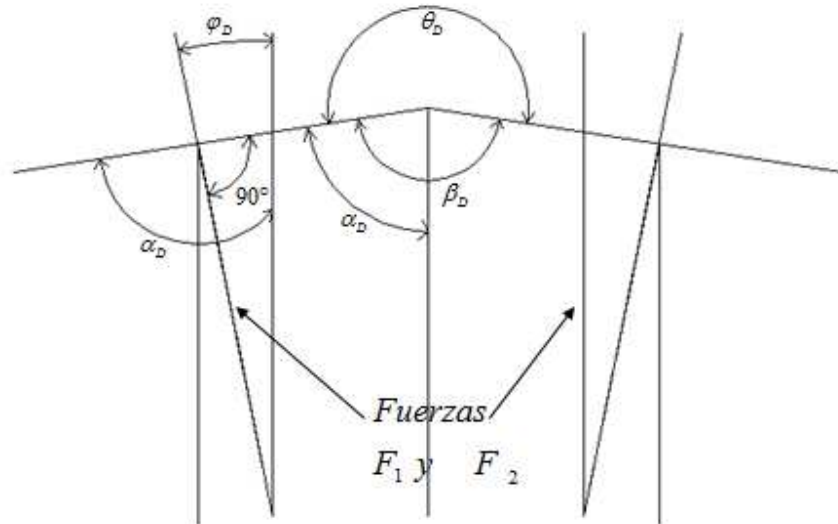


Fig. 7.6 Diagrama de ángulos en la polea mayor

$$360^\circ - \theta_D = \beta_D$$

$$169.144^\circ = \beta_D$$

$$\frac{\beta_D}{2} = \alpha_D$$

$$\alpha_D = 84.572^\circ$$

$$\therefore \varphi_D = 180^\circ - 90 + 84.572^\circ$$

$$\varphi_D = 5.428^\circ$$

Los datos de entrada para el diseño del eje son las siguientes:

$$A \rightarrow B = 4.5in$$

$$B \rightarrow C = 4.5in$$

$$C \rightarrow D = 4.5in$$

$$A \rightarrow D = 13.5in$$

$$\phi_A = 10in$$

$$\phi_C = 18cm = 7.08661in$$

Para el diseño de este eje utilizaremos un acero AISI 1030 con un factor de seguridad de 2.5 y una velocidad de 1080 RPM.



Sabiendo que el torsor máximo en  $T_C = F * r$  e introduciendo en ellas las fuerzas que obtuvimos en la sección 7.2 ya que la máxima torsión se da en la polea porque es de mayor diámetro que el engrane, tenemos:

$$T_C = (76.6685 - 6.64023)lb * 5in = 350.141lb * in$$

Obteniendo la  $F_t$  mediante la fórmula 5.20

$$F_t = \frac{350.141lb * in}{3.54331in} = 98.8176lb$$

Introduciendo la  $F_t$  en la fórmula 5.17 y sabiendo que el engrane tiene un  $\alpha = 20$  obtenemos la  $F_r$  :

$$F_r = 35.96671lb$$

Utilizando la densidad para el acero de  $77kN/m^3$  para el engrane y la polea, tenemos que los pesos del engrane 1 y la polea mayor son:

El diámetro de la polea mayor es de  $10in=24.5cm$  y su espesor es  $5cm \therefore$

$$W_{(poleamayor)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \left( \frac{\pi}{4} (0.245)^2 \right) * 0.050m \right]$$

$$W_{(poleamayor)} = 0.195082kN = 43.8563lb$$

El diámetro del engrane 1 es de  $18cm$  y su espesor es  $4cm \therefore$

$$W_{(E1)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \left( \frac{\pi}{4} (0.18)^2 \right) * 0.040m \right]$$

$$W_{(E1)} = 0.078376kN = 17.6197lb$$





Hallando las reacciones en el plano XY tenemos:

$$A_Y = (F_1 + F_2) \cos \varphi_D + W_{(poleamayor)} = 126.791lb$$

$$C_Y = F_r + W_{(E1)} = 53.5854lb$$

$$\Sigma_{MB} = 0$$

$$A_Y (4.5)in - C_Y (4.5)in + D_Y (9)in = 0$$

$$D_Y = 36.6025lb \downarrow$$

$$\Sigma_{FY} = 0$$

$$-A_Y + B_Y - C_Y - D_Y = 0$$

$$B_Y = 216.98lb \uparrow$$

Hallando las reacciones en el plano XZ tenemos:

$$A_Z = (F_1 + F_2) \text{sen} \varphi_D = 7.88057lb$$

$$C_Z = F_r = 98.8176lb$$

$$\Sigma_{MB} = 0$$

$$-A_Z (4.5)in + C_Z (4.5)in - D_Z (9)in = 0$$

$$D_Z = 45.4685lb \downarrow$$

$$\Sigma_{FZ} = 0$$

$$A_Z - B_Z + C_Z - D_Z = 0$$

$$B_Z = 61.2297lb \downarrow$$

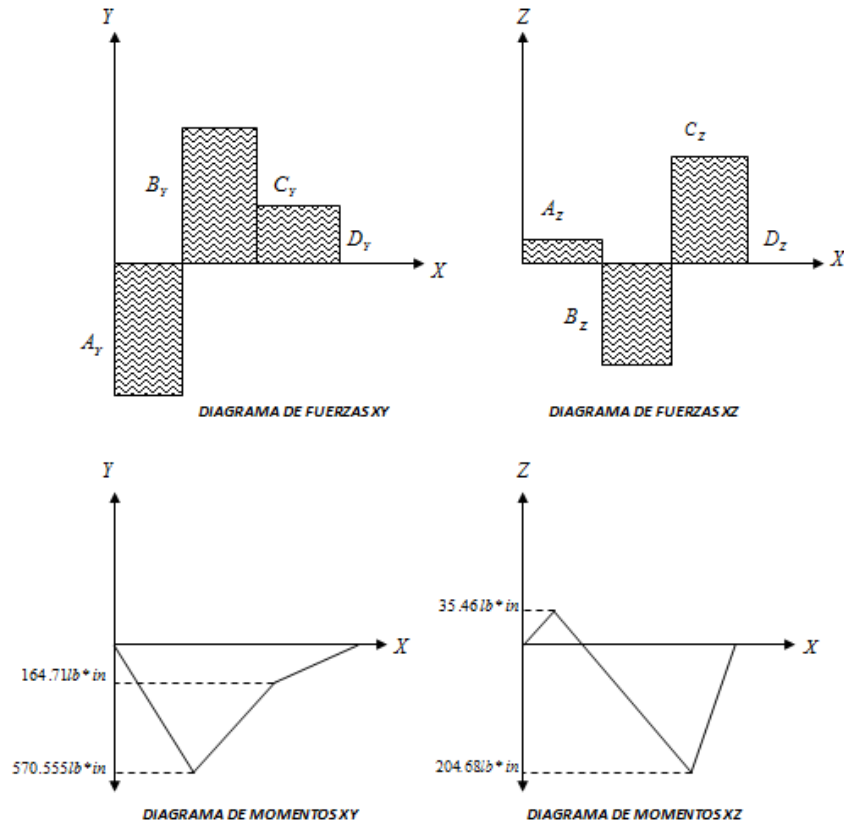


Fig. 7.7 Diagramas de fuerzas y momentos en el eje 1.

El momento total de flexión en los puntos B y C es:

$$M_B = \sqrt{570.562^2 + 35.4626^2} = 571.663 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_c = \sqrt{976.412^2 + 204.608^2} = 997.619 \text{ lb} * \text{in}$$

El máximo momento flector es entonces de 997.619 lb\*in

Aplicando los valores obtenidos en la fórmula 5.1, obtenemos:

$$\sigma_x = \frac{10161.7 \text{ lb} * \text{in}}{d^3}$$

De la tabla 9.K para el acero AISI 1030 rolado en caliente  $S_y = 37.5 \text{ kPsi}$



De la formula 5.5 del esfuerzo cortante máximo de Von Mises-Hencky tenemos:

$$d = 0.89524in$$

De la formula 5.6 de energía de distorsión tenemos:

$$d = 0.89128in$$

### **Calculo del diámetro por el criterio de Goodman para falla por fatiga**

En este análisis debe arrojar un diámetro mayor, debido a que es probable que el eje falle por fatiga.

Tenemos que:

Hallando valores de los factores.

De la formula 5.10 tenemos que:

$$S'_e = 0.504(S_{ut})$$

Utilizando la tabla 9.K  $S_{ut} = 58Kpsi$ , entonces:

$$S'_e = 29.232Kpsi$$

Utilizando la formula 5.11 y la tabla 9.B, obtenemos:

$$K_a = 0.780227$$

Debido a que no se conoce el diámetro del eje el factor  $K_b$  tendrá el valor unitario.

$$K_b = 1$$

De la tabla 9.C el factor de carga es:

$$K_c = 1$$



Como el trabajo es a una temperatura ambiente aproximadamente a  $20^\circ$  (ver tabla 9.D) el factor  $K_d$  es:

$$K_d = 1$$

Para elementos sin muescas  $K_f = K_e = 1$

Aplicando los valores anteriores en la fórmula 5.9, obtenemos  $S_e$  :

$$S_e = 22.8076 \text{Kpsi}$$

Conociendo el valor de  $M$ ,  $T$ ,  $S_e$ ,  $S_{ut}$ ,  $K_f$  y  $n_s$ , aplicándolos en la fórmula 5.8 tenemos que:

$$d = 1.07635 \text{in}$$

Mediante el análisis si se utiliza un material frágil el diámetro sería de 0.9 in, si utilizamos un acero AISI 1030 el diámetro sería de 1.07 in, para efectos de diseño seleccionamos el diámetro de 1.07 in, como no existen ejes de esa medida tomamos que el eje será de 1 in de diámetro.

**Nota: El eje 1 se muestra en el plano 26 con el código DSE1**

### 7.1.4.2. DISEÑO DEL EJE 2(DSE2).

Este eje que se diseñara tendrá una engrane de 18 cm, la cual el eje tendrá que soportar la carga y así transmitir el movimiento de manera adecuada.

En la figura 7.8 se muestra la disposición del engrane 2 en el eje 2.

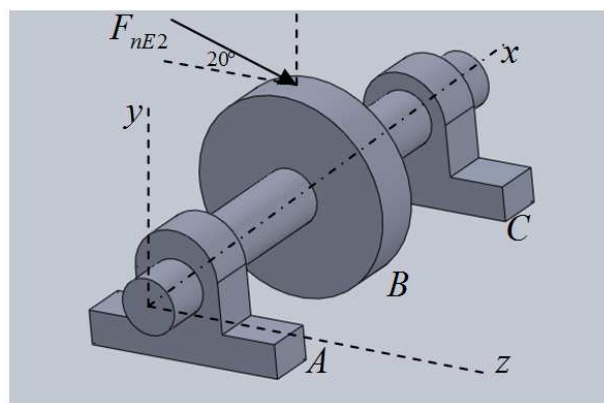


Fig. 7.8 Disposición del engrane 2 sobre el eje 2.

Los datos de entrada para el diseño del eje son las siguientes:

$$A \rightarrow B = 3in$$

$$B \rightarrow C = 3in$$

$$A \rightarrow C = 6in$$

Para el diseño de este eje utilizaremos un acero AISI 1030 con un factor de seguridad de 2.5 y una velocidad de 1080 RPM.

Como es un tren de engranes en la serie  $F_t$  y la  $F_r$  no cambian a los resultados de la sección 7.5.1, por lo tanto:

$$F_t = 98.8176lb$$

$$F_r = 35.9667lb$$



El diámetro del engrane 2 es de 18cm y su espesor es 4cm ∴

$$W_{(E2)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \left( \frac{\pi}{4} (0.18)m^2 \right) * 0.040m \right]$$

$$W_{(E2)} = 0.078376kN = 17.6197lb$$

Hallando las reacciones en el plano XY tenemos:

$$B_Y = F_r + W_{(E2)} = 53.5854lb$$

$$\Sigma_{MA} = 0$$

$$-B_Y (3)in + C_Y (6)in = 0$$

$$C_Y = 26.7932lb \uparrow$$

$$\Sigma_{FY} = 0$$

$$A_Y - B_Y + C_Y = 0$$

$$A_Y = 26.7932lb \uparrow$$

Hallando las reacciones en el plano XZ tenemos:

$$B_Z = F_t = 98.8176lb$$

$$\Sigma_{MA} = 0$$

$$B_Z (3)in - C_Z (6)in = 0$$

$$C_Z = 148.226lb \downarrow$$

$$\Sigma_{FZ} = 0$$

$$-A_Z + B_Z - C_Z = 0$$

$$A_Z = 148.229lb \downarrow$$

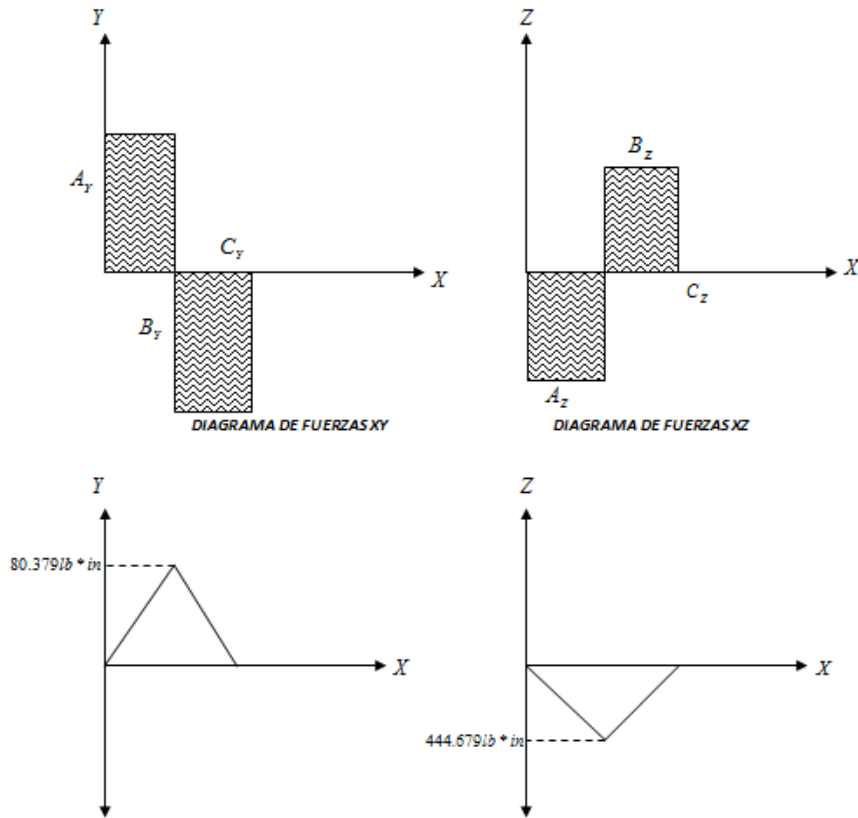


Fig. 7.9 Diagramas de fuerzas y momentos en el eje 2.

El momento total de flexión en los puntos B y C es:

$$M_B = \sqrt{80.3796^2 + 444.679^2} = 451.885 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

El máximo momento flector es entonces de 451.885 lb\*in

Aplicando los valores obtenidos en la fórmula 5.1, obtenemos:

$$\sigma_x = \frac{4602.86 \text{ lb} \cdot \text{in}}{d^3}$$

De la formula  $T_c = F \cdot r$  el par de torsión es:

$$T_c = 345.562 \text{ lb} \cdot \text{in} \approx 350 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

De la tabla 9.K para el acero AISI 1030 rolado en caliente  $S_y = 37.5 \text{ kPsi}$



De la formula 5.5 del esfuerzo cortante máximo de Von Mises-Hencky tenemos:

$$d = 0.72944in$$

De la formula 5.6 de energía de distorsión tenemos:

$$d = 0.717579in$$

### **Calculo del diámetro por el criterio de Goodman para falla por fatiga**

En este análisis debe arrojar un diámetro mayor, debido a que es probable que el eje falle por fatiga.

Tenemos que:

Hallando valores de los factores.

De la formula 5.10 tenemos que:

$$S'_e = 0.504(S_{ut})$$

Utilizando la tabla 9.K  $S_{ut} = 58Kpsi$ , entonces:

$$S'_e = 29.232Kpsi$$

Utilizando la formula 5.11 y la tabla 9.B, obtenemos:

$$K_a = 0.780227$$

Debido a que no se conoce el diámetro del eje el factor  $K_b$  tendrá el valor unitario.

$$K_b = 1$$

De la tabla 9.C el factor de carga es:

$$K_c = 1$$





Como el trabajo es a una temperatura ambiente aproximadamente a  $20^\circ$  (ver tabla 9.D) el factor  $K_d$  es:

$$K_d = 1$$

Para elementos sin muescas  $K_f = K_e = 1$

Aplicando los valores anteriores en la fórmula 5.9, obtenemos  $S_e$  :

$$S_e = 22.8076 \text{Kpsi}$$

Conociendo el valor de  $M$ ,  $T$ ,  $S_e$ ,  $S_{ut}$ ,  $K_f$  y  $n_s$ , aplicándolos en la fórmula 5.8 tenemos que:

$$d = 0.8607 \text{in}$$

Mediante el análisis si se utiliza un material frágil el diámetro sería de 0.73 in, si utilizamos un acero AISI 1030 el diámetro sería de 0.86 in, para efectos de diseño seleccionamos el diámetro de 0.86 in, como no existen ejes de esa medida tomamos que el eje será de 1 in de diámetro.

**Nota: El eje 2 se muestra en el plano 27 con el código DSE2**



### 7.1.5. SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL MECANISMO DE CAMBIO DE EJE (SCMCE)

Para la selección de los cojinetes, se tuvo que hacer un estudio de que eje tiene la mayor carga, como también fue necesaria una investigación de campo para determinar qué tipo de cojinetes usar. En esto último se determinó la existencia de cojinetes de diversas especificaciones.

En la investigación encontramos la página de SKF para la selección del cojinete asegurando su buen funcionamiento.

Como se dijo anteriormente para la selección de cojinetes es necesario el peso que soporta el eje, así como su velocidad de funcionamiento.

El eje que tiene la mayor carga es el eje 1, la cual tiene un diámetro de 1 in y una velocidad de 1080 rpm.

Teniendo estos datos de entrada:

$$P = W_{(poleamayor)} + W_{(E1)} + W_{(Eje1)}$$

El  $W_{(poleamayor)}$  y  $W_{(E1)}$  se obtuvieron en la sección 7.1.4.1 la cual sus resultados son:

$$W_{(poleamayor)} = 0.195082kN$$

$$W_{(E1)} = 0.078376kN$$

Para él  $W_{(Eje1)}$ :

La densidad del acero es  $77kN/m^3$ , el diámetro es de 25.4 mm, y un largo de 0.3429m, entonces el peso será:



$$W_{(Ejel)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \pi(0.0127)^2 m^2 * 0.3429m \right]$$

$$W_{(Ejel)} = 0.0133787kN$$

Entonces:

$$P = 0.286837kN$$

Con los datos de la carga y la velocidad a una temperatura ambiente podemos revisar en SKF cuál es el cojinete que se adecua a las necesidades requeridas. Se encontró un soporte de pie con rodamiento con las siguientes características (Tabla 9.O):

d = 25.4 mm.

Capacidad de carga = 11.2 kN.

Velocidad limite = 6300 rpm.

Seleccionamos con las siguientes características:

Soportes de pie con rodamientos y chumacera, soporte de fundición, manguito de fijación marca SKF.

Soporte SYJ 506

Rodamiento YSA 206-2KF

Manguito de fijación HE 2306

Para este mecanismo se necesitan 6 cojinetes, 2 con chumacera y 4 sin chumacera. Por cuestión de diseño todos los cojinetes serán de 1 in.

## 7.2. DISEÑO DEL MECANISMO DE MOLIDO Y PICADO DE FORRAJE

### 7.2.1. DISEÑO DEL EJE 3(DSE3).

Este eje que se diseñara tendrá un engrane un diámetro de 7 cm, la cual el eje tendrá que soportar la carga y así transmitir el movimiento de manera adecuada.

En la figura 7.10 se muestra la disposición del engrane 3 en el eje 3.

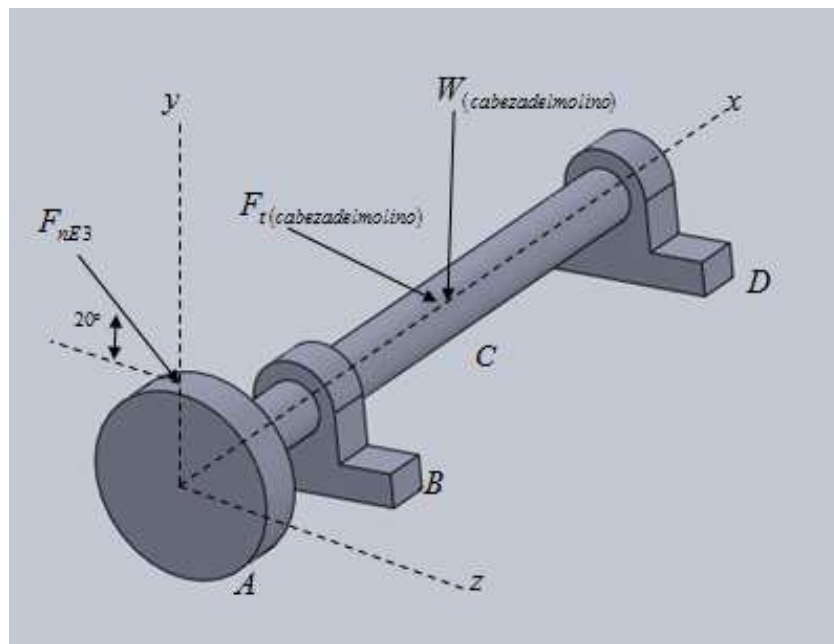


Fig. 7.10 Disposición del engrane 3 sobre el eje 3.

