

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de una máquina desoperculadora automática para pequeños
apicultores del Guayas"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

David Fernando Chiquito Constante

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis Padres y amigos por darme su apoyo contante e incondicional durante todos estos años, al Ing. Ernesto Martínez por su apoyo durante la culminación de este trabajo, y a la Ing. Carola Sánchez por su acertada guía.

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

David Fernando Chiquito Constante

Ernesto Martínez Lozano

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".



David Fernando Chiquito C.



Ing. Ernesto Martínez Lozano

RESUMEN

La finalidad de este proyecto es el diseño de una máquina desoperculadora automática, debido a la necesidad de realizar el proceso de desoperculado más eficiente y ayudar a la tecnificación del sector apícola, permitiendo aumentar la competitividad en el mercado. El desoperculado consiste en retirar la capa superficial de cera que sella las celdillas del panal, una vez que esta han sido llenada con miel.

En Ecuador proceso de desoperculado se hace manualmente, lo que representa mucho tiempo de trabajo debido a esto surge la necesidad reducirlo mediante la utilización de una máquina desoperculadora de fácil manejo y funcionamiento, además de evitar una posible contaminación cruzada del producto.

El trabajo se realizó partiendo del análisis de las máquinas ya existentes en el mercado extranjero con el fin de seleccionar la maquina a diseñar. Se empezó por considerar el material a utilizar dado que la máquina es para uso alimenticio, dicho lo anterior se eligió como material para los componentes Acero inoxidable 316L. A continuación, se realizó el diseño de las cuchillas y ejes porta cuchillas considerados componentes críticos, debido a que deben soportar las cargas ejercidas por el corte de la cera y no debe producir pandeo, luego se realizó la selección del motor, chumaceras, sistemas de bandas y poleas. Además de un software de diseño, en el que se presentará un modelado en 3D del prototipo y los planos necesarios para la construcción del mismo.

Dicho lo anterior las cuchillas tendrán las medidas 500x20x3 mm con un factor de seguridad $n=11.65$, el eje porta cuchillas un diámetro de 40 mm y una longitud de 760 mm, como apoyo para los ejes porta cuchillas se utilizará chumaceras NTN UCF206D1, el motor seleccionado es de 1/4 Hp monofásico y una banda transportadora de malla metálica de acero inoxidable AISI 316L.

Una vez realizado los cálculos respectivos se cumplió el objetivo principal de diseñar la máquina desoperculadora automática utilizando la norma disponible, en cuanto al manejo y manipulación de alimentos.

Palabras Clave: Apicultura, Extracción de miel, Desoperculado

ABSTRACT

The purpose of this project is to design an automatic uncapper machine, in order to make the uncapping Process More Efficient with this, the beekeepomg sector will have a technological development, increasing competitiveness in the market. The uncapping process involves removing the surface layer of wax that seals the honeycomb cells, once this has been filled with honey.

In Ecuador, this process is done manually, which is a time-consuming work. The pursue of the project is to reduce time by using a machine which makes an easy handling operation and avoid possible cross contamination of the product.

The project is based on the analysis of existing overseas market to select the design of machines. It began by considering the material used for food, the component chosen was stainless steel 316L. Then the design of the blades and shafts are made bed knife considered critical components, since they must withstand the loads exerted by the cutting of the wax must not produce buckling, then I selected the engine, bearings, systems belts and pulleys and the software design. The whole design will be presented in a 3D prototype and drawings required for construction.

That Said, all blades have measures 500x20x3 mm with a safety factor $n = 11.65$, the shaft bed knife has a diameter of 40 mm and a length of 760 mm, as support for the axes blade holder bearings a NTN UCF206D1 will be used, the motor selected is 1/4 Hp single phase and a conveyor belt of metal mesh stainless steel AISI 316L.

Once the calculations were made, I accomplish the main objective of designing an automatic uncapper machine using available standard regarding management and food handling fulfilled

Keywords: Apiculture, Extract., Uncap

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	IX
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Marco teórico.....	2
1.3.1 Apicultura.....	2
1.3.2 Proceso de obtención de miel.....	2
1.3.3 Definición de los parámetros para el diseño de la máquina desoperculadora automática	8
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología del Diseño	9
2.1 Análisis y Selección de la Alternativa Correcta	9
2.2 Diseño de la desoperculadora.....	12
2.2.1 Diseño de forma.....	12
2.2.2 Dimensionamiento de la máquina.....	13

2.2.3	Diseño de la cuchilla de corte	13
2.2.4	Diseño del eje porta cuchillas	16
2.2.5	Selección de Chumaceras	18
2.2.6	Selección de motor	18
2.2.7	Selección del sistema de transmisión	19
2.2.8	Selección de la banda transportadora	22
2.2.9	Diseño estructural de que soportará el motor y cuerpo de la máquina desoperculadora	25
CAPÍTULO 3.....		26
3.	Resultados	26
CAPÍTULO 4.....		44
4.	Discusión y Conclusiones	44
4.1	Conclusiones	45
4.2	Recomendaciones.....	45
BIBLIOGRAFÍA.....		46
APÉNDICES.....		47

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero)
BPM	Buenas Prácticas de Manufactura
PET	Terefelato de Polietileno
CPE	Códigos de Practicas ecuatorianos
INEN	Servicio Ecuatoriano de Normalización
mm	Milímetro
Kg	Kilogramo
N	Newton
Mpa	Mega pascal
HP	Caballos de Fuerza
RPM	Revoluciones por minutos

SIMBOLOGÍA

m	Metro
C	Distancia entre centros
d	diámetro
K	Factores de modificación
L	Longitud
M	Momento
n	Factor de seguridad
t	Tiempo
T	Torque
V	Velocidad
ω	Velocidad angular
σ	Esfuerzo normal
Seg	Segundos
rad	Radianes
ft	Pie

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Proceso de obtención de miel	3
Figura 1.2 Apicultores vistiendo su equipo de protección personal	4
Figura 1.3 Ahumador	4
Figura 1.4 Extracción del panal para verificación y posterior procesamiento	5
Figura 1.5 Desoperculado de panal.....	5
Figura 1.6 Máquina semiautomática para desopercular vertical de dos rodillos.....	7
Figura 1.7 Desoperculadora automática horizontal de dos rodillos	8
Figura 2.1 Gráfico de las etapas presentes en el diseño.....	9
Figura 2.2 Diseño de forma de desoperculadora automática de dos rodillos	12
Figura 2.3 Esquema de la cuchilla de corte.....	14
Figura 2.4 Modelo utilizado para el cálculo de esfuerzo en la cuchilla	14
Figura 2.5 Modelo utilizado para el cálculo de esfuerzo y reacciones en el eje	16
Figura 2.6 Esquema de una transmisión por bandas	19
Figura 2.7 Esquema de una transmisión por catalina y cadena	20
Figura 2.8 Modelo utilizado para el cálculo de esfuerzo y reacciones en el eje de la banda transportadora	24
Figura 3.1 Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla.....	27
Figura 3.2 Diagrama Momento de la cuchilla en el eje X-Y	28
Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre del eje porta cuchillas	30
Figura 3.4 Diagrama de momento y fuerza cortante presente en el eje	31
Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de eje motriz de banda transportadora.....	38
Figura 3.6 Diseño estructural de la máquina desoperculadora.....	39
Figura 3.7 Análisis de la estructura usando un software de Diseño	40
Figura 3.8 Cronograma para la fabricación de la máquina desoperculadora	43

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Pesos de los criterios.....	10
Tabla 2.2 Matriz de decisión de selección de la desoperculadora automática	11
Tabla 2.3 Peso de los criterios para elección de sistema de transmisión.....	21
Tabla 2.4 Matriz de decisión para elección de sistema de transmisión	21
Tabla 3.1 Valores de fuerza cortante.....	27
Tabla 3.2 Vida de cojinetes para diferentes tipos de máquina	33
Tabla 3.3 Costo de Diseño	41
Tabla 3.4 Costo de Materiales.....	41
Tabla 3.5 Costos de equipos	42
Tabla 3.6 Costos de mano de obra directa.....	42
Tabla 3.7 Costo Total	43

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Plano de conjunto de la desoperculadora automática
PLANO 2	Base principal
PLANO 3	Soportes
PLANO 4	Base lateral
PLANO 5	Base motor
PLANO 7	Eje porta cuchillas
PLANO 8	Cuchilla
PLANO 9	Tapa lateral
PLANO 10	Tapa frontal

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

En Ecuador existe un inmenso potencial para la producción apícola, ya que de acuerdo al catastro realizado en el 2014 por la Agencia Ecuatoriana de Aseguramiento de la Calidad del Agro (AGROCALIDAD), existe una proyección estimada de 200.000 colmenas. Sin embargo, solo 12.188 han sido registradas a nivel nacional, de las cuales 912 están siendo explotadas. (Rosero, 2014)

Una de las dificultades en la producción apícola es la carencia de tecnología y equipos por parte de los productores de la provincia del Guayas. Este problema no les permite una mayor eficiencia en el proceso de extracción de la miel. La tecnificación del sector apícola permitirá una mayor competitividad en el mercado a nivel internacional.

Actualmente el proceso de desoperculado (proceso mediante el cual se quita la cera que tapa las celdillas del panal) se hace manualmente, lo que representa mucho tiempo de trabajo por lo que se plantea reducirlo mediante la utilización de una máquina desoperculadora de fácil manejo y funcionamiento, logrando también aumentar la producción; además de evitar una posible contaminación cruzada del producto por la falta de Buenas Prácticas de Manufactura (BPM). (Norma Técnica Sustitutiva de Buenas Prácticas de Manufactura, 2015)

Finalmente, no existen o son escasos los diseños locales de este tipo de equipos, lo que impide muchas veces su construcción y que estén disponibles para los productores. Por otro lado, la falta de recursos económicos de los apicultores no les permite importar estos equipos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar una máquina desoperculadora para el proceso de extracción y obtención de la miel, que permita disminuir el tiempo de proceso de extracción del opérculo (cera que tapa las celdillas del panal), a los pequeños apicultores de la provincia del Guayas

1.2.2 Objetivos Específicos

- Investigar y estudiar los procesos realizados en la apicultura para la obtención de miel, con énfasis en el desoperculado.
- Diseñar y seleccionar los elementos de la máquina desoperculadora, de tal manera de que brinde seguridad y facilidad en el uso.
- Cambiar las líneas de producción artesanal a la industrialización, logrando una mejora en los procesos de extracción de miel.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Apicultura

La palabra Apicultura proviene del latín Apis: abeja y cultura: criar, la cual se define como la habilidad de criar y estudiar las abejas melíferas, con el fin de extraer la miel y sus subproductos a través de técnicas adecuadas y poder elaborar una gran variedad de productos de consumo alimenticio, cosmetológico y medicinal.

1.3.2 Proceso de obtención de miel

Para la obtención de la miel, se realiza el siguiente proceso:

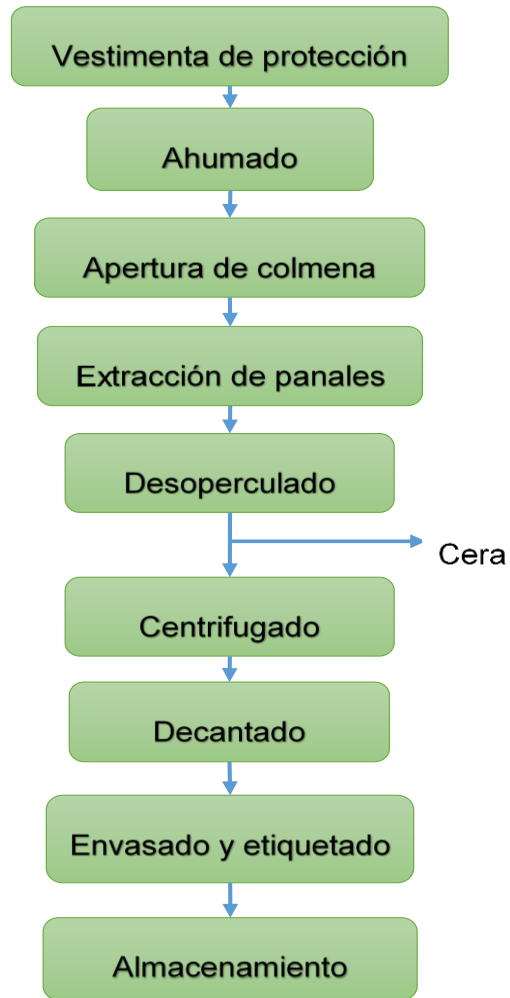


Figura 1.1 Proceso de obtención de miel

Fuente: Elaboración propia

- **Vestimenta de protección:** El apicultor debe usar el equipo adecuado de protección personal que evite las picaduras de abejas, lo que incluye velo, guantes, overol y botas (Figura 1.2.)



Figura 1.2 Apicultores vistiendo su equipo de protección personal

Fuente: Elaboración propia.

- **Ahumado:** Se realiza con materiales como hojas, para calmar a las abejas y reducir su agresividad para poder evitar que piquen al apicultor (Figura1.3)



Figura 1.3 Ahumador

Fuente: Apicultura: conocimiento de la abeja. Manejo de la colmena

Elaborado por: Pierre Jean-Prost

- **Apertura de la colmena:** Se realiza mediante la utilización de espátulas las cuales deben estar limpias, se procede a despegar la tapa de la colmena.

- **Extracción de panales:** Se debe verificar que los panales no contengan celdas de crías antes de proceder a extraer los panales (Figura 1.4)



Figura 1.4 Extracción del panal para verificación y posterior procesamiento

Fuente: Elaboración propia

- **Desoperculado:** Proceso mediante el cual se abre las celdillas retirando una capa fina de cera denominada opérculo a través del uso de un cuchillo bien afilado o mediante una desoperculadora como se muestra en Figura 1.5.



Figura 1.5 Desoperculado de panal

Fuente: Operaciones auxiliares en el cuidado, transporte y manejo de animales

Elaborado: Ana Benítez L,

- **Centrifugado:** Una vez retirados los panales de la colmena, éstos son introducidos en una centrífuga, la que puede ser clasificada de acuerdo a la posición de los panales en tangencial, radial y de pila de cuadro. La miel es extraída mediante la fuerza centrífuga hacia las paredes del extractor, donde fluye hacia el fondo para ser recogida para su posterior proceso.
- **Decantado:** Este proceso en el cual se deja reposar la miel en tanques para eliminar impurezas, restos de cera, abejas muertas.
- **Envasado y etiquetado:** La miel debe cumplir las normas de higiene y normativas del país de origen por lo que se recomienda estas acciones:
 - Evitar el ingreso de insectos.
 - Evitar lugares donde se acumule polvo e iluminación inadecuada.
 - Revisar las normativas sanitarias vigentes.
 - Se deben utilizar envases que cumplan normas que permitan conservar el producto, pueden ser en envases de vidrio o de Terefelato de polietileno (PET).
- **Almacenamiento:** Debe ser el correcto para evitar que la miel pierda sus propiedades y su calidad no se vea afectada, por lo tanto, se debe almacenar en un lugar fresco y seco, para impedir la formación de levaduras que provocan la fermentación. (Comisión Nacional Apícola, 2004)

En el presente trabajo se propone el diseño de una desoperculadora automática, para lo cual se analizarán las siguientes alternativas:

1. Desoperculadora semiautomática de rodillos vertical de dos rodillos.

La máquina es una desoperculadora vertical tipo guillotina, los cuadros son conducidos mediante dos guías hacia los rodillos ubicados en la parte inferior los cuales están provistos por cuchillas que procederán a cortar el opérculo el cual cae a una cubeta de acero inoxidable para su posterior tratamiento. Al llegar el cuadro al fondo, el motor procede a invertir el giro y hacer subir el cuadro para que este sea retirado por el operador (Figura 1.6).



Figura 1.6 Máquina semiautomática para desopercular vertical de dos rodillos

2. Desoperculadora Automática de dos rodillos

La Desoperculadora consta de dos transportadores uno de entrada y otro de salida con banda modular de malla metálica de acero inoxidable, zona de corte con 2 ejes de cuchillas uno inferior y otro superior movido por motor monofásico. El cuadro ingresa mediante la banda transportadora hasta los rodillos los cuales limpian el cuadro por ambos lados al mismo tiempo dejándolo listo para la extracción (Figura 1.7).



Figura 1.7 Desoperculadora automática horizontal de dos rodillos

Fuente: Xnox

1.3.3 Definición de los parámetros para el diseño de la máquina desoperculadora automática

Es importante realizar una correcta definición de los parámetros a analizar en este diseño, ya que factores como los costos de desarrollo y manufactura dependen de las decisiones tomadas en la etapa de diseño.

Para que el diseño sea el mejor, este debe de cumplir los siguientes factores:

- Funcionabilidad (diseño)
- Durable (funcione efectivamente para que cumpla el propósito destinado)
- Conservable (Debe tener partes que se puedan remplazar o reparar fácilmente)
- Un recurso eficiente (se puede desensamblar para reciclar los componentes).

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

En esta etapa se explica la metodología a seguir para realizar la correcta selección, de la mejor solución al problema planteado en el capítulo 1, incluyendo la definición de las herramientas a utilizar como también la aplicación de los diferentes criterios de diseño. En la figura 2.1 se describen los pasos de la metodología a seguir.

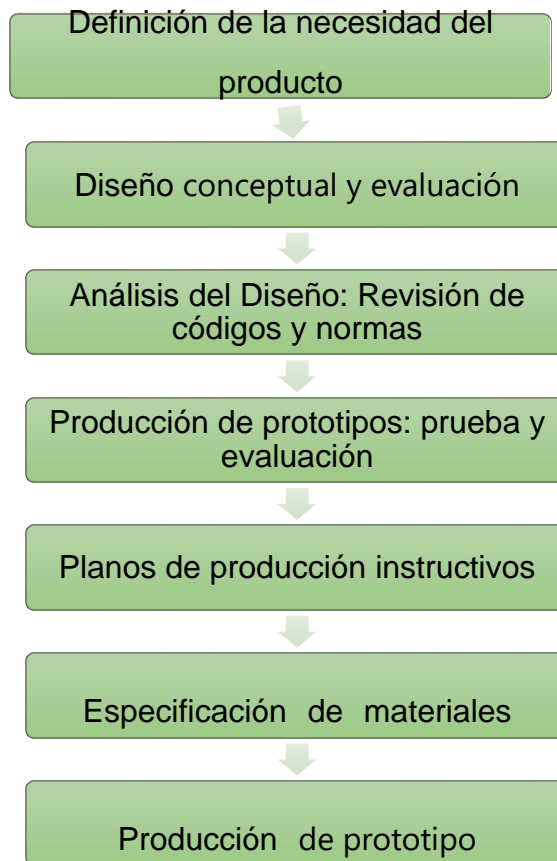


Figura 2.1 Gráfico de las etapas presentes en el diseño

Fuente: Elaboración Propia

2.1 Análisis y Selección de la Alternativa Correcta

En base al análisis de las ventajas y desventajas de cada una de las alternativas y en relación a los parámetros de diseño establecido.

En la Tabla 2.1 se presenta la ponderación de cada criterio para determinar el valor de cada uno de ellos.

