

REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA.



Trabajo de Diploma

Título: Diseño de una máquina volteadora de cajas.

Autor: Juan Miguel Dávila Ramírez

Tutor: Ing. Eduardo Jesús Roque Roche

"Año 62 de la Revolución"

Cienfuegos, 2020

Declaración de Autoridad.

Universidad de Cienfuegos.



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico.

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor.

Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

Pensamiento.

*“El hombre nunca sabe de lo que es capaz
hasta que lo intenta.”*

Charles Dickens.

Dedicatoria y agradecimientos.

Quiero dedicarle esta tesis a:

A mi hijo: Por ser mi inspiración y el que me da el impulso cuando más lo necesitaba.

A mis padres: Por ayudarme en todo momento y por ser mi guía siempre.

A mi hermano: Por ayudarme y alarmar las orejas cuando lo necesitaba.

A mi pareja: Gracias mi amor por amarme hasta en los momentos en que yo no puedo atenderte.

A toda la familia en general, que por ser numerosa no os puedo mencionar a todos, pero les dedico esta tesis por ser tan importantes.

A mis compañeros, con los cuales he compartido esta magnífica experiencia que es la educación superior, mil gracias por su ayuda.

A los profesores, que han brindado todo su conocimiento de buena gana, en aras de formarnos, soportando, a veces, lo insostenible.

Resumen.

En el siguiente informe se presenta el diseño de una máquina volteadora de cajas de 1m^2 , debido a que la empresa de productos alimenticios en conserva Ceballos encargo su diseño y fabricación a la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos y esta a su vez se apoyó en la Universidad de Cienfuegos para la realización del diseño.

Dicho diseño parte de un análisis de fuerzas sobre un esquema de análisis, con el cual se pudo calcular la fuerza de empuje necesaria para vencer el peso de la caja, después de esto se calculó los parámetros necesarios para el diseño del cilindro y los demás componentes hidráulicos. Luego de esto se realizó la síntesis del movimiento requerido para el volteo de las cajas en la estructura porta cajas y los análisis de resistencia de los elementos de la máquina auxiliándonos del análisis de elementos finitos que realiza el programa Autodesk Inventor Profesional 2017, procurando siempre un alto coeficiente de seguridad. Después de esto se realizó el cálculo de selección de otros elementos y el cálculo de la metodología de soldadura. Por último, se seleccionaron los elementos agregados (motor, bomba, mangueras, racores. etc.) y se realizó el cálculo del costo de fabricación y de recuperación de la inversión. Arrojando que la fabricación de la máquina volteadora de cajas es factible mecánicamente y económicamente.

Palabras claves.

Volteo, factibilidad, seguridad, dispositivo.

Summary.

In the following report, the design of a 1m² box turning machine is presented, since the canned food products company Ceballos commissioned its design and manufacture to the Oleohydraulic company of Cienfuegos and this in turn was supported by the University of Cienfuegos for the realization of the design.

This design starts from an analysis of forces on an analysis scheme, with which the thrust force necessary to overcome the weight of the box could be calculated, after which the parameters necessary for the design of the cylinder and the other components were calculated hydraulic. After this, the synthesis of the movement required for the turning of the boxes in the box-carrying structure and the resistance analyzes of the elements of the machine were carried out, helping us with the finite element analysis carried out by the Autodesk Inventor Professional 2017 program, always seeking a high safety factor. After this, the selection calculation of other elements and the calculation of the welding methodology were carried out. Finally, the aggregate elements were selected (motor, pump, hoses, fittings, etc.) and the calculation of the cost of manufacturing and recovery of investment was performed. Proving that the manufacture of the box turning machine is feasible mechanically and economically.

Keywords.

Flip, feasibility, security, device.

Índice

Summary.	6
Introducción.....	9
Capítulo 1: Revisión bibliográfica.	11
1.1 Producción Agroindustrial de productos en conservas.....	11
1.2 Máquinas volteadoras de cajas.	14
1.3 Sistemas oleohidráulicos.....	17
1.4 Conceptos y faces del diseño.	24
1.5 Unión de piezas.	33
Conclusiones parciales del capítulo 1.....	37
Capítulo 2: Metodología de diseño.....	38
2.1 Determinación de la fuerza de empuje.	38
2.2 Diseño del cilindro.	40
2.2.4 Determinación del factor de seguridad en la rosca del vástago.	47
2.3 Síntesis de movimiento de la maquina volteadora de cajas.	51
2.4 Análisis Estructural de los componentes de la máquina volteadora de cajas.	52
2.5 Cálculo para determinar apriete, tolerancia y rugosidad superficial en el ajuste del eje con el pivote.	61
2.6 Cálculo para la selección de cojinetes.	63
2.7 Aplicación de la tecnología SMAW para la soldadura de la estructura de la maquina volteadora de cajas.	66
Conclusiones parciales del capítulo 2.....	75
Capítulo 3: Selección agregados y análisis de costo de fabricación.	76
3.1 Selección de la Bomba.	76

3.2 Selección del Motor.	77
3.3 Otros elementos de ferretería.	78
3.4 Análisis de costo.	78
Conclusiones generales.	84
Sugerencias.	84
Bibliografía.	85
Anexos.	87

Introducción.

En la actualidad las empresas cubanas agroindustriales son de vital importancia para nuestro país, no solo por la elaboración de productos alimenticios para consumo nacional, sino también, para la exportación de estos y la adquisición de divisas que ayudan al desarrollo económico de nuestra nación. Ejemplo de ellos son las empresas "América Libre" y "Ceballos"; esta última le encargó a la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos "José Gregorio Martínez" el diseño de una maquina volteadora de cajas de 1 m², mediante la cual se agilizaría el proceso de elaboración y, por supuesto, aumentaría la productividad de dicha empresa. La empresa Oleohidráulica de Cienfuegos no cuenta con un diseño de este tipo, por lo cual se auxilió de la cooperación con la Universidad de Cienfuegos y se comenzó con el estudio para poder realizar el diseño.

Las máquinas volteadoras de cajas son un dispositivo de uso industrial el cual, como su nombre lo indica, toma una caja llena de cierto producto y la voltea generalmente sobre una cinta transportadora valiéndose de la acción de un cilindro hidráulico, con lo cual, se evita la detención de la producción y la realización de esfuerzo humano. Las instalaciones de Ceballos ya cuenta con dos máquinas de este tipo, con las cuales voltean productos tales como mango, guayaba, tomate, entre otros; pero debido a la expansión de la demanda de sus productos a nivel nacional e internacional, se han visto necesitados de un nuevo dispositivo.

La empresa Oleohidráulica de Cienfuegos es líder en el diseño y fabricación de equipos de uso industrial, cuenta con máquinas de taller de avanzada tecnología lo que garantiza una excelente calidad en sus productos, cuenta con una amplia gama de servicios por lo cual es ejemplo en la sustitución de importaciones que tanto pide la dirección del país. Única en su tipo en Cuba y fundada por el Che, marcha a la vanguardia dando soluciones ingenieriles a todo tipo de problemas; todo esto gracias a su estrecha colaboración con la Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez".

Problema Científico.

No se cuenta en la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos con un diseño de una máquina volteadora de cajas.

Hipótesis.

Es posible diseñar una maquina volteadora de cajas que sea factible mecánica y económicamente.