Los datos de entrada para el diseño del eje son las siguientes:

$$A \rightarrow B = 5.25in$$

$$B \rightarrow C = 3.875in$$

$$C \rightarrow D = 3.875in$$

$$A \rightarrow D = 13in$$



Para el diseño de este eje utilizaremos un acero AISI 1030 con un factor de seguridad de 2.5 y una velocidad de 2800 RPM.

Como es un tren de engranes en la serie  $F_t$  y la  $F_r$ , no cambian a los resultados de la sección 7.5.1, por lo tanto:

$$F_t = 98.8176lb$$

$$F_r = 35.9667lb$$

Utilizando la densidad para el acero de  $77kN/m^3$  para el engrane y la polea, tenemos que los pesos del engrane 3 es:

El diámetro del engrane 3 es de 7cm y su espesor es 4cm .:

$$W_{(E3)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \left( \frac{\pi}{4} (0.07)^2 \right) * 0.040m \right]$$

$$W_{(E1)} = 0.0118532kN = 2.6647lb$$

Para la  $W_{(cabezadelmolino)}$  se tiene que:

$$W_{(cabezadelmolino)} = 25kg * 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{(cabezadelmolino)} = .24525kN = 55.1344lb$$

Hallando las reacciones en el plano XY tenemos:

$$A_y = F_r + W_{(E3)} = 38.6314lb$$



$$\Sigma_{MB} = 0$$

$$A_y(5.25)in - C_y(3.875)in - D_y(7.75)in = 0$$

$$D_y = 1.39754lb \uparrow$$

Hallando las reacciones en el plano XZ tenemos:

Mediante el estudio de campo que se realizó, se obtuvo que se necesita 98.1N para moler y picar 7 kg de forraje, por lo tanto:

$$F_{t(cabeza\ del\ molino)} = 98.1N = 22.0538lb$$

Además:

$$A_z = F_t = 98.8176lb$$

$$\Sigma_{MB} = 0$$

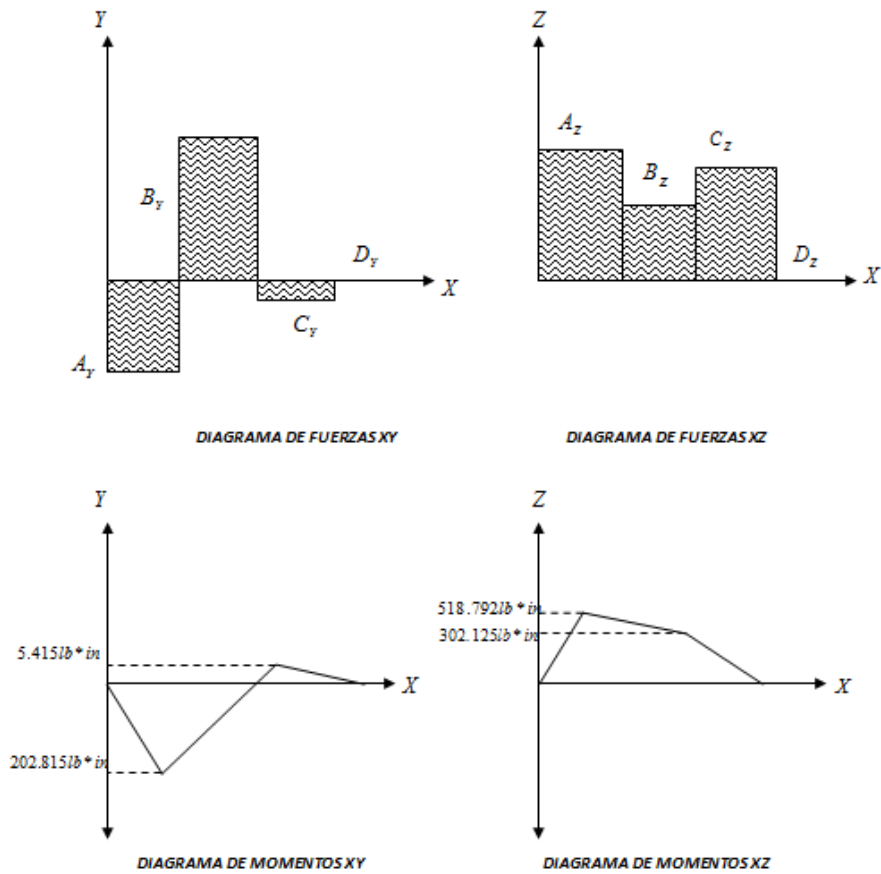
$$A_z(5.25)in + C_z(3.875)in - D_z(7.75)in = 0$$

$$D_z = 77.968lb \downarrow$$

$$\Sigma_{FZ} = 0$$

$$A_z - B_z + C_z - D_y = 0$$

$$B_z = 42.9036lb \downarrow$$



**Fig. 7.11 Diagramas de fuerzas y momentos en el eje 3.**

El momento total de flexión en los puntos B y C es:

$$M_B = \sqrt{202.8151^2 + 518.792^2} = 557.027 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_C = \sqrt{5.41747^2 + 302.125^2} = 302.174 \text{ lb} * \text{in}$$

El máximo momento flector es entonces de  $557.027 \text{ lb} * \text{in}$

Aplicando los valores obtenidos en la fórmula 5.1, obtenemos:

$$\sigma_x = \frac{5673.83 \text{ lb} * \text{in}}{d^3}$$



El máximo torsor se encuentra en la cabeza del molino ya que es de mayor diámetro que el engrane, el diámetro de esta es de 17 in, por lo tanto:

De la formula  $T_c = F * r$  el par de torsión es:

$$T_c = 187.451lb * in$$

De la tabla 9.K para el acero AISI 1030 rolando en caliente  $S_y = 37.5kPsi$  y un factor de seguridad de 2.5.

De la formula 5.5 del esfuerzo cortante máximo de Von Mises-Hencky tenemos:

$$d = 0.736253in$$

De la formula 5.6 de energía de distorsión tenemos:

$$d = 0.733098in$$

### **Calculo del diámetro por el criterio de Goodman para falla por fatiga**

En este análisis debe arrojar un diámetro mayor, debido a que es probable que el eje falle por fatiga.

Tenemos que:

Hallando valores de los factores.

De la formula 5.10 tenemos que:

$$S'_e = 0.504(S_{ut})$$

Utilizando la tabla 9.K  $S_{ut} = 58Kpsi$ , entonces:

$$S'_e = 29.232Kpsi$$

Utilizando la formula 5.11 y la tabla 9.B, obtenemos:





$$K_a = 0.780227$$

Debido a que no se conoce el diámetro del eje el factor  $K_b$  tendrá el valor unitario.

$$K_b = 1$$

De la tabla 9.C el factor de carga es:

$$K_c = 1$$

Como el trabajo es a una temperatura ambiente aproximadamente a  $20^\circ$  (ver tabla 9.D) el factor  $K_d$  es:

$$K_d = 1$$

Para elementos sin muescas  $K_f = K_e = 1$

Aplicando los valores anteriores en la fórmula 5.9, obtenemos  $S_e$ :

$$S_e = 22.8076 \text{ Kpsi}$$

Conociendo el valor de  $M$ ,  $T$ ,  $S_e$ ,  $S_{ut}$ ,  $K_f$  y  $n_s$ , aplicándolos en la fórmula 5.8 tenemos que:

$$d = 0.885018 \text{ in}$$

Mediante el análisis si se utiliza un material frágil el diámetro sería de 0.73 in, si utilizamos un acero AISI 1030 el diámetro sería de 0.88 in, para efectos de diseño seleccionamos el diámetro de 0.88 in, como no existen ejes de esa medida tomamos que el eje será de 1 in de diámetro.

**Nota: El eje 3 se muestra en el plano 27 con el código DSE3**



## 7.2.2. SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL MECANISMO DE CAMBIO DE EJE (SCMCE)

El eje 3 tiene un diámetro de 1 in y una velocidad de 2800 rpm.

Teniendo estos datos de entrada:

$$P = W_{(cabezadelmolino)} + W_{(E3)} + W_{(Eje3)}$$

El  $W_{(cabezadelmolino)}$  y  $W_{(E3)}$  se obtuvieron en la sección 7.2.1. la cual sus resultados son:

$$W_{(cabezadelmolino)} = 0.24525kN = 55.1344lb$$

$$W_{(E3)} = 0.0118532kN = 2.6647lb$$

Para él  $W_{(Eje3)}$  :

La densidad del acero es  $77kN/m^3$ , el diámetro es de 25.4 mm, y un largo de 0.3302 m, entonces el peso será:

$$W_{(Eje3)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \pi (0.0127)^2 m^2 * 0.3302m \right]$$

$$W_{(Eje3)} = 0.012883kN$$

Entonces:

$$P = 0.27kN$$

Con los datos de la carga y la velocidad a una temperatura ambiente podemos revisar en SKF cuál es el cojinete que se adecua a las necesidades requeridas. Se



encontró un soporte de pie con rodamiento con las siguientes características (Tabla 9.O):

$d = 25.4 \text{ mm.}$

Capacidad de carga = 11.2 kN.

Velocidad limite = 6300 rpm.

Seleccionamos con las siguientes características:

Soportes de pie con rodamientos y chumacera, soporte de fundición, manguito de fijación marca SKF.

Soporte SYJ 506

Rodamiento YSA 206-2KF

Manguito de fijación HE 2306

Para este mecanismo se necesitan 2 cojinetes con chumacera.

### 7.3. DISEÑO DEL MECANISMO DE DESGRANADO DE MAÍZ.

#### 7.3.1. DISEÑO DEL EJE 4(DSE4)

Este eje que se diseñara tendrá un engrane un diámetro de 25 cm, la cual el eje tendrá que soportar la carga y así transmitir el movimiento de manera adecuada.

En la figura 7.12 se muestra la disposición del engrane 4 en el eje 4.

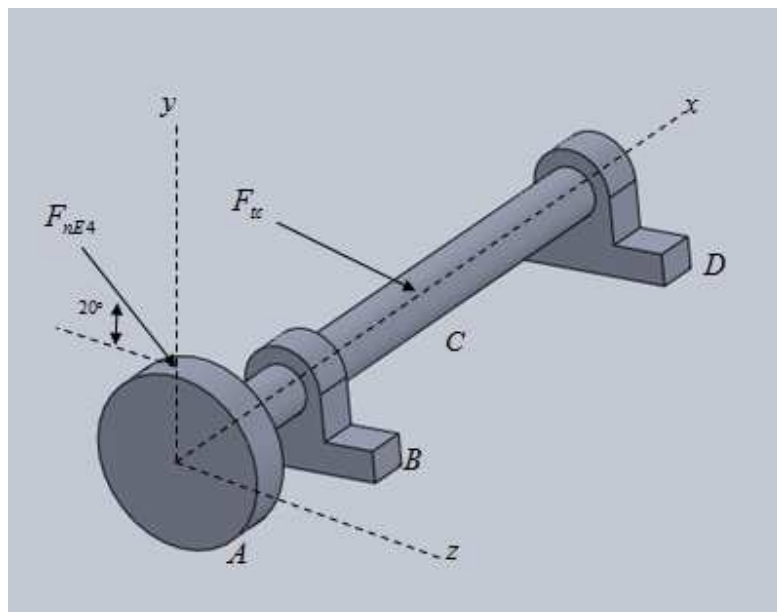


Fig. 7.12 Disposición del engrane 4 sobre el eje 4.

Los datos de entrada para el diseño del eje son las siguientes:

$$A \rightarrow B = 5.25in$$

$$B \rightarrow C = 13.5in$$

$$C \rightarrow D = 21.5in$$

$$A \rightarrow D = 40.25in$$



Para el diseño de este eje utilizaremos un acero AISI 1030 con un factor de seguridad de 2.5 y una velocidad de 750 RPM.

Como es un tren de engranes en la serie  $F_t$  y la  $F_r$ , no cambian a los resultados de la sección 7.5.1, por lo tanto:

$$F_t = 98.8176lb$$

$$F_r = 35.9667lb$$

Utilizando la densidad para el acero de  $77kN/m^3$  para el engrane, tenemos que los pesos del engrane 4 es:

El diámetro del engrane 4 es de 25cm y su espesor es 4cm  $\therefore$

$$W_{(E4)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \left( \frac{\pi}{4} (0.25)^2 \right) * 0.040m \right]$$

$$W_{(E4)} = 0.151189kN = 33.9887lb$$

Hallando las reacciones en el plano XY tenemos:

$$A_Y = F_r + W_{(E4)} = 69.9554lb$$

$$\Sigma_{MB} = 0$$

$$A_Y (5.25)in - D_Y (21.5)in = 0$$

$$D_Y = 17.0821lb \downarrow$$

$$\Sigma_{FY} = 0$$

$$-A_Y + B_Y - D_Y = 0$$

$$B_Y = 87.0375lb \uparrow$$

Hallando las reacciones en el plano XZ tenemos:



Mediante el estudio de campo que se realizó, se obtuvo que se necesita 294.3N para poder desgranar 25kg de mazorcas de maíz, por lo tanto:

$$W_{(cabeza)} = 294.3N = 66.1613lb$$

Además:

$$A_z = F_t = 98.8176lb$$

$$\Sigma_{MB} = 0$$

$$A_z(5.25)in - W_{(cabeza)}(13.5)in + D_z(21.5)in = 0$$

$$D_z = 17.4151lb \downarrow$$

$$\Sigma_{FZ} = 0$$

$$A_z - B_z + C_z - D_z = 0$$

$$B_z = 147.556lb \downarrow$$

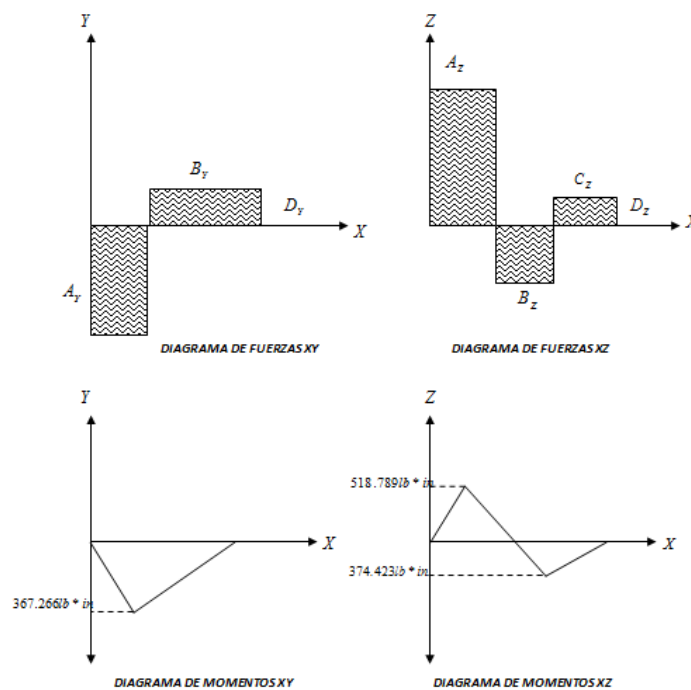


Fig. 7.12 Diagramas de fuerzas y momentos en el eje 4.



El momento total de flexión en los puntos B y C es:

$$M_B = \sqrt{367.266^2 + 518.789^2} = 635.631lb * in$$

El máximo momento flector es entonces de  $635.631lb * in$

Aplicando los valores obtenidos en la fórmula 5.1, obtenemos:

$$\sigma_x = \frac{6474.48lb * in}{d^3}$$

El máximo torsor se encuentra en el engrane, el diámetro de esta es de  $25cm \approx 10$  in, por lo tanto

De la formula  $T_c = F * r$  el par de torsión es:

$$T_c = 494.088lb * in$$

De la tabla 9.K para el acero AISI 1030 rolado en caliente  $S_y = 37.5kPsi$  y con un factor de 2.5

De la formula 5.5 del esfuerzo cortante máximo de Von Mises-Hencky tenemos:

$$d = 0.817678in$$

De la formula 5.6 de energía de distorsión tenemos:

$$d = 0.80431in$$

### **Calculo del diámetro por el criterio de Goodman para falla por fatiga**

En este análisis debe arrojar un diámetro mayor, debido a que es probable que el eje falle por fatiga.



Tenemos que:

Hallando valores de los factores.

De la formula 5.10 tenemos que:

$$S'_e = 0.504(S_{ut})$$

Utilizando la tabla 9.K  $S_{ut}=58\text{Kpsi}$ , entonces:

$$S'_e = 29.232\text{Kpsi}$$

Utilizando la formula 5.11 y la tabla 9.B, obtenemos:

$$K_a = 0.780227$$

Debido a que no se conoce el diámetro del eje el factor  $K_b$  tendrá el valor unitario.

$$K_b = 1$$

De la tabla 9.C el factor de carga es:

$$K_c = 1$$

Como el trabajo es a una temperatura ambiente aproximadamente a  $20^\circ$  (ver tabla 9.D) el factor  $K_d$  es:

$$K_d = 1$$

Para elementos sin muescas  $K_f = K_e = 1$

Aplicando los valores anteriores en la fórmula 5.9, obtenemos  $S_e$  :

$$S_e = 22.8076\text{Kpsi}$$

Conociendo el valor de  $M, T, S_e, S_{ut}, K_f$  y  $n_s$ , aplicándolos en la fórmula 5.8 tenemos que:

$$d = 0.964613\text{in}$$





Mediante el análisis si se utiliza un material frágil el diámetro sería de 0.81 in, si utilizamos un acero AISI 1030 el diámetro sería de 0.97 in, para efectos de diseño seleccionamos el diámetro de 0.97 in, como no existen ejes de esa medida tomamos que el eje será de 1 in de diámetro.

**Nota: El eje 4 se muestra en el plano 29 con el código DSE4**



### 7.3.2. SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL MECANISMO DE DESGRANADO (SCMD)

El eje 4 tiene un diámetro de 1 in y una velocidad de 750 rpm.

Teniendo estos datos de entrada:

$$P = W_{(cabeza)} + W_{(E4)} + W_{(Eje4)}$$

El  $W_{(cabeza)}$  y  $W_{(E4)}$  se obtuvieron en la sección 7.3.1. la cual sus resultados son:

$$W_{(cabeza)} = 0.24525kN = 55.1344lb$$

$$W_{(E4)} = 0.151189kN = 33.9887lb$$

Para él  $W_{(Eje4)}$ :

La densidad del acero es  $77kN/m^3$ , el diámetro es de 25.4 mm, y un largo de 1.02 m, entonces el peso será:

$$W_{(Eje4)} = 77 \frac{kN}{m^3} \left[ \pi (0.0127)^2 m^2 * 1.02m \right]$$

$$W_{(Eje4)} = 0.0397968kN$$

Entonces:

$$P = 0.436236kN$$

Con los datos de la carga y la velocidad a una temperatura ambiente podemos revisar en SKF cuál es el cojinete que se adecua a las necesidades requeridas. Se



encontró un soporte de pie con rodamiento con las siguientes características (Tabla 9.O):

$d = 25.4 \text{ mm.}$

Capacidad de carga = 11.2 kN.

Velocidad limite = 6300 rpm.

Seleccionamos con las siguientes características:

Soportes de pie con rodamientos y chumacera, soporte de fundición, manguito de fijación marca SKF.

Soporte SYJ 506

Rodamiento YSA 206-2KF

Manguito de fijación HE 2306

Para este mecanismo se necesitan 2 cojinetes con chumacera.



### 7.3.3. SELECCIÓN DE LA CUÑA PARA LOS EJES DISEÑADOS (SCED)

El diámetro de nuestros ejes son de 1 in, observando la tabla 9.N vemos que nuestros valores están entre 7/8 in y 1 ¼ in, por esto seleccionamos la cuña cuadrada de W= ¼ in, H= ¼ in y a una profundidad de chavetero de 1/8 in.

#### CUADRO DE DATOS 2. Resumen de materiales diseñados.

CÓDIGO	NOMBRE	PLANO	RESISTENCIA	CARGA SOMETIDA
DSE1	Eje 1	Plano 27	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 10.161 Kpis$
DSE2	Eje 2	Plano 28	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 4.60286 Kpis$
DSE3	Eje 3	Plano 28	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 5.67383 Kpis$
DSE4	Eje 4	Plano 29	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 6.47448 Kpis$



## **8. ALCANCES, LIMITACIONES Y CONCLUSIONES.**

### **8.1. ALCANCES Y LIMITACIONES.**

A continuación se mencionan los alcances y limitaciones del proyecto, esto se obtuvo mediante un estudio de campo:

- El motor eléctrico se encuentra fácilmente en el mercado.
- El material del eje en el mercado es un poco limitado.
- Las bandas en V tienen amplia disponibilidad en el mercado.
- Las placas de acero son caras pero hay disponibilidad de estas en el mercado local.
- Se dispone de perfiles tipo L hechos de acero que podrán ser usados en la fabricación del chasis.
- Las chumaceras tienen amplia disponibilidad en el mercado local.
- Los engranes se rectos y las poleas tienen amplia disponibilidad en el mercado.

### **CABEZA DE LA MOLEDORA Y PICADORA.**

La cabeza del molino y picador no se diseñó ya que nada más se seleccionó así como el material con el que está hecho, en los planos 1,2,3,4,5 y 6 se puede observar las dimensiones de cada pieza, así como el material del que están fabricados.



## SOPORTE Y CHASIS.

Para el chasis se usara placas de acero de  $1/8$  y  $1/4$  in como se muestra en los planos 30, 32 y 33, para los soportes se usara perfil ángulo, con lados iguales de 1.5 in, esta se muestra en el plano 35 con el código DST.

## TORNILLOS.

No se calcula ningún tipo de tornillo para el montaje de la carcasa o del motor en el soporte, esto debido a que no existe riesgo de esfuerzos en los tornillos, estos serán solo para asegurar los cojinetes y para el montaje del motor, las medidas de los tornillos se observa en la requisición de materiales anexa a este documento.