Para el cálculo de los pesos de los factores utilizamos el método analítico jerárquico en el cual se compara y califica los criterios entre sí con una puntuación que puede ir de cero a cinco, siendo cinco el valor ideal. Además, se asigna un factor de importancia el mismo que tendrá valores entre 0 y 1. El valor real de cada factor se obtiene del producto entre la suma total y puntaje obtenido de cada criterio.

a) Tiempo de desoperculado

El tiempo para dejar el panel listo para el proceso de centrifugado debe ser el menor posible.

b) Costos de construcción

Es un factor importante para la toma de decisión si el proyecto es factible o no, teniendo en consideración la calidad de los materiales sin afectar los factores de seguridad.

c) Costos de operación

El consumo de energía y mantenimiento deben ser mínima para que sea una propuesta que ayude al apicultor

d) Calidad de desoperculado

El corte del desoperculado debe ser uniforme de tal forma de que no se genere valles en el panel de acero.

Tabla 2.1 Pesos de los criterios

CRITERIO	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	TOTAL	PESO
<i>a</i>	1,0	2,0	2,0	3,0	8,0	0,39
<i>b</i>	0,500	1,0	2,0	3,0	6,50	0,31
<i>c</i>	0,50	0,50	1,0	2,0	4,00	0,19
<i>d</i>	0,33	0,33	0,5	1,0	2,17	0,10
TOTAL					20,67	1,00

***Escala de evaluación: 1 igualmente importante, 5= más importante, 10 mucho más importante, 1/5 menos importante**

Fuente: Elaboración propia

Una vez definidos los pesos para los factores de selección, se procede a evaluar entre las opciones y a escoger la que se ajuste mejor al propósito del proyecto.

La Tabla 2.2 muestra la matriz de decisión, donde se evalúan los criterios establecidos.

Tabla 2.2 Matriz de decisión de selección de la desoperculadora automática

Alternativas	Desoperculadora vertical de dos rodillos	Desoperculadora horizontal de dos rodillos
Parámetros		
Tiempo de desoperculado (39%)	32	37
Costos de construcción (31%)	26	21
Costos de operación (19%)	12	16
Calidad de desoperculado (10%)	6	6
Suma total	76	80

Fuente: Elaboración propia

Una vez evaluada la matriz de decisión se determinó que la desoperculadora horizontal de dos rodillos es la opción para diseño, la cual como se muestra en la Figura 1.7 consiste en una estructura metálica en acero inoxidable, que contiene dos bandas transportadoras, una que conduce los cuadros hacia los rodillos para proceder al corte del opérculo por medio de cuchillas y la otra que extrae los cuadros desde las cuchillas.

El corte se realiza en ambos lados del cuadro al mismo tiempo, logrando disminuir el tiempo empleado en la desoperculación. Los principales puntos a favor son:

- Un corte uniforme del opérculo, que se produce por la fácil regulación de la separación entre cuchillas, provocando un corte más exacto para la eliminación de las impurezas del desoperculado.
 - Ahorro de tiempo al momento de realizar la desoperculación.

Permite un menor costo de mantenimiento debido a que no se debe repetir el proceso de limpieza o extracción de los cuadros varias veces por lo que esto provoca la disminución de horas de trabajo y por ende la frecuencia de mantenimiento.

2.2 Diseño de la desoperculadora

2.2.1 Diseño de forma

El diseño de forma está basado en varias máquinas observadas en catálogos de varias empresas extranjeras, incluyendo algunas especificaciones brindadas por los apicultores.

La máquina está compuesta por:

- Una banda transportadora para el ingreso de los panales hacia las cuchillas y otra que los extrae.
- El eje porta cuchillas el cual es impulsado mediante bandas para realizar el corte del opérculo.
- Cuchillas que soportaran la fuerza de corte y realizaran la eliminación del opérculo
- Una estructura que soportará los componentes de la máquina.

A continuación, se muestra en la figura 2.2 el diseño de forma de la desoperculadora.

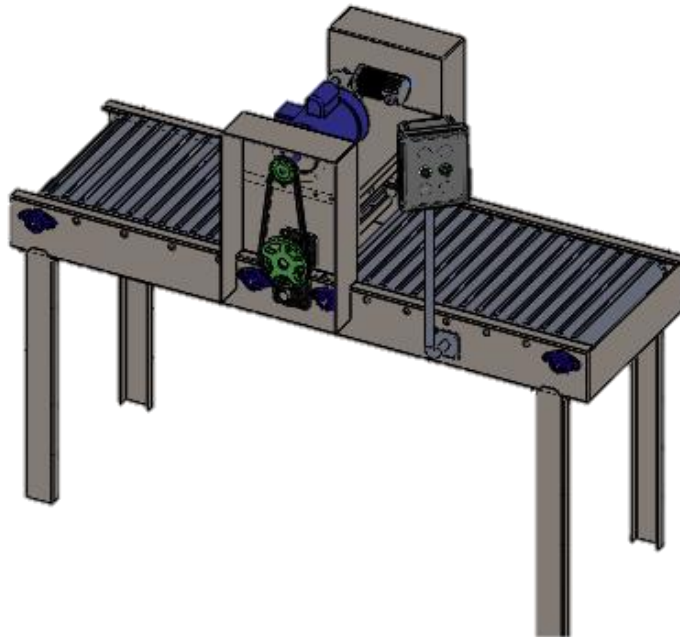


Figura 2.2 Diseño de forma de desoperculadora automática de dos rodillos

Fuente: Elaboración propia

2.2.2 Dimensionamiento de la máquina.

En cuanto al tamaño, el equipo debe tener dimensiones accesibles tanto de altura como de ancho. Así mismo, debe ser lo más compacta posible para que exista un área disponible donde el operario pueda interactuar con la máquina. Por lo tanto, la desoperculadora debe tener al menos 1800 mm de largo, 950 mm de alto y 600 mm de ancho, de acuerdo con las medidas estándar que tiene el panel de cera con el marco de madera que es de 485x230x23 mm.

Normativa usada:

En el contexto del proyecto la normativa usada corresponde al Código de Prácticas para Manipulación de Alimentos, Materiales. 1987, Ecuador: Códigos de Prácticas Ecuatorianos. CPE INEN (01:1987).

Dicho lo anterior, se realiza el diseño de las cuchillas y ejes porta cuchillas considerados componentes críticos, debido a que deben soportar las cargas ejercidas por el corte de la cera y no debe producir pandeo, considerando también el material a utilizar dado que la máquina es para uso alimenticio

2.2.3 Diseño de la cuchilla de corte

El material elegido para las cuchillas “debe ser de un material que no transmita sustancias tóxicas, olores, sabores, ni tampoco que permitan la absorción y que no sea corrosivo. Además, que facilite su limpieza y desinfección. Las superficies serán lisas y no existirán hoyos o grietas”. (CPE INEN (01:1987). Código de Prácticas para la Manipulación de Alimentos, 1987)

Debido a las especificaciones antes anotadas y con el fin de facilitar el corte de la cera y evitar daños en el marco se escogió el acero AISI 316L con las siguientes dimensiones: 500mm x 20 mm. (Figura 2.2)

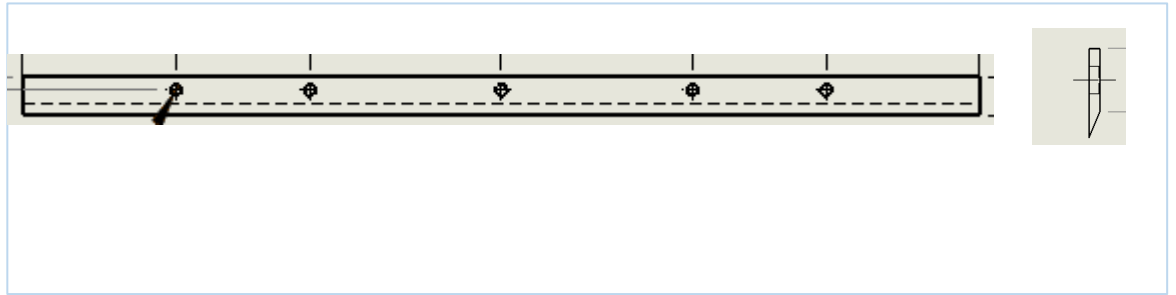


Figura 2.3 Esquema de la cuchilla de corte

Fuente: Elaboración propia

Se analizarán los esfuerzos cortantes y flectores existentes que actúan sobre las cuchillas, para lo cual se tomará como modelo una viga que se encuentre en voladizo con carga puntual en su extremo como se muestra en la figura 2.3.



Figura 2.4 Modelo utilizado para el cálculo de esfuerzo en la cuchilla

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se calcula la fuerza cortante, momento torsor máximo y las reacciones existentes en los apoyos mediante:

$$M_1 = P * L \quad (1)$$

$$Ry = V = P \quad (2)$$

Donde:

M1= Momento cortante

P= Fuerza de corte

V= Fuerza cortante

Una vez obtenidos los resultados de las reacciones en los apoyos, los cortantes máximos y momento máximo se procede a realizar el cálculo de los esfuerzos que existen en la cuchilla.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{Z} \quad (3)$$

$$Z = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (4)$$

Donde:

Z= M3dulo de secci3n

M= Momento m3ximo de flexi3n.

Para el dise1o se asumir3 el espesor de la cuchilla, se evaluar3 el factor de seguridad con el de fin verificar si el material cumple los requerimientos para los que se usar3:

$$\eta = \frac{S_e}{\sigma} \quad (5)$$

Donde:

Se= L3mite de resistencia a la fatiga

σ = Esfuerzo m3ximo para una viga rotatoria

Para el c3lculo del factor de seguridad en primer lugar se calcular3 el l3mite de resistencia a la fatiga, mediante la ecuaci3n general de fatiga:

$$S_e = \acute{S}_e * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e \quad (6)$$

$$\acute{S}_e = 0.504 * S_{ut} \quad (7)$$

Donde:

Ka= Factor de carga

K_b =Factor de tamaño

K_c = Factor de superficie

K_d = Factor de temperatura

K_e = Factor de confiabilidad.

2.2.4 Diseño del eje porta cuchillas

Con respecto al análisis de los esfuerzo y reacciones que se producirán en el eje, se modela al eje como una viga simplemente apoyada con carga distribuida, fuerza puntal y momento torsor. (Figura 2.4)

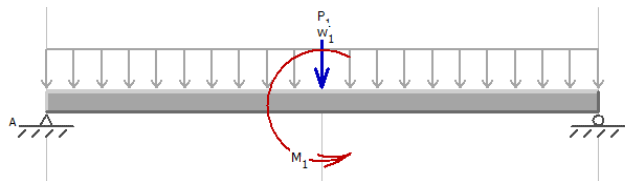


Figura 2.5 Modelo utilizado para el cálculo de esfuerzo y reacciones en el eje

Fuente: Elaboración propia

Al igual que las cuchillas se trabajará con acero AISI 3016, cuyo diámetro debe ser de 50 mm y una longitud de 600mm en los que se instalarán las chumaceras, cuchillas y poleas respectivas.

Con respecto al cálculo de los esfuerzos sobre el eje, primero se deberá determinar el peso de las cuchillas y el peso del panal ya que estos generan cargas que se representa en el diagrama de cuerpo libre.

El cálculo de la masa de las cuchillas es indispensable para obtener el peso de estas y se obtiene con la siguiente fórmula:

$$m_c = \rho * V \quad (8)$$

Donde:

ρ = Densidad del acero

m_c = masa de las cuchillas

V = Volumen

Luego se calcula el volumen de las cuchillas mediante:

$$V = b * h * e \quad (9)$$

Una vez calculado el volumen se reemplazan los datos en la ecuación (8), sabiendo que la densidad del acero es 7850 kg/m^3 , con la que se obtendrá la masa del cilindro.

Finalmente se calcula el peso de cuchillas mediante:

$$W_c = m_c * g \quad (10)$$

El siguiente paso es el cálculo del momento flector y reacciones presentes en el eje, para ello se procede a evaluar los esfuerzos y verificar el factor de seguridad mediante la fórmula:

$$\eta = \frac{S_e}{\acute{o}} \quad (11)$$

$$\acute{o} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (12)$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\acute{m}ax}}{2} \quad (13)$$

$$\tau = \frac{16M_1}{\pi * d^3} \quad (14)$$

Donde:

\acute{o} = Esfuerzo máximo de Von Mises)

σ_m = Esfuerzo medio por flexión

τ = Esfuerzo cortante

2.2.5 Selección de Chumaceras

La selección de la chumacera exige la identificación de la carga con mayor magnitud sobre el eje a partir de la cual se escogerá un solo tipo de rodamiento para los apoyos.

A continuación, es necesario calcular la carga radial equivalente cuya fórmula es:

$$P = X_i F_r + Y_i F_a \quad (15)$$

Donde:

P: Carga equivalente

Fr: Carga radial

Fa: Carga axial real

X: Factor radial

Y: Factor axial

Una vez calculada la carga radial se determinará la capacidad de carga dinámica a través de:

$$C_p = \left(\frac{60n}{10^6} * L_{10h} \right)^{1/p} * P \quad (16)$$

Donde:

C_p = Capacidad de carga dinámica

p = exponente de la fórmula de vida = 3 (para rodamientos de bolas)

L_{10h} = Vida de los rodamientos en millones de revoluciones

2.2.6 Selección de motor

La selección del motor depende del cálculo del par motor, que debe ser capaz de poner en movimiento el sistema.

El par motor que se debe vencer a la fuerza de corte sobre el eje porta cuchillas calcula por medio de:

$$T = F_r * r \quad (17)$$

De aquí se obtiene la potencia necesaria, que es:

$$P = T * w \quad (18)$$

2.2.7 Selección del sistema de transmisión

Para la selección del sistema utilizado para la transmisión de potencia entre el motor y los ejes porta cuchillas se escogerá entre dos opciones, estas son:

- banda y poleas
- catalinas y cadena.

Banda y poleas.

Los sistemas de transmisión por bandas trabajan con poleas ubicadas a cierta distancia y una correa que al moverse transmite la potencia desde una polea motriz a la polea impulsada, por medio del rozamiento que se genera entre la correa y las poleas. (Figura 2.5)

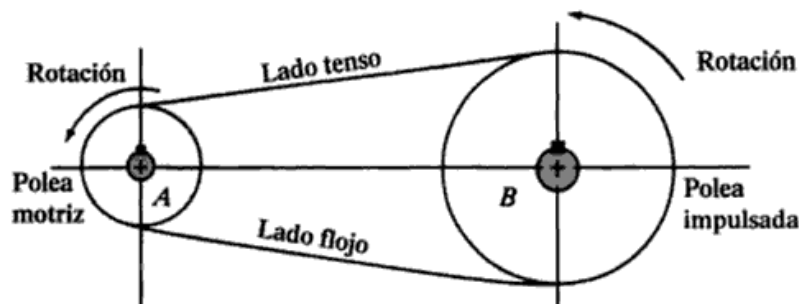


Figura 2.6 Esquema de una transmisión por bandas

Fuente: Diseño de elementos de máquinas

Elaborado por: Robert L. Mott

De acuerdo al tamaño de las poleas existen dos tipos de esquema que son:

Sistema reductor de velocidad: Es en el que se obtiene una velocidad de salida menor a la de entrada y se debe a que la polea conducida es de mayor diámetro que la motriz.

Sistema multiplicador de velocidad: Es aquel en el cual la velocidad salida es mayor que la de entrada y se debe a que la polea conducida es de menor diámetro que la motriz.

Catalina y cadena.

Los sistemas de transmisión por cadena a diferencia de los de bandas no involucran deslizamiento ni arrastre, pueden impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia y tienen una mayor vida útil y consisten en dos ruedas dentadas (catalinas) de ejes paralelos, situadas a cierta distancia la una de la otra y que giran a la vez por efecto de una cadena que engrana a ambas. (Figura 2.6.)

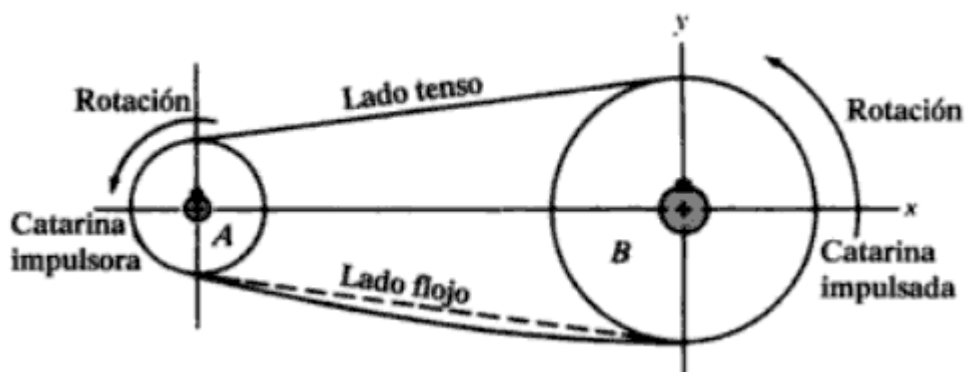


Figura 2.7 Esquema de una transmisión por catalina y cadena

Fuente: Diseño de elementos de máquinas

Elaborado por: Robert L. Mott

Para la selección del sistema de transmisión a utilizar se realizará una matriz de decisión para evaluar los esquemas antes mencionados para lo cual se evaluarían los siguientes criterios.

Criterios de selección.

- Seguridad. - La seguridad que involucra la operación de este sistema al operador.
- Costos. - Valor requerido para adquirir dicho sistema.
- Espacio. - Espacio requerido para dicho sistema.
- Construcción. - Implica el tiempo requerido para implementar el sistema.

Tabla 2.3 Peso de los criterios para elección de sistema de transmisión

CRITERIO	a	B	c	d	TOTAL	PESO
a	1,0	2,0	3,0	3,0	9,0	0,42
b	0,500	1,0	2,0	3,0	6,50	0,30
c	0,33	0,50	1,0	2,0	3,83	0,18
d	0,33	0,33	0,5	1,0	2,17	0,10
TOTAL					21,50	1,00

Fuente: Elaboración propia

Una vez determinado los pesos de los criterios se presenta la respectiva matriz de decisión:

Tabla 2.4 Matriz de decisión para elección de sistema de transmisión

Alternativas Parámetros	Catalina y cadena	Bandas y poleas
Seguridad (42%)	32	32
Costos (30%)	21	26
Espacio (19%)	12	16
Construcción (10%)	2	6
Suma total	71	80

Fuente: Elaboración propia

El sistema seleccionado para la transmisión de movimiento es el de bandas y poleas.

Selección de Poleas

A continuación, se deberá calcular la relación de velocidad, que se la obtiene al dividir las R.P.M. del eje más rápido entre las R.P.M. del eje más lento de la siguiente manera:

$$R = \frac{n_2}{n_r} \quad (19)$$

Dónde:

R= Relación de velocidades

n_2 : Velocidad de rotación a la salida del reductor

n_r : Velocidad de rotación que se requiere

Determinación de la distancia entre centros y el largo de la banda.

Dado que no se especifica la distancia entre centros se la calcula de la siguiente manera:

$$C = (D + 3d) / 2 \quad (20)$$

Dónde:

C: distancia entre centros

D: Diámetro exterior de la polea mayor

d: Diámetro exterior de la polea menor

De igual manera el largo de la banda L_b se lo calcula con la siguiente fórmula:

$$L_b = 2C + 1.57 (D+d) + (D-d)^2 / 4C \quad (21)$$

2.2.8 Selección de la banda transportadora

Las bandas transportadoras son dispositivos que nos permiten llevar objetos sólidos o material al granel de forma casi continua de un punto a otro. Generalmente no requiere operario que la manipule directamente.