Objetivo General.

Diseñar una máquina volteadora de cajas que sea factible mecánica y económicamente.

Objetivos Específicos.

- Realizar un análisis crítico acerca de los dispositivos y maquinas utilizados para voltear cajas.
- Realizar una metodología para el diseño de la estructura de la maquina volteadora de cajas.
- Realizar un análisis de costo de fabricación de la maquina volteadora de cajas.

Capítulo 1: Revisión bibliográfica.

1.1 Producción Agroindustrial de productos en conservas.

En la actualidad los productos de alimentos en conserva son una de las principales fuentes de alimentación del ser humano, ya que brinda facilidades para su comercialización y almacenamiento, lo que permiten a los consumidores poder acceder a estos productos en todo el año. A partir de los años 70 se ha hecho más común encontrar en los hogares mayor variedad de los productos en conserva, ya sean cítricos, frutas, verduras, carnes, entre otros. Por lo cual, las industrias encargadas de la elaboración de este rubro se han visto en la tarea de crear líneas de producción cada vez más extensas y eficientes, con lo cual las cadenas de producción de han hecho más complejas y dinámicas.

1.1.1 Producción y consumo mundial de productos en conservas.

Según los datos de la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura por su siglas en inglés (FAO) muestran que en el mundo existen más de 1000 millones de personas que padecen de hambre y esto siendo agravado por las grandes pérdidas y uso desmesurado de alimentos en las sociedades capitalistas más desarrolladas, como parte de alternativas para encaminar a una seguridad alimentaria y erradicar el hambre en partes de estas sociedades toma auge la industria del envasado.

La industria mundial del envasado de alimentos puede contribuir en gran medida, no solo haciendo frente a las pérdidas de alimentos, sino también garantizando su inocuidad y aumentando el comercio mundial de alimentos, que es un aspecto fundamental para el desarrollo económico de las distintas economías.

A pesar de las dificultades que muestra la industria del embazado a nivel mundial debido a la materia prima agrícola, fabricación de embaces y alto costo de la modernización de las maquinarias, se muestra un incremento internacional en las producciones de productos en conserva (Gráfico 1.1)

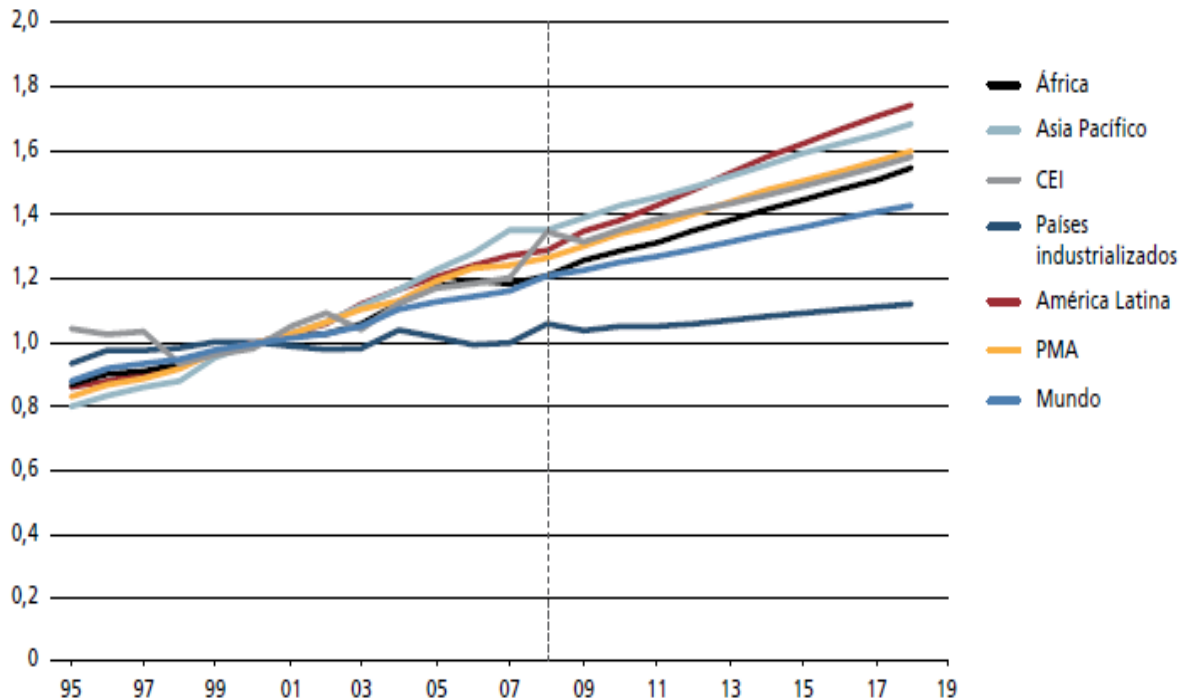


Gráfico 1.1 Tendencias a largo plazo en la producción de alimentos envasados por región.

Fuente: FAO, 2009.