## EJE DE LA DESGRANADORA.

El eje de la desgranadora cuenta con unas hélices las cuales sirven para pelar y desgranar las mazorcas de maíz, en los planos 29-A, 29-B, 29-C y 29-D muestra las formas de estas hélices, así como la distribución en el eje de estos.

## CRIBAS DEL MOLINO Y DE LA DESGRANADORA.

Existen varios diámetros para las cribas del molino ya que se hacen desde harinas gruesas hasta harinas muy finas, el diámetro de los agujeros de esas cribas pueden ser de 1 in,  $1/2$  in,  $1/4$  in hasta  $3/4$  in. En cambio a las del molido la criba de la desgranadora es estándar ya que solo hay un tipo, la medida que se utiliza es de 1.5 in.

***Nota: Para mejorar el diseño y optimizarlo se necesita investigación por parte de quien ensamble el diseño. Para esto se recomienda que un Ingeniero Mecánico haga el ensamblado del prototipo.***



## **8.2. CONCLUSIONES.**

La capacidad de producción en kg/h del molido y picado de forraje es de 750 kg/h, el molido de granos será de 373 kg/h así como la producción del desgranado de mazorcas será de 3500 kg/h, estos datos pueden variar ya que está planteado de manera tentativa en el planteamiento del problema, además la utilización de cribas de diferentes diámetros también afecta la cantidad de producción.

Se concluye mediante el desarrollo de cálculos que los materiales seleccionados y diseñados para la construcción son de alta resistencia, asegurando con esto el correcto funcionamiento del prototipo diseñado.

Este proyecto presentado cumple con los objetivos planteados de un diseño que sea capaz de moler y picar forraje así como desgranar mazorcas de maíz de una manera sencilla, practica y adecuada para las condiciones de desarrollo en el estado de Chiapas, apegándose a las necesidades locales existentes.



## 9. ANEXOS





## 9.1 MEMORIA DE CÁLCULO.

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN DE LA PIEZA	MATERIAL	UBICACIÓN EN EL PROYECTO	FUNCIÓN	DATOS DE ENTRADA	DESARROLLO DEL CALCULO	RESULTADOS
DSE1	EJE 1	Acero AISI 1030	Plano 27	Soporte para la polea mayor y el engrane 1 así como transmisión de potencia al eje 2.	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 10.161 Kpsi$	Alta resistencia asegurada para la flexión en el material.
DSE2	EJE 2	Acero AISI 1030	Plano 28	Soporte para el engrane 2 así como transmisión de potencia al eje 3 y 4.	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 4.60286 Kpsi$	Alta resistencia asegurada para la flexión en el material
DSE3	EJE 3	Acero AISI 1030	Plano 28	Soporte para el engrane 3 así como transmisión de potencia a la cabeza de la moladora y picadora.	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 5.67383 Kpsi$	Alta resistencia asegurada para la flexión en el material
DSE4	EJE 4	Acero AISI 1030	Plano 29	Soporte para el engrane 4 así como transmisión de potencia al eje de la desgranadora.	Resistencia ultima a la tensión 58 Kpsi	Esfuerzo máximo a tensión $\sigma_x = 6.47448 Kpsi$	Alta resistencia asegurada para la flexión en el material
SCMCE, SCMMP, SCMD	COJINETES	Acero		Soporte para los ejes.	Capacidad de carga de 19.5 kN	Carga sometida 0.222 kN	



## 9.2. TABLAS.

**Tabla 9.A. Propiedades mecánicas de hierro colado gris.**

NÚMERO ASTM	RESISTENCIA A LA TENSIÓN Sut, Kpsi	RESISTENCIA A LA COMPRESION Suc, Kpsi
20	22	83
25	26	97
30	31	109
35	36,5	124
40	42,5	140
50	52,5	164
60	62,5	187,5

**Tabla 9.B. Factores de acabado de superficie.**

Acabado de superficie	Factor <i>a</i> Kpsi (Mpa)	Exponente <i>b</i>
Esmerilado (rectificado)	1.34(1.58)	- 0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70(4.51)	- 0.265
Laminado en caliente	14.4(57.7)	- 0.718
Forjado	39.9(272)	- 0.995

**Tabla 9.C. Factores de carga.**

Tipo de carga	$k_c$	Resistencia última ( $S_{ut}$ )
Carga axial	0.923	$\leq 220$ Kpsí (1520 MPa)
Carga axial	1	$>220$ Kpsí (1520 MPa)
Flexión	1	-----
Torsión y cortante	0.577	-----



**Tabla 9.D. Factores de temperatura.**

Temperatura °C	$k_d$	Temperatura °F	$k_d$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872

**Tabla 9.E. factor de confiabilidad**

Factor de confiabilidad $k_e$		
Confiabilidad%)	Variable $Z_a$	Variable de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Tabla 9.F. Factor de servicio sugerido  $k_s$  para transmisión de bandas en V.**

Característica Del impulso	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	Característica De momento Torsional normal	Momento torsional Alto no uniforme
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
choque ligero	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choque mediano	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Choque fuerte	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8



**Tabla 9.G. características de los molinos con descarga vertical. Los molinos se fabrican en los tamaños 6, 8, 12, 16, 20 y 24 pulgadas.**

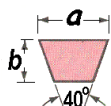
Especificaciones para molinos con descarga vertical						
Tamaños de fabricación.	6	8	12	16	20	24
Potencia efectiva requerida H.P.	5	7.5	10	15-20	20-25	40-50
Velocidad del rotor R.P.M.	2800 A 3200	2800 A 3200	2800 A 3200	2800 A 3200	2800 A 3200	2600 A 2800
Rendimiento aproximado en granos Kgs/hora.	750	1000	1500	2000	2500	4500
Rendimiento aproximado en forrajes Kgs/hora.	375	500	750	1000	1250	2250
Cantidad de martillos.	18	24	36	54	72	120
Ancho boca de alimentación cms.	15	20	30	40	51	61
Peso molino con encostador Kg.	74	92	100	140	169	320
Peso molino con descarga vertical Kg.	68	86	94	133	162	309

**Tabla 9.H. Características generales de desgranadoras eléctricas:**

Potencia requerida en HP	Velocidad del rotor en rpm	Rendimiento aproximado en Kg. / hr
1 1/2	350-450	800
2	650-750	1500
3	650-750	3500
7 1/2	650-750	5500

**Tabla 9.I. Dimensiones, diámetros mínimos de polea y el intervalo de potencias en hp para bandas**

SECCION	ANCHO a, pul	ESPESOR b, pul	DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA, pul	POTENCIAS PARA UNA O MAS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{22}$	3.0	$\frac{1}{4} - 10$
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1 - 25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15 - 100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50 - 250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 o mayor





**Tabla 9.J. Circunferencias internas de bandas V estándares**

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA, pul
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 67, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 120, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

**Tabla 9.K. características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).**

NÚMERO		PROCESO	Sut	Sut	Sy	Sy	ELONG.	REDUC.	DUREZA
UNS	SAE/AISI		(MPa)	(Kpsi)	(MPa)	(Kpsi)	EN 2" %	ÁREA (%)	BRINELL
G10060	1006	HR	300	43	170	24	30	55	86
		CD	330	48	280	41	20	45	95
G10100	1010	HR	320	47	180	26	28	50	95
		CD	370	53	300	44	20	40	105
G10150	1015	HR	340	50	190	28	28	50	101
		CD	390	56	320	47	18	40	111
G10180	1018	HR	400	58	220	32	25	50	116
		CD	440	64	370	54	15	40	126
G10200	1020	HR	380	55	210	30	25	50	111
		CD	470	68	390	57	15	40	131
G10300	1030	HR	470	68	260	38	20	42	137
		CD	520	76	440	64	12	35	149
G10350	1035	HR	500	72	270	40	18	40	143
		CD	550	80	460	67	12	35	163
G10400	1040	HR	520	76	290	42	18	40	149
		CD	590	85	490	71	12	35	170
G10450	1045	HR	570	82	310	45	16	40	163
		CD	630	91	530	77	12	35	179
G10500	1050	HR	620	90	340	50	15	35	179
		CD	690	100	580	84	10	30	197
G10600	1060	HR	680	98	370	54	12	30	201
G10800	1080	HR	770	112	420	62	10	25	229
G10950	1095	HR	830	120	460	66	10	25	248



**Tabla 9.L. Conversiones de longitud de la banda. (Súmese la cantidad enlistada a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas.**

Sección de banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

**Tabla 9.M. Módulos normalizados para la fabricación de engranes**

Módulos pequeños	Módulos normales	Módulos grandes
1; 1,25; 1,5	2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8	10; 11; 16; 20; 25; 32; 40; 50

**Tabla 9.N. dimensiones en pulgadas para algunas aplicaciones de chavetas rectangulares y cuadradas de tipo estándar.**

Diámetro del eje		Tamaño de chaveta		Profundidad de chavetero
Mas	Hasta	W	H	
5/16	7/16	3/32	3/32	3/64
7/16	9/16	1/8	3/32	3/64
		1/8	1/8	1/16
9/16	7/8	3/16	1/8	1/16
		3/16	3/16	3/32
7/8	1 ¼	¼	3/16	3/32
		¼	¼	1/8
1 ¼	1 3/8	5/16	¼	1/8
		5/16	5/16	5/32
1 3/8	1 ¾	3/8	¼	1/8
		3/8	3/8	3/16
1 ¾	2 ¼	½	3/8	3/16
		½	½	¼
2 ¼	2 ¾	5/8	7/16	7/32
		5/8	5/8	5/16
2 ¾	3 ¼	¾	½	¼
		¾	¾	3/8

**Tabla 9.Ñ. Especificaciones de motores totalmente cerrados con ventilación exterior.**

Motores trifásicos

*Tabla de selección*

Totalmente cerrados con ventilación exterior  
 Montaje: Horizontal con patas (F-1)  
 Aislamiento clase F  
 Diseño NEMA B según Norma MG-1  
 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300 msnm  
 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000 msnm  
 Factor de servicio:  
 1.15 Motores GP10 y SD10

Potencia en HP	Velocidad en RPM	Descripción		Modelo	
		Tensión a 60Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	SD10 Uso Severo Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143T	A7810000048458	no disponible
0.75	1800	208-230/460	143T	A7810000048472	A7810000048469
	1200	208-230/460	143T	A7810000048459	A7810000048474
	900	208-230/460	145T	A7810000048490	A7810000048475
1	3600	208-230/460	143T	A7810000012670	A7810000047493
	1800	208-230/460	143T	A7810000012675	A7810000047514
	1200	208-230/460	145T	A7810000012678	A7810000047515
	900	208-230/460	182T	A7810000048088	A7810000048042
1.5	3600	208-230/460	143T	A7810000012671	A7810000048041
	1800	208-230/460	145T	A7810000012676	A7810000047516
	1200	208-230/460	182T	A7810000012683	A7810000048043
	900	208-230/460	184T	A7810000048499	A7810000048044
2	3600	208-230/460	145T	A7810000012672	A7810000048045
	1800	208-230/460	145T	A7810000012677	A7810000047517
	1200	208-230/460	184T	A7810000012684	A7810000048046
	900	208-230/460	213T	A7810000048089	A7810000048047
3	3600	208-230/460	182T	A7810000012679	A7810000048048
	1800	208-230/460	182T	A7810000012681	A7810000047518
	1200	208-230/460	213T	A7810000012689	A7810000048049
	900	208-230/460	215T	A7810000048090	A7810000048050
5	3600	208-230/460	184T	A7810000012680	A7810000048051
	1800	208-230/460	184T	A7810000012682	A7810000047519
	1200	208-230/460	215T	A7810000012690	A7810000048052
	900	208-230/460	254T	A7810000048091	A7810000048054
7.5	3600	208-230/460	213T	A7810000012685	A7810000048055
	1800	208-230/460	213T	A7810000012687	A7810000047520
	1200	208-230/460	254T	A7810000012697	A7810000048066
	900	208-230/460	256T	A7810000048092	A7810000048067
10	3600	208-230/460	215T	A7810000012686	A7810000048068
	1800	208-230/460	215T	A7810000012688	A7810000048030
	1200	208-230/460	256T	A7810000012699	A7810000048069
15	3600	208-230/460	254T	A7810000012692	A7810000048071
	1800	208-230/460	254T	A7810000012695	A7810000048031
20	3600	208-230/460	256T	A7810000012694	A7810000048072
	1800	208-230/460	256T	A7810000012696	A7810000048032





**Tabla 9.O. Características de las chumaceras SKF**

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, manguito de fijación												
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones		Soporte	Rodamiento Manguito de fijación
d <sub>1</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>	límite	Unidad de rodamiento sin manguito de fijación				
mm					kN		rpm	kg	-			
19,05	38	70,5	36,5	140	14	7,8	7000	0,63	SYJ 25 KF	SYJ 505	YSA 205-2FK HE 2305	
20	38	70,5	36,5	140	14	7,8	7000	0,63	SYJ 25 KF	SYJ 505	YSA 205-2FK H 2305	
23,812	42	82,5	42,9	165	19,5	11,2	6300	0,90	SYJ 30 KF	SYJ 506	YSA 206-2FK HA 2306	
25	42	82,5	42,9	165	19,5	11,2	6300	0,90	SYJ 30 KF	SYJ 506	YSA 206-2FK H 2306	
25,4	42	82,5	42,9	165	19,5	11,2	6300	0,90	SYJ 30 KF	SYJ 506	YSA 206-2FK HE 2306	
30	46	93	47,6	167	25,5	15,3	5300	1,25	SYJ 35 KF	SYJ 507	YSA 207-2FK H 2307	
30,162	46	93	47,6	167	25,5	15,3	5300	1,25	SYJ 35 KF	SYJ 507	YSA 207-2FK HA 2307	
31,75	49	99	49,2	184	30,7	19	4800	1,8	SYJ 40 KF	SYJ 508	YSA 208-2FK HE 2308	
35	49	99	49,2	184	30,7	19	4800	1,8	SYJ 40 KF	SYJ 508	YSA 208-2FK H 2308	
36,512	52	107,5	54	190	33,2	21,6	4300	2,1	SYJ 45 KF	SYJ 509	YSA 209-2FK HA 2309	
38,1	52	107,5	54	190	33,2	21,6	4300	2,1	SYJ 45 KF	SYJ 509	YSA 209-2FK HE 2309	
40	52	107,5	54	190	33,2	21,6	4300	2,1	SYJ 45 KF	SYJ 509	YSA 209-2FK H 2309	
41,275	58	114,5	57,2	206	35,1	23,2	4000	2,75	SYJ 50 KF	SYJ 510	YSA 210-2FK HS 2310	
42,862	58	114,5	57,2	206	35,1	23,2	4000	2,75	SYJ 50 KF	SYJ 510	YSA 210-2FK HA 2310	
44,45	58	114,5	57,2	206	35,1	23,2	4000	2,75	SYJ 50 KF	SYJ 510	YSA 210-2FK HE 2310	
45	58	114,5	57,2	206	35,1	23,2	4000	2,75	SYJ 50 KF	SYJ 510	YSA 210-2FK H 2310	
49,212	60	126	63,5	219	43,6	29	3600	3,85	SYJ 55 KF	SYJ 511	YSA 211-2FK HA 2311 B	
50	60	126	63,5	219	43,6	29	3600	3,85	SYJ 55 KF	SYJ 511	YSA 211-2FK H 2311	
50,8	60	126	63,5	219	43,6	29	3600	3,85	SYJ 55 KF	SYJ 511	YSA 211-2FK HE 2311 B	
53,975	65	138	69,9	241	52,7	36	3400	5,0	SYJ 60 KF	SYJ 512	YSA 212-2FK HS 2312	
55	65	138	69,9	241	52,7	36	3400	5,0	SYJ 60 KF	SYJ 512	YSA 212-2FK H 2312	
55,562	70	151	76,2	265	57,2	40	3000	6,55	SYJ 65 KF	SYJ 513	YSA 213-2FK HA 2313	
57,15	70	151	76,2	265	57,2	40	3000	6,45	SYJ 65 KF	SYJ 513	YSA 213-2FK HE 2313	
60	70	151	76,2	265	57,2	40	3000	6,35	SYJ 65 KF	SYJ 513	YSA 213-2FK H 2313	
60,325	70	151	76,2	265	57,2	40	3000	6,35	SYJ 65 KF	SYJ 513	YSA 213-2FK HS 2313	







### 9.3. GLOSARIO.

**Algarrobo:** Árbol mediterráneo siempre verde, de la familia de las leguminosas, con hojas persistentes, flores purpúreas y cuyo fruto es la algarroba.

**Bulón:** Utensilio consistente en una lámina agujereada o una tela sujeta a un aro de madera, que se emplea para separar granos de distintos tamaños o cosas similares.

**Chaucha:** (Ejote) El fruto inmaduro de *Phaseolus vulgaris* y otras especies del género *Phaseolus*.

**Criba:** Utensilio consistente en una lámina agujereada o una tela sujeta a un aro de madera, que se emplea para separar granos de distintos tamaños o cosas similares.

**Porotos:** Los porotos son semillas feculentas, maduras y secas, con forma de riñón, extraídas de las vainas de las judías, chauchas o ejotes.

**Yeguarizo:** Relativo o propio del caballo.

**Zaranda:** Utensilio parecido a un colador con que se separan las partes más gruesas de una sustancia.



#### 9.4. NOMENCLATURA.

$\sigma_x$  = Esfuerzo debido a la flexión.

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo cortante.

$d$  = Diámetro.

$T$  = Torsor.

$M$  = Momento.

$S_y$  = Resistencia de fluencia.

$S'_e$  = Limite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

$S_e$  = Limite de resistencia a la fatiga en el elemento mecánico.

$k_a$  = Factor de acabado de la superficie.

$k_b$  = Factor de tamaño.

$k_c$  = Factor de carga.

$k_d$  = Factor de temperatura.

$k_e$  = Factor por confiabilidad.

$k_f$  = Factor de efectos diversos.

$Z$  = Numero de dientes.

$m$  = Modulo o paso diametral.

$p_c$  = Paso circunferencial.

$e / i$  = Espesor del diente / hueco del diente.

$d_e$  = Diámetro exterior.

$d_i$  = Diámetro interior o diámetro del fondo.

$d_b$  = Diámetro del circulo base.

$H$  = Altura del diente.

$h'$  = Altura cabeza del diente (Addendum).

$h''$  = Altura pie de diente (Dedendum).

$L$  = Longitud del diente.

$j$  = Juego del fondo de los dientes.

$r$  = Radio de redondeo en el fondo de los dientes.

$v$  = Velocidad.

$F_t$  = Fuerza tangencial.

$F_n$  = Fuerza normal.

$F_r$  = Fuerza radial.