La selección de la banda dependerá de los parámetros tomados para el diseño de la desoperculadora, teniendo en cuenta las condiciones de operación requerida, además de la selección correcta de los componentes constitutivos como:

- Ancho y velocidad de la banda
- Capacidad requerida
- Tamaño de material transportado

Identificados estos parámetros se seleccionará el modelo y material adecuado de la banda y rodillos.

Para determinar la potencia requerida para mover la banda transportadora se tomará en cuenta la fricción generada entre la carga y la banda, así como también el peso de la misma, el fabricante mediante la siguiente relación calcula la potencia:

$$P = \frac{(W + w) * \mu * n}{3300} \quad (22)$$

Donde:

P= Potencia requerida

W= Peso de la carga (lb)

w= Peso de la banda (lb)

μ = Coeficiente de fricción

n= velocidad

Una vez determinada la potencia se determinará la velocidad requerida del eje motriz a través de la ecuación:

$$n = \frac{12 * V}{2 * \pi * r} \quad (23)$$

Donde:

n= velocidad del eje motriz (RPM)

V= velocidad del transportador

Luego se calcula el diámetro de la catalina con la siguiente ecuación:

$$D = \frac{V}{\pi * n} \quad (24)$$

Diseño del eje motriz y conducido

Se realizará el análisis de los esfuerzo y reacciones que se producirán en el eje, dado que existe un momento torsor ejercido por el motor que se lo determinará mediante la ecuación:

$$M_t = \frac{63000 * P}{n} \quad (25)$$

Donde:

P= Potencia motor

n= velocidad del eje motriz (RPM)

Para determinar las cargas sobre el eje se modela como una viga simplemente apoyada con carga distribuida, fuerza puntal y momento torsor. (Figura 2.7)

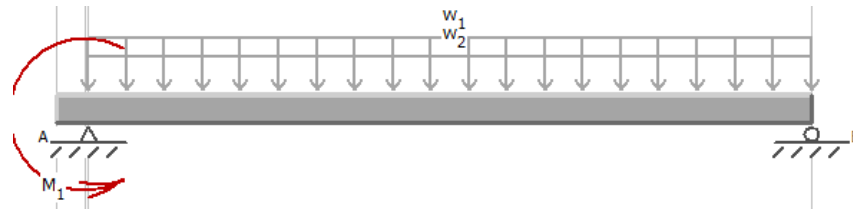


Figura 2.8 Modelo utilizado para el cálculo de esfuerzo y reacciones en el eje de la banda transportadora

Fuente: Elaboración propia

se realizará el cálculo del momento flector, torsor y reacciones presentes en el eje, para luego proceder a calcular el diámetro mediante las ecuaciones:

$$M = \frac{W_t * L}{2} \quad (26)$$

$$d_{min} = \left[\frac{32n}{\pi * S_y} (M^2 + M_t^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (27)$$

Cálculo de carga de cojinetes

Una vez determinado el diámetro y las reacciones presente en el eje se procede a la selección de los rodamientos por lo que es necesario calcular la carga radial equivalente, que se calcula con la ecuación (15):

$$P = X_i F_r + Y_i F_a$$

Con la carga radial se determinará la capacidad de carga dinámica mediante la ecuación (16):

$$C_p = \left(\frac{60n}{10^6} * L_{10h} \right)^{1/p} * P$$

2.2.9 Diseño estructural de que soportará el motor y cuerpo de la máquina desoperculadora

El diseño de la estructura se basa en un diseño sencillo y seguro que soportará el peso del contenedor de acero inoxidable, los rodillos, chumaceras, motor y otros elementos.

Se realiza el análisis de la estructura con la ayuda del software de diseño Solidworks® mediante la herramienta de simulación, en el que se analizarán las cargas ejercidas sobre la estructura, cálculo de esfuerzos, y si los perfiles seleccionados soportaran o no la carga aplicada.

Los resultados más demostrativos de esta simulación son mostrados en el capítulo 3 del presente trabajo

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos durante el desarrollo del presente proyecto los cuales se describen en el orden que fueron encontrados.

En primer lugar, se seleccionó la mejor alternativa de diseño entre las dos opciones presentadas para el diseño.

Mediante la utilización de la matriz de decisión se procedió a seleccionar la mejor opción con base en ciertos criterios definidos, para los cuales se determinó los pesos de cada uno y de esta manera proceder a realizar la respectiva evaluación de los mismo en la matriz de decisión; así se define que la máquina a diseñar sería la máquina desoperculadora horizontal, que consiste en una estructura metálica en acero inoxidable, que contiene una banda transportadora que conduce los cuadros hacia los rodillos para proceder al corte del opérculo por medio de cuchillas.

Posteriormente se establecieron las dimensiones que debe tener de acuerdo a las de acuerdo a las medidas estándar que tiene el panal de cera con el marco de madera que es de 485x230x23 mm, por lo tanto, estas serían aproximadamente 1800mm de largo, 950 mm de alto y 584 mm de ancho,

Cuchilla

Para calcular los esfuerzos existentes que actúan sobre las cuchillas primero se estableció la fuerza cortante promedio necesaria para realizar el corte de la cera de opérculo la cual, según los experimentos realizados en el proyecto “Diseño Y Construcción De Una Máquina Limpiadora De La Cubierta De Los Panales De Abeja” (Suntaxi Oña & Taco Arias, 2007) presenta los siguientes valores:

Tabla 3.1 Valores de fuerza cortante

# Ensayo	Valor (N)
1	6,89
2	6.93
3	7.1
4	7.4
5	6.65
6	6.68
7	6.9
8	6.70
9	6.85
Fuerza promedio	6.9

Fuente: Diseño y construcción de una maquina limpiadora de la cubierta de los panales de abeja
Elaborado por: Suntaxi, Taco

El valor promedio de la fuerza corte es de 3.9 N como se muestra en la tabla 3.1 usando una chuchilla de 160 mm, para el diseño de la máquina es requerida una de 500 mm por lo que se pondero este valor y la fuerza considerada para los cálculos es de 19.40 N.

Una vez establecida la fuerza se realizó el diagrama de cuerpo libre para identificar las reacciones que actúan sobre la cuchilla. (Figura 3.1)



Figura 3.1 Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla

Fuente: Elaboración propia

Usando las ecuaciones (1) y (2) se obtuvo

$$M_1 = 388 \text{ N-mm}$$

$$R_y = 19,40 \text{ N}$$

Se identificó los puntos críticos del eje mediante el diagrama de momento cortante. (Figura 3.2)

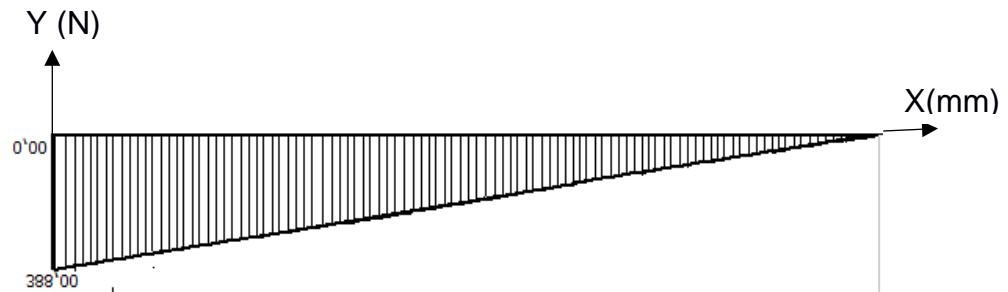


Figura 3.2 Diagrama Momento de la cuchilla en el eje X-Y

Fuente: elaboración propia

Se calculó el momento de sección Z mediante (4) para lo cual se asumió un espesor de la cuchilla de 2 mm donde:

$$Z=26.7 \text{ mm}^3$$

Luego se calculó el esfuerzo Máximo mediante (3):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 26.66 \text{ MPa}$$

Se seleccionó entre los aceros inoxidable el AISI 316L, por sus propiedades y características que se muestran en el apéndice B.

Finalmente se precedió a la verificación del material para lo cual se obtuvo de las propiedades mecánicas del material el límite último a la tracción:

$$S_{ut}= 490 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación (7) se obtiene los siguientes resultados:

$$S_e= 246.96 \text{ MPa}$$

Se determinó los siguientes factores de corrección utilizados en la ecuación (5):

$$K_a= 1$$

$$K_b=0.78$$

$$K_c= 0.87$$

$$K_d=1$$

$$K_e=0.897$$

Aplicando la ecuación general de fatiga (6) y reemplazando los valores obtenidos en (5) y (7) se obtiene:

$$S_e= 150.3 \text{ MPa}$$

Finalmente reemplazando los valores anteriormente calculados, el factor de seguridad mediante la ecuación (5) es:

$$n = 11.65$$

El factor de seguridad indica que el material y dimensiones de la cuchilla no fallara.

Eje porta cuchillas

Para el diseño del eje porta cuchillas se determinó el valor de peso de las mismas en la que se utiliza la ecuación (9) a través de:

$$V = 18000 \text{ mm}^3$$

Reemplazando el valor del volumen y la densidad del acero en la ecuación (8) se obtuvo:

$$m_c= 0.1413 \text{ kg}$$

Finalmente se calcula el peso reemplazando los valores de la ecuación (8) y (9) en (10) con lo que se obtiene:

$$W_c = 1.38 \text{ N}$$

Una vez determinado el peso de la cuchilla se procedió a realizar el diagrama de cuerpo libre en donde se representó las fuerzas y momentos que actúan sobre el eje. (Figura 3.3)

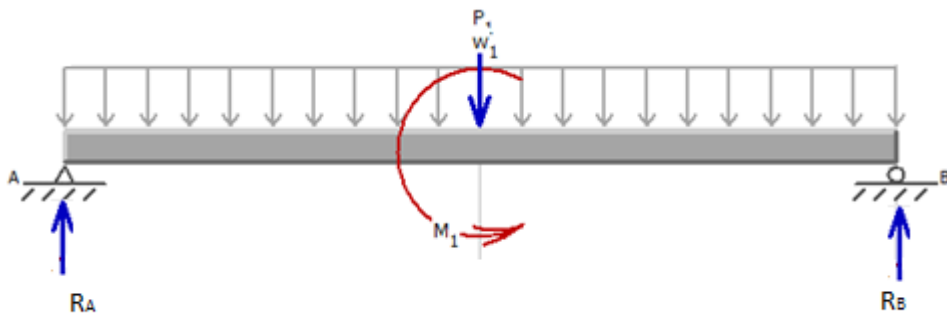


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre del eje porta cuchillas

Donde:

P_1 = peso del eje= 48.21 N

W_1 = carga distribuida generada por el peso del panal = 0.17 N/mm

M_1 = momento torsor generado por la fuerza de corte= 388 N-mm

Con la ayuda de las gráficas de momento y fuerzas cortante se determinó las reacciones en los apoyos y los valores máximos de los mismos cómo se puede ver en la Figura 3.4 donde;

R_A = 63.22 N

R_B = 61.49 N

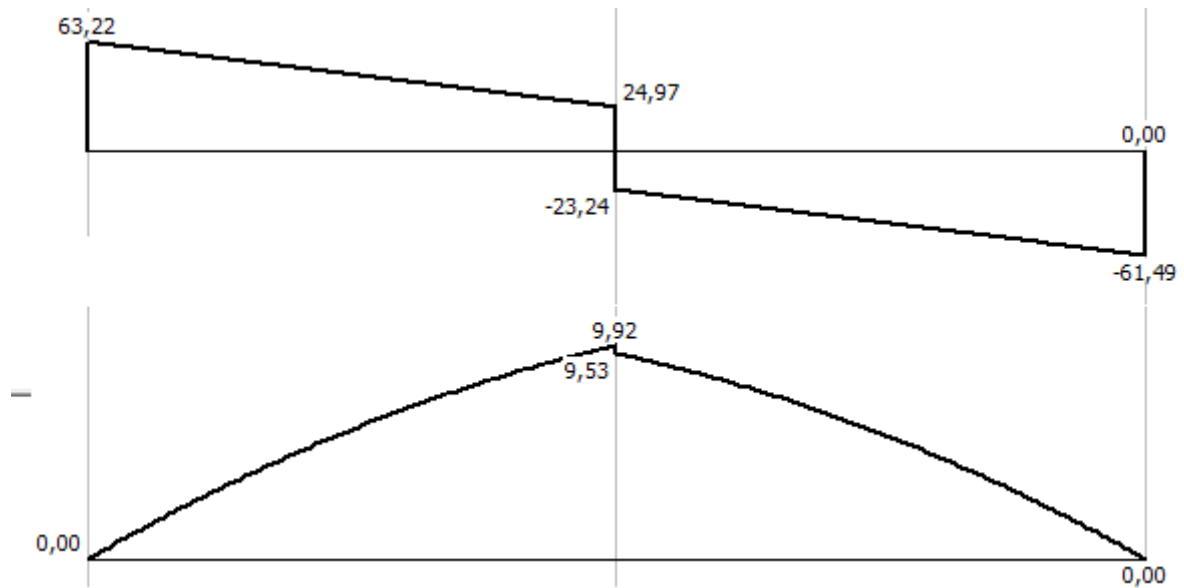


Figura 3.4 Diagrama de momento y fuerza cortante presente en el eje

Fuente: Elaboración propia

Luego, se calculó el esfuerzo máximo mediante la ecuación:

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = 2526 \text{ Pa}$$

Posteriormente, se calculó el esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación (13) y (14) donde;

$$\sigma_a = \sigma_m = 1263 \text{ Pa}$$

$$\tau = 30.87 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación (12) con lo que se obtuvo:

$$\sigma = 53.46 \text{ MPa}$$

Finalmente se procedió a la verificación del material mediante el límite último a la tracción obtenido de sus propiedades mecánicas:

$$S_{ut} = 490 \text{ MPa}$$

Para poder verificar el material primero se debe resolver la ecuación general de fatiga (6) para lo cual se reemplazó el valor de S_{ut} en la ecuación (7) y obtuvo:

$$S_e = 246.96 \text{ MPa}$$

A continuación, se determinó los factores de corrección lo mismo que fueron reemplazados en la ecuación (6)

$$K_a = 1$$

$$K_b = 0.81$$

$$K_c = 0.83$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0.897$$

$$S_e = 148.92 \text{ MPa}$$

Finalmente reemplazando los valores anteriormente calculados en la ecuación (11), el factor de seguridad es:

$$n = 2.78$$

El factor de seguridad garantiza que no falla

Chumaceras

Una vez obtenidas los valores de las reacciones en los apoyos de eje, el siguiente paso fue seleccionar las chumaceras correctas que puedan soportar las cargas generadas en el eje, escogiendo la reacción con mayor magnitud para poder seleccionar un solo tipo de rodamientos para los dos apoyos.

Establecida la magnitud de la reacción es necesario calcular la carga radial equivalente reemplazando los valores en la ecuación (15) mediante la que se obtuvo:

$$P = X_i F_r + Y_i F_a$$

Donde:

$$X = 1 \left(\frac{F_a}{F_r} \right) < e$$

$F_a = 0$; debido a que no existen fuerzas axiales

$F_r = 63.22 \text{ N}$

Remplazando los valores se obtiene:

$$P = 63.22$$

A continuación, se determinó la capacidad de carga dinámica (16) para un rodamiento de bola donde $p=3$ que gira a 300 rpm tiene una vida de 15000 hr, determinada mediante la tabla 3.2 para una máquina que trabaja 8 hrs con intervalos sin operación durante las horas de trabajo.

Tabla 3.2 Vida de cojinetes para diferentes tipos de máquina

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

donde:

$$C_p = 189.66 \text{ N}$$

Finalmente, con el valor de carga anteriormente calculado y el diámetro $d=30 \text{ mm}$ se selecciona la chumacera UCF206 D1 del catálogo NTN (Apéndice C) o su equivalente en FAG con soporte F206 y rodamiento 16206

Motor

En esta sección se procedió a calcular el par motor necesario para vencer la fuerza de corte y poder hacer que el sistema entre en movimiento mediante la ecuación (17) donde:

$$T = 21,825 \text{ N} - m$$

Una vez calculado el par motor se necesitó la velocidad de giro del eje porta cuchillas en donde se consideró lo siguiente:

Cd= capacidad de la maquina por minuto= 5

L=Longitud a limpiar= 250 mm

Con estos parámetros se procedió a calcular # revoluciones del eje necesarias para limpiar un cuadro donde:

$$\theta = \frac{L}{2\pi * r}$$

$$\theta = 1,98$$

El tiempo se lo obtuvo mediante:

$$T_l = \frac{\# \text{ cuadros}}{C_d}$$

$$T_l = 12 \text{ seg}$$

T_L= tiempo de limpieza por cuadro

Con los valores del tiempo y revoluciones se procedió calcular la velocidad del eje a través de la ecuación:

$$W = \frac{\theta}{T_l}$$

$$W = 0.62 \text{ radianes/seg}$$

Remplazando el dato obtenido en la ecuación (17) se calculó la potencia necesaria que es:

$$P = 13,53 \text{ W}$$

$$P = 0,018 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor de $\frac{1}{4}$ de Hp con una velocidad nominal de 1750 rpm, dado que es el más aproximado al requerido según los cálculos de diseño y disponibilidad en el mercado.

Adicionalmente fue necesario la selección de una caja reductora de velocidad que permita aproximarse a los 0.62 radianes por segundo que equivalen a 6.05 rpm, en el mercado local, hay reductores que permiten una relación de 300 a1 logrando tener una velocidad de 5.83 rpm.

Sistema de transmisión

Para la selección del sistema de transmisión más idóneo se utilizó la matriz de decisión en la que se definió varios parámetros entre ellos está la seguridad, el tiempo de construcción, el espacio disponible y el costo los que al ser evaluados determinaron que el sistema de bandas y poleas satisfacía los dichos parámetros.

Selección de Poleas

La relación de velocidades que se obtuvo es mediante la ecuación (19) es:

$$R = 0.5$$

Calcula la relación de velocidad se selecciona los diámetros de las poleas recomendado los cuales fueron:

D1: diámetro del eje motriz.

D2: Diámetro del eje conducido.

D1: 6 in

D2: 3 in.

Cálculo de la distancia entre centro y longitud de la banda

Remplazando el valor de los diámetros de las poleas en la ecuación (20) se obtuvo:

$$C = 7,5 \text{ in}$$

A continuación, se realizó el cálculo de la longitud de la banda mediante la ecuación (21):

$$L_b = 29.16 \text{ in}$$

Selección de banda transportadora

Para la selección de la banda se estableció el ancho en función de las medidas de los rodillos porta chuchilas, por lo tanto, el ancho de la banda debe ser 500 mm para lograr un máximo aprovechamiento de las chuchillas.