1.1.2 Producción y perspectivas del mercado en Cuba.

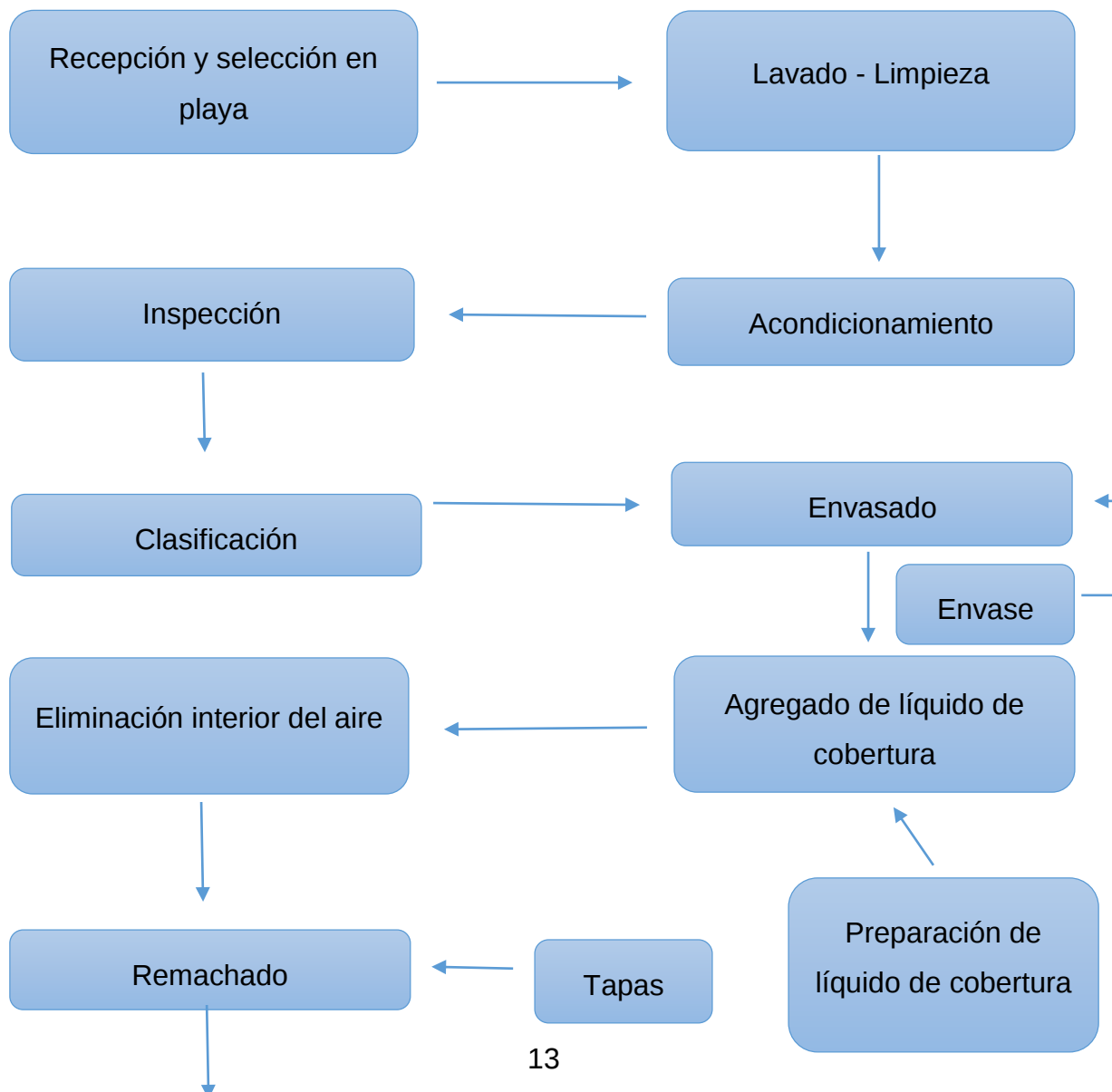
En Cuba el mercado de los alimentos envasados se muestra como un renglón de peso dentro de la agroindustria, destacándose la producción de frutas y hortalizas en conserva, esto se lleva a cabo en las principales fabricas nacionales como son los casos de las industrias de América Libre, Ceballos, Escambray, Madrugas, Turquino, Dos Ríos y así por mencionar alguna otras de vital importancia, por otra parte se encuentran las mini industrias distribuidas por toda la isla que también juegan un rol importante en la producción de este tipos de productos en conserva, esto lleva aparejado un incremento en la producciones agrícolas para mantener la materia prima e inversiones en el sector de la industria mecánica para la constante modernización y mantenimientos del sector agroindustrial. Este mercado de los alimentos en conserva se ha convertido en un rubro importante dentro de la economía cubana por su capacidad de exportación y sustitución de importaciones como es en el sector del turismo y los servicios de vital importancia para el desarrollo

económico del país y por otra parte excita a otras áreas de la economía cubana en vía de desarrollo.

Las perspectivas del mercado en Cuba de estos productos de alimentos en conserva tienden a un alza en los próximos años por la continua inversión del gobierno en esta área, para así sumar a la meta de lograr la anhelada soberanía alimentaria en el país.

1.1.3 Funcionamiento interno de una cadena de producción de productos en conservas.

En el diagrama 1.2 se puede observar el funcionamiento interno de una cadena de elaboración de productos en conserva.



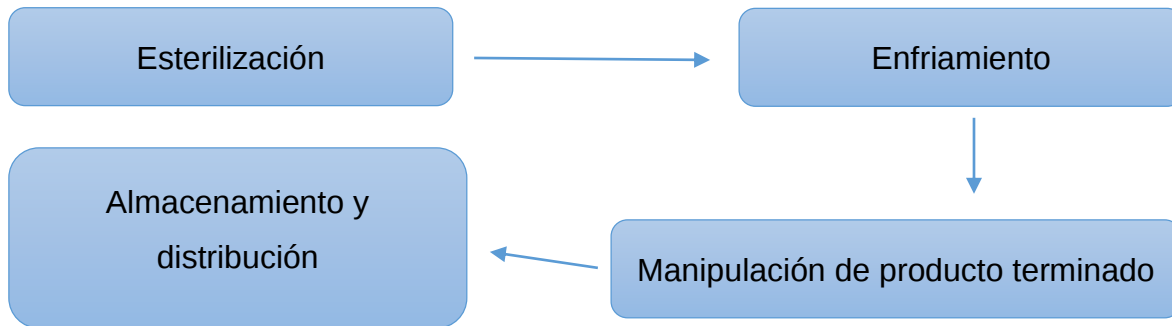


Diagrama 1.1 Funcionamiento interno de una cadena de producción de productos en conservas.

Fuente: Fábrica de conservas de Ceballos.

1.2 Máquinas volteadoras de cajas.

Las máquinas volteadoras (fig. 1.1 a y b) de cajas es un dispositivo de uso industrial cuya función es recibir una caja de productos, en posición horizontal y voltearla en el lugar requerido según las necesidades del uso.



Figura 1.1 a y b Ejemplos de máquinas volteadoras de cajas.

Fuente: <http://-maquinas-volteadoras-de-cajas-7823ssa68522-printes-55fs8s2>.

1.2.1 Uso de las máquinas volteadoras de cajas internacionalmente.



El uso de las máquinas volteadoras es ampliamente difundida en la industria, ya que su prestación es de gran requerimiento en diferentes sectores, tales como es el caso del alimenticio, minero y materia prima (fig. 1.2)

Figura 1.2 Máquina volteadora de materia prima.

Fuente: <http://-maquinas-volteadoras-de-cajas-78p78a48522-printes-5595sp2>.

1.2.2 Uso de las máquinas volteadoras de cajas en Cuba.

Los usos de estos dispositivos en Cuba están a disposición de los principales sectores de producción de la economía, no se puede dejar de mencionar las limitaciones para adquirirlos en el mercado internacional debido a su costo, por lo cual incentiva a la industria cubana a su fabricación en aras de sustituir importaciones.



Figura 1.3 Uso de una máquina volteadora de cajas en la empresa Ceballos.

Fuente: Periódico Juventud Rebelde 2019.

1.2.3 Partes fundamentales de las máquinas volteadoras de cajas.

Las máquinas volteadoras de cajas presentan diversidad en sus diseños, dependiendo a su utilización, estética y movilidad. No obstante, todas cuentan con partes fundamentales, las cuales constituyen las bases estructurales de dicho dispositivo. Tales partes son:

- Base de apoyo: generalmente están construidas de un perfil estructural de acero, ya sea vigas de perfil canales, viga de perfil I o vigas angulares. Su función es ser el sostén de toda la máquina y en el caso de las móviles, presenta ruedas.
- Porta cajas: La estructura porta cajas está formada generalmente por planchas y pletinas de acero. Es la encargada de sostener la caja y moverla angularmente, por lo cual debe fabricarse con las medidas de acorde a las cajas que va a voltear. La que se propone diseñar es para voltear cajas de 1m^2 .
- Pivote: El pivote es la unión móvil de la estructura porta cajas con la base de apoyo, generalmente es diseñado a base de un eje y cojinetes de rodamiento, lo cual permite que la estructura porta cajas se mueva angularmente.
- Cilindro hidráulico: Este componente imprime la fuerza necesaria para el movimiento, en casi todos los diseños de máquinas volteadoras de cajas están presentes, ya que son el medio ideal para lograr dicho objetivo. Pueden ser cilindros de simple efecto o de doble efecto, en nuestro caso será de doble efecto.
- Otros componentes hidráulicos: Al utilizarse en estos dispositivos un cilindro hidráulico, se deja entre dicho los demás componentes que ello acarrea, los cuales son: Una bomba, un motor eléctrico, Tubería flexible, racores, un distribuidor, un tanque de aceite y una válvula anti retorno. Todos estos componentes serán utilizados en el diseño.