## 9.5. BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS.

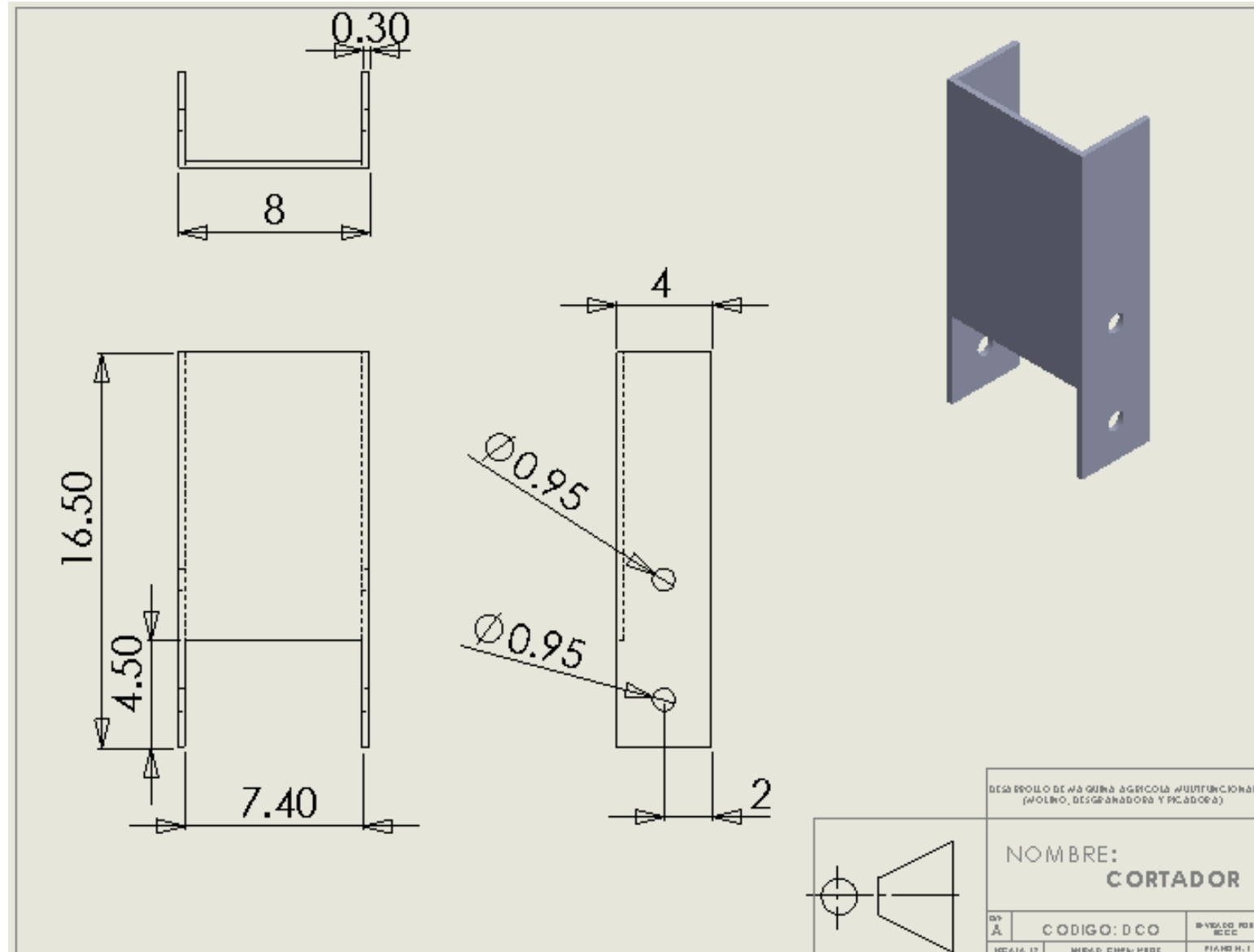
1. Catalogo de rodillos-rotrans®, documento PDF. Obtenido de la página:  
<http://www.rotranssa.com/rodillos-rotrans.pdf>
2. Manual de fabricación de bandas y rodillos transportadores. Pirelly, Willian- Editorial Mac Graw Hill- impreso en Madrid (España) 1992.
3. Catalogo siemens®, documento PDF. Obtenido de la página:  
[http://www.siemens.com.mx/A&D/Data/Cat\\_motores\\_Siemens.pdf](http://www.siemens.com.mx/A&D/Data/Cat_motores_Siemens.pdf)
4. SHIGLEY, Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición. Mc Graw Hill, Capítulos: 6, 11, 17. Apéndice.
5. Elementos de Maquinaria Agrícola. Trillas 1982 primera edición.
6. Maquinaria Agrícola. Segunda Edición. Trillas capitulo 1

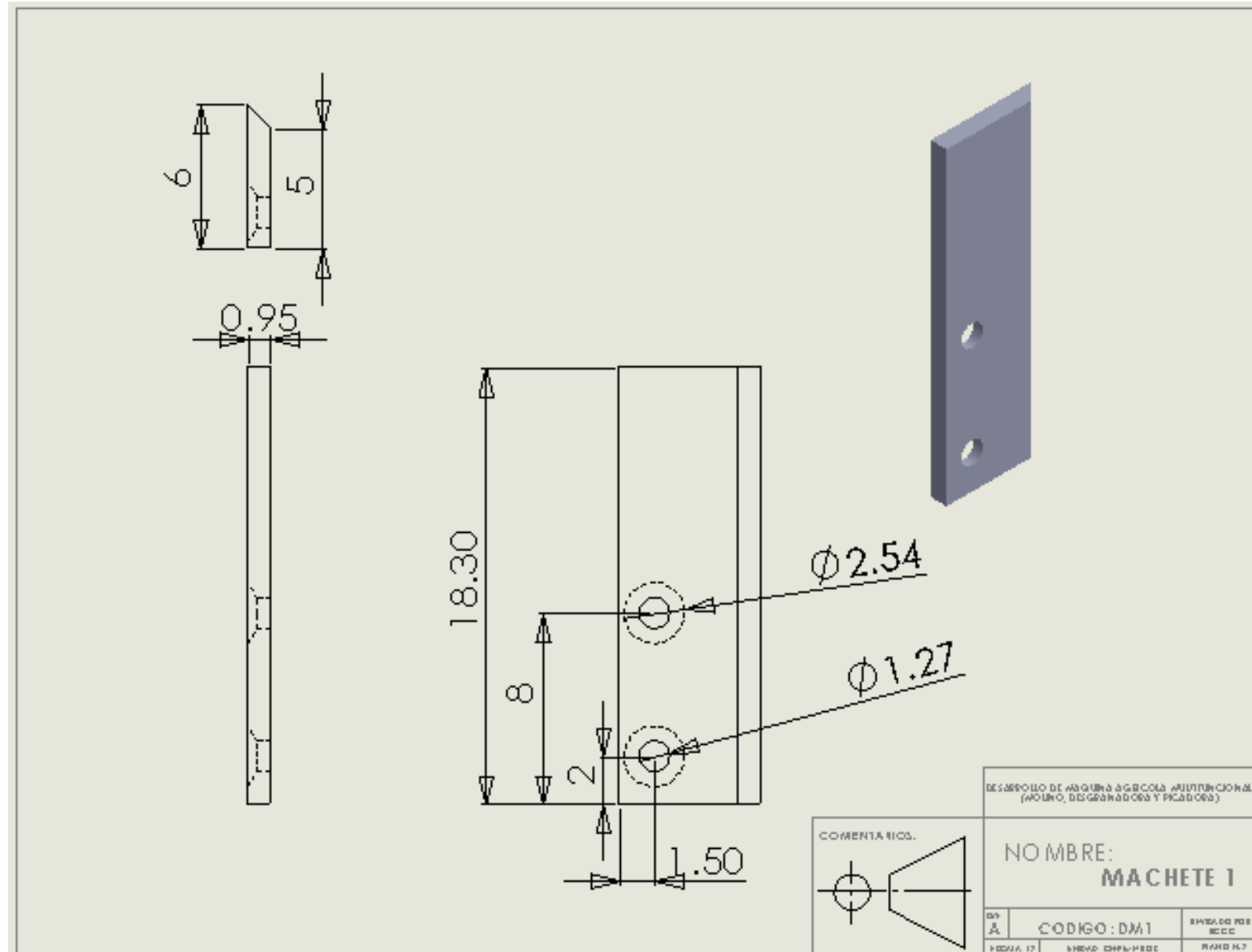


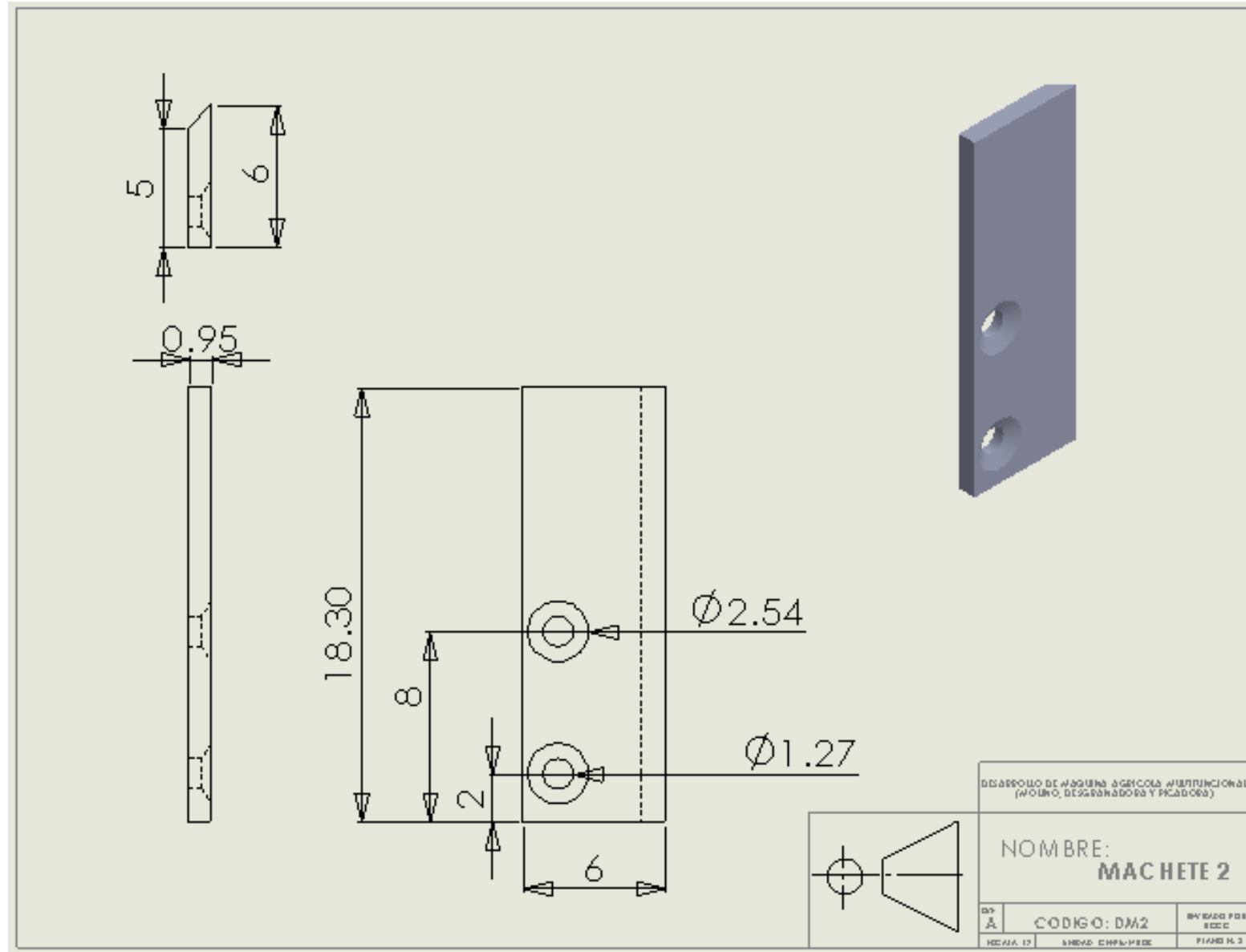
## 9.6. PLANOS.



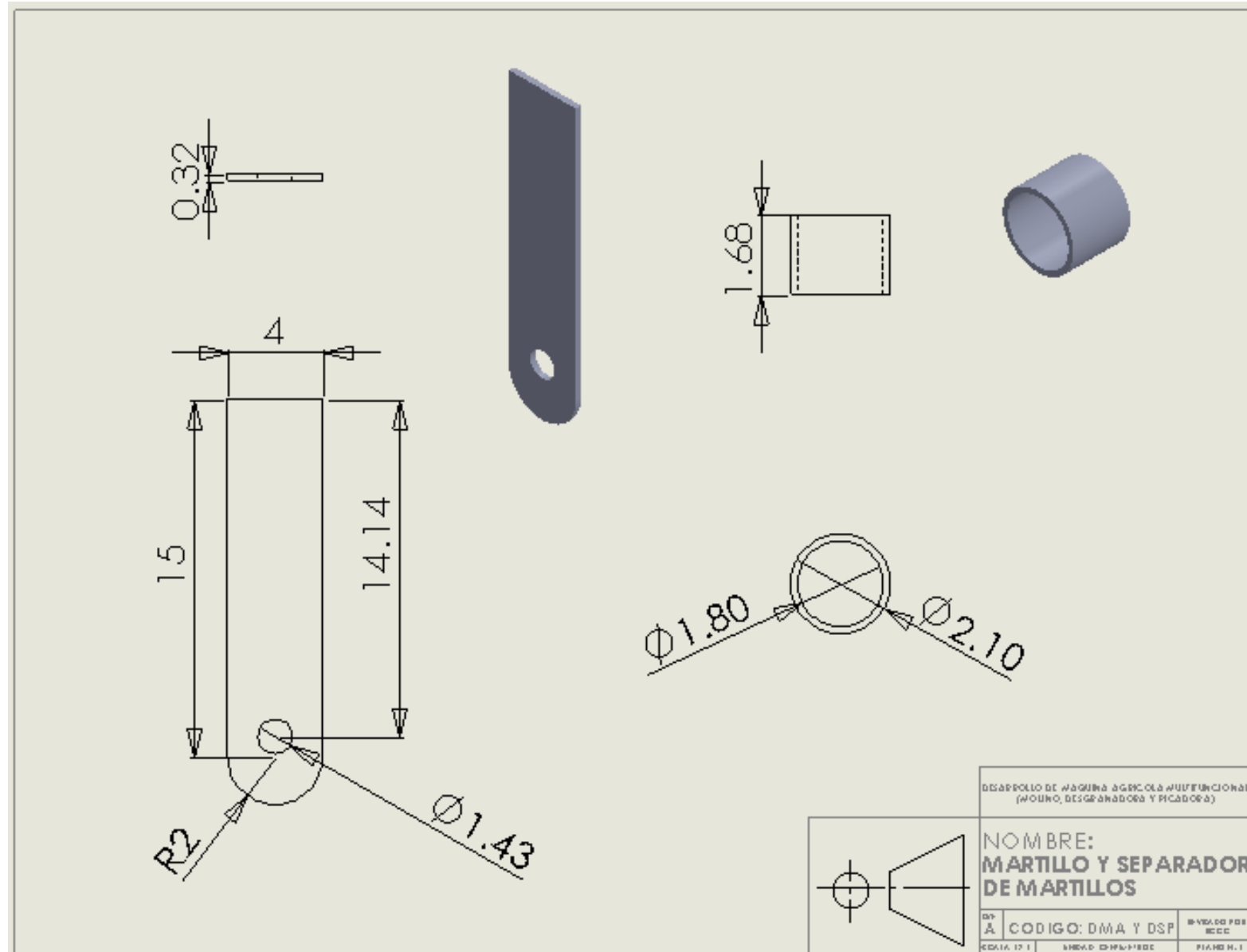
### 9.6.1 PLANOS DE TALLER.