Se determinó la velocidad de la banda en función de la capacidad de la máquina que es de 5 cuadros por minutos de dónde:

$$V = 5 \frac{\text{cuadros}}{\text{minuto}} \times 0,80 = 4 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 12,123 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Posteriormente se determinó la capacidad de la de carga de la banda sabiendo que el peso promedio de un cuadro es de 4.09 kg donde:

$$4.09 \frac{\text{kg}}{\text{cuadros}} \times 2(\text{estriba}) = 8,18 \text{ kilogramos en } 0,8 \text{ m}$$

$$\therefore 10,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times \frac{1 \text{ m}}{3.28 \text{ ft}} \times \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = 6,8 \text{ lb/ft}$$

$$C_c = 6,8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}}$$

El material seleccionado para la banda debe cumplir la norma práctica para manipulación de alimentos, por lo que se escoge una banda de malla de acero inoxidable ver Apéndice D dado que es ideal para cargas ligeras y de gran tamaño. Una vez seleccionada el tipo de banda se procedió a calcular la potencia requerida para mover la banda transportadora mediante la ecuación (22) donde:

$$P = \frac{(W + w) * \mu * n}{3300}$$

Primero se calculó los pesos como carga puntal, debido a que están expresado como carga distribuida, por lo tanto:

$$W = 6.8 \frac{lb}{ft} \times 1,542 ft = 10,48 lb$$

$$w = 1,59 \frac{lb}{pie} \times 1,542 ft = 2,45 lb$$

luego:

$$P = 0.05 HP$$

Después se calcula la velocidad requerida del eje motriz mediante la ecuación (23) donde se obtuvo;

$$n = 75,94 RPM$$

Donde el diámetro de la catalina es:

$$D = 0.05 ft$$

- **Eje motriz y conducido de la banda transportadora**

En esta sección se procedió a realizar el diseño de los ejes de la banda transportadora por lo que fue necesario calcular momento torsor generado por el motor sobre el eje mediante la ecuación (25) con la cual se obtuvo:

$$M_t = 207.40 lb - pulg$$

Una vez calculado el momento torsor, se realizó un diagrama de cuerpo libre como se muestra en la Figura 3.5, con el que se identificó las fuerzas presentes en el mismo y se realizó el análisis de esfuerzo en el eje.

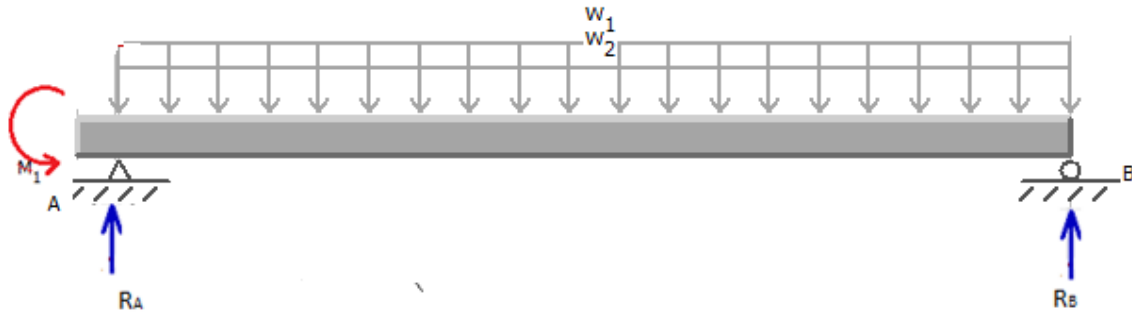


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de eje motriz de banda transportadora

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se calculó el momento de flexión máximo producido en el eje mediante la ecuación (26) y se obtuvo:

$$M = 207,40 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$R_A = 79.62 \text{ N}$$

$$R_B = 24.52 \text{ N}$$

Con los valores de los momentos flector y torsor se procedió a calcular el diámetro del eje mediante la ecuación (27) donde:

$$d_{min} = 0.5 \text{ pulg}$$

- **Chumaceras**

Con valores del diámetro y las reacciones en los apoyos del eje se procedió a seleccionar los rodamientos que soporten las cargas producidas en el eje para lo cual se eligió la carga con mayor magnitud.

Primero se obtuvo la carga radial mediante la ecuación (15) donde se obtuvo

$$P = 79.62 \text{ N}$$

Una vez calculada la carga equivalente se calculó la carga dinámica (16) para un rodamiento de bola, se selecciona de la tabla 3.2 la vida en hr para un cojinete q trabaja 8 hrs son intervalos sin operación la cual es de 15000 hr.

$$C_p = 325.53 \text{ N}$$

Finalmente, con el valor de carga anteriormente calculado se selecciona la chumacera UCFL201 D1 con número de rodamiento UC201D1 del catálogo NTN (Apéndice C) o su equivalente en FAG con soporte FL16203 y rodamiento 16203

Diseño Estructural

El diseño de la estructura está basado en un modelo sencillo pero seguro, en la cual se utilizó planchas de acero inoxidable AISI 316L cuyas propiedades se detallan en apéndice B. El diseño estructural de la máquina desoperculadora quedo de la siguiente manera:

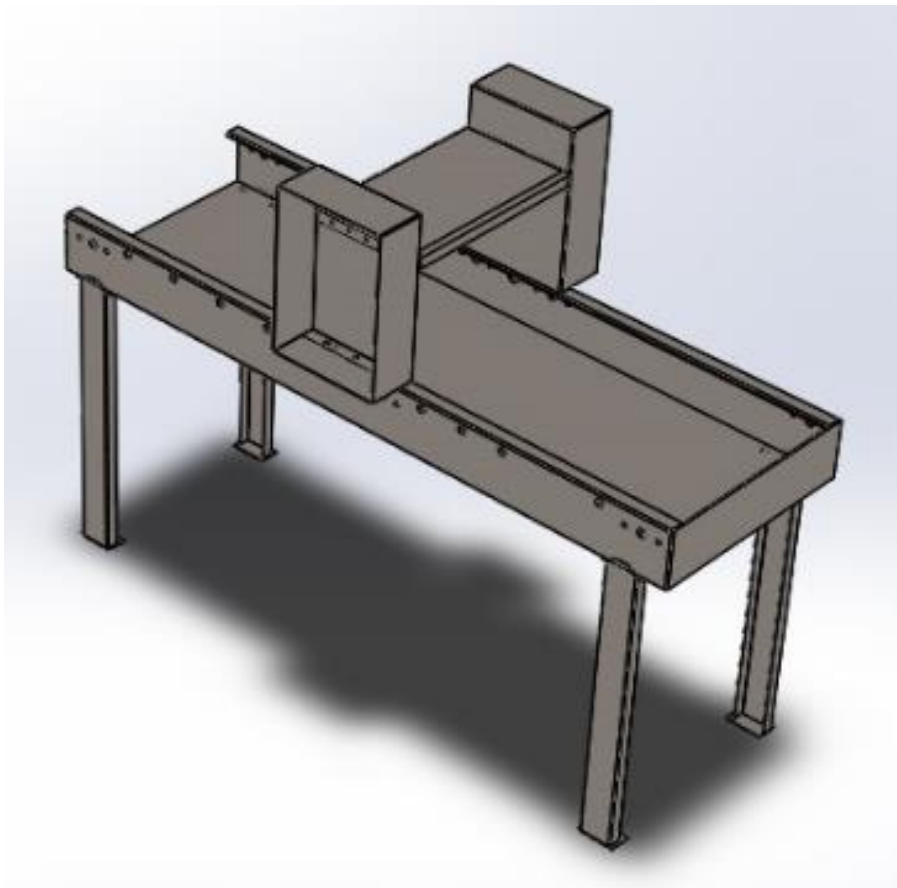


Figura 3.6 Diseño estructural de la máquina desoperculadora.

Fuente: Elaboración propia

Para el respectivo análisis efectuado a la estructura con el fin de validar el diseño para determinar si cumple los requisitos deseados y puede soportar los componentes

de la máquina, se utilizó la ayuda de simulación por elementos finitos de Solidworks la cual nos indica que la máxima deflexión que soporta la estructura es $4,09 \times 10^{-5}$ mm lo que nos indicó que el espesor de la plancha asumido es el indicado para la construcción de la estructura.

A continuación, se muestran los resultados más significativos.

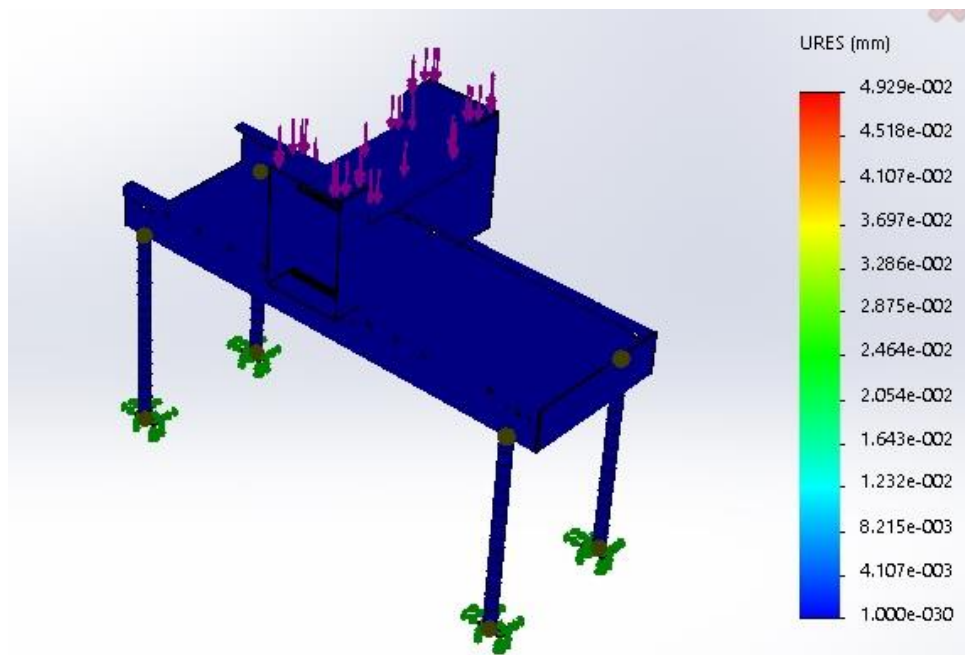


Figura 3.7 Análisis de la estructura usando un software de Diseño

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.7 se puede observar el análisis para la estructura donde se puede observar por los colores que la máxima deflexión está en el centro de la placa de soporte de los motores la cual es $4,09 \times 10^{-5}$ mm para la carga equivalente del peso de los motores, chuchillas y demás componentes igual a 55 kg.

En el apéndice D se detallan los demás resultados obtenidos por el software de diseño.

Análisis de Costos

A continuación, se presentará el análisis de costos del proyecto en el cual se determinó el valor total de la inversión. Se muestra el detalle de los materiales

necesarios, los equipos que se deben adquirir y la mano de obra requerida para la construcción y puesta en marcha de la máquina desoperculadora finalmente se realizó una comparación entre un equipo que se puede adquirir mediante la importación y el diseño propuesto.

Costos de Diseño.

Para el cálculo del costo de diseño se consideró las horas de dedicadas al desarrollo del diseño de la máquina desoperculadora los cuales se presentan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Costo de Diseño

Costo de Diseño			
Descripción	Costo/ hora USD	Número de Horas	Total USD
Diseño de máquina desoperculadora automática	\$15	\$50	\$750

Fuente: Elaboración propia

Costos de materiales.

A continuación, se muestra la tabla 3.4 en la que constan los materiales necesarios para la construcción de la maquina desoperculadora.

Tabla 3.4 Costo de Materiales

Cantidad	Unidad	Descripción	Costo unitario	Total
3	unidad	Plancha de acero inoxidable AISI 304	\$ 294	\$ 669
30	unidad	Pernos M8x1.25 x30	\$ 0,25	\$ 7,5
2	unidad	Eje Acero Inoxidable	\$ 30	\$ 60
30	unidad	Tuerca M8x1,25	\$ 0,15	\$ 4,5
4	unidad	Chumaceras UCFL201 D1	\$ 10	\$ 40
4	unidad	Chumaceras UCFL205 D1	\$ 15	\$ 60
1	kg	Electrodo 308L	\$ 25	\$ 25
1	unidad	Polea 6 in	\$ 15	\$ 15
3	unidad	Polea 3 in	\$ 13,17	\$ 39,51
2	unidad	Banda	\$ 6	\$ 12
Subtotal			\$ 391,57	\$ 1137,51

Fuente: Elaboración propia

Costo de equipos

La tabla 3.5 constan los equipos seleccionados, que serán instalados en la maquina desoperculadora para su puesta en funcionamiento.

Tabla 3.5 Costos de equipos

Cantidad	Descripción	Costo unitario	Total
1	Motor 0,75 HP	\$ 120	\$ 120
1	Motor reductor	\$ 180	\$ 180
2	banda transportadora	\$ 560	\$ 1120
Subtotal		\$ 860	\$ 1420

Fuente: Elaboración propia

Costo de mano de obra directa

En la tabla 3.6 se detalla los costos de la mano de obra empleada para la construcción y puesta en funcionamiento de la maquina desoperculadora.

Tabla 3.6 Costos de mano de obra directa

Parte o Pieza	Cantidad	Trabajo Realizado	Costo
Estructura	1	Corte esmerilado doblaje soldadura montaje	\$ 200
Fabricación de engranes	1	Torneado Fresado	\$ 80
Sistema Eléctrico	1	Instalación del sistema eléctrico y panel para motor	\$ 300
		Subtotal	\$ 580

Fuente: Elaboración Propia

Costo total de la máquina desoperculadora horizontal automática de dos rodillos.

A continuación, se muestra en la tabla 3.7 el costo final de la máquina desoperculadora el cual se obtiene de la suma de los costos detallados en las tablas anteriores.

Tabla 3.7 Costo Total

Designación	Costo Total (USD)
Costo de Diseño	\$ 750
Costos de materiales	\$ 1137,51
Costos de equipos	\$ 1420
Costos de mano de obra directa	\$ 580
Imprevistos 2%	\$ 777,50
Total	\$ 4665,01

Fuente: Elaboración propia

El costo de final de la maquina desoperculadora es de \$4665,01, comparando el valor final del diseño propuesto con el de una máquina de igual característica la cual puede ser importado tiene un valor de \$5994 más impuestos, por lo que se puede notar un gran beneficio económico aproximado de \$ 1328,90 al diseñar y construir el equipo.

Cronograma de Construcción

A continuación, se muestra en la figura 3.8 el cronograma para la elaboración de la maquina desoperculadora horizontal automática de dos rodillos.

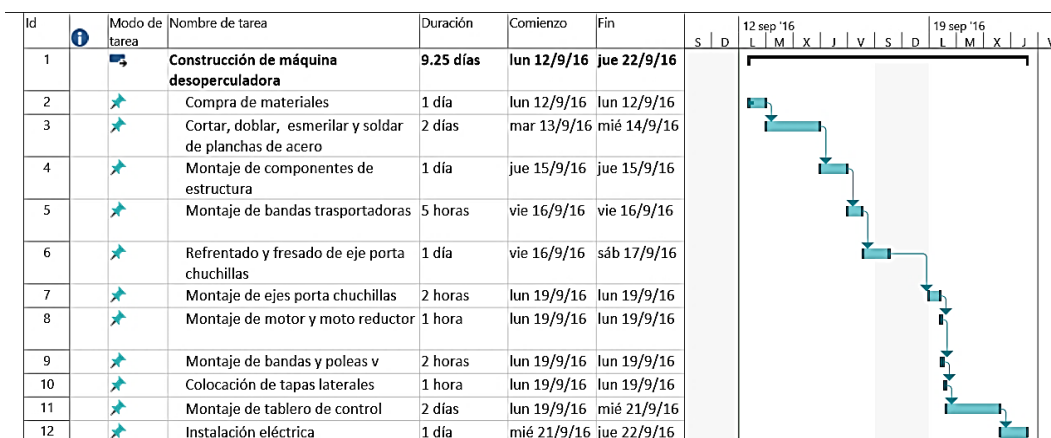


Figura 3.8 Cronograma para la fabricación de la máquina desoperculadora

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En esta sección se presentará las conclusiones y recomendaciones obtenidas luego de realizar el diseño de la máquina desoperculadora de acuerdo a las normativas consideraciones de seguridad y confianza para los operadores, dado que el presente trabajo satisface la necesidad de los Apicultores de la Provincia del Guayas.

Como resultado del análisis de las máquinas ya existentes en el mercado extranjero se pudo elegir el tipo y modelo requerido para el diseño. A continuación, se empezó por considerar el material a utilizar dado que la máquina es para uso alimenticio, dicho lo anterior se eligió como material para los componentes Acero inoxidable 316L.

El diseño de las cuchillas y ejes porta cuchillas considerados componentes críticos, debido a que deben soportar las cargas ejercidas por el corte de la cera y no debe producir pandeo por lo que se evaluó el factor de seguridad de estos componentes para verificar si las dimensiones asumidas eran las idóneas, con lo que se obtuvo un factor de seguridad de $n=11.65$ y 2.78 lo que garantiza el funcionamiento de los componentes, como apoyo para los ejes porta cuchillas se utilizará chumaceras NTN UCF206D1, el motor seleccionado es de 1/4 Hp monofásico y una banda transportadora de malla metálica de acero inoxidable AISI 316L

En los resultados se muestra que el proyecto es viable en cuanto a que se observa que el costo total de la máquina es de \$4665,01 y que una de las mismas características en el extranjero costaría \$5994 más impuestos, lo que genera un ahorro de 22,17 % aproximadamente lo que genera a beneficio económico sin descuidar la seguridad para el operador.

Se debe resaltar que este tipo de trabajo es de gran importancia para contribuir a la mejora e industrialización del proceso logrando una mayor competitividad en el mercado ya sea nacional e internacional.

4.1 Conclusiones

1. Una vez realizado los cálculos respectivos, se cumplió el objetivo principal de diseñar la máquina desoperculadora automática, utilizando la norma disponible, en cuanto al manejo y manipulación de alimentos.
2. El diseño de la máquina desoperculadora automática permite al apicultor realizar con mayor rapidez la desoperculación para poder proceder agilizar el proceso final de extracción de la miel.
3. Se determinó, mediante el análisis de costos, la viabilidad del proyecto y se demuestra que sí es conveniente el diseño y posterior construcción de este tipo de equipos, con el fin de lograr que se optimice el proceso de desoperculado.

4.2 Recomendaciones

1. Se recomienda la construcción de la máquina y, de presentarse cambios o modificaciones al diseño inicial, consultar con el diseñador.
2. Una vez construida y puesta en marcha, no usar la máquina si observa desperfecto o corrosión, dado que esto provocaría una contaminación cruzada afectando a la calidad de la miel.
3. Se deberá inspeccionar de manera periódica los elementos de seguridad con el fin de evitar accidentes por falta de mantenimiento o deterioro de las partes.

BIBLIOGRAFÍA

Comisión Nacional Apícola. (septiembre de 2004). *Ministerio de Agricultura y Ganadería*. Obtenido de <http://www.mag.go.cr/bibliotecavirtual/a00010.pdf>.

CPE INEN (01:1987). Código de Prácticas para la Manipulación de Alimentos. (1987). En *Materiales* (pág. 4). Ecuador: Código de Práctica Ecuatoriano.

Jean-Prost, P. (2007). Origen de la miel. En P. Jean-Prost, *Apicultura: Conocimiento de la abeja. Manejo de la colmena* (pág. 438). Madrid: Mundi-Prensa Libros.

Luque, A. B. (2014). *Operaciones auxiliares en el cuidado, transporte y manejo de animales*. IC EDITORIALES.

Palacios, S. R. (2013). *Producción y Comercialización de miel de abeja*. San Pedro Ycuamandyyú - Paraguay.