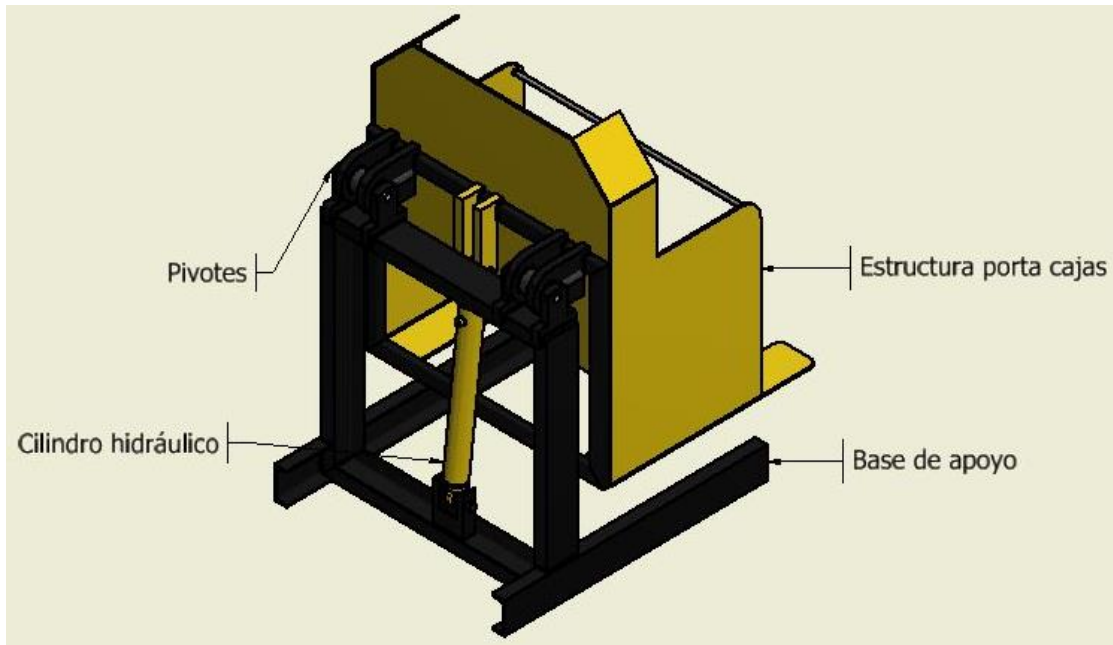


Figura 1.4 Partes fundamentales de la máquina volteadora de cajas.

Fuente: Elaboración Propia.

1.3 Sistemas oleohidráulicos.

Los sistemas oleohidráulicos (fig. 1.5) no son más que sistemas hidráulicos que utilizan como fluido aceite. Son muy utilizados en la industria por su versatilidad, así como por la capacidad que poseen de multiplicar la fuerza, ejemplo de sus usos son las grúas, gatos hidráulicos, prensas, etc.

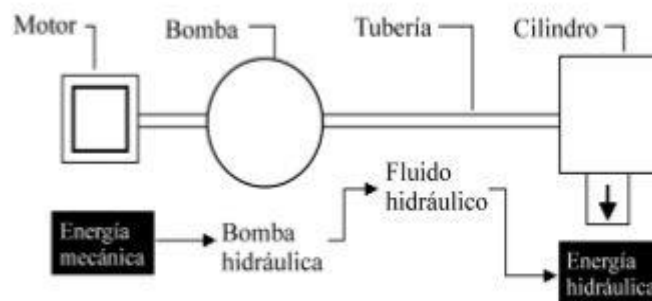


Figura 1.5 Sistema oleohidráulico.

Fuente: (Barraco Serra, 1998)

1.3.1 Cilindros.

Los cilindros hidráulicos son mecanismos que constan de un cilindro dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón, y que transforma la presión de un líquido mayormente aceite en energía mecánica (también llamados motores hidráulicos lineales) son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.



Figura 1.6 Cilindro Hidráulico.

Fuente: <http://-cilindro-hidráulico-df5dfd6fd-printes-55d5f5ss>.

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite. Consiste básicamente en dos piezas: un cilindro barril y un pistón o émbolo móvil conectado a un vástago. El cilindro barril está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago. El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal. Esta fuerza es constante desde el inicio hasta la finalización de la carrera. La velocidad depende del caudal de fluido y de la superficie del pistón. Según la

versión, el cilindro puede realizar fuerzas de tracción y/o compresión. De forma general los cilindros pueden ser clasificados en dos grupos:

- Simple efecto: cuando el cilindro tiene una sola entrada de la línea de presión realizando esfuerzo en una carrera de ida. Se utilizan principalmente en sistemas de bombas manuales.
- Doble efecto: cuando el cilindro tiene dos entradas de línea de presión, realizando esfuerzo en la carrera de ida y en la carrera de vuelta. Se utiliza principalmente en sistemas con moto bombas.

1.3.2 Bomba hidráulica.

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía con la que es accionada (generalmente energía mecánica) en energía del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión a otra de mayor presión.

Existe una ambigüedad en la utilización del término bomba, ya que generalmente es utilizado para referirse a las máquinas de fluido que transfieren energía, o bombean fluidos incompresibles, y por lo tanto no alteran la densidad de su fluido de trabajo, a diferencia de otras máquinas como lo son los compresores, cuyo campo de aplicación es la neumática y no la hidráulica. Pero también es común encontrar el término bomba para referirse a máquinas que bombean otro tipo de fluidos, así como lo son las bombas de vacío o las bombas de aire.



Figura 1.7 Bomba Hidráulica

Fuente: <http://-bomba-hidráulica-jk8y8s8-printes-65c>.

La principal clasificación de las bombas se establece según el sistema de funcionamiento en el que se basan.

- Bombas volumétricas, en las que su principio de funcionamiento está basado en la hidrostática, de modo que el aumento de presión se realiza por el empuje de las paredes de las cámaras que varían su volumen. En este tipo de bombas, en cada ciclo el órgano propulsor genera de manera positiva un volumen dado o cilindrada. En caso de poder variar el volumen máximo de la cilindrada se habla de bombas de volumen variable. Si ese volumen no se puede variar, entonces se dice que la bomba es de volumen fijo. A su vez este tipo de bombas pueden subdividirse en:
 - Bombas de émbolo alternativo, en las que existe uno o varios compartimentos fijos, pero de volumen variable, por la acción de un émbolo o de una membrana. En estas máquinas, el movimiento del fluido es discontinuo y los procesos de carga y descarga se realizan por válvulas que abren y cierran alternativamente. Algunos ejemplos de este tipo de bombas son la bomba alternativa de pistón, la bomba rotativa de pistones o la bomba pistones de accionamiento axial.
 - Bombas volumétricas rotativas o rotoestáticas, en las que una masa fluida es confinada en uno o varios compartimentos que se desplazan desde la zona de entrada (de baja presión) hasta la zona de salida (de alta presión) de la máquina.