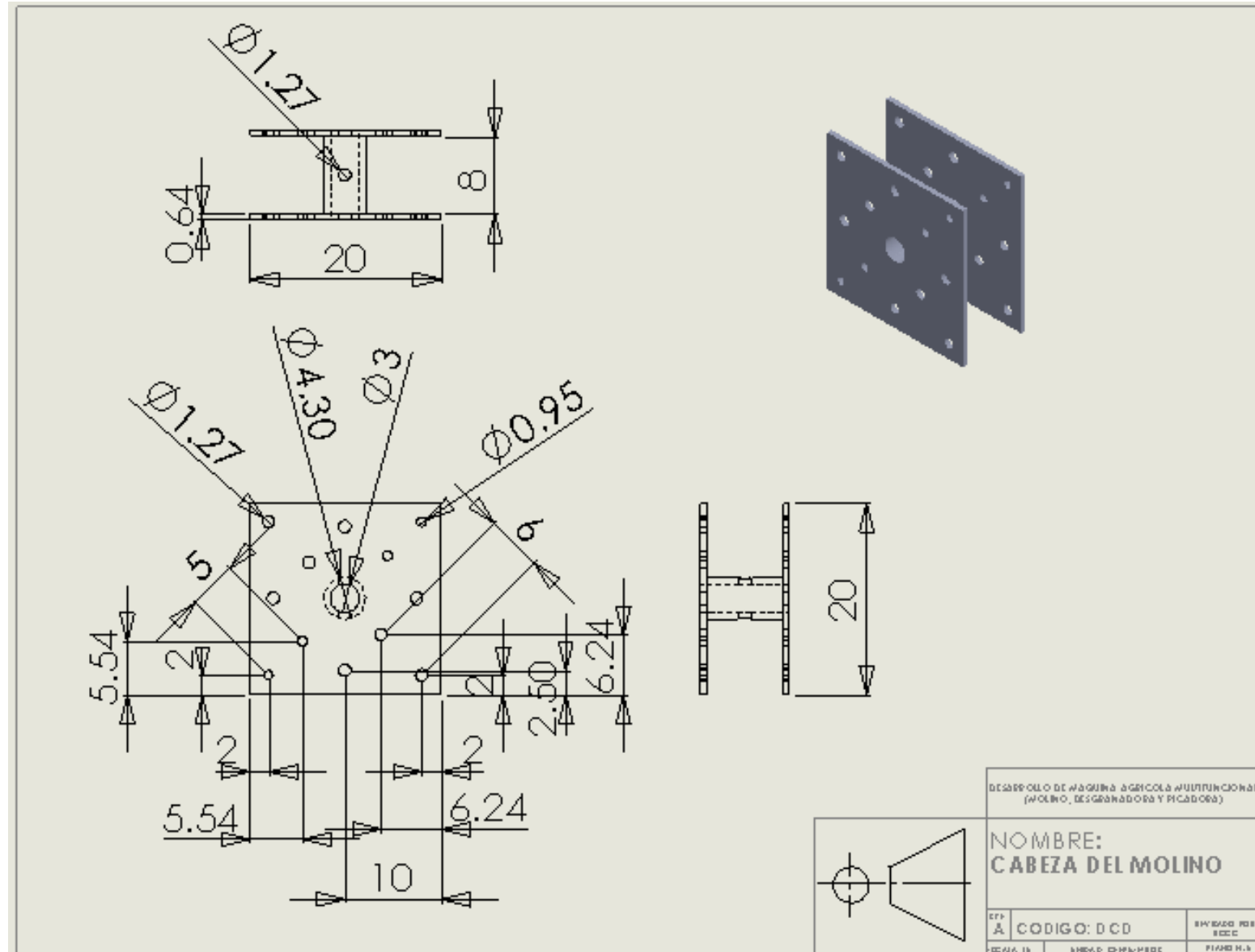


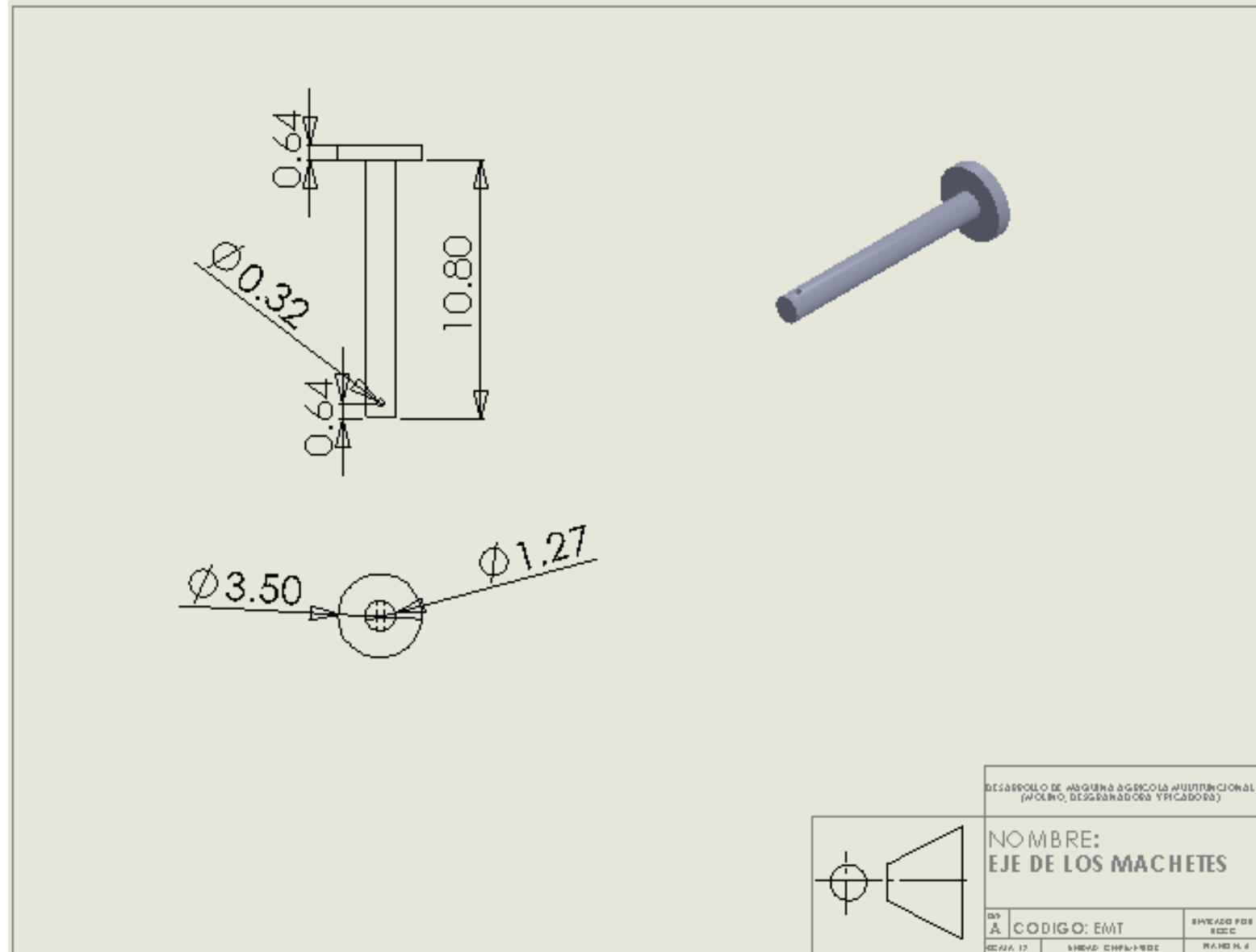


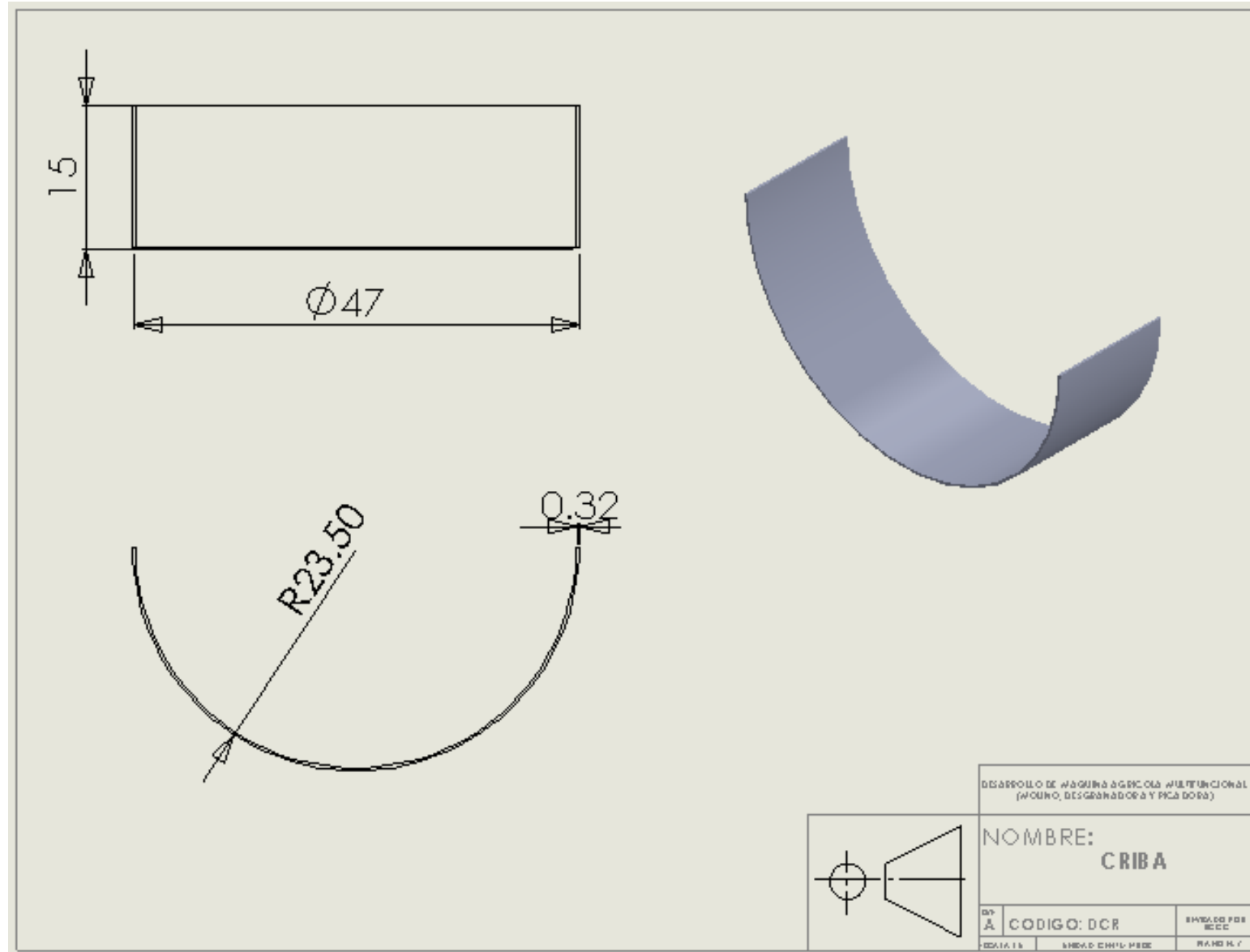




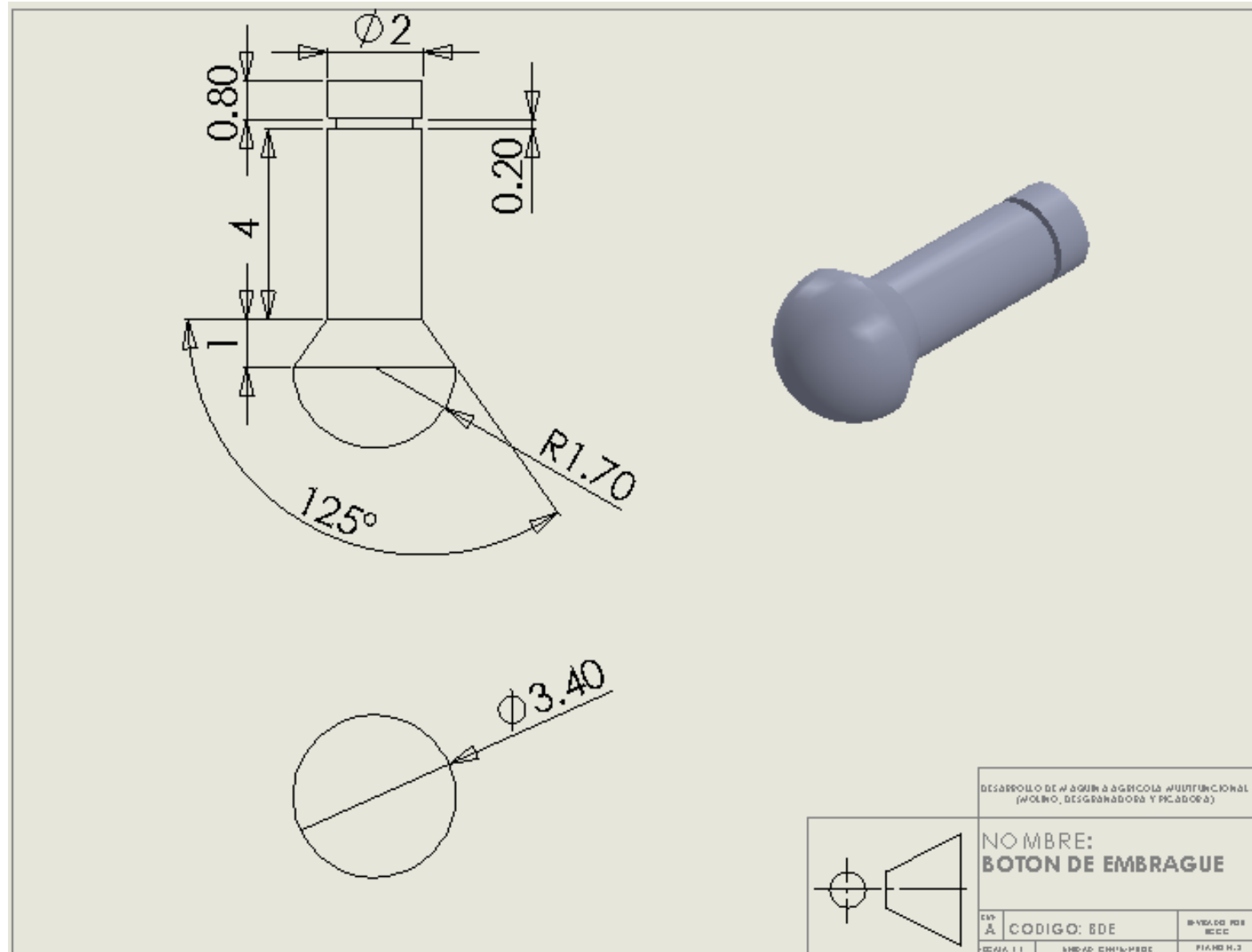


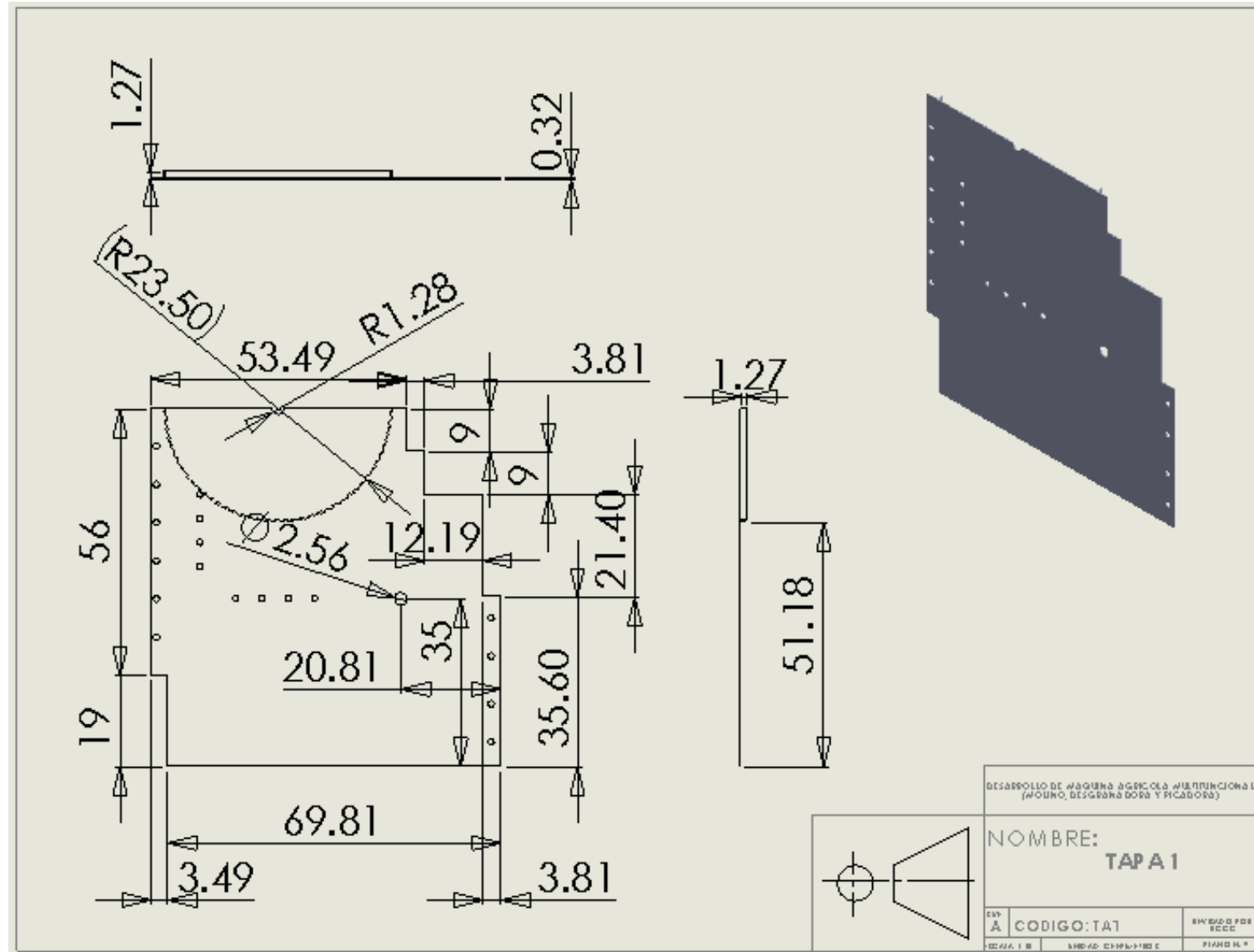


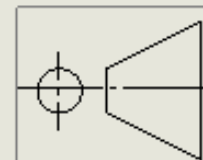
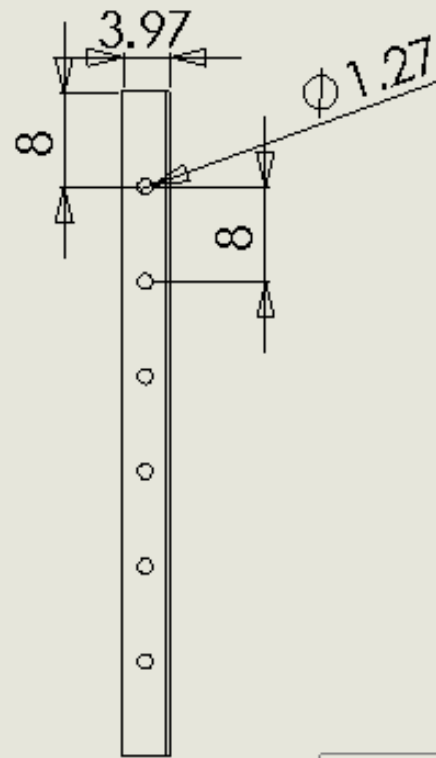
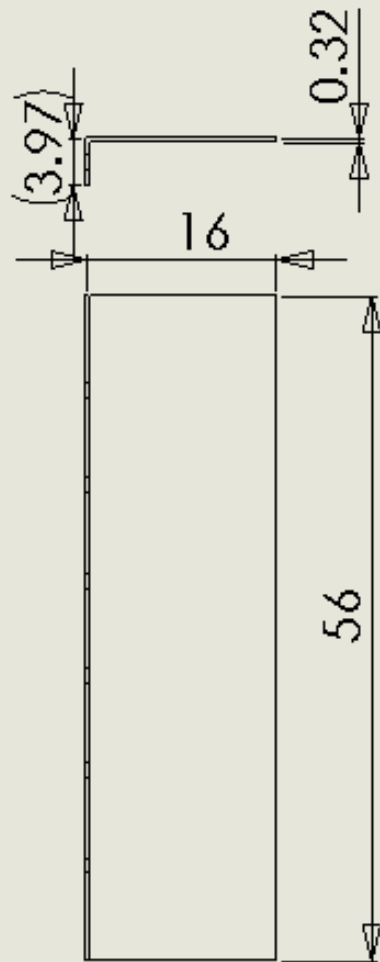




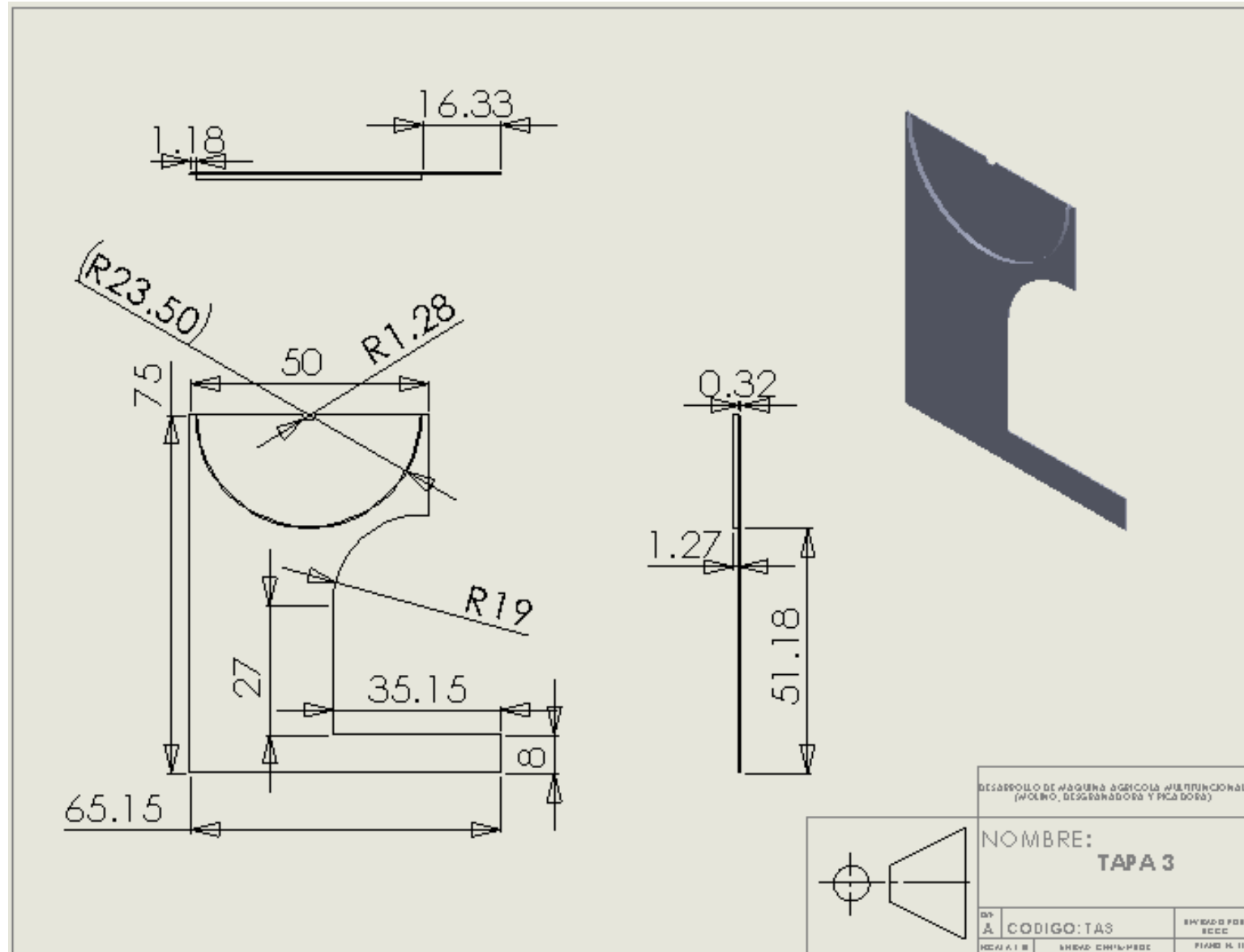
DESARROLLO DE MAQUINA AGRICOLA MULTIFUNCIONAL (MOLINO, DESGRANADORA Y PICA DORA)		
NOMBRE: <b>CRIBA</b>		
OP A	CODIGO: DCR	ENVIADO POR RECE
FECHA: 15	ENVIADO EN: 15:00	PAHO N: 7