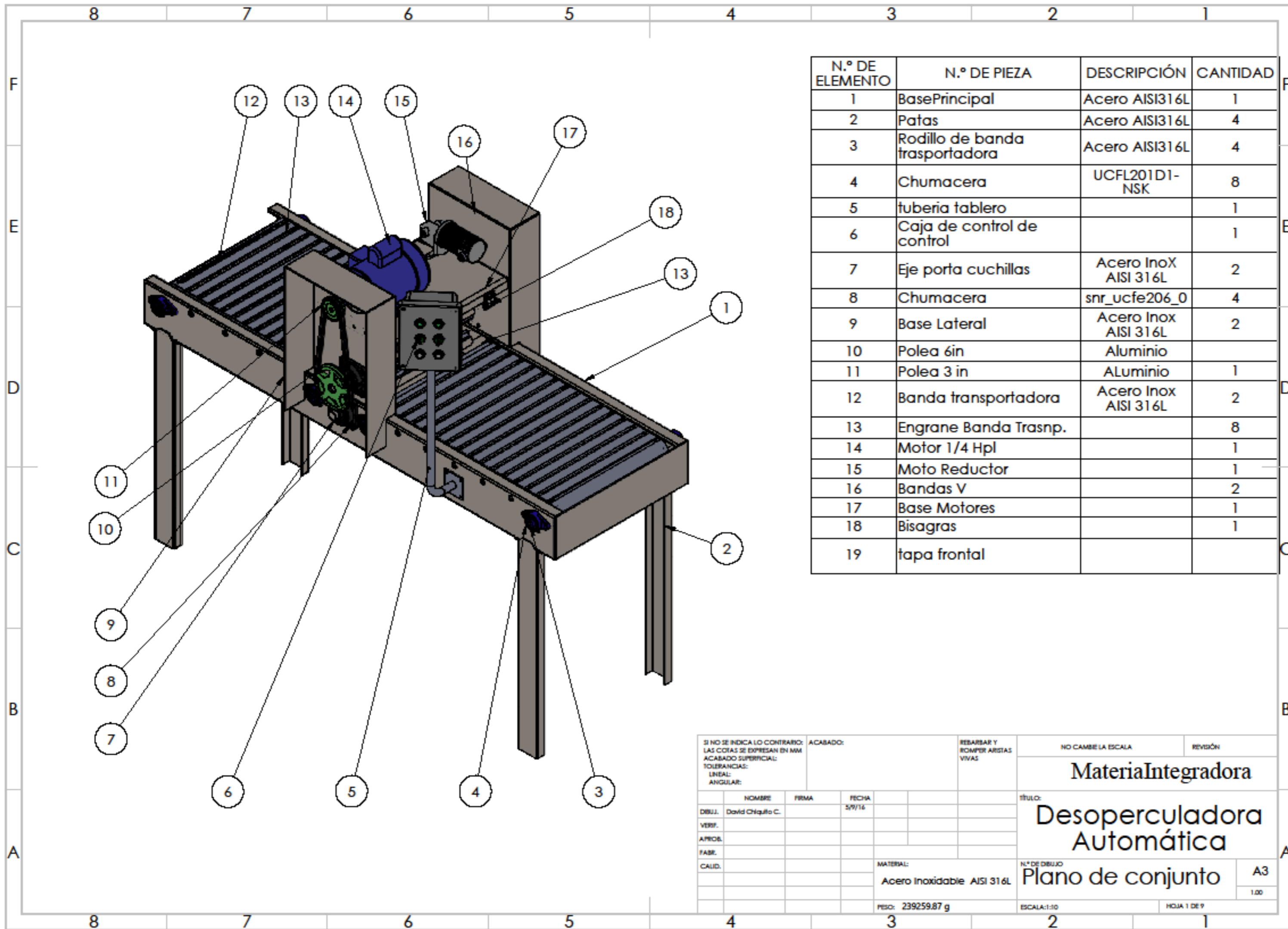
Richard G. Buddynas, J. k. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.

Rosero, H. (2014). *redapicolachile*. Obtenido de AGROCALIDAD: <http://redapicolachile.cl/documentos/Programa%20sanitario%20apicola%20Ecuador.pdf>

Suntaxi Oña, L. D., & Taco Arias, L. F. (2007). *Diseño y construcción de una máquina limpiadora de la cubierta de cera de los panales de abeja*. Tesis Pregrado, Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería, Quito, Ecuador.

APÉNDICES

APÉNDICE A
Planos Esquemáticos



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	BasePrincipal	Acero AISI316L	1
2	Patas	Acero AISI316L	4
3	Rodillo de banda transportadora	Acero AISI316L	4
4	Chumacera	UCFL201D1-NSK	8
5	tuberia tablero		1
6	Caja de control de control		1
7	Eje porta cuchillas	Acero InoX AISI 316L	2
8	Chumacera	snr_ucfe206_0	4
9	Base Lateral	Acero InoX AISI 316L	2
10	Polea 6in	Aluminio	
11	Polea 3 in	ALuminio	1
12	Banda transportadora	Acero InoX AISI 316L	2
13	Engrane Banda Trasnp.		8
14	Motor 1/4 Hpl		1
15	Moto Reductor		1
16	Bandas V		2
17	Base Motores		1
18	Bisagras		1
19	tapa frontal		

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

título:
Desoperculadora Automática

N.º DE DIBUJO
Plano de conjunto

A3

1.00

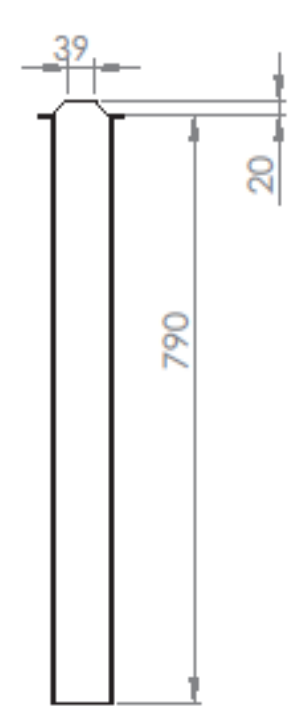
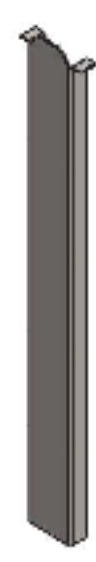
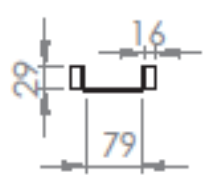
ESCALA: 1:10

HOJA 1 DE 9

MATERIAL:
 Acero Inoxidable AISI 316L

peso: 239259.87 g

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DBUJ.	David Chiquillo C.	5/9/16
VERIF.		
APROB.		
FABR.		
CALID.		



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				Materia Integradora	
				Conjunto: Desoperculadora automática	
				Titulo: Soporte	
			MATERIAL: Acero Inoxidable AISI 316l		
			PESO: 782.38 g	ESCALA: 1:10	HOJA 3 DE 9
				A4	1.02

A

A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

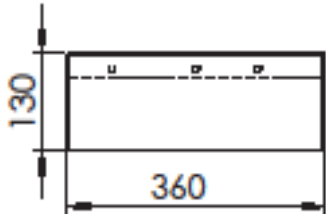
C

B

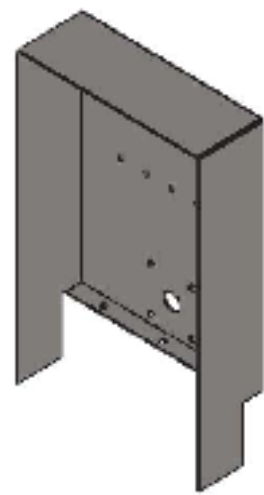
B

A

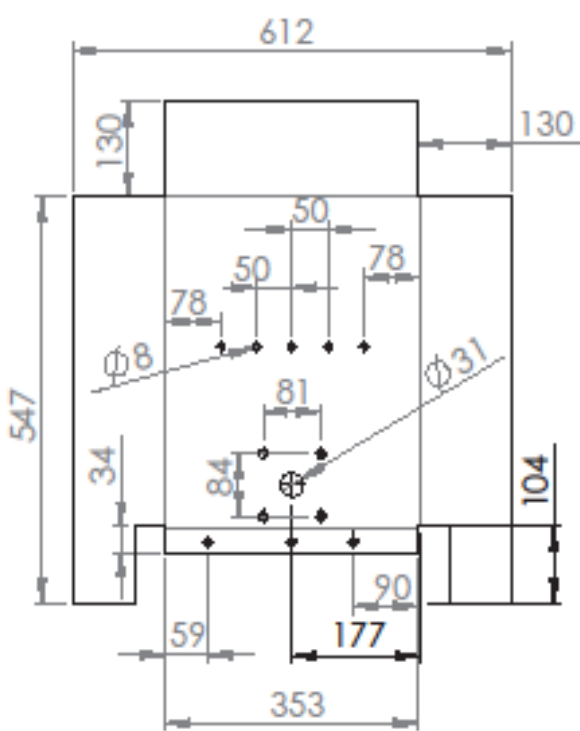
A



HACIA ARRIBA 90° R 0.5

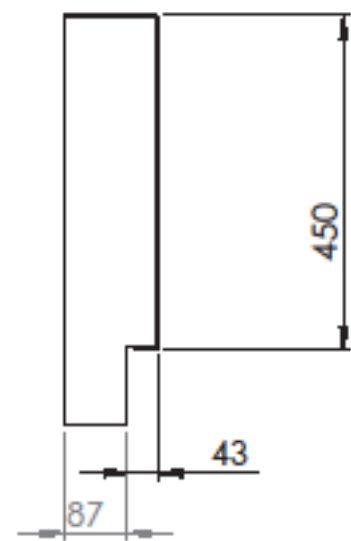


HACIA ARRIBA 90° R 0.5



HACIA ARRIBA 90° R 0.5

HACIA ARRIBA 90° R 0.5



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

Conjunta:

Desoperculadora
automática

Titulo:

Base lateral

A4

1.03

MATERIAL:

Acero Inoxidable AISI 316L

peso: 8300.58 g

ESCALA:1:10

HOJA 4 DE 9

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

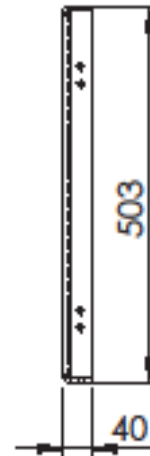
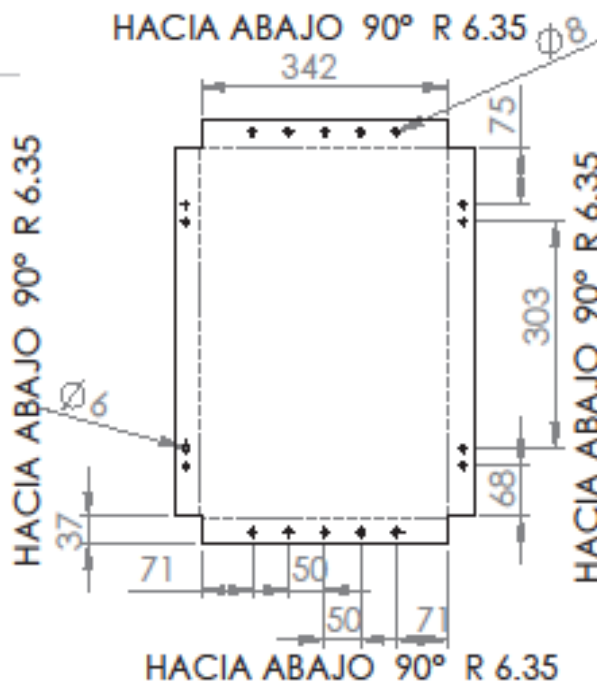
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARESTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia integradora

TÍTULO:

Desoperculadora
Automática

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	David Chiquito C.		5/9/14
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:

Acero Inoxidable AISI 316L

N° DE DIBUJO

Base motores

A4

1.04

peso: 9169.69 g

ESCALA:1:10

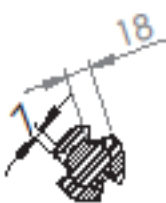
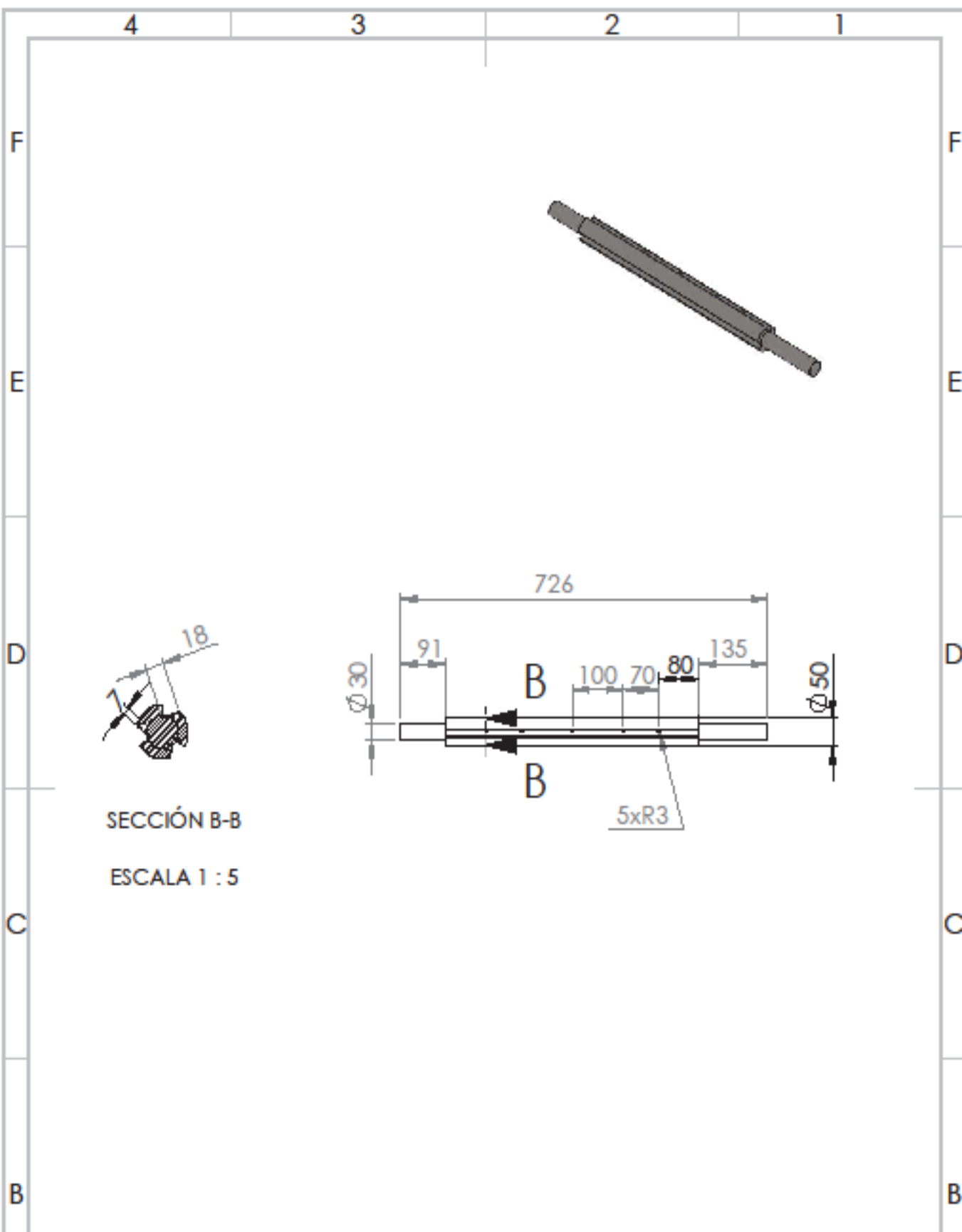
HOJA 5 DE 9

4

3

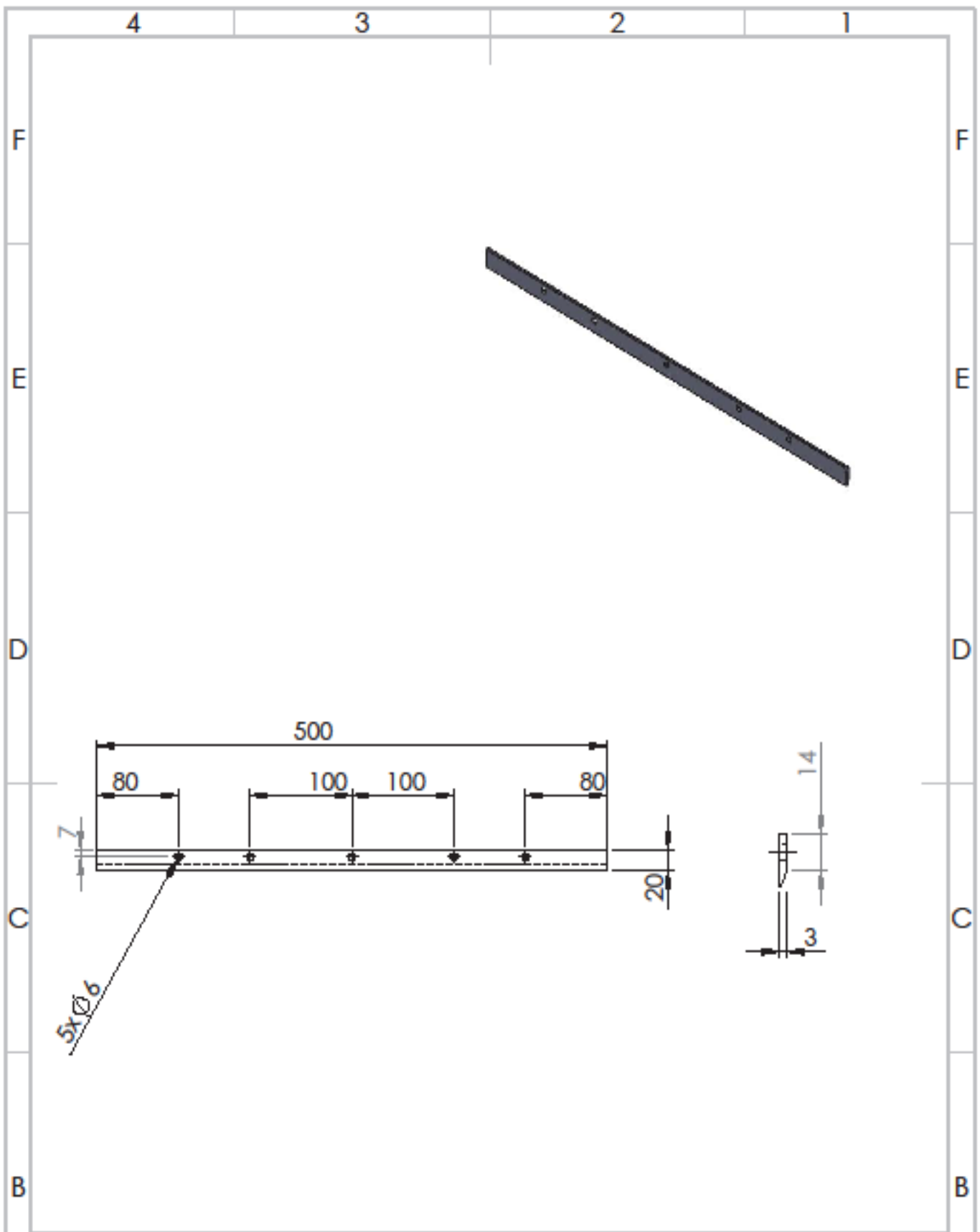
2

1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	David Chiquillo C.	FIRMA	FECHA	Conjunto: Desoperculadora Automática	
VERIF.				Título: Eje porta cuchilas	
APROB.				MATERIAL: Acero Inoxidable AISI 316L	A4 1.05
FABR.				peso: 7614.10 g	ESCALA: 1.10
CALD.					HOJA 6 DE 9



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:
 REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DBUJ.	David Chiquito C		5/9/16
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALD.			