Algunos ejemplos de este tipo de máquinas son la bomba de paletas, la bomba de lóbulos, la bomba de engranajes, la bomba de tornillo o la bomba peristáltica.

- Bombas rotodinámicas, en las que el principio de funcionamiento está basado en el intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido, aplicando la hidrodinámica. En este tipo de bombas hay uno o varios rodetes con álabes que giran generando un campo de presiones en el fluido. En este tipo de máquinas el flujo del fluido es continuo. Estas turbomáquinas hidráulicas generadoras pueden subdividirse en:
 - Radiales o centrífugas, cuando el movimiento del fluido sigue una trayectoria perpendicular al eje del rodete impulsor.
 - Axiales, cuando el fluido pasa por los canales de los álabes siguiendo una trayectoria contenida en un cilindro.
 - Diagonales o helicocentrífugas cuando la trayectoria del fluido se realiza en otra dirección entre las anteriores, es decir, en un cono coaxial con el eje del rodete (Barraco Serra, 1998).

1.3.3 Hidromotor.

Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro. Su funcionamiento es pues inverso al de las bombas hidráulicas y es el equivalente rotatorio del cilindro hidráulico. Se emplean sobre todo porque entregan un par muy grande a velocidades de giro pequeñas en comparación con los motores eléctricos.

Existen diversos tipos tanto de motores como de bombas hidráulicas, en algunos modelos se pueden emplear las bombas como motores (cuando éstos giran en un solo sentido o cuando las bombas están especialmente diseñadas para dicha función) es fundamental verificar que, por su diseño, dicha bomba resista la presión. En todos los motores hidráulicos se recomienda que el drenaje se conecte directamente al depósito, sin pasar por otras líneas de retorno o por filtros que pudieran crear contrapresiones en el drenaje. El mejor método para saber el desgaste interno de un motor hidráulico es midiendo el retorno de carcasa,

compararlo con los parámetros del manual y verificar si está en el rango adecuado de trabajo.



Figura 1.8 Hidromotor

Fuente: [http: -hidromotor-asda6s-printes-ww88](http://-hidromotor-asda6s-printes-ww88).

Existen hidromotores de diversos tipos:

- Motores de engranajes: Son de tamaño reducido y pueden girar en los dos sentidos, pero el par es pequeño, son ruidosos, pueden trabajar a altas velocidades, pero de forma análoga a los motores de paletas.
- Motor de paletas: Tienen la misma estructura que las bombas de paletas, pero el movimiento radial de las paletas debe ser forzado, mientras que en las bombas se debe a la fuerza centrífuga.
- Motores de pistones: Son los más empleados de todos ya que se consiguen las mayores potencias trabajando a altas presiones. En función de la posición de los pistones con respecto al eje podemos encontrar:
 - Motores de pistones axiales: Los pistones van dispuestos en la dirección del eje del motor. El líquido entra por la base del pistón y lo obliga desplazarse hacia fuera. Como la cabeza del pistón tiene forma de rodillo y apoya sobre una superficie inclinada, la fuerza que ejerce sobre ella se descompone según la dirección normal y según la dirección tangencial a la superficie. Esta última componente la obligará a girar, y con ella solidariamente, el eje sobre

la que va montada. Variando la inclinación de la placa o el basculamiento entre el eje de entrada y salida se puede variar la cilindrada y con ella el par y la potencia.

- Motor de pistones radiales: Los pistones van dispuestos perpendicularmente al eje del motor. El principio de funcionamiento es análogo al de los axiales, pero aquí el par se consigue debido a la excentricidad, que hace que la componente transversal de la fuerza que el pistón ejerce sobre la carcasa sea distinta en dos posiciones diametralmente opuestas, dando lugar a una resultante no nula que origina el par de giro.

Los motores hidráulicos se usan para variadas aplicaciones como en la transmisión de tornos y grúas, motores de ruedas para vehículos militares, tornos autopropulsados, propulsión de mezcladoras y agitadoras, laminadoras, trituradoras para coches, torres de perforación y zanjadoras (Barraco Serra, 1998).

1.3.4 Tuberías.

Es el término general que abarca las varias clases de líneas conductoras que llevan el fluido hidráulico entre los componentes. Los sistemas hidráulicos de hoy usan principalmente tres tipos de líneas conductoras: tubería de acero y manguera flexible. El tubo es menos costoso, mientras que el tubing y mangueras son más convenientes para hacer conexiones. En el futuro puede que haya líneas de plástico, las cuales en la actualidad ya se está empezando a aplicar. La tubería de acero sin soldadura se recomienda para sistemas hidráulicos con un interior libre de oxidación, atascamiento y polvo. (Rojas, 2003-2004)

1.3.4.1 Tuberías flexibles o mangueras.

Se utiliza cuando la tubería está sujeta a movimiento. Por ejemplo, las tuberías del motor de la cabeza de un taladro, cilindros de maquinaria de obras públicas, etc. Se fabrica en capas de goma y en algunos casos, con trenzado de alambre para mayor presión; la parte interior debe ser compatible con el aceite o fluido empleado. Se debe colocar siempre en tramos cortos. En la figura 6 se puede observar un ejemplo de corte de una tubería flexible. (Rojas, 2003-2004)

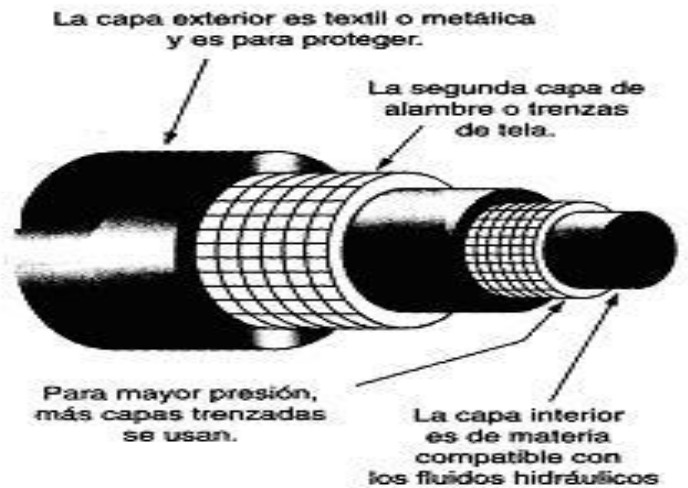


Figura 1.8 Capas de una manguera hidráulica.

Fuente: (Rojas, 2003-2004)

1.4 Conceptos y faces del diseño.

1.4.1 Diseño mecánico.

Según Fedosiev (1985) el diseño es un proceso de creación de las máquinas en forma de documentos (generalmente dibujos) que se lleva a cabo de base de cálculos teóricos, prácticas de construcción, tecnología y de explotación, así como también de experiencias. El diseño lleva muchas versiones. En caso general, la óptima es tal versión que permite obtener los índices necesarios de trabajo con un gasto mínimo de trabajo social. El diseño de máquinas se realiza por fases, lo que permite controlar y aprobar los proyectos en diferentes etapas de elaboración. En las fases principales del diseño de máquinas se elaboran los documentos que siguen:

- I. Especificaciones técnicas: Se hacen para un proyecto de máquinas que entran en la nomenclatura principal de las máquinas de fabricación en serie y en masa.
- II. Anteproyecto: Comprende el desarrollo en croquis de las vistas generales de los conjuntos principales.