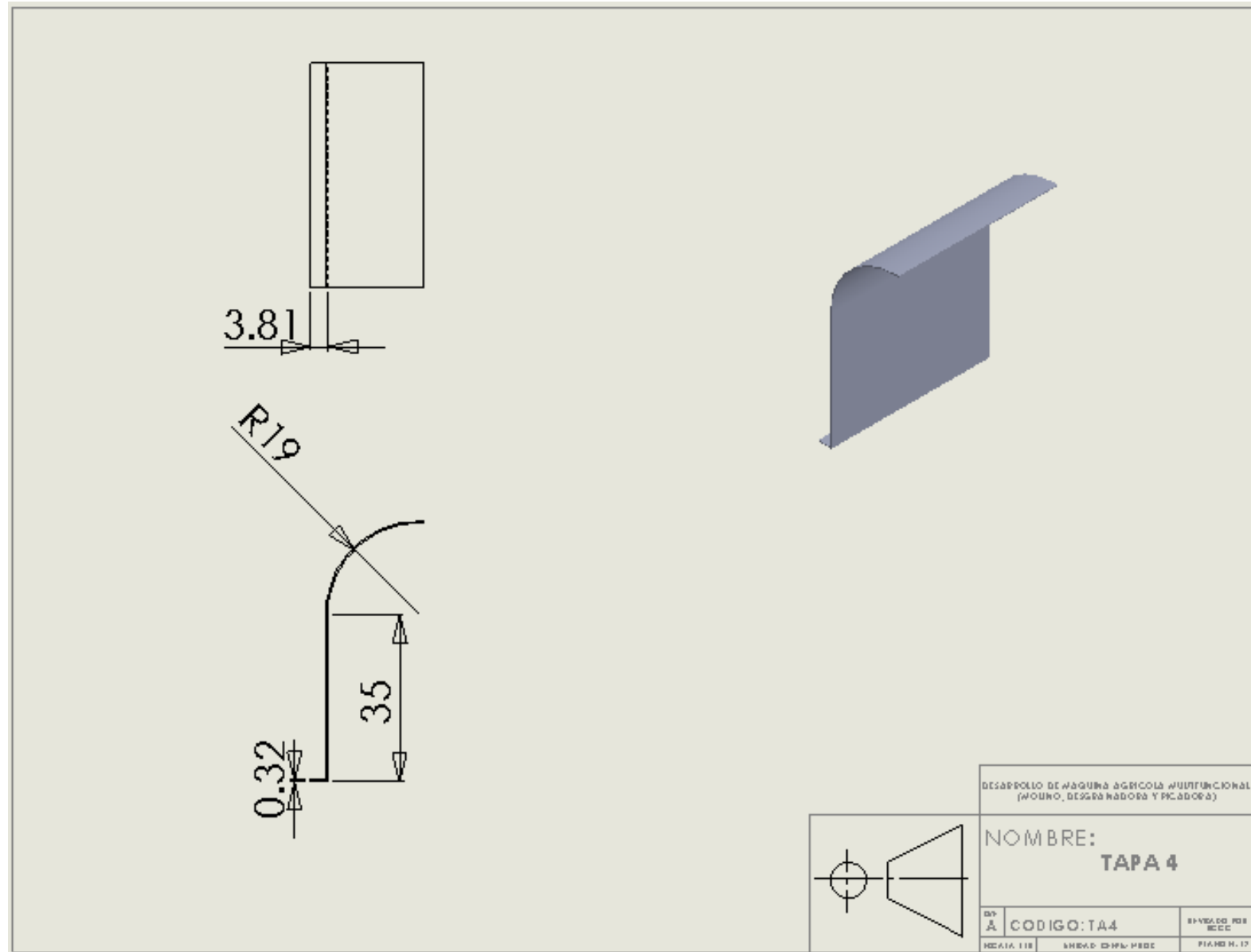


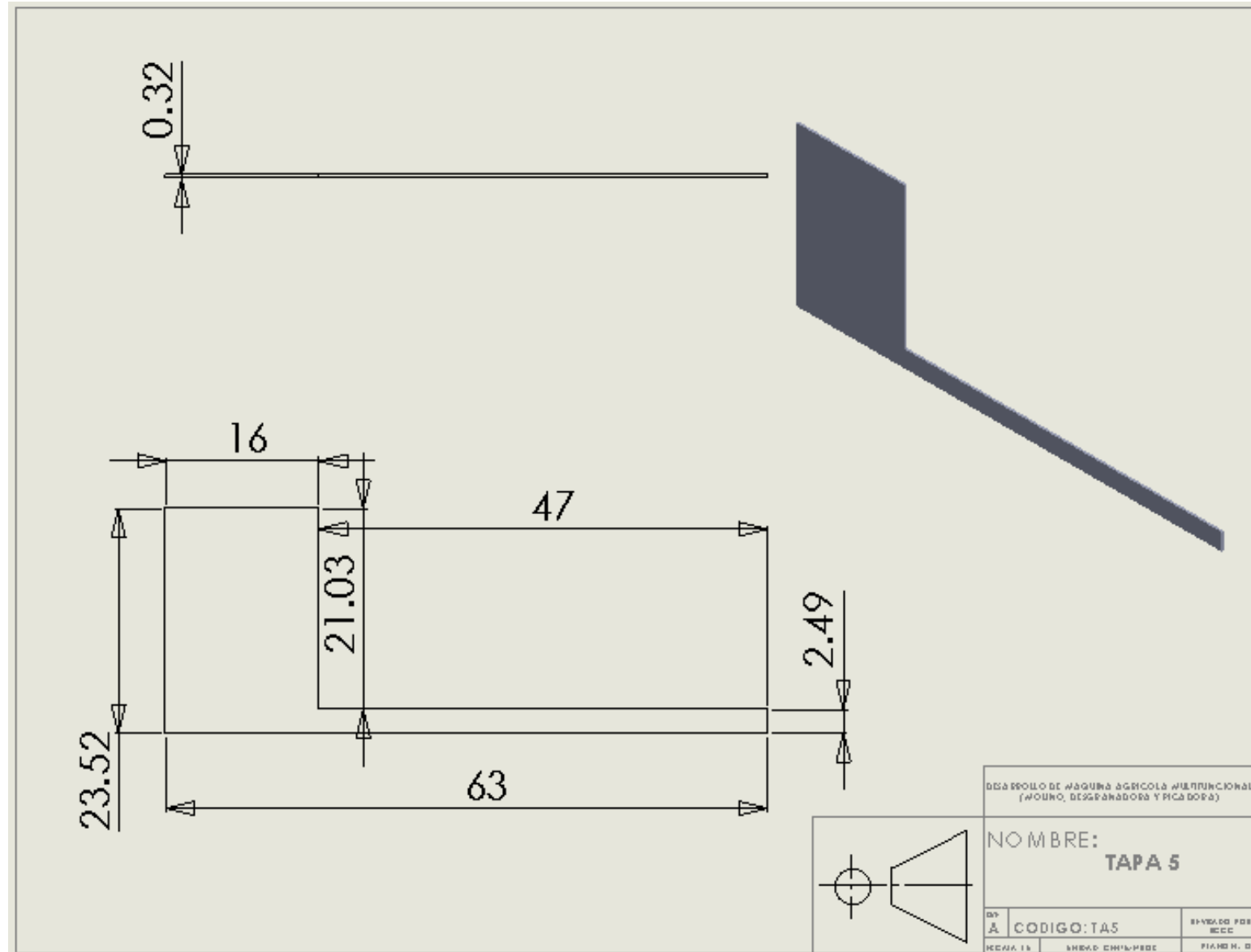


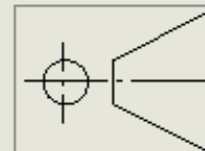
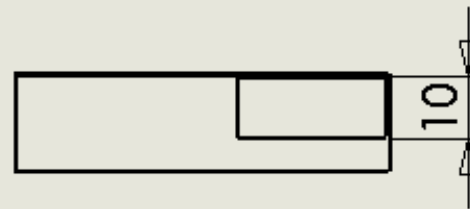
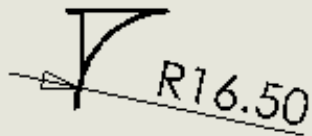
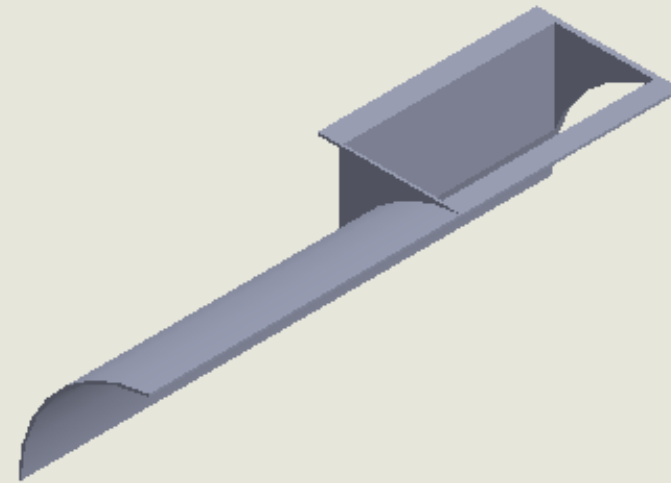
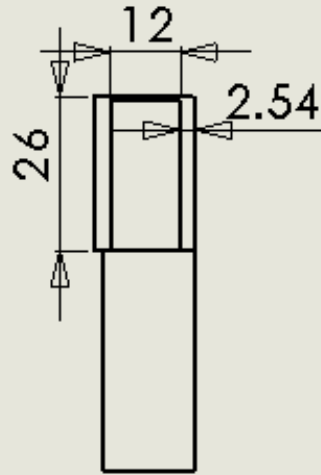
DISEÑO DE LA BARRERA DE AGUJA Y GRICOLA #18 (FUNCIONAL) (W OLBIO, DESGARRADORA Y PICADORA)		
NOMBRE: <b>TAPA 2</b>		
BY A	CODIGO: TA2	ENCARGO POR ECCO
EDICION 1.0	REVISOR CHIN/MS/C	FECHA 1.18











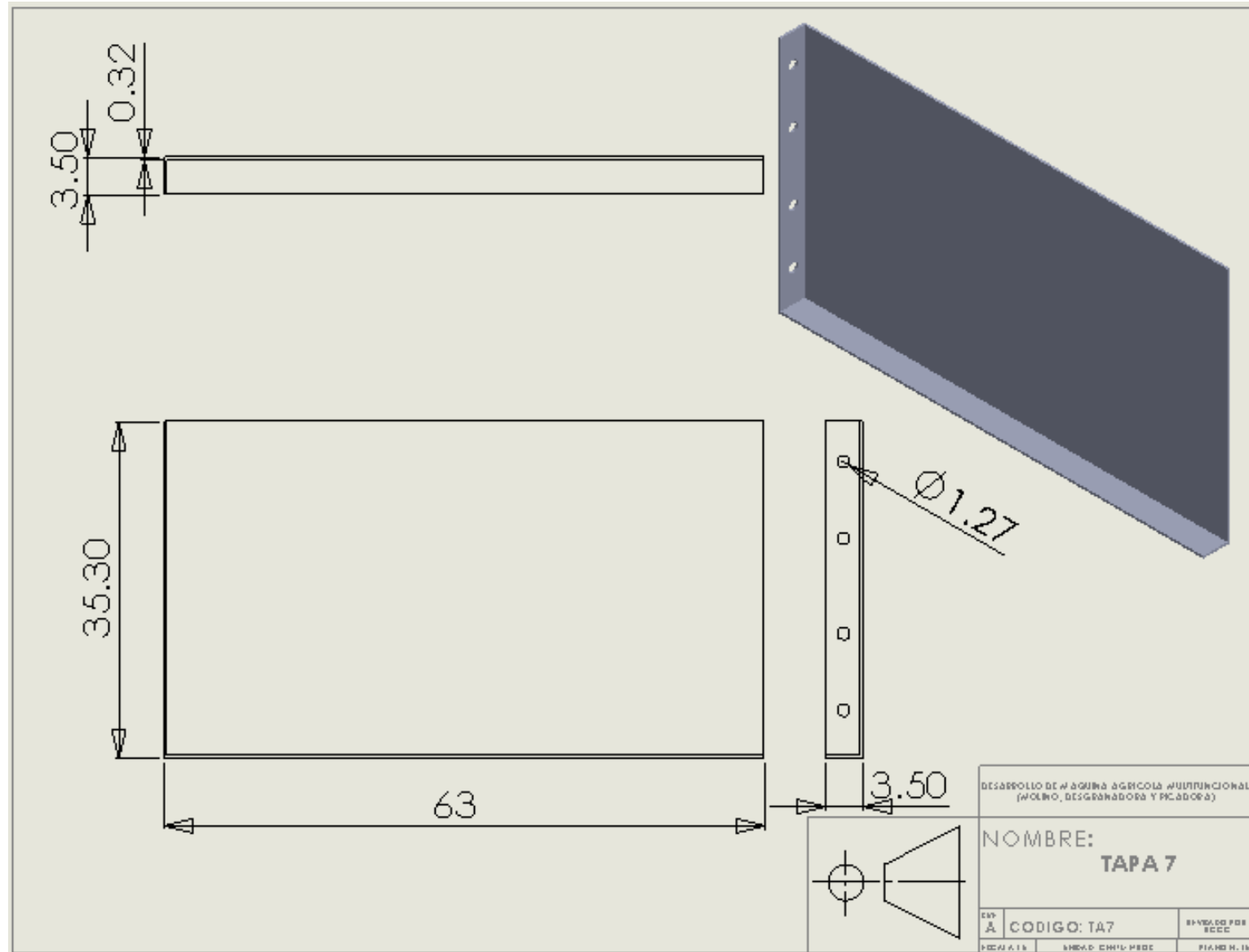
DESA ROLLO DE MAQUINA AGRICOLA MULTIFUNCIONAL  
(MOLINO, DESGARRADORA Y PICADORA)

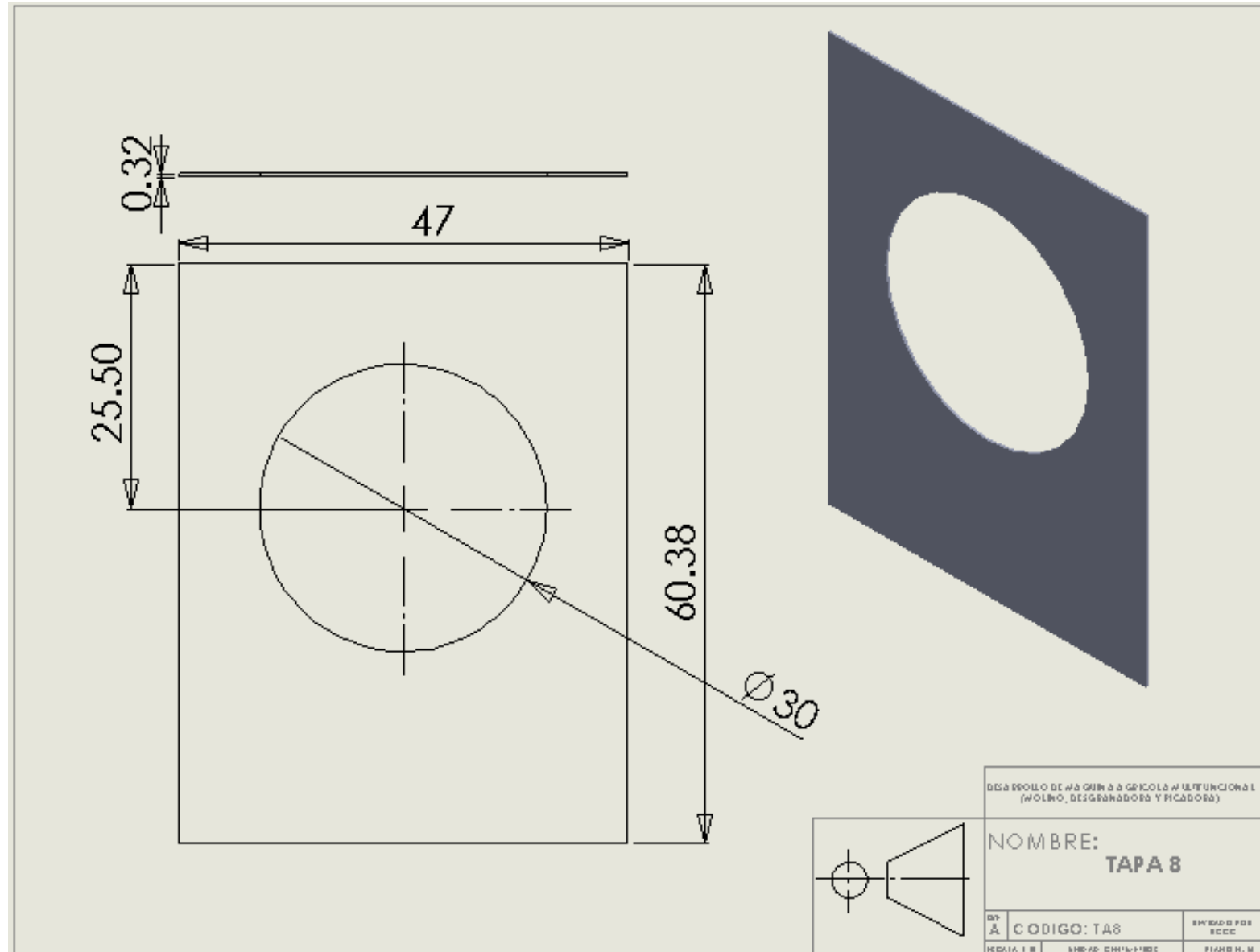
NOMBRE:  
**TAPA 6**

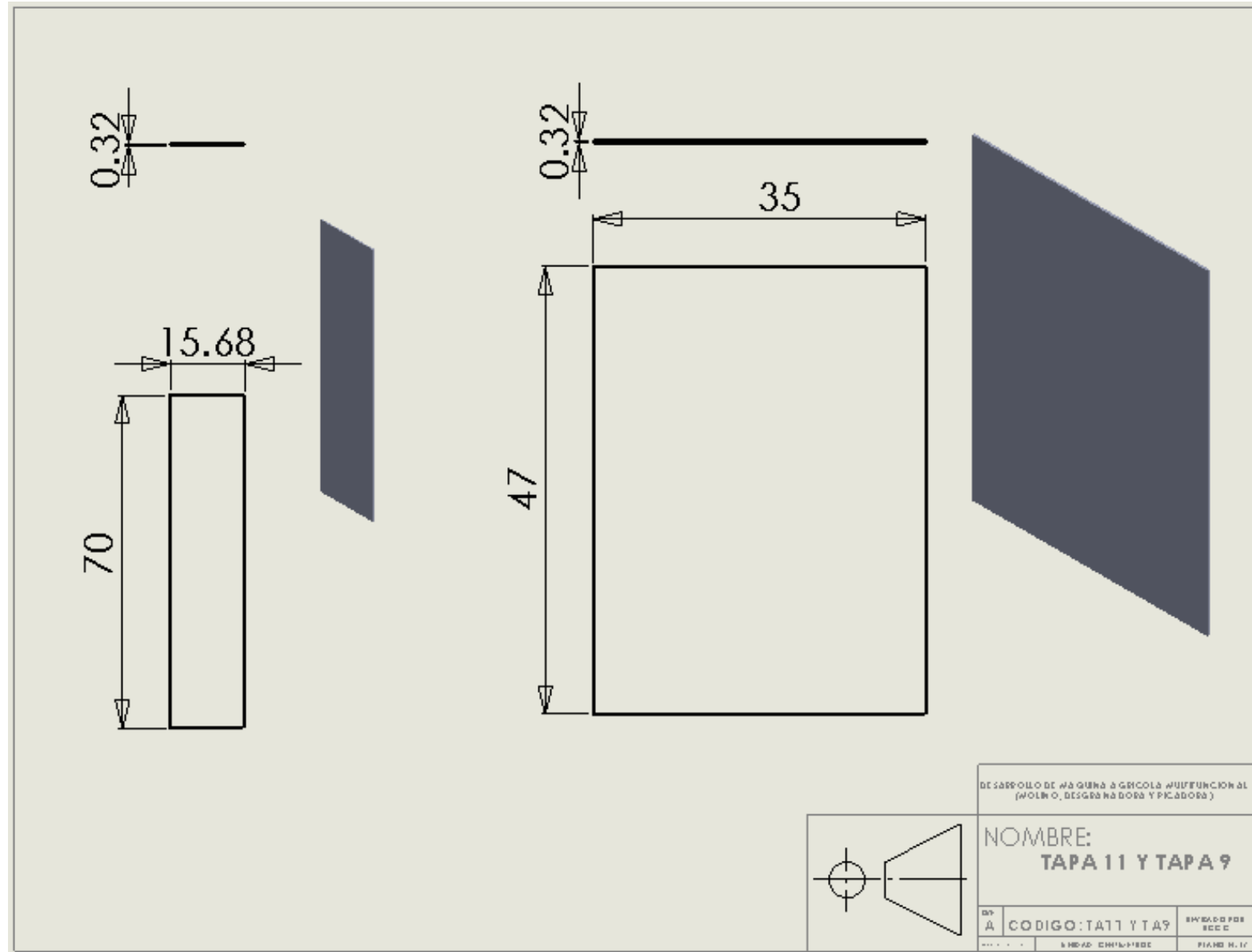
SERIE  
A CODIGO: TA 6

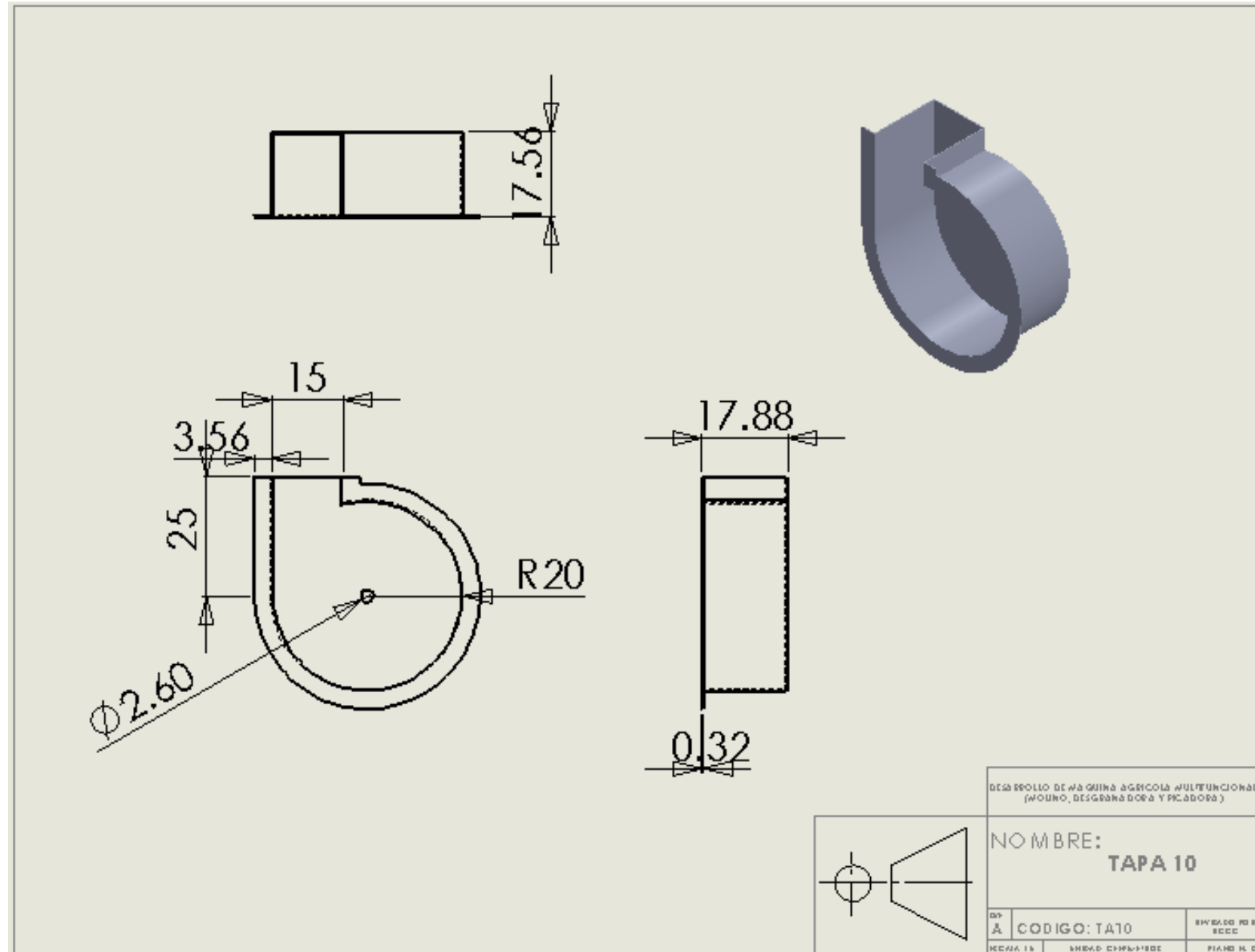
INVENTOR  
E.C.C.