MATERIAL:
 Acero Inoxidable AISI 316L

peso: 25.07 g

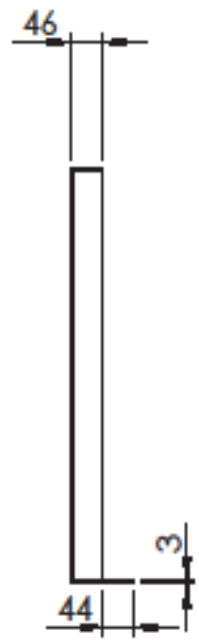
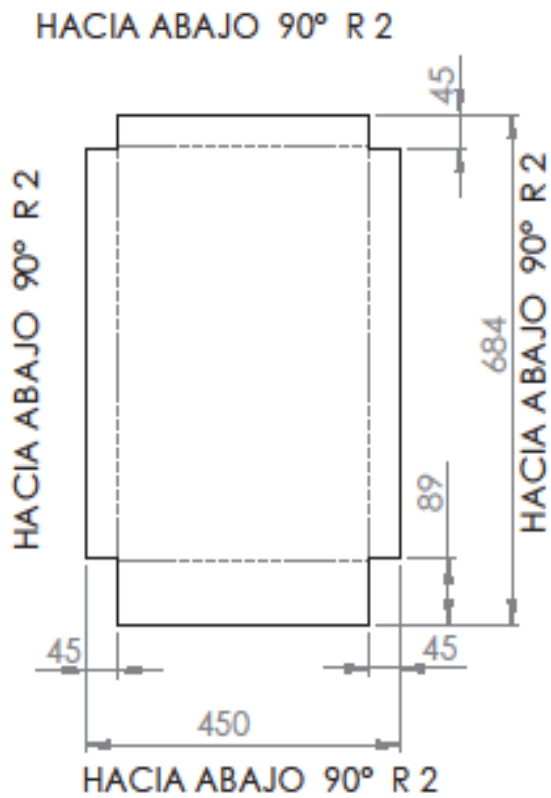
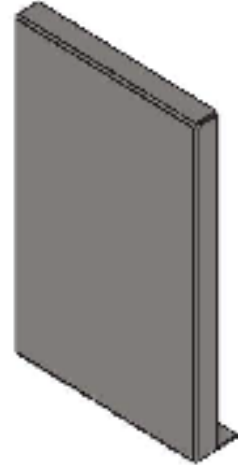
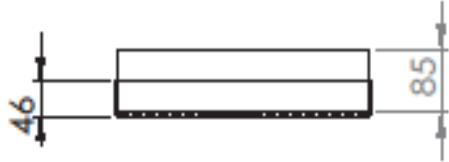
TÍTULO:
Desoperculadora automática

Nº DE DIBUJO
Chuchilla

A4
 1.06

ESCALA: 1:5

HOJA 7 DE 9



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

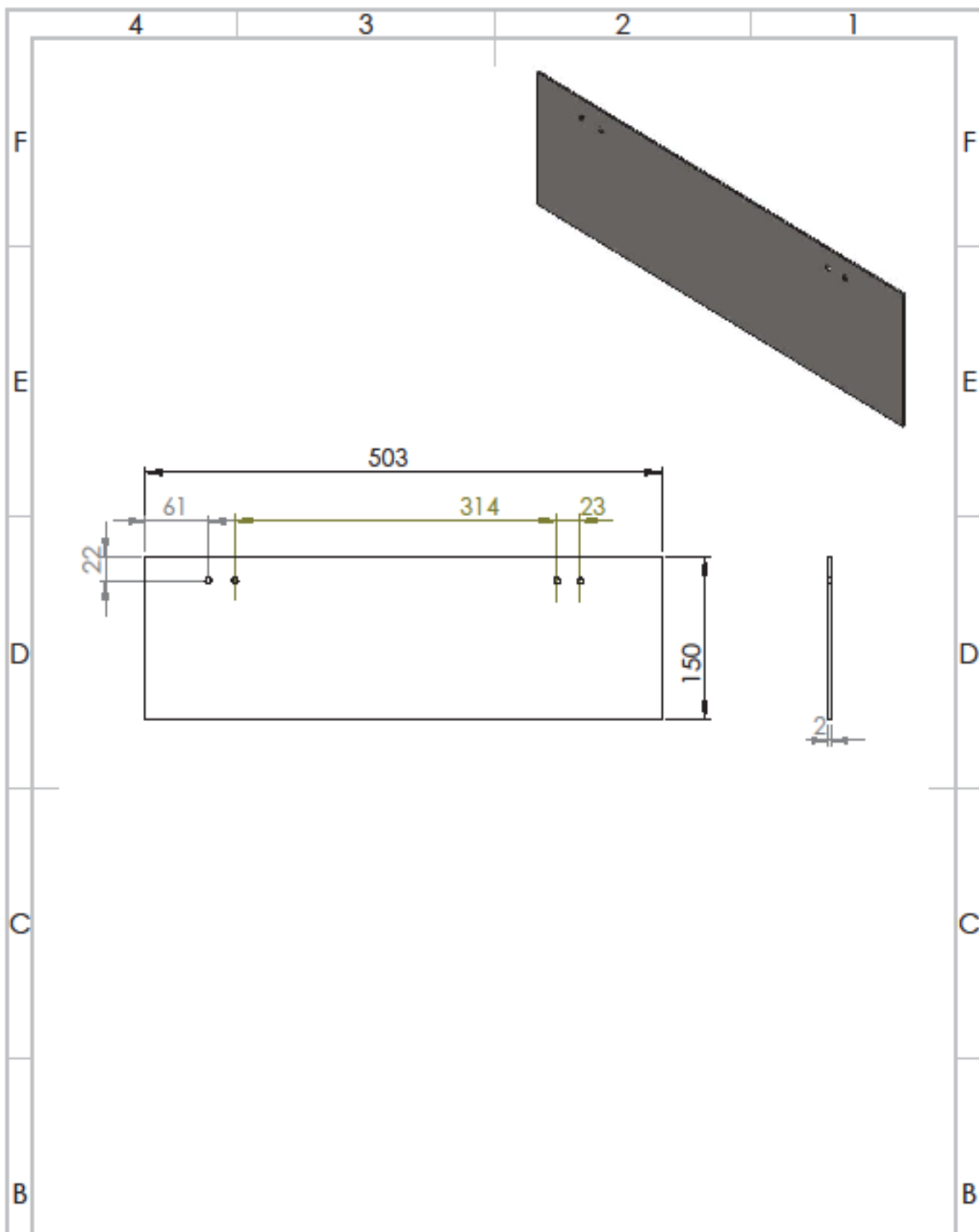
REVISIÓN

Materia Integradora

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	David Chiquito C.		5/9/14
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:
 Acero Inoxidable AISI 316L
 peso: 7118.70g

Conjunto:	Desoperculadora automática
Título:	
ESCALA:	1:10
HOJA:	8 DE 9
	A4 1.07



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				Materia Integradora	
				Conjunto:	
				Desoperculadora automática	
				Título:	
				Tapa frontal	
				A4	
				1.08	
			MATERIAL: Acero Inoxidable AISI 316L		
			RESO: 1205.39 g	ESCALA: 1:5	HOJA 9 DE 9

APÉNDICE B
Propiedades de los materiales



PLANCHAS INOXIDABLES

Especificaciones Generales

- Norma:** 304, 316, 430
 - Espesores:** Desde 0.40mm hasta 15.00mm
 - Ballos:** X 1220mm
 - Planchas:** 1 x 8 pies
- Largas y cantidades especiales bajo pedido

Tipo de estructura	Tipo de composición	Designación de acuerdo a JIS*	Designación de acuerdo a AISI**	Designación de acuerdo a DIN***	COMPOSICIÓN QUÍMICA %					
					C	Si max	Mn	P max	S max	Ni
Austenito	17 Cr-5Ni-7Mo	SUS 201	201		0.15 max	1.00	5.00 - 7.50	0.05	0.030	9.50 - 12.5
	18 Cr-8Ni-10Mo	SUS 202	202		0.15 max	1.00	7.50 - 10.00	0.05	0.030	1.00 - 6.00
	17Cr-7Ni	SUS 301	301	4390	0.15 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	6.00 - 8.00
	18Cr-8Ni highC	SUS 302	302	4300	0.15 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	5.00 - 10.00
	18Cr-8Ni	SUS 304	304	4301	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	5.00 - 10.00
	18Cr-10Ni extra-lowC	SUS 304 L	304L	4305	0.03 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	9.00 - 13.00
	18Cr-12Ni	SUS 305	305	3905	0.12 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	10.00 - 13.00
	20Cr-28Ni	SUS 309 S	309 S	4345	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	12.00 - 15.00
	25Cr-20Ni	SUS 310 S	310 S		0.08 max	1.50	3.00 - max	0.04	0.030	19.00 - 22.00
	19Cr-12Ni-3.5Mo	SUS 316	316	4401	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	10.00 - 14.00
	18Cr-12Ni-7.5Mo extra-lowC	SUS 316 L	316 L	4404	0.03 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	12.00 - 15.00
	19Cr-12Ni-2Mo-0.20Cu	SUS 316 J1		4405	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	10.00 - 14.00
	18Cr-13Ni-3.5Mo	SUS 317	317	4402	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	13.00 - 15.00
	18Cr-13Ni-3.5Mo extra-lowC	SUS 317 L	317 L		0.03 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	11.00 - 15.00
	18Cr-8Ni-Ti	SUS 321	321	4341	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	9.00 - 13.00
18Cr-8Ni-Nb	SUS 347	347	4100	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	5.00 - 13.00	
ferrita	13Cr-N	SUS 405	405	4302	0.08 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	0.50 max
	15Cr	SUS 408	408	4303	0.12 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
	18Cr	SUS 430	430	4306	0.12 max	0.75	1.00 max	0.04	0.030	0.50 max
	18Cr-Mo	SUS 434	434	4113	0.12 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
Martensita	13Cr-low Si	SUS 403	403	4324	0.15 max	0.50	1.00 max	0.04	0.030	0.50 max
	13Cr	SUS 410	410	4300	0.15 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	0.50 max
	13Cr-high C	SUS 420 J2	420	4301	0.20 - 0.40	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
	19Cr-high C	SUS 440 A	440 A		0.20 - 0.75	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
Endurecido por precipitación	17Cr-7Ni-15P	SUS 601	601		0.09 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	6.50 - 7.75

JIS* Japanese Industrial Standards
 AISI** American Iron and Steel Institute
 DIN*** Deutsche Industrie Normen

Tipo de aleación promedio : C 0,03 Cr 17,0 Ni 11,5 Mo 2,2 Si 0,5 Mn 1,4 %
 Color de identificación : Negro
 Estado de suministro : Apagado. Dureza típica 160 HB

Acero inoxidable, aleado al cromo-níquel-molibdeno, con alta resistencia a la corrosión intergranular a temperatura hasta 450 °C. Debido a su contenido de Molibdeno, este es más resistente a ácidos con efectos reductores como ácido sulfúrico diluido y ácido clorhídrico y a medios causantes de corrosión por picaduras y por tensiones, que otros aceros 18/8 sin molibdeno. Para un mejor efecto anticorrosivo se recomienda pulir espejo. Fácil maquinado y embutido.

APLICACIONES: Para aparatos, tanques, tubos, griferías en la industria química, tales como fábricas de papel, celulosa; industria fotográfica, tintorerías, textiles de alta exigencia química, como también para instrumentos de medicina y cirugía. Fabricación de jugos de fruta, licores y alcohol y donde no debe haber influencia en el sabor.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar: Enfriamiento al aire 1200 - 900 °C

Apagar: Agua, aire (espeso menor a 2mm) 1020 - 1120 °C

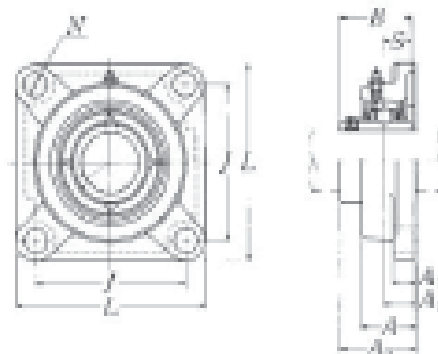
Soldadura: El acero es fácilmente soldable, se recomienda el uso de electrodos BÖHLER UTP 6820 MOLC/TIG; BÖHLER UTP A 68 MOLC. Luego de soldar el enfriamiento brusco no es necesario.

PROPIEDADES MECÁNICAS										
Ensayo por choque sobre probeta entall. min. Joule	Ensayo Erichson de est. en chapa de 1 mm. en mm.	Límite de fluencia ensayada en probeta caliente mín. N/mm ²				Dureza (Brinell) HB	Límite de fluencia mín. N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (L = 5d) mín. %	Contracción mín. %
		100°	200°	300°	400°					
137	12	167	137	118	98	160	216	490-686	45	50
VALORES FÍSICOS										
Peso específico Kg/dm ³	Módulo de elasticidad a 20 °C Kg/mm ²	Resistencia eléctrica a 20 °C Ohm. Mm ² /m	Conductividad térmica a 20 °C cal/cm s. °C	Calor específico a 20 °C cal/g °C	Dilatación térmica 10 ⁻³ m/m °C entre 20 °C y					
					100°	200°	300°	400°	500°	
7.95	20.300	0.25	0.035	0.12	16.5	17.5	17.5	18.5	18.5	

Los aceros austeníticos son susceptibles a endurecer durante el maquinado y presentar magnetismo. Por ello, las herramientas deberán estar perfectamente afiladas y firmemente sujetadas. La profundidad de corte no debe ser muy pequeña.

APÉNDICE C
Catálogo de rodamientos

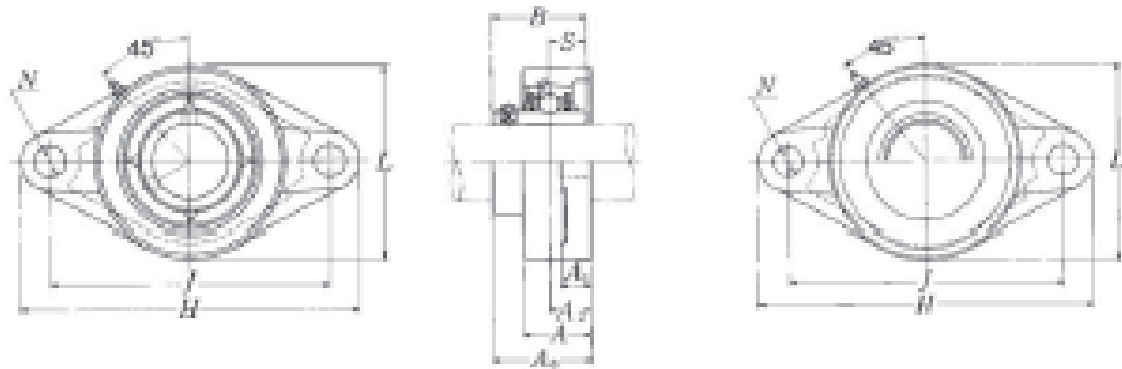
Chumacera tipo brida cuadrada, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales									Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		L	J	A ₁	A ₂	A	N	A ₃	B	S		
12	UCF201D1	88	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC201D1
1/2	UCF201-008D1	3 5/8	2 5/8	5/8	7/8	1	5/8	1 1/8	1.2205	0.500	3/8	UC201-008D1
15	UCF202D1	88	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC202D1
5/8	UCF202-009D1	3 5/8	2 5/8	5/8	7/8	1	5/8	1 1/8	1.2205	0.500	3/8	UC202-009D1
3/8	UCF202-010D1	3 5/8	2 5/8	5/8	7/8	1	5/8	1 1/8	1.2205	0.500	3/8	UC202-010D1
17	UCF203D1	88	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC203D1
3/4	UCF203-011D1	3 5/8	2 5/8	5/8	7/8	1	5/8	1 1/8	1.2205	0.500	3/8	UC203-011D1
20	UCF204D1	88	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC204D1
3/4	UCF204-012D1	3 5/8	2 5/8	5/8	7/8	1	5/8	1 1/8	1.2205	0.500	3/8	UC204-012D1
25	UCF205D1	95	70	16	13	27	12	35.8	34.1	14.3	M10	UC205D1
5/8	UCF205-013D1	3 3/4	2 3/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 3/8	1.3425	0.563	3/8	UC205-013D1
3/8	UCF205-014D1	3 3/4	2 3/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 3/8	1.3425	0.563	3/8	UC205-014D1
5/8	UCF205-015D1	3 3/4	2 3/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 3/8	1.3425	0.563	3/8	UC205-015D1
1	UCF205-100D1	3 3/4	2 3/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 3/8	1.3425	0.563	3/8	UC205-100D1
30	UCF206D1	108	83	18	13	31	12	40.2	38.1	15.9	M10	UC206D1
1 1/8	UCF206-101D1	4 1/4	3 1/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 5/8	1.5000	0.626	3/8	UC206-101D1
1 1/8	UCF206-102D1	4 1/4	3 1/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 5/8	1.5000	0.626	3/8	UC206-102D1
1 3/8	UCF206-103D1	4 1/4	3 1/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 5/8	1.5000	0.626	3/8	UC206-103D1
1 1/4	UCF206-104D1	4 1/4	3 1/4	5/8	1/2	1 1/8	5/8	1 5/8	1.5000	0.626	3/8	UC206-104D1
35	UCF207D1	117	92	19	15	34	14	44.4	42.9	17.5	M12	UC207D1
1 1/4	UCF207-104D1	4 5/8	3 5/8	3/4	1 1/8	1 1/8	5/8	1 3/4	1.6890	0.689	3/8	UC207-104D1
1 3/8	UCF207-105D1	4 5/8	3 5/8	3/4	1 1/8	1 1/8	5/8	1 3/4	1.6890	0.689	3/8	UC207-105D1
1 1/8	UCF207-106D1	4 5/8	3 5/8	3/4	1 1/8	1 1/8	5/8	1 3/4	1.6890	0.689	3/8	UC207-106D1
1 3/8	UCF207-107D1	4 5/8	3 5/8	3/4	1 1/8	1 1/8	5/8	1 3/4	1.6890	0.689	3/8	UC207-107D1
40	UCF208D1	130	102	21	15	38	16	51.2	49.2	19	M14	UC208D1
1 1/2	UCF208-108D1	5 1/8	4 1/8	5/8	1 1/8	1 3/8	3/4	2 1/8	1.9370	0.748	1/2	UC208-108D1
1 3/8	UCF208-109D1	5 1/8	4 1/8	5/8	1 1/8	1 3/8	3/4	2 1/8	1.9370	0.748	1/2	UC208-109D1
45	UCF209D1	137	105	22	16	38	16	52.2	49.2	19	M14	UC209D1
1 3/8	UCF209-110D1	5 1/8	4 1/8	5/8	3/8	1 1/2	3/4	2 1/8	1.9370	0.748	1/2	UC209-110D1
1 3/8	UCF209-111D1	5 1/8	4 1/8	5/8	3/8	1 1/2	3/4	2 1/8	1.9370	0.748	1/2	UC209-111D1
1 3/4	UCF209-112D1	5 1/8	4 1/8	5/8	3/8	1 1/2	3/4	2 1/8	1.9370	0.748	1/2	UC209-112D1

Observaciones: 1) Entre números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, refiérase a la página 36 para el tamaño de la grasa.