III. Proyecto de contrato: Comprende las vistas generales definitivamente desarrolladas de la máquina y de sus conjuntos, lista para el despiece.

IV. Proyecto de ejecución: Es un conjunto de vistas generales, dibujos de taller de las piezas, especificaciones y otros documentos, suficiente para la fabricación de la máquina.

Al terminar el diseño es necesario preocuparse por la estética técnica. Entre los conceptos de belleza, desde el punto de vista ingenieril, y de racionalidad estructural. Las estructuras racionales parecen bellas y las bellas resultan racionales.

Según Shigley (2008), diseño es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema y mediante el uso de herramientas de ingeniería (como las matemáticas, la estadística, computación, las gráficas y el lenguaje) se combinan para producir un plan que cuando se lleva a cabo crea un producto funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se puede fabricar y comercializar.

Mediante Hamrock (2000), diseño es la transformación de conceptos e ideas en maquinaria útil, el objetivo de producir esta máquina que no solo sea resistente para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, sino que también sea posible de realizar económicamente.

Para Norton (2009) el diseño se ha definido como el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización.

Para Romeva (2002) el diseño es un conjunto de actividades destinadas a concebir y definir un producto en todas las determinaciones necesarias para su posterior realización y utilización.

De los conceptos mencionados anteriormente sobre el diseño mecánico analizados cada uno de ellos y el más utilizado para esta área es la mencionada por el autor Shigley, por su mejor entendimiento y facilidad de diseño que presenta la máquina volteadora de cajas.

1.4.2 Cálculo de las piezas de las máquinas durante el diseño.

A fin de determinar preliminarmente las medidas de las piezas se emplean los cálculos convencionales simplificados. Las piezas de máquinas tienen que satisfacer la condición de fiabilidad-conservando sus índices de explotación y debe tener el costo mínimo necesario de producción y de explotación. Por eso es importante utilizar los materiales más adecuados teniendo en cuenta su costo y déficit. Los criterios de cálculo más importante que se toman en consideración en el análisis de las piezas son:

- I. Resistencia mecánica
- II. Rigidez
- III. Resistencia al desgaste
- IV. Resistencia al cambio de la temperatura
- V. Resistencia a las vibraciones.

Como definitivos se emplean los cálculos por criterios de capacidad de trabajo y fiabilidad que reflejan con bastante exactitud los fenómenos físicos que se manifiestan durante el funcionamiento de la máquina. En los últimos tiempos, muchos cálculos de las piezas se llevan a cabo con calculadoras y computadoras electrónicas digitales, incluso los cálculos de las piezas a fabricar de acuerdo con programas normalizados, cálculos complejos que son difíciles o imposibles para el cálculo a mano, y confección de tablas de cálculos. (Fedosiev, 1985)

1.4.3 Estructura metálica.

En su acepción más grande se refiere a la forma en que se organizan las partes de un sistema u objeto. Desde el punto de vista ingenieril, las “estructuras” están ligadas a la construcción; así, son estructuras los puentes, edificios, torres, presas y diversas máquinas, etc. Así decimos que es aquella parte de la construcción que soporta el conjunto, es decir que es capaz de resistir las diversas acciones que actúan sobre ella (peso propio, sobrecargas de uso, viento. Movimiento sísmico, transporte, etc.) (Cervera-Díaz, 2004)

Hoy en día, los aceros estructurales son uno de los materiales de construcción de mayor importancia a nivel mundial. Por muchas características deseables, los aceros estructurales han llevado a que se utilicen en una gran variedad de aplicaciones. Esta disponibilidad en muchas formas de producción de máquinas y ofrecen una alta resistencia inherente. Tiene un módulo de elasticidad muy alto, de manera que las deformaciones bajo cargas son muy pequeñas.

Además, los aceros estructurales poseen una gran ductilidad (capacidad de deformarse); tiene una relación esfuerzo-deformación unitaria en forma lineal, incluso para esfuerzos relativamente altos y su módulo de elasticidad es el mismo a tensión que a compresión. (Cervera et al., 2004)

El diseño de la mayoría de las estructuras está regido por las especificaciones o normas. Aun si estas no rigen el diseño, el proyectista quizá las tomara como una guía. No importa cuántas estructuras haya diseñado es imposible que el proyectista haya encontrado toda situación posible, por lo mismo al recurrir a las especificaciones, el recomendará el mejor material de que se dispone. Las especificaciones de ingeniería son desarrolladas por varias organizaciones y contienen las opiniones más valiosas de esas instituciones sobre la buena práctica de la ingeniería. (McCormac, 2002)

De los conceptos de estructuras metálicas mencionados el más acorde con nuestra máquina es el que menciona el autor McCormac, por su facilidad de entendimiento que presenta este libro para la estructura de la máquina volteadora de cajas.

1.4.4 Máquinas y mecanismos.

Las máquinas son dispositivos que se utilizan al modificar, transmitir y dirigir fuerzas para llevar a cabo un objetivo específico. Una sierra de cadena es una máquina conocida que dirige fuerzas hacia la cadena con la finalidad de cortar madera. Un mecanismo es una parte mecánica de una máquina cuya función es transmitir movimiento y fuerza de una fuente de potencia a una salida. Es el corazón de la máquina. En la sierra de cadena el mecanismo toma la potencia de un pequeño motor y la suministra en el extremo de corte de la cadena. (Myszka, 2012)

La teoría de los mecanismos y las máquinas es una ciencia aplicada que sirve para comprender las relaciones entre la geometría y los movimientos de las piezas de una máquina o un mecanismo, y las fuerzas que generan tales movimientos. (Shigley, 2008)

Analizando la mejor opción de los mecanismos para la máquina volteadora de cajas es la mencionada por el autor Myszka, por la explicación de diversas máquinas y su amplia aplicación en nuestro medio. En el proceso de diseño de máquinas, el ingeniero debe establecer ciertos criterios que recomiendan varios autores como son: Shigley, Deutschman, Hamrock y Norton. Donde que el criterio apropiado para la máquina volteadora de cajas es el del autor Shigley que dice: ¿Qué es el proceso de diseño? ¿Cómo comienza? ¿El ingeniero simplemente se sienta en la silla de su escritorio con una hoja de papel en blanco y anota algunas ideas? ¿Qué sucede después? ¿Qué factores influyen o controlan las decisiones que deben tomarse? Por último, ¿cómo termina el proceso de diseño? (Shigley, 2008)

El proceso completo, de principio a fin, que a menudo se bosqueja como se muestra en la figura 1.15, comienza con la identificación de una necesidad y la decisión de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones, termina con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad. De acuerdo con la naturaleza de la tarea de diseño, algunas fases de éste pueden repetirse durante la vida del producto, desde la concepción hasta la terminación. (Shigley, 2008)

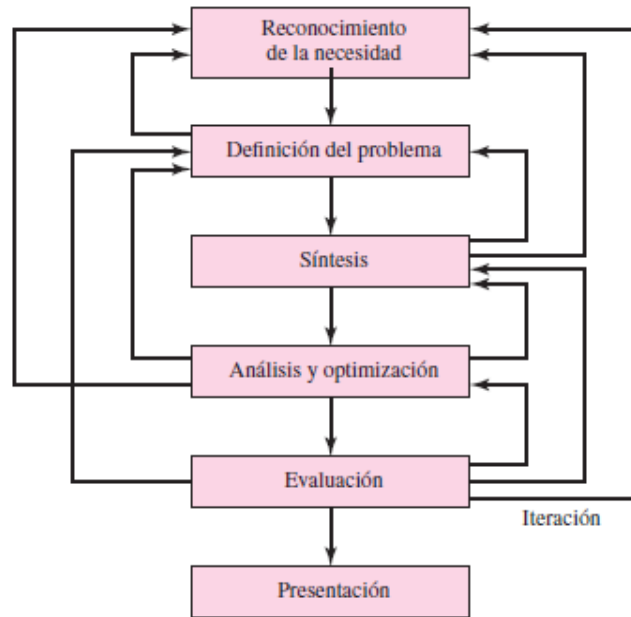


Figura 1.9 Fases del proceso de diseño.