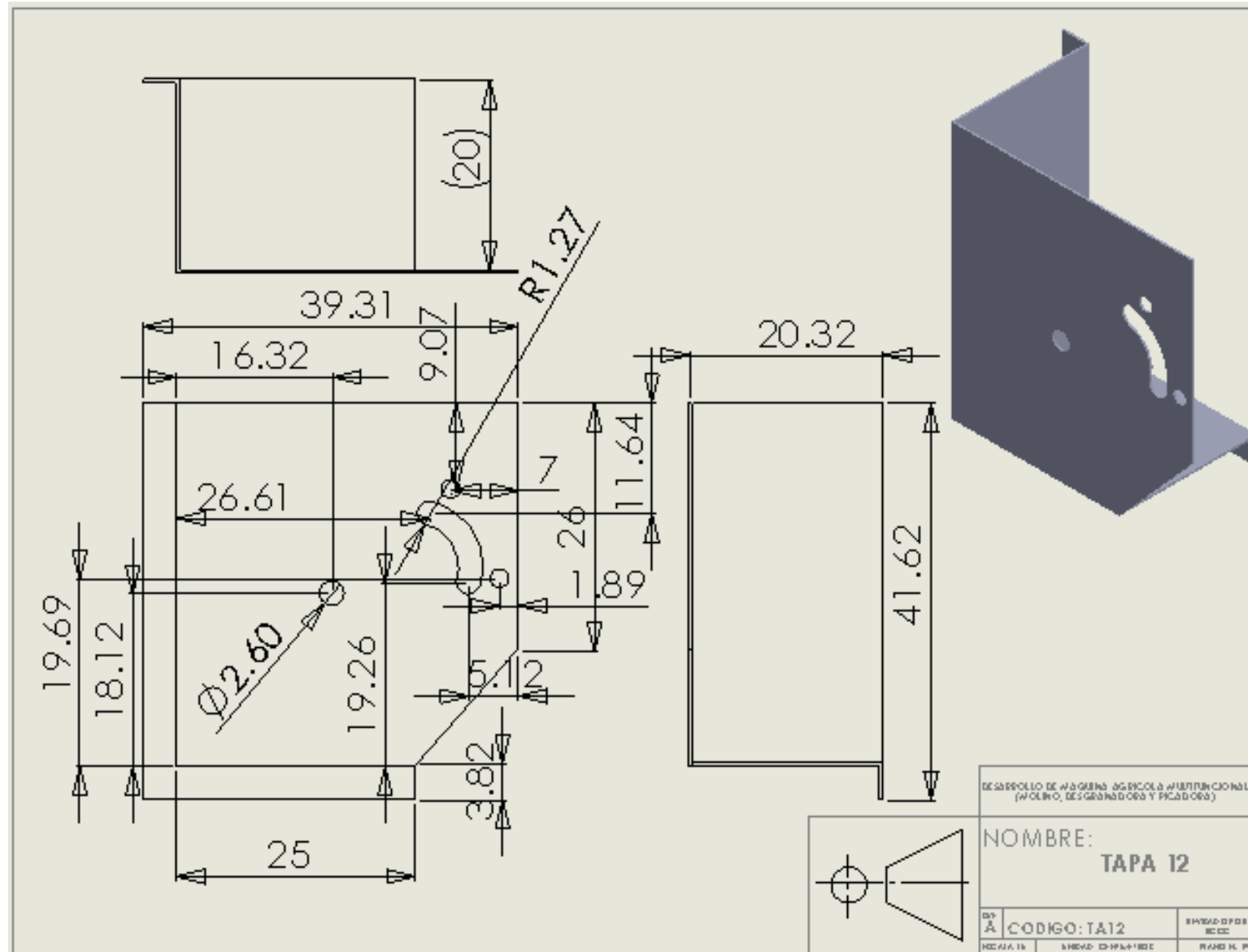
FECHA 15 UNIDAD CARMELITES PLANO N 14



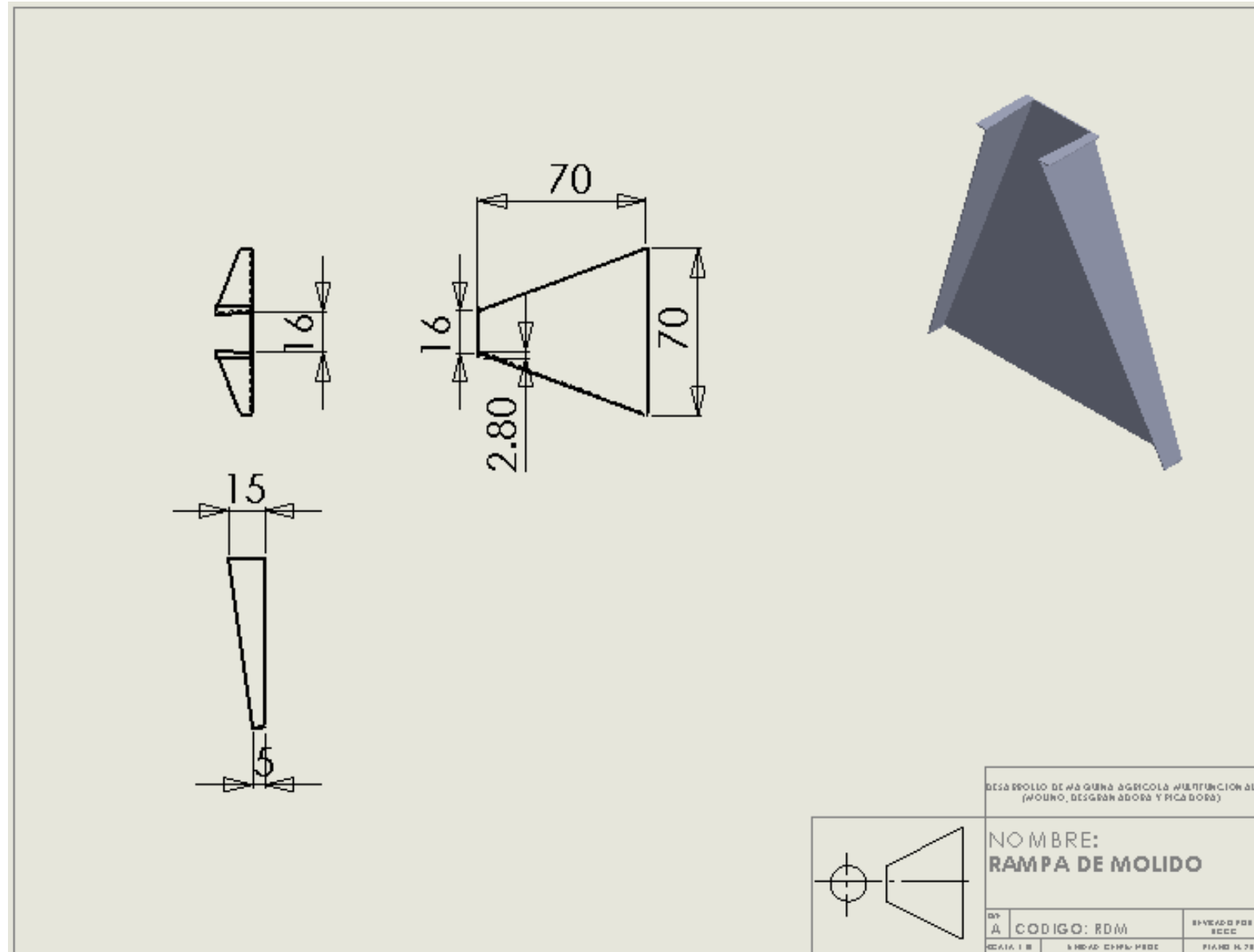


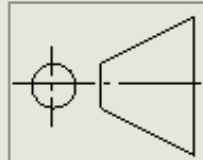
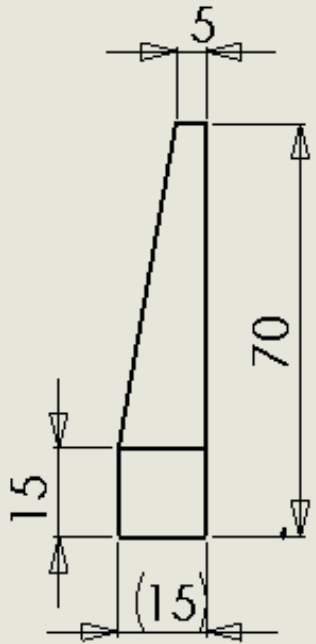
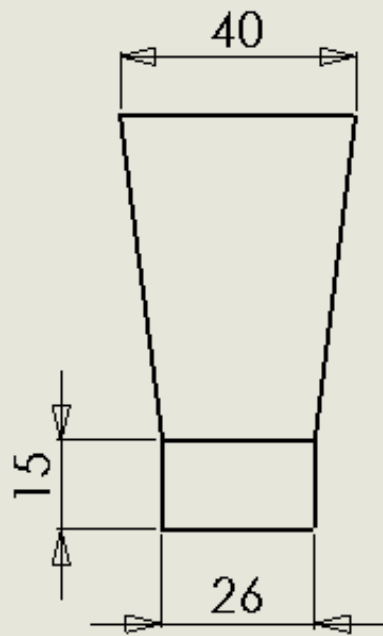








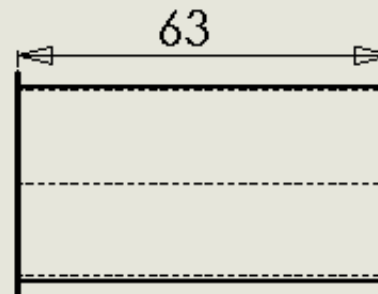
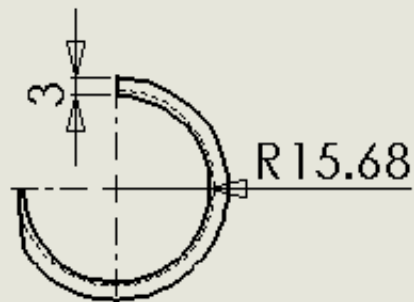
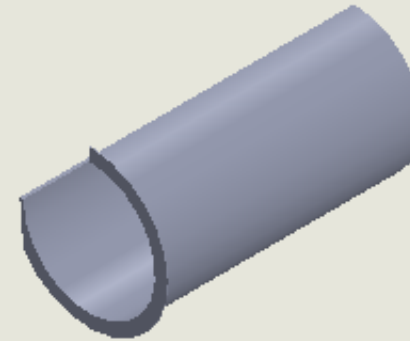




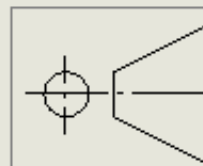
DESARROLLO DE MAQUINA AGRICOLA MULTIFUNCIONAL  
(MOLINO, DESGRANADORA Y PICADORA)

NOMBRE:  
**RAMPA DE DESGRANADO**

ESC: A	CODIGO: RDD	DISEÑADO POR: BECC
FECHA: 1.8	UNIDAD: CHIMEL, MEXICO	PLANO: 14.71

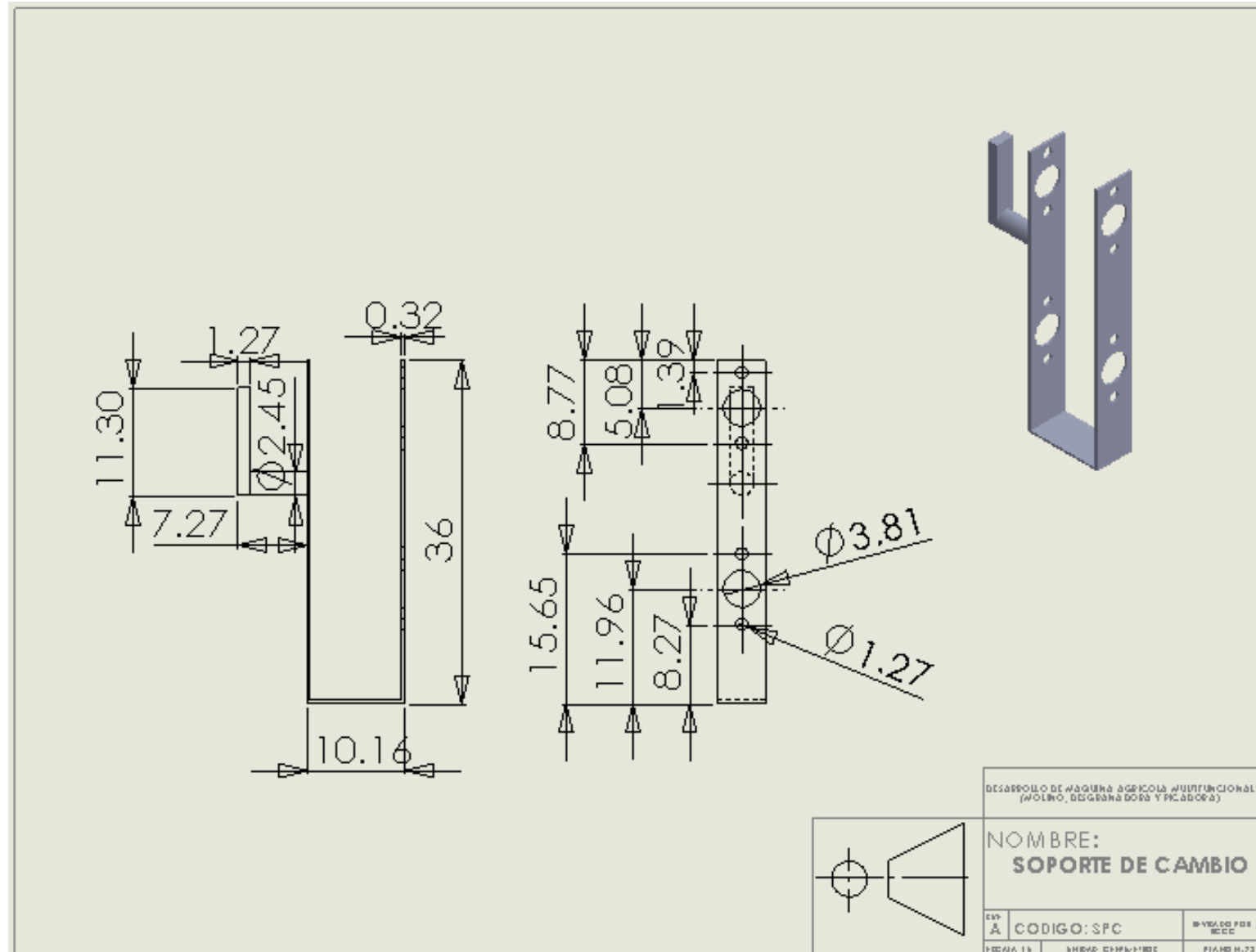


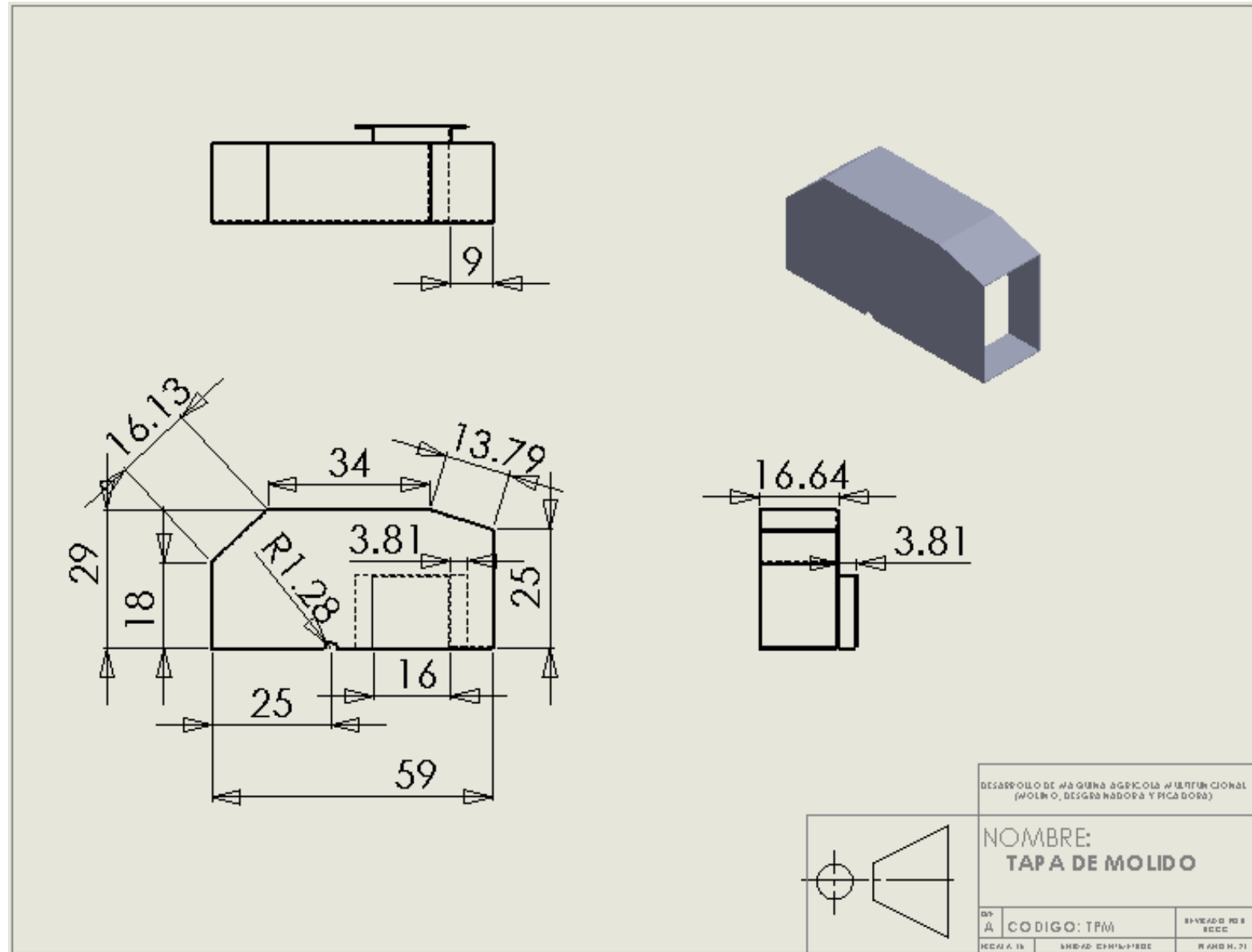
DESARROLLO DE MANGUERA A GARCÍA Y UTILIZACIÓN AL  
(MORO, DESGRANADORA Y PICA DORA)



**NOMBRE:**  
**CRIBA DE DESGRANADO**

BY		
A	CODIGO: CDD	ELABORADO POR SCCE
FECHA: 13	UNIDAD CURRICULAR: 1800	PLANO N.º 27

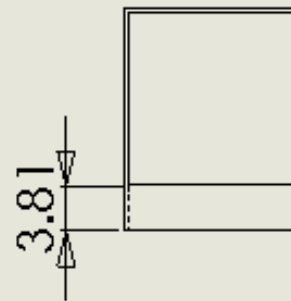
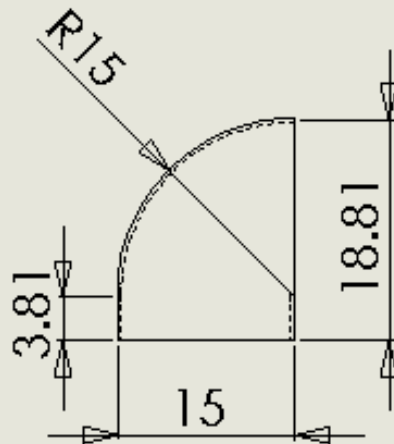
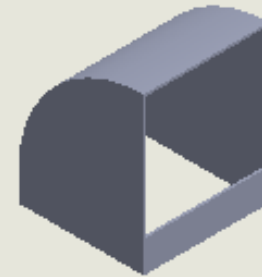
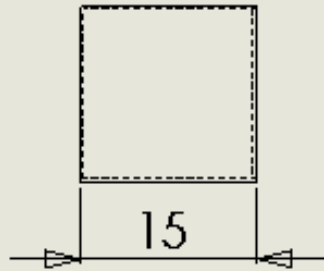




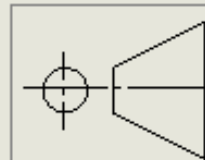
DESARROLLO DE LA GUINA AGRICOLA Y FUERTIFICACIONAL  
(MOLINO, DESGARRADORA Y PICA DORA)