Chumacera tipo brida ovalada, alojamiento de acero fundido Con tornillo de fijación (Prisionero)



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCFL--D1
Extremo cerrado: SM-UCFL--D1

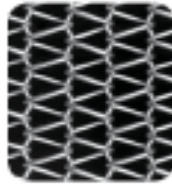
Diámetro del eje mm pulg.	Número 1) de la chumacera	Dimensiones nominales										Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		M	J	A ₁	A ₂	A	N	L	A ₃	B	S		
12 ½	UCFL201D1 UCFL201-008D1	113 4 ½	90 3 ¾	15 ⅝	11 ⅜	25.5 1	12 ⅝	60 2 ⅜	33.3 1 ⅜	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC201D1 UC201-008D1
15 ⅝	UCFL202D1 UCFL202-009D1 UCFL202-010D1	113 4 ½	90 3 ¾	15 ⅝	11 ⅜	25.5 1	12 ⅝	60 2 ⅜	33.3 1 ⅜	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 ⅞	UCFL203D1 UCFL203-011D1	113 4 ½	90 3 ¾	15 ⅝	11 ⅜	25.5 1	12 ⅝	60 2 ⅜	33.3 1 ⅜	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC203D1 UC203-011D1
20 ¾	UCFL204D1 UCFL204-012D1	113 4 ½	90 3 ¾	15 ⅝	11 ⅜	25.5 1	12 ⅝	60 2 ⅜	33.3 1 ⅜	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC204D1 UC204-012D1
25 ⅞	UCFL205D1 UCFL205-013D1 UCFL205-014D1 UCFL205-015D1 UCFL205-100D1	130 5 ⅞	99 3 ¾	16 ⅝	13 ½	27 1 ⅞	18 ¾	68 2 ⅞	35.8 1 ⅜	34.1 1.3425	14.3 0.563	M14 ½	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
30 1 ¼	UCFL206D1 UCFL206-101D1 UCFL206-102D1 UCFL206-103D1 UCFL206-104D1	148 5 ⅞	117 4 ¾	18 ⅝	13 ½	31 1 ⅞	18 ¾	80 3 ⅞	40.2 1 ⅜	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 ½	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1 ¼	UCFL207D1 UCFL207-104D1 UCFL207-105D1 UCFL207-106D1 UCFL207-107D1	161 6 ⅞	130 5 ⅞	19 ¾	15 ⅞	34 1 ⅞	18 ¾	90 3 ⅞	44.4 1 ⅜	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 ½	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
40 1 ½	UCFL208D1 UCFL208-108D1 UCFL208-109D1	175 6 ⅞	144 5 ¾	21 ⅝	15 ⅞	38 1 ⅞	18 ¾	100 3 ⅞	51.2 2 ¼	49.2 1.9370	19 0.748	M14 ½	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1
45 1 ⅝	UCFL209D1 UCFL209-110D1 UCFL209-111D1 UCFL209-112D1	188 7 ⅞	148 5 ¾	22 ⅝	16 ¾	38 1 ½	19 ¾	108 4 ¼	52.2 2 ⅜	49.2 1.9370	19 0.748	M16 ⅝	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1

Observaciones: 1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, refiérase a la página 36 para el tamaño de la grasa.

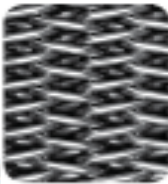
APÉNDICE D
Catálogo de bandas

Bandas entrelazadas de alambre redondo

Existen diversos tipos de bandas entrelazadas de alambre redondo, entre otras:



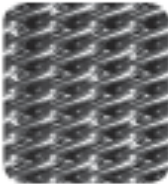
Conjunto de bandas entrelazadas. Un entramado económico con alta resistencia a la tensión y mínima resistencia al seguimiento a ambos lados de la polea de transmisión. Estas características transforman a la banda entrelazada en la banda más adecuada para una gran cantidad de aplicaciones.



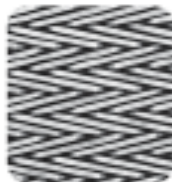
Bandas tipo grates. Estas son similares a las bandas entrelazadas, salvo que las espirales están más cerca unas de otras, con un conector de varillas rectas, lo cual da lugar a una malla semicerrada más fuerte, ideal para transportar piezas pequeñas y cargas pesadas.



Bandas de labrado oblicuo. Estas se encuentran formadas por pares de espirales inclinadas y derechos entrelazados, adecuadas para aplicaciones con temperatura ambiente media y alta.



Bandas dobles. Se trata de una malla cerrada con una superficie de transporte uniforme, más eficiente para transportar piezas pequeñas o pesadas que están marcadas por una malla más abierta. Con pares de espirales entrelazadas, cada par vale el par anterior y es reforzado con una varilla a través del punto de bisagra. De esta manera, la banda doble tiene una alta resistencia.



Bandas de labrado compuesto. Estas bandas tienen espirales derechos e izquierdas colocadas cerca unas de otras para brindar un entramado denso y uniforme. Son ideales para transportar productos muy delicados y pequeños, así como también elementos resbalosos o grandes. Las bandas de labrado compuesto se utilizan ampliamente para el transporte de gránulos, galinas y vegetales.

Bandas rectas Sani-grid® y engranajes

El diseño abierto y ligero de la banda Sani-Grid® la transforma en una opción económica para una gran cantidad de aplicaciones. El diseño simple y abierto permite un funcionamiento eficiente con mantenimiento mínimo y fácil limpieza para cumplir con los requisitos de higienización.

- Opciones de varillas de calibre 5, 7 o 9
- Disponibles para líneas rectas o giras de 45°, 90° o 180° (consulte la página 28 para conocer las gras de las bandas)
- Superficie plana y uniforme que permite un manejo delicado de los productos
- Abertura de alta resistencia que soporta el entramado y reduce el tiempo de inactividad
- Transmisión directa de las ruedas dentadas
- Bandas uniformes para brindar un desplazamiento sencillo
- Pautas con varillas dobladas o rectas con varillas adicionales disponibles para indicaciones o direcciones
- Varillas de metal de aptación en forma de U para un soporte adicional de los productos
- Sujeciones de bisagra para reforzar la banda bisagrada para bandas de 18" (457,20 mm) y más anchas)
- Disponible en acero, galvanizado y acero inoxidable



Sani-Grid® with U-Bar Metal Link

Paso de las bandas rectas

Ancho de la banda*		Cal. 5		Cal. 7		Cal. 9	
In	Mm	Lb	Kg	Lb	Kg	Lb	Kg
12	304,8	2,34	2,48	1,58	2,95	1,68	2,50
15	381,0	2,79	4,15	2,28	2,54	2,03	2,02
18	457,2	3,25	4,84	2,78	4,14	2,28	2,54
24	609,6	4,16	6,19	3,29	5,34	3,01	4,48
30	762,0	5,07	7,54	4,29	6,53	3,71	5,52
36	914,4	5,98	8,90	5,19	7,72	—	—

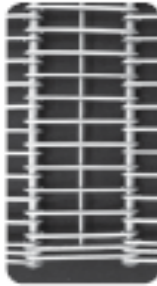
*Muchos otros anchos para aplicaciones especiales se encuentran disponibles a pedido.

Engranajes Sani-grid® para bandas rectas

Tipo de banda	No. de ruedas dentadas	Caract. de bandas	Paso de la banda		Diám. del paso		Diám. int.		Peso aprox.		
			In	Mm	In	Mm	In	Mm	Lb	Kg	
Calibre 5 (20" - 5,10 Mm)	5-12*	12	3/4	19,1	2,880	72,6	2,159	80,2	1,86	0,76	214 - 1,16
	7-11*	11	5/8	15,9	2,216	56,3	2,000	63,5	0,87	0,44	214 - 1,16
	7-12*	12	5/8	15,9	2,612	66,3	2,875	72,0	1,27	0,55	214 - 1,16
Calibre 7 (17" - 4,30 Mm)	7-15*	15	5/8	15,9	3,006	76,4	2,200	82,6	1,00	0,72	214 - 1,16
	9-11	11	1/2	12,7	1,776	45,1	1,828	49,2	0,57	0,26	214 - 1,16
	9-14	14	1/2	12,7	2,247	57,1	2,000	63,5	0,90	0,41	214 - 1,16
Calibre 9 (18" - 2,35 Mm)	9-16	16	1/2	12,7	2,546	64,7	2,750	69,9	1,22	0,55	214 - 1,16
	9-19	19	1/2	12,7	2,030	77,2	2,250	62,6	1,02	0,42	214 - 1,16
	9-25	25	1/2	12,7	2,989	107,2	4,200	106,0	2,41	1,15	214 - 1,16

Todos los engranajes se encuentran disponibles en acero inoxidable tipo 303. También disponibles en polietileno de peso molecular elevado UHMWPE, por su aptación en agua. Los engranajes 5-7, 7-17 y 11-16 están compuestos por dos piezas, con unido estándar de UHMWPE y conjunto de cables de acero inoxidable.

Bandas modulares y no modulares Eye-Link



Eye-Link 13-16-25-5

para aplicaciones como congelamiento de vegetales, en las que se desea alcanzar la fluidificación del producto para evitar que este se congela. Las alambres pueden colocarse lejos unos de otros para aplicaciones abiertas como una fuente de parafrita o para el lavado de piezas, en las que es necesario que el agua tenga la fuerza de impacto mínima libre de obstrucciones.

Las alambres con acabado Eye-Link y las alambres ubicados por debajo están disponibles en diámetros estándares de 0,062" (1,6 mm) a 0,126" (3,2 mm).

• Las bandas modulares Eye-Link están disponibles con bandas con tara de acoplamiento (tipo LK) o con bandas con cadenas de rodillos (tipo KH). Esta cadena se utiliza en casos en los que se necesita un cambio vertical de dirección en el trayecto de la cinta transportadora, como en bandas

de sujeción en banquetas de inmersión para lavar. Esto permite el uso de ruedas dentadas fuera del área de carga de productos para lograr el cambio de dirección.

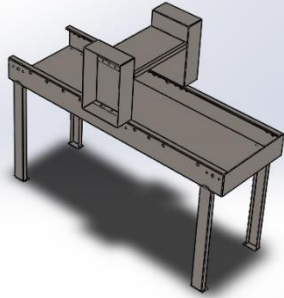
• El diseño modular permite un reemplazo rápido de las módulos, las barras y las conexiones, lo cual reduce el tiempo de inactividad y el mantenimiento.

Especificaciones de las bandas no modulares
Las bandas no modulares tradicionales Eye-Link se utilizan para alcanzar una abertura de altura excepcionalmente amplia, de menos de 0,062" (1,6 mm), y un área de abertura reducida.

También brindamos una amplia gama de accesorios, incluidos engranajes de transmisión, discos de rodillos de cob, rodillos de transmisión, cintas y rasas.

APÉNDICE D

Análisis estructural mediante Solidworks



Simulación de Estructura

Fecha: lunes, 29 de agosto de 2016

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

5.

Tabla de contenidos

Descripción ¡Error! Marcador no definido.

Suposiciones ¡Error! Marcador no definido.

Información de modelo 70

Propiedades de estudio 74

Unidades 74

Propiedades de material 75

Cargas y sujeciones 76

Definiciones de conector ¡Error! Marcador no definido.

Información de contacto 77

Información de malla 81

Detalles del sensor ¡Error! Marcador no definido.

Fuerzas resultantes 82

Vigas 83

Resultados del estudio 84

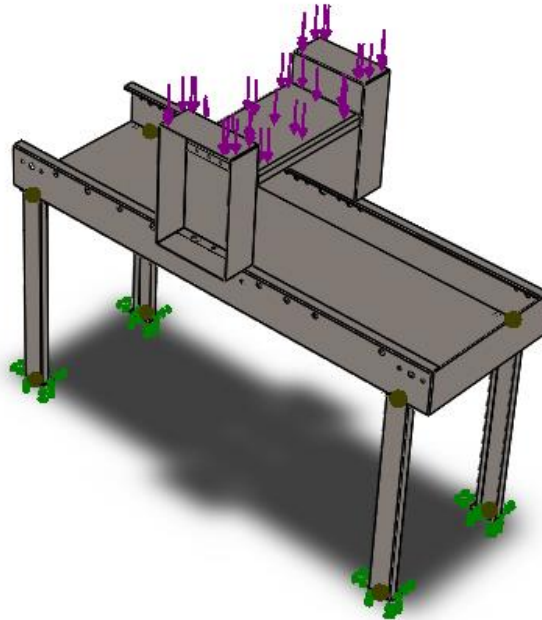
Conclusión ¡Error! Marcador no definido.

Apéndice ¡Error! Marcador no definido.

6.

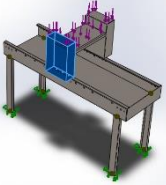
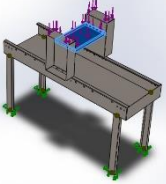
7.

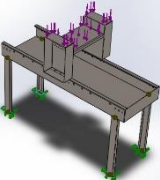
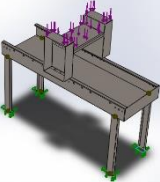
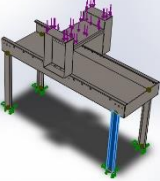
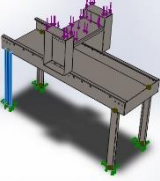
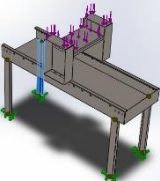
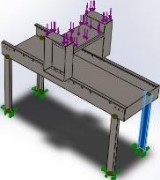
8. INFORMACIÓN DE MODELO



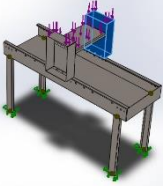
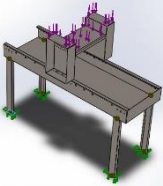
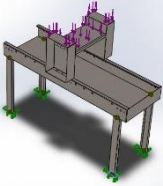
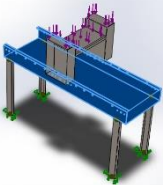
Nombre del modelo: Estructura
 Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir1 	Sólido	Masa:7.68414 kg Volumen:0.000960517 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:75.3045 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base lateral.SLDPRT Aug 28 18:45:38 2016
Cortar-Extruir1 	Sólido	Masa:7.68414 kg Volumen:0.000960517 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:75.3045 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base lateral.SLDPRT Aug 28 18:45:38 2016
Cortar-Extruir1	Sólido	Masa:7.9762 kg Volumen:0.000993671 m ³ Densidad:8027 kg/m ³	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base motor.SLDPRT

		Peso:78.1668 N	Aug 29 03:16:50 2016
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:0.132 kg Volumen:1.65e-005 m^3 Densidad:8000 kg/m^3 Peso:1.2936 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base pata.SLDPRT Aug 27 23:41:45 2016
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:0.132 kg Volumen:1.65e-005 m^3 Densidad:8000 kg/m^3 Peso:1.2936 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base pata.SLDPRT Aug 27 23:41:45 2016
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:0.132 kg Volumen:1.65e-005 m^3 Densidad:8000 kg/m^3 Peso:1.2936 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base pata.SLDPRT Aug 27 23:41:45 2016
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:0.132 kg Volumen:1.65e-005 m^3 Densidad:8000 kg/m^3 Peso:1.2936 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base pata.SLDPRT Aug 27 23:41:45 2016
Cortar-Extruir9 	Sólido	Masa:74.7194 kg Volumen:0.00933993 m^3 Densidad:8000 kg/m^3 Peso:732.25 N	C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\base.SL DPRT Aug 28 18:59:50 2016

Sólidos de viga:

Nombre de documento y referencia	Formulación	Propiedades	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Viga-1(Brida de arista1)</p> 	<p>Viga – Sección transversal uniforme</p>	<p>Estándar de sección- Personalizado Área de sección: 432.24in² Longitud:790.178mm Volumen:0.000347798m³ Densidad:8000kg/m³ Masa:2.78238kg Peso:27.2673N</p>	<p>C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\patas.S LDPRT Aug 28 02:26:09 2016</p>
<p>Viga-2(Brida de arista1)</p> 	<p>Viga – Sección transversal uniforme</p>	<p>Estándar de sección- Personalizado Área de sección: 432.24in² Longitud:790.178mm Volumen:0.000347798m³ Densidad:8000kg/m³ Masa:2.78238kg Peso:27.2673N</p>	<p>C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\patas.S LDPRT Aug 28 02:26:09 2016</p>
<p>Viga-3(Brida de arista1)</p> 	<p>Viga – Sección transversal uniforme</p>	<p>Estándar de sección- Personalizado Área de sección: 432.24in² Longitud:790.178mm Volumen:0.000347798m³ Densidad:8000kg/m³ Masa:2.78238kg Peso:27.2673N</p>	<p>C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\patas.S LDPRT Aug 28 02:26:09 2016</p>
<p>Viga-4(Brida de arista1)</p> 	<p>Viga – Sección transversal uniforme</p>	<p>Estándar de sección- Personalizado Área de sección: 432.24in² Longitud:790.178mm Volumen:0.000347798m³ Densidad:8000kg/m³ Masa:2.78238kg Peso:27.2673N</p>	<p>C:\Users\dfchi\Desktop\te sis desoperculadora\patas.S LDPRT Aug 28 02:26:09 2016</p>

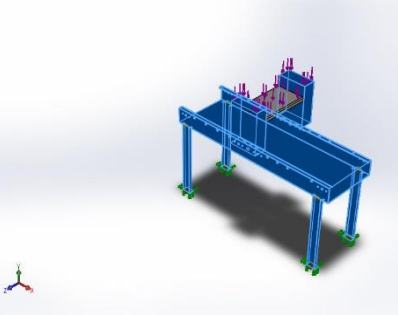
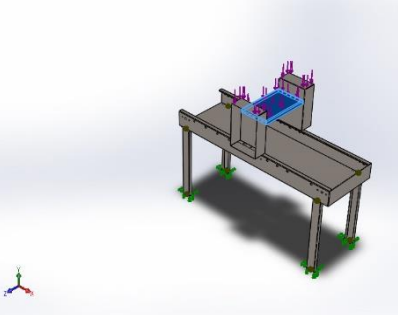
9. PROPIEDADES DE ESTUDIO

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla mixta
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\dfchi\Desktop\tesis desoperculadora)

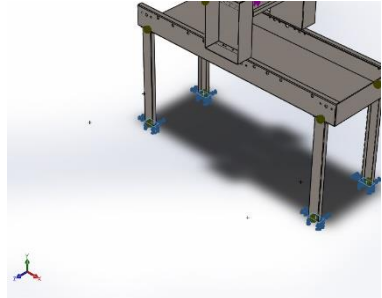
10. UNIDADES

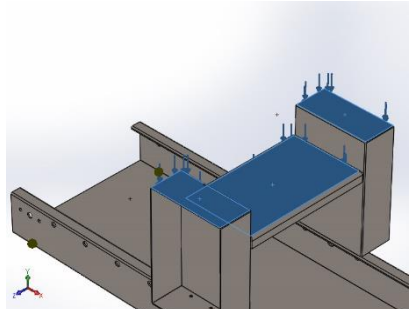
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

11. PROPIEDADES DE MATERIAL

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 316 Chapa de acero inoxidable (SS)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 1.72369e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.8e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 1.93e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.27</p> <p>Densidad: 8000 kg/m³</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.6e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir1)(base lateral-1),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir1)(base lateral-5),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(base pata-2),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(base pata-4),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(base pata-5),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(base pata-6),</p> <p>Sólido 1(Cortar-Extruir9)(base-1),</p> <p>Sólido 1(Brida de arista1)(patas-1),</p> <p>Sólido 1(Brida de arista1)(patas-2),</p> <p>Sólido 1(Brida de arista1)(patas-3),</p> <p>Sólido 1(Brida de arista1)(patas-4)</p>
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: AISI 316L Acero inoxidable</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 1.7e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4.85e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.265</p> <p>Densidad: 8027 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8.2e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 1.7e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir1)(base motor-1)</p>
Datos de curva:N/A		