Fuente: (Shigley, 2008).

1.4.5 Reconocimiento de la necesidad.

Con frecuencia, el reconocimiento y la expresión de ésta constituyen un acto muy creativo, porque la necesidad quizá sólo sea una vaga inconformidad, un sentimiento de inquietud o la detección de que algo no está bien. A menudo la necesidad no es del todo evidente; el reconocimiento se acciona por una circunstancia adversa particular o por un conjunto de circunstancias aleatorias que se originan casi de manera simultánea. Por ejemplo, la necesidad de hacer algo acerca de una máquina de empaque de alimentos se manifiesta por el nivel de ruido, la variación en el peso del paquete y por alteraciones ligeras pero perceptibles en la calidad del paquete o envoltura. (Shigley, 2008)

1.4.6 Definición del problema.

Es más específica y debe incluir todas las especificaciones del objeto que va a diseñarse. Las especificaciones son las cantidades de entrada y salida, las características y dimensiones del espacio que el objeto debe ocupar y todas las limitaciones sobre estas cantidades. Puede considerarse al objeto que va a

diseñarse como algo dentro de una caja negra. En este caso deben especificarse las entradas y salidas de la caja, junto con sus características y limitaciones. Las especificaciones definen el costo, la cantidad que se va a manufacturar, la vida esperada, el intervalo, la temperatura de operación y la confiabilidad. Los puntos obvios en las especificaciones son las velocidades, avances, limitaciones de la temperatura, el intervalo máximo, las variaciones esperadas en las variables, las limitaciones dimensionales y de peso, etcétera. (Shigley, 2008)

1.4.7 Síntesis.

La calidad implica un conjunto de actitudes nuevas en las empresas que afectan en profundidad a los sistemas de organización y a los métodos de gestión. Para esto utilizamos una matriz QFD (diseño para la calidad) cuyo objetivo principal es asegurar que se tiene en cuenta la voz del usuario o cliente, a la vez que constituye una ayuda para la planificación de la calidad durante todo el ciclo de vida. (Riva, 2002)

Varios esquemas debemos proponer, investigarse y cuantificarse en términos de medidas establecidas. A medida de lo que vamos desarrollando, se deben realizar análisis para evaluar si el desempeño del sistema es satisfactorio, y observar que tan bien se desempeñará. Los esquemas en competencia se comparan de manera que se puede elegir el camino que conduzca al producto más competitivo. Con esto conseguimos dar la solución al problema que requiere el cliente. Consiguiendo una mejor aceptación de la máquina.

1.4.8 Análisis y optimización.

Tanto el análisis como la optimización requieren que se construyan o inventen modelos abstractos del sistema que admitirá alguna forma de análisis matemático. A estos modelos se les llama modelos matemáticos. Cuando se les crea se espera que sea posible encontrar uno que simule muy bien al sistema físico real. (Shigley, 2008)

1.4.9 Evaluación.

Representa la prueba final de un diseño exitoso y por lo general implica la prueba del prototipo en el laboratorio. Aquí se desea descubrir si el diseño en verdad satisface la necesidad o las necesidades. ¿Es confiable? ¿Competirá exitosamente con productos similares? ¿Es económica su manufactura y uso? ¿Se mantiene y se ajusta con facilidad? ¿Se puede obtener una ganancia por su venta o uso? ¿Qué tan probable es que el producto propicie demandas legales? ¿Se obtiene un seguro con sencillez y a bajo costo? ¿Quizá sea necesario que se reconozca que se requiere reemplazar partes o sistemas defectuosos? (Shigley, 2008)

Sin duda, muchos grandes diseños, invenciones y trabajos creativos se han perdido para la posteridad sólo porque sus creadores no fueron capaces o no estuvieron dispuestos a explicar sus logros a otros. La presentación es un trabajo de venta. El ingeniero, cuando presenta una nueva solución al personal administrativo, gerencial o de supervisión, está tratando de vender o de probarles que la solución que él propone es la mejor. A menos que lo anterior se pueda hacer de manera exitosa, el tiempo y el esfuerzo empleado en obtener la solución en gran parte se habrán desperdiciado. Cuando los diseñadores venden una idea nueva, también se venden a sí mismos. Si suelen tener éxito en la venta de ideas, diseños y soluciones nuevas a la gerencia, comienzan a recibir aumentos salariales y promociones; de hecho, así es como cualquiera tiene éxito en su profesión. (Shigley, 2008)

1.4.11 Herramientas y recursos de diseño.

En la actualidad, el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las computadoras y los paquetes de software proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de desempeño básico en ciencias/ingeniería o las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ciencia/ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. También la

computadora puede jugar un papel importante en la recolección de información. (SHIGLEY, 2008).

En el diseño de la Máquina volteadora de cajas se utilizará software especializados para ingeniería que tenemos disponibles como: ANSYS, MSC. ADAMS, AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017, SOLIDWORKS 2016, AUTOCAD 2017 y Microsoft Excel.

AUTOCAD. Este software permite el diseño asistido por computadora, la modelación se lo hace en 2D o 3D, la forma más rápida para representar los planos. También se lo puede aplicar para realizar los respectivos planos de la máquina.

SOLIDWORKS. Es un software de diseño asistido por computadora para modelado mecánico en 3D, permite modelar piezas y conjuntos como también la representación de planos, permite la simulación para de esta manera visualizar su funcionamiento. Mediante este software se realizará la solución modular de la respectiva máquina con cada uno de sus elementos, como también realizar los planos respectivos para su posterior construcción.

AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL. Es un software de diseño asistido por computadora para modelado mecánico en 3D, que permite dibujar piezas en 2D y luego llevarlas a 3D. Mediante este software se realizará el análisis de elementos finitos a la estructura de la máquina volteadora de cajas y se realizarán los planos de dicha estructura.

ANSYS. Es un software para simulación bajo la teoría de elementos finitos empleado para análisis estructural, transferencia de calor, dinámica de fluidos, para la resistencia de materiales, determinación de esfuerzos. Se empleará para la resistencia de materiales para la estructura.

MSC. ADAMS. Es la denominación comercial de un software que realiza análisis sobre mecanismos. Se compone de varios módulos que permiten hacer simulaciones del funcionamiento por medio de animaciones, realizar análisis de vibraciones, realizar análisis de esfuerzos, etc. Microsoft Excel. Es una hoja de cálculo que le brinda al usuario varias herramientas matemáticas y estadísticas,

además contiene paquetes de análisis de datos, con los que se pueden resolver problemas de optimización por métodos lineales o no lineales.