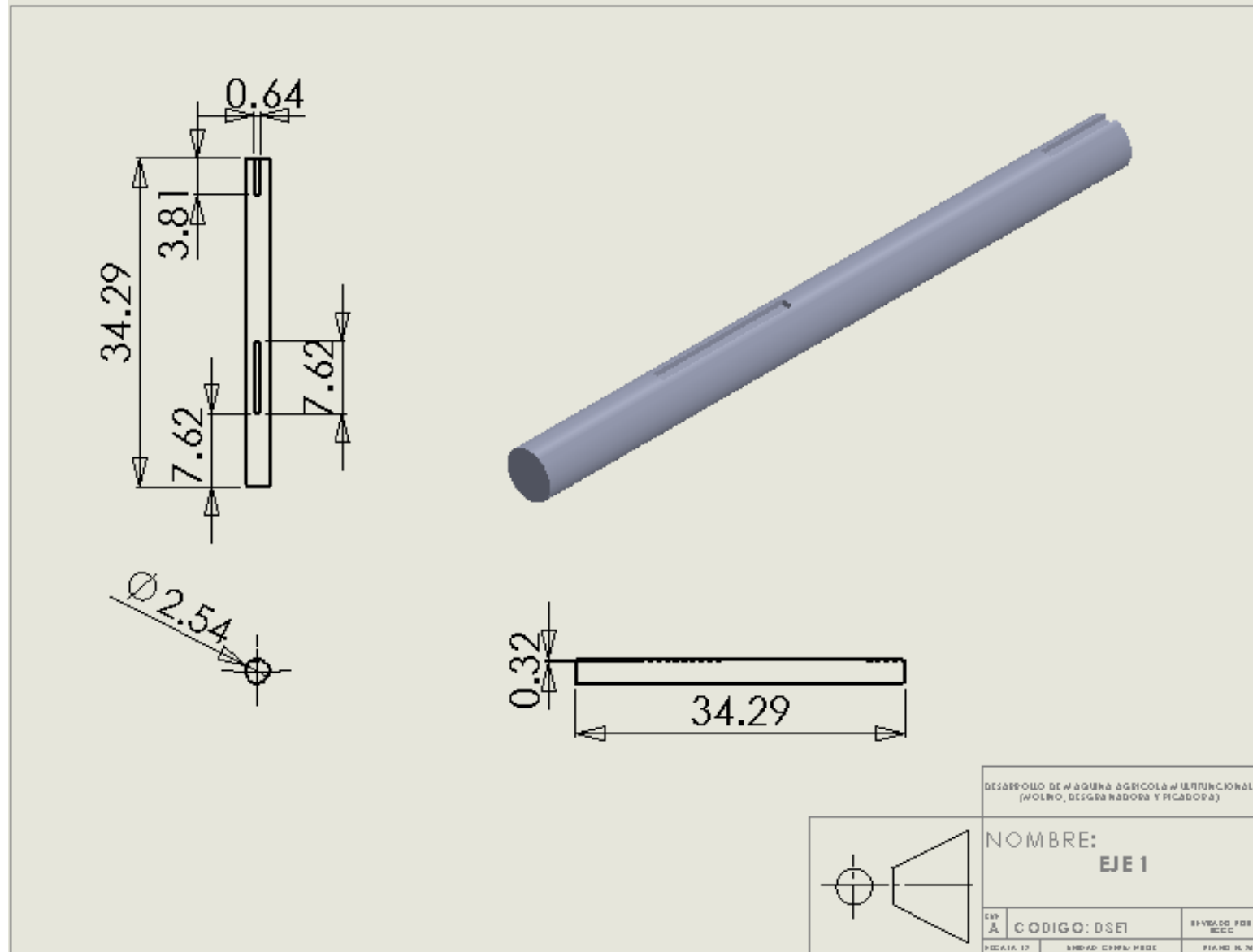
NOMBRE:  
**TAPA DE MOLIDO**

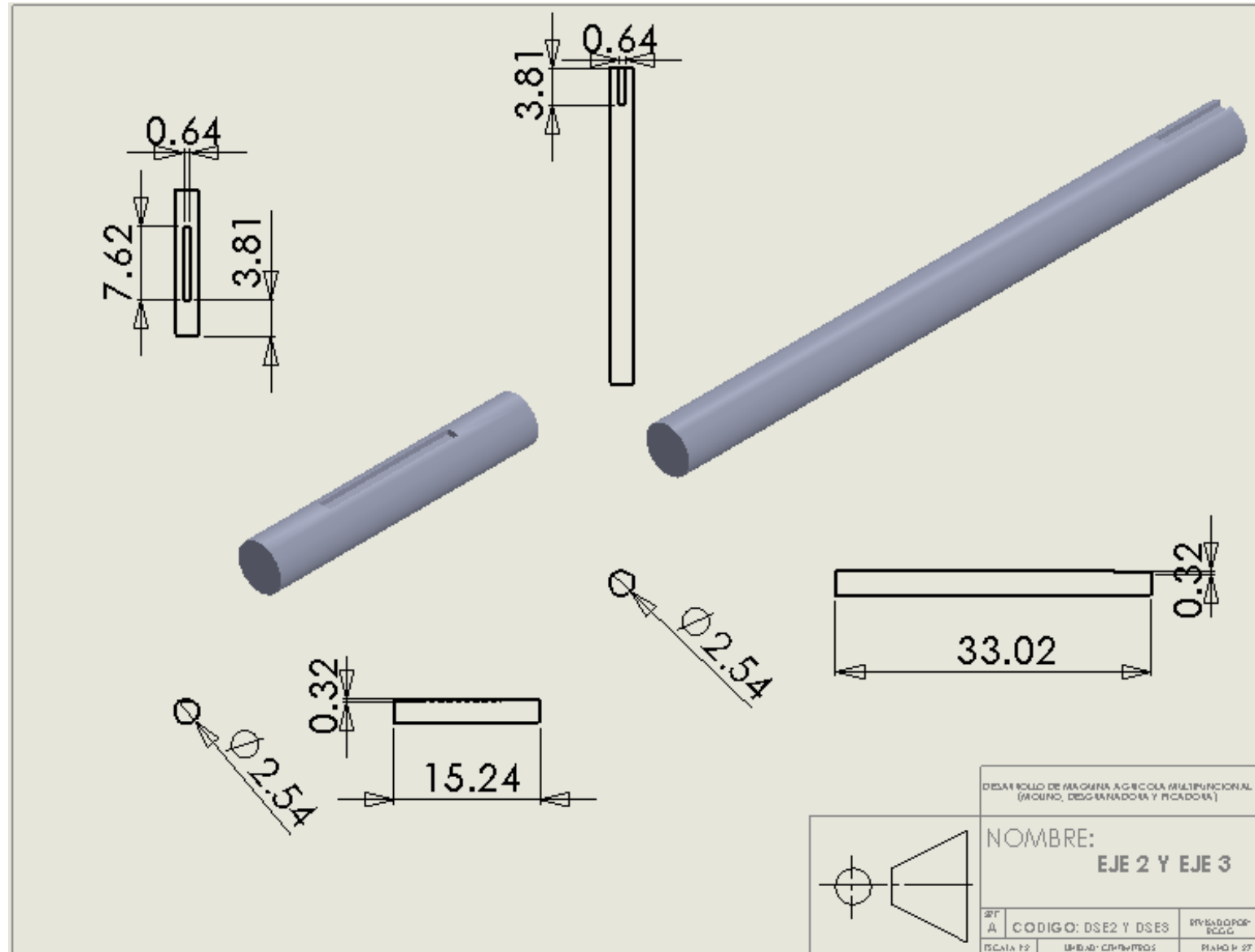
OP A	CODIGO: TPM	DISEÑADO POR SECC
REDA A. 15	AREAS: CHIMBIDE	RAMO N. 71



DESARROLLO DE MAQUINA AGRICOLA MUYFIR-COMAL (MOLINO, DESGRABADOS Y PICADORA)		
NOMBRE: <b>DESFOGUE</b>		
CIV A	CODIGO: D FE	HECHO POR SECC
FECHA: 15	HECHO EN: MIDE	RAMA: N. 76

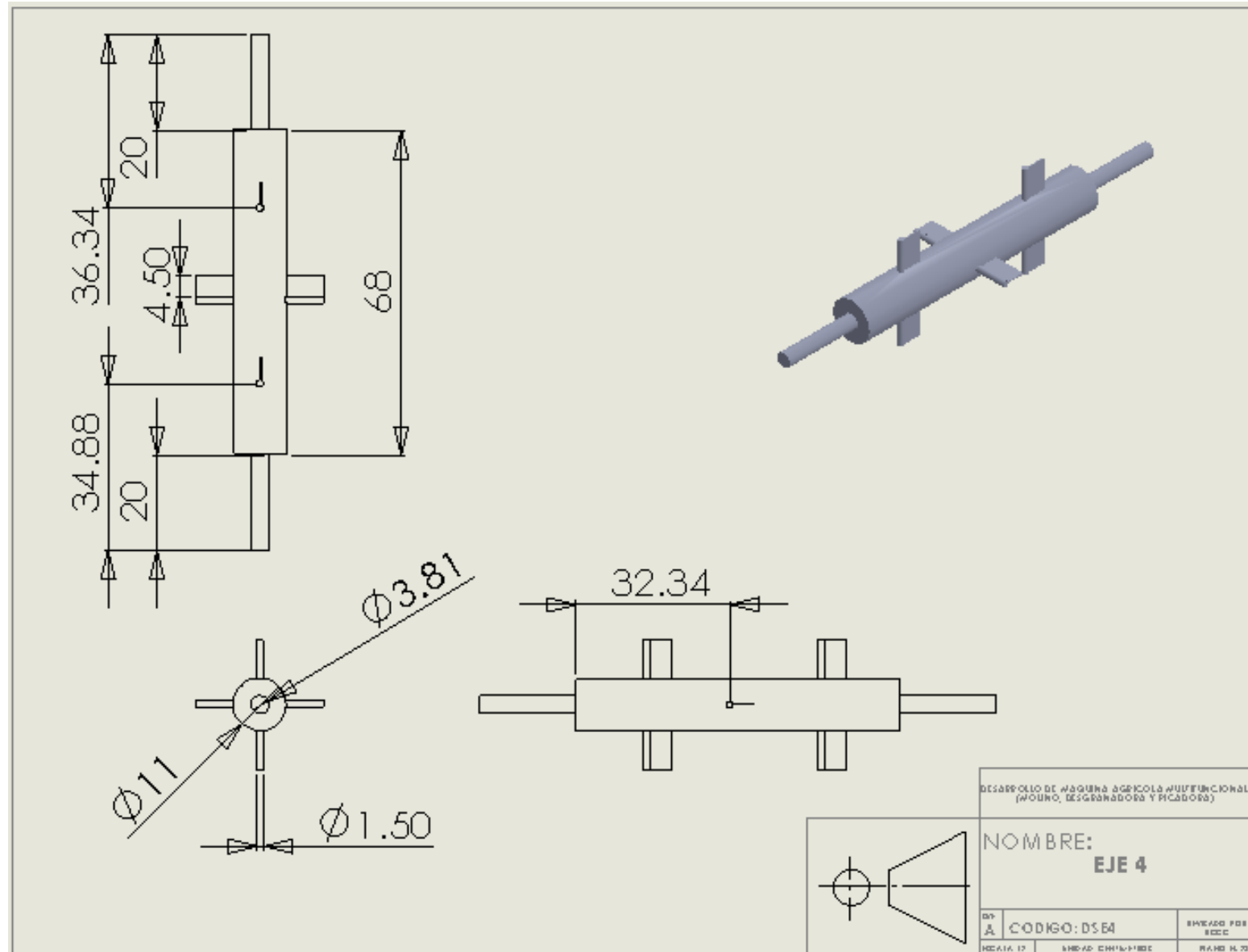






DISEÑO DEL ROLLO DE MANEJO AGRICOLA MULTIFUNCIONAL (MOINO, DESGARRADORA Y PICADORA)		
NOMBRE: <b>EJE 2 Y EJE 3</b>		
DTF	CODIGO: DSE2 Y DSE3	REVISADO POR: RCCG
ESCALA: F2	UNIDAD: CM-MILIMETROS	PAÑO: 27







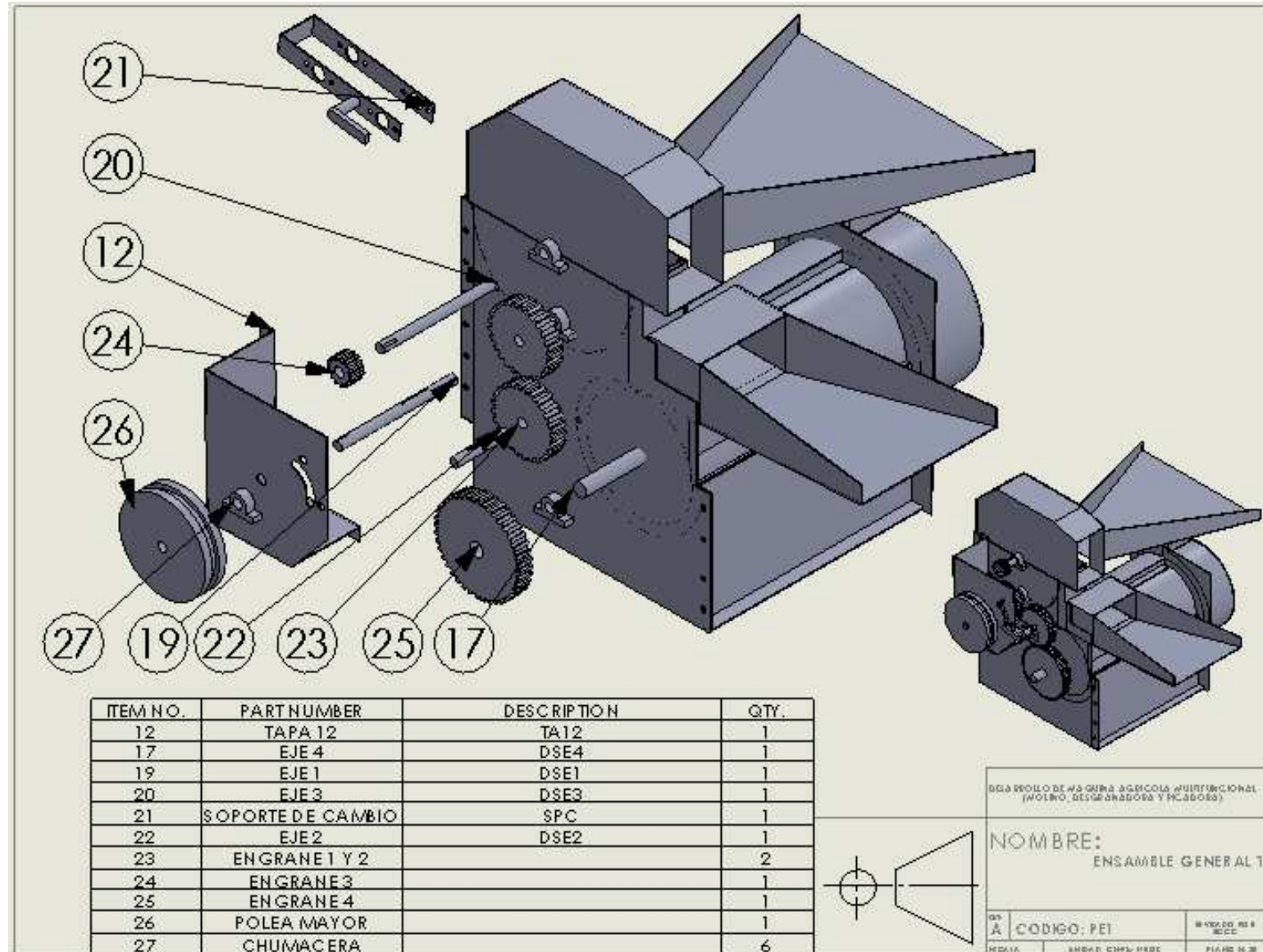
## 9.6.2 PLANOS DE ENSAMBLE.

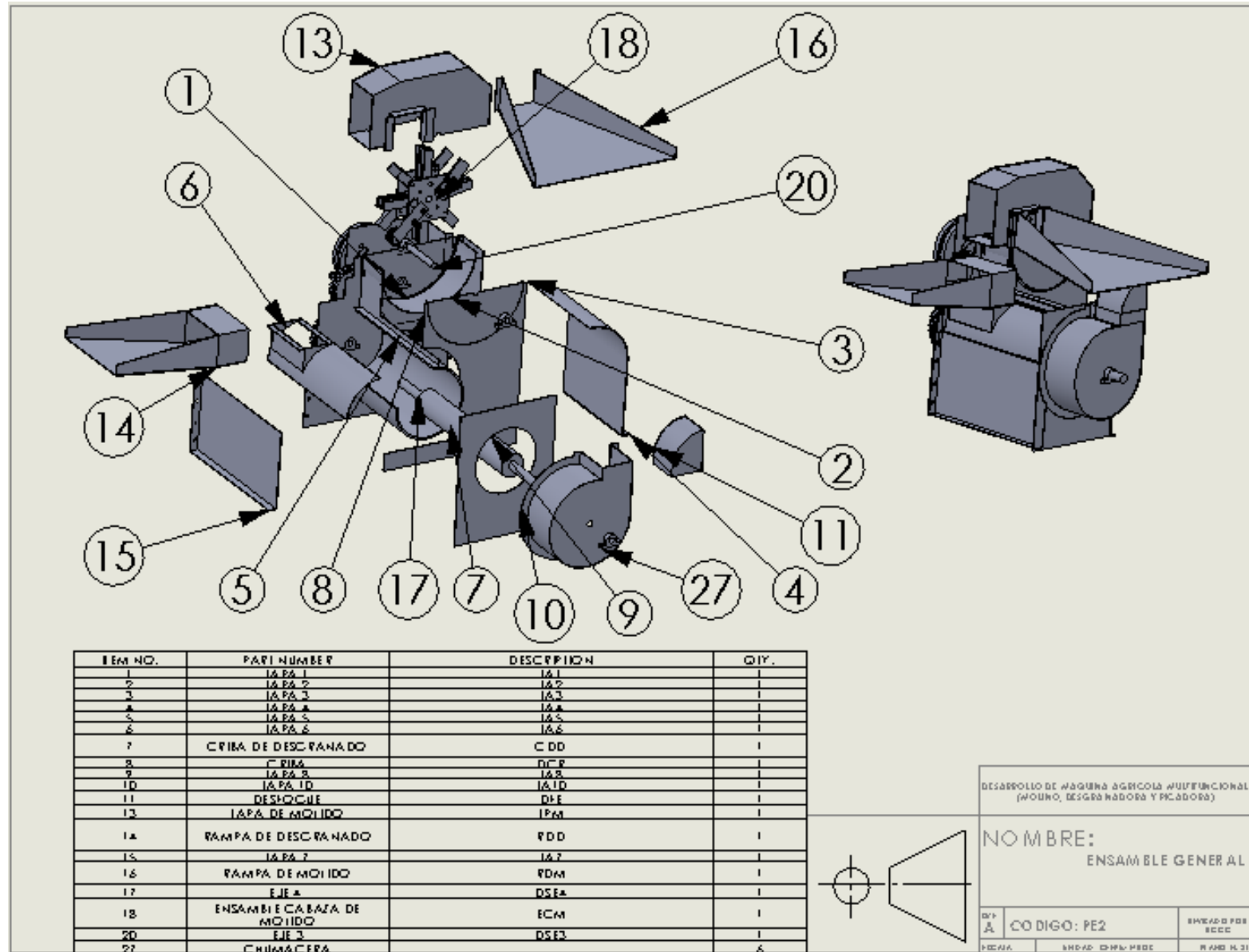
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	CA BEZA DEL MO LINO	D CD	1
2	CORTA DOR	D CO	2
3	SEPA RAD OR DE MÁRTILLOS	D SP	32
4	MACHETE 1	D M1	2
5	MACHETE 2	D M2	2
6	EJE DE MÁRTILLOS	E MT	4
7	MÁRTILLOS	D MB	24

DESARROLLO DE MÁQUINA A ESCALA 1:1 (MOLINO, SEPARADOR Y PICADOR)

**NOMBRE:**  
ENSAMBLE CABEZA DE MOLINO

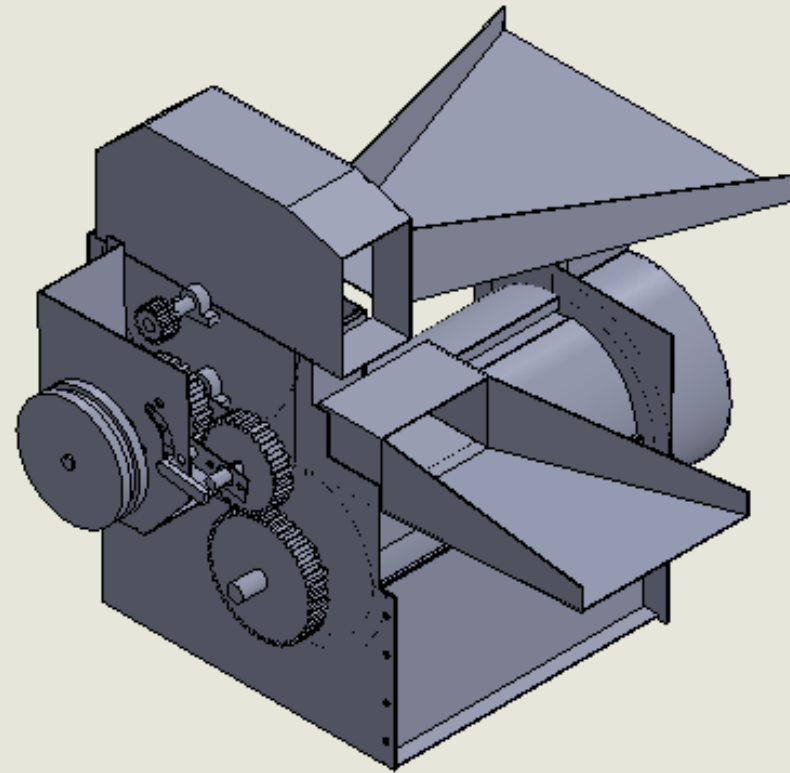
EVA A	CODIGO: ECM	REVISO: RES
FECHA:	REVISOR: EMT/MB	FIGURA: 32





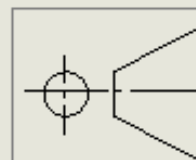


### **9.6.3 PLANOS DE PRESENTACIÓN.**

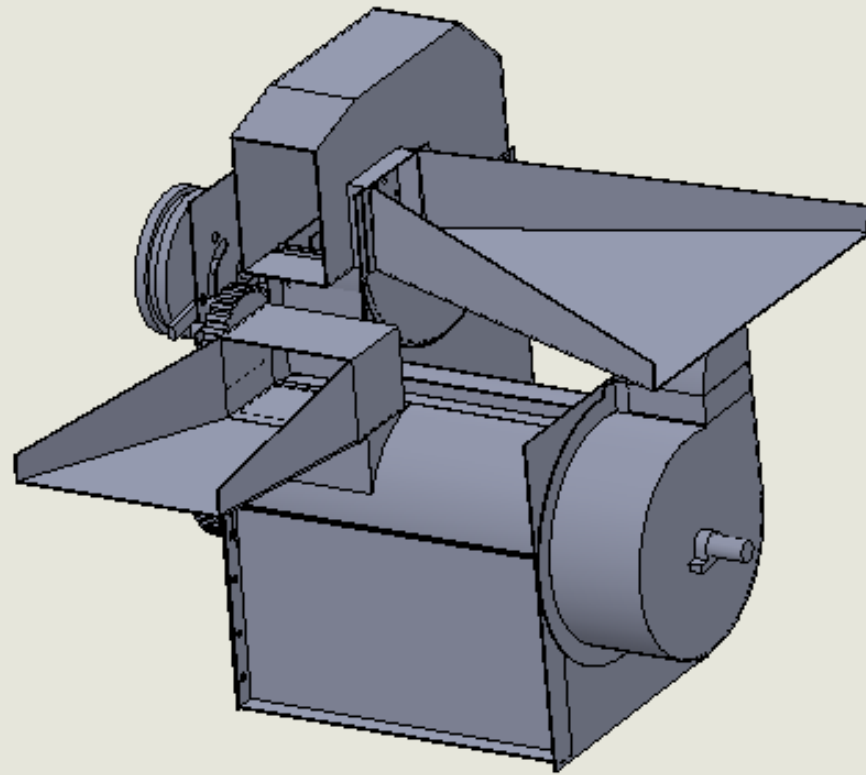


DESARROLLO DE MAQUINA AGRICOLA MULTIFUNCIONAL  
(MOINO, DESGRANADORA Y PICADORA)

NOMBRE:  
**PLANO DE PRESENTACION 1**

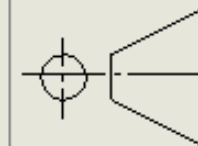


BY A	CODIGO: PST1	ELABORADO POR BCCC
FECHA	AREA: CHIS-PIRE	PLANO N.º 1



DESARROLLO DE MAQUINA AGRICOLA MULTIFUNCCIONAL  
(MOLINO, DESGRANADORA Y PICADORA)

NOMBRE:  
**PLANO DE PRESENTACION 2**



ESC. A	CODIGO: PST2	DESARROLLO POR BCCC
FECHA:	SEMAO: CH16-PR02	PLANO N.33