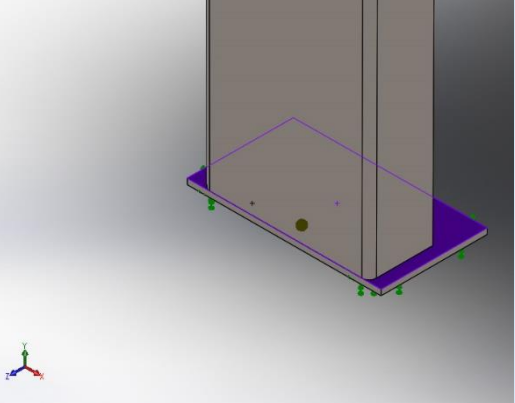
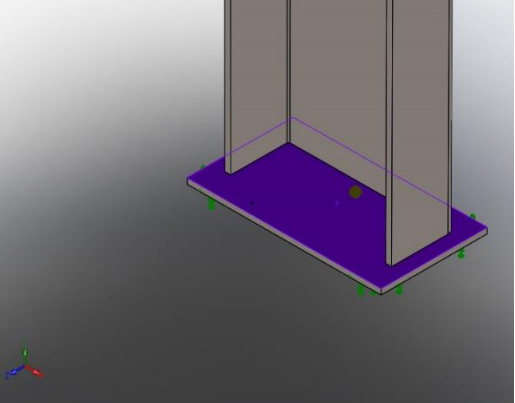
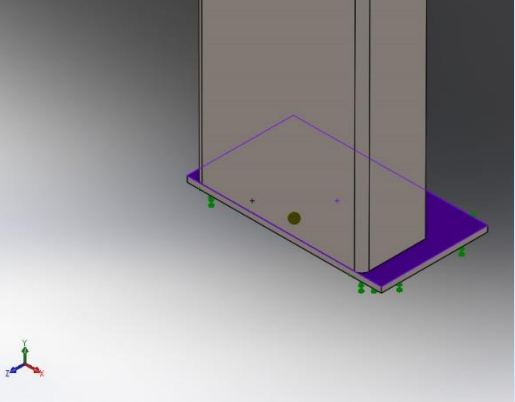
12. CARGAS Y SUJECIONES

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		<p style="text-align: right;"> Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija </p>			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	3.35276e-008	75	2.23517e-007	75	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033	

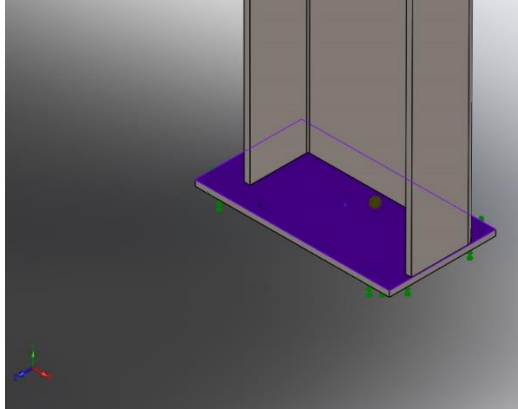
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-7		<p style="text-align: right;"> Entidades: 3 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 75 N </p>			

13.

14. INFORMACIÓN DE CONTACTO

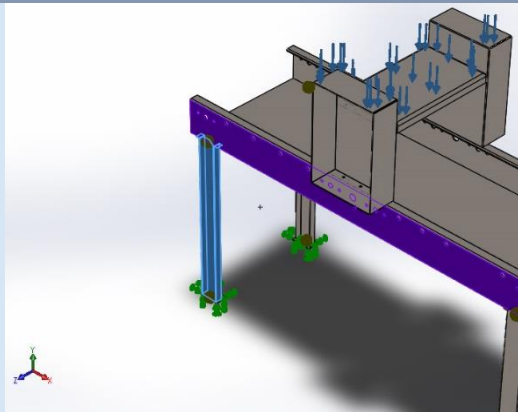
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto-1		Entidades: 1 cara(s)
Contacto-2		Entidades: 1 cara(s)
Contacto-3		Entidades: 1 cara(s)

Contacto-4



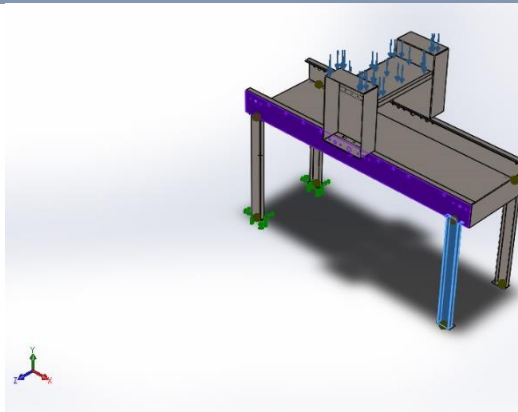
Entidades: 1 cara(s)

Contacto-5



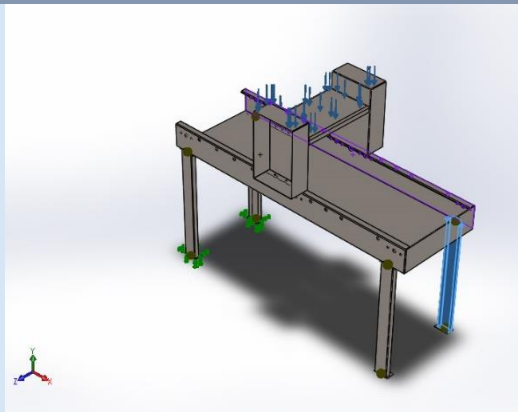
Entidades: 1 cara(s), 1
Viga(s)

Contacto-6

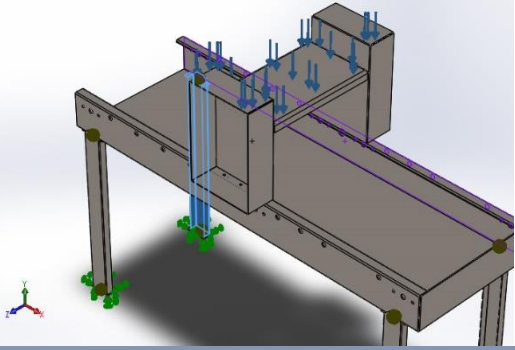
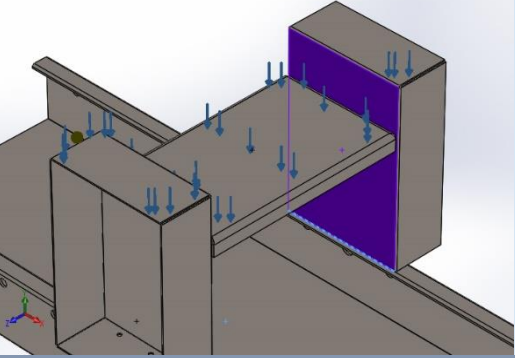
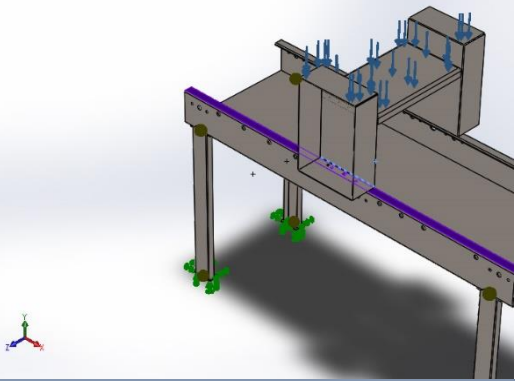
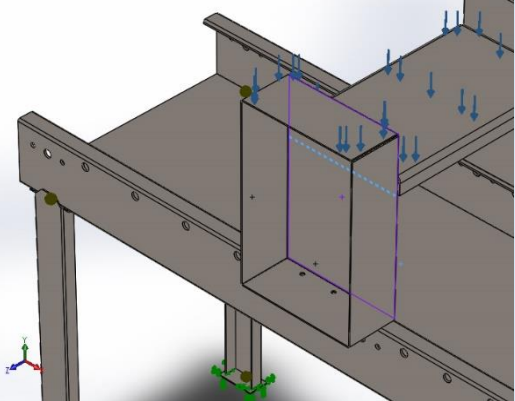


Entidades: 1 cara(s), 1
Viga(s)

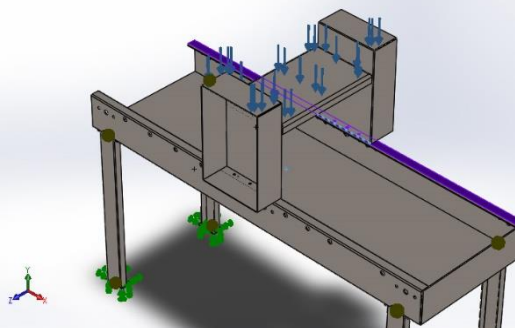
Contacto-7



Entidades: 1 cara(s), 1
Viga(s)

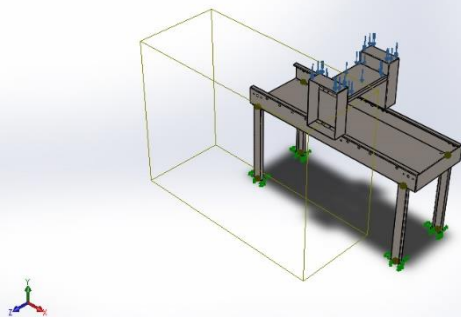
<p>Contacto-8</p>		<p>Entidades: 1 cara(s), 1 Viga(s)</p>
<p>Contacto-25</p>		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 1 arista(s), 1 cara(s)</p>
<p>Contacto-26</p>		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 1 arista(s), 1 cara(s)</p>
<p>Contacto-28</p>		<p>Tipo: Par de contacto rígido</p> <p>Entidades: 1 arista(s), 1 cara(s)</p>

Contacto-29



Tipo: Par de contacto rígido
Entidades: 1 arista(s), 1 cara(s)

Contacto global



Tipo: Unión rígida
Componentes: 1 componente(s)
Opciones: Mallado compatible

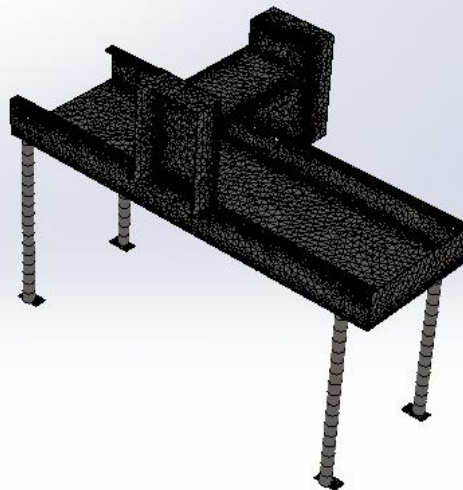
Tipo de malla	Malla mixta
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Verificación jacobiana para el vaciado	Activar
Tamaño máximo de elemento	35.8532 mm
Tamaño mínimo del elemento	7.17064 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

15. INFORMACIÓN DE MALLA

15.1 Información de malla - Detalles

Número total de nodos	203207
Número total de elementos	102656
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:01:53
Nombre de computadora:	

Nombre del modelo: Estructura
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)
Tipo de malla: Malla mixta



16.

17. FUERZAS RESULTANTES

17.1 Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	3.35276e-008	75	2.23517e-007	75

17.2 Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-033

18. VIGAS

18.1 Fuerzas de viga

Nombre de viga	Junta s	Axial(N)	Corte1(N)	Corte2(N)	Momento1(N. m)	Momento2(N. m)	Torsión(N. m)
Viga-1(Brida de arista1)	1	18.0229	-5.17726e-005	6.38605e-005	0.000377469	0.000339409	1.24818e-007
	2	-18.0229	5.17726e-005	-6.38605e-005	-0.000428014	-0.000380387	-1.24818e-007
Viga-2(Brida de arista1)	1	17.5235	0.000188588	0.000387665	0.000241823	0.000421159	1.05346e-007
	2	-17.5235	-	-	-0.000548656	-0.000271893	-1.05346e-007
Viga-3(Brida de arista1)	1	19.4702	0.000947937	0.000175127	0.000390382	-2.27418e-005	1.15878e-007
	2	-19.4702	0.000947937	0.000175127	-0.000251771	-0.000727541	-1.15878e-007
Viga-4(Brida de arista1)	1	19.9834	0.000811095	0.000276385	0.000455833	0.000413655	1.32748e-007
	2	-19.9834	-	0.000276385	-0.000237077	0.000228318	-1.32748e-007

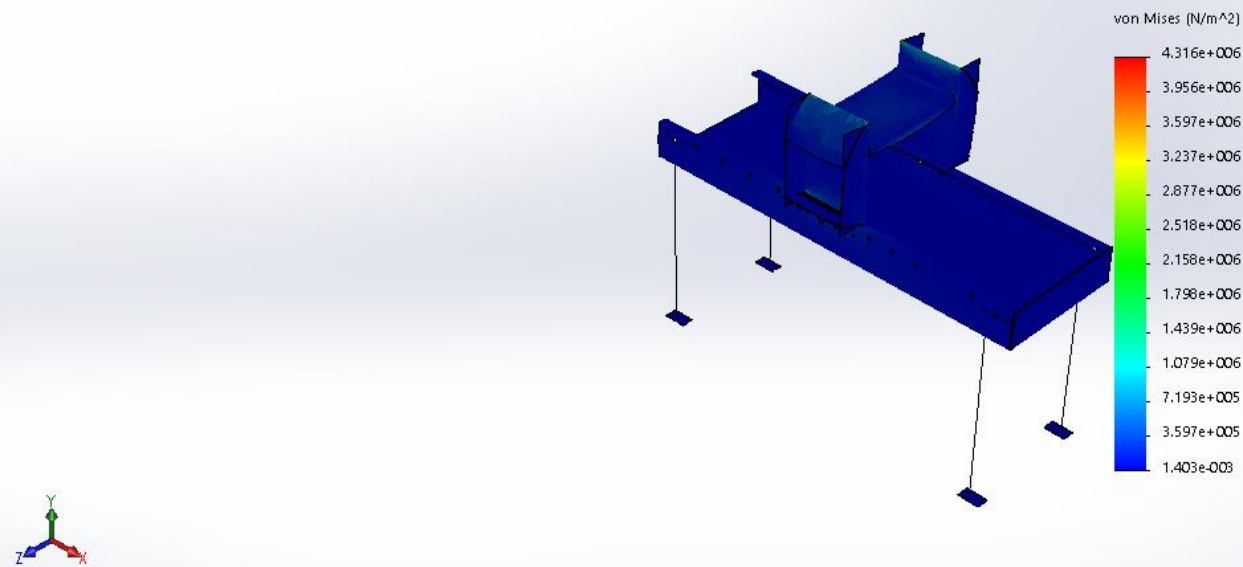
18.2 Tensiones de viga

Nombre de viga	Junta s	Axial(N/m^2)	Dir. de pliegue1(N/m^2)	Dir. de pliegue2(N/m^2)	Torsional (N/m^2)	Peor caso(N/m^2)
Viga-1(Brida de arista1)	1	-41696.5	-220.073	31.8058	5.87804	41948.4
	2	-41696.5	-249.542	35.6458	-5.87804	41981.7
Viga-2(Brida de arista1)	1	-40541	-140.988	39.4665	4.96104	40721.5
	2	-40541	-319.879	25.4789	-4.96104	40886.4
Viga-3(Brida de arista1)	1	-45044.9	-227.601	-2.13111	5.45699	45274.6
	2	-45044.9	-146.788	68.1773	-5.45699	45259.9
Viga-4(Brida de arista1)	1	-46232.1	-265.761	38.7633	6.25147	46536.7
	2	-46232.1	-138.221	-21.3955	-6.25147	46391.8

19. RESULTADOS DEL ESTUDIO

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.00140286 N/m ² Elemento: 56042	4.3159e+006 N/m ² Elemento: 3102

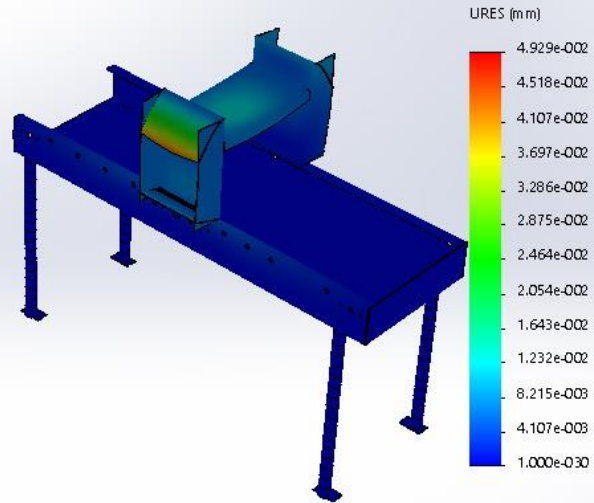
Nombre del modelo: Estructura
 Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensiones de elementos Tensiones1
 Escala de deformación: 3733A9



Estructura-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 57986	0.0492881 mm Nodo: 21293

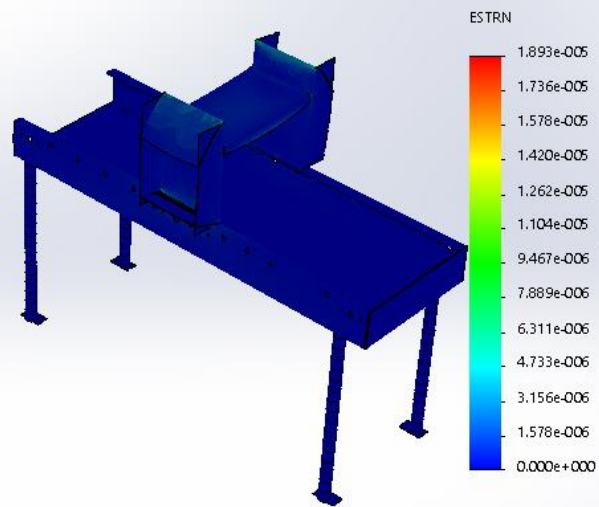
Nombre del modelo: Estructura
 Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 373349



Estructura-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0 Elemento: 102593	1.89333e-005 Elemento: 3102

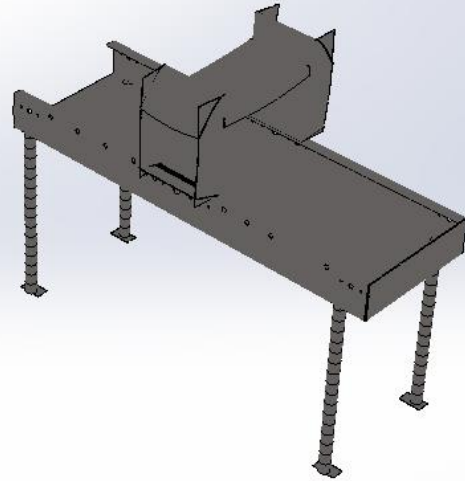
Nombre del modelo: Estructura
 Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 373349



Estructura-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo
Desplazamientos1{1}	Deformada

Nombre del modelo: Estructura
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)
Tipo de resultado: Deformada Desplazamientos1{1}
Escala de deformación: 373349



Estructura-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}