1.5 Unión de piezas.

1.5.1 Unión de piezas por apriete.

Las uniones de piezas con apriete son acoplamientos tensados, en los cuales el apriete se produce debido a que existe diferencia entre las medidas de las piezas a acoplar. Para cazar las piezas se utilizan las fuerzas elásticas de las piezas previamente deformadas.

Las uniones citadas pueden dividirse en dos grupos:

- 1- Uniones de piezas por superficies cilíndricas o cónicas, en este caso, una pieza se llama contenida (eje) y la otra que contiene (agujero).
- 2- Uniones de piezas por superficies planas mediante anillos abrazaderas o bien placas de sujeción en doble T.

Las más utilizadas son las uniones de primer tipo. Las uniones con apriete pueden soportar fuerzas y momentos arbitrariamente dirigidos. La ventaja común de las uniones citadas consiste en la posibilidad de su sujeción para cargas muy grandes y en su buena resistencia a las cargas de choque. (Reshtov, 1990)

Las uniones de tipo uno, son de sencilla fabricación, garantizan un buen centrado y no requieren piezas especiales de sujeción. Sus principales inconvenientes están dadas por su complejidad en el montaje y desmontaje, posibilidad de aflojamiento del ajuste y deterioro de las superficies de ajuste durante el desmontaje, gran dispersión de la resistencia a la adherencia, debido a la dispersión de las medidas reales de ajuste dentro de los límites de tolerancia. (Reshtov, 1990)

Las uniones cilíndricas con apriete, pertenecientes al primer grupo referenciado, tienen numerosos usos para grandes cargas, sobretodo dinámicas y especialmente en casos donde no se necesite montaje y desmontaje frecuente.

El carácter de la unión se determina por apriete según el ajuste seleccionado y se encuentra normalizado en un sistema de tolerancia y ajustes límites. Se pueden

dividir en ajustes en caliente, prensado, prensado ligero, etc. En caso de apriete fuerte la resistencia al desplazamiento (al corte) alcanza 100 Kg/cm^2 , este tipo de unión se prohíbe en piezas de paredes delgadas.

Por su método de montaje se clasifican en a presión, con calentamiento del agujero o bien enfriamiento del eje. Aunque el montaje a presión permite controlar con eficacia de la unión midiendo la fuerza de presión, se ha comprobado que la resistencia del acoplamiento de las piezas que se arman por contracción térmica supera 1,5 veces la resistencia de la unión a presión, ya que esta última elimina irregularidades en las superficies a acoplar, aunque solo se sugiere en piezas pequeñas. El uso del calentamiento es especialmente cómodo, en comparación con la unión a presión para piezas con gran relación entre longitud y diámetro. La temperatura del calentamiento debe ser más baja que la del revenido. La presión en el apriete debe ser tal que las fuerzas de rozamiento resulten más grandes que las fuerzas exteriores cortantes.

1.5.2 Unión por interferencia.

La unión por interferencia es la que ocurre cuando se quieren unir dos elementos y el diámetro de uno de estos está diseñado unas micras más pequeño lo que produce el ajuste conocido como apriete. Los cálculos de la unión por interferencia tienen dos objetivos fundamentales calcular si el apriete mínimo de la unión garantiza que no se deslicen por la acción del par de fricción y el apriete máximo que permiten el eje y el agujero, para que no fallen durante el ensamblaje.

Entre los cálculos que se realizan para evitar las fallas está la capacidad portante, que depende del apriete que se logre con el ajuste. Lo que ocurre es que el apriete, en las superficies acopladas provocan una presión específica (p) debido a la deformación elástica de las piezas unidas. Las distribuciones de tensiones en las piezas de una unión por interferencia se obtienen a partir del estudio de los tubos de paredes gruesas ya que la pieza exterior se puede considerar un tubo sometido a presión interior y la interior un tubo sometido a presión exterior. La distribución de las tensiones radiales y tangenciales en estas uniones se muestra en la figura 1.16. (Reshtov, 1990)

Donde d_1 es el diámetro interior de la pieza contenida que puede ser cero en el caso de ejes macizos y d_2 el diámetro exterior de las piezas que contiene, aunque en la realidad no están distribuidas de forma regular. Para calcular la presión en el apriete también se tienen en cuenta el apriete que se logre en la unión (δ), el módulo de elasticidad de primer orden (ξ) y el coeficiente de Poisson. (Reshtov, 1990).

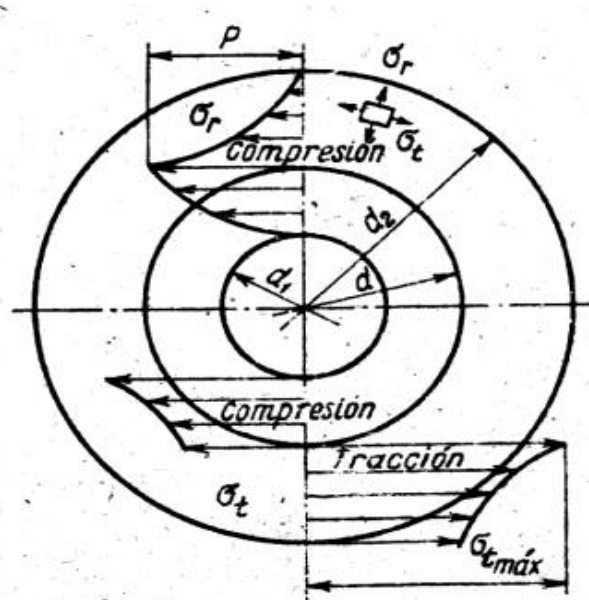


Figura 1.10 Distribución de las tensiones radiales y tangenciales.

Fuente: (Reshtov, 1990).

1.5.3 Unión por chaveta.

La chaveta es una pieza que se coloca en las ranuras de dos piezas en contacto y que impide el giro o desplazamiento relativo de dichas piezas. Las chavetas se emplean predominantemente para transmitir el momento de torsión desde el eje al cubo o viceversa. Los principales tipos de chavetas están normalizados. Estas pueden dividirse en dos grupos. (Reshtov, 1990)

Primer grupo: Uniones no tensadas.

Se ejecutan con chavetas prismáticas y de Woodruff (lengüetas redondas), se ejecutan con sección rectangular y con relación entre la altura y el ancho de la sección desde 1:1 para ejes de diámetro pequeño hasta 1:2 para diámetros

grandes, estas se fabrican de acero estirado brillante y sus caras de trabajo son las laterales más estrechas. La chaveta se empotra en el eje a una profundidad aproximada de 0,6 su altura y en dirección radial se prevé una holgura. Un defecto de la chaveta prismática es la dificultad de garantizar su intercambiabilidad, eso es, la necesidad del ajuste manual o de la selección de las chavetas en las uniones vitales lo que limita su uso en la producción en grandes lotes o masas.

Segundo grupo: Uniones tensadas.

Se efectúan con chavetas en cuña; estas son cuñas con inclinación de 1:100. A diferencia de las chavetas prismáticas las de cuña no tienen más que caras de trabajo anchas y por las laterales existen holguras. Las chavetas en cuña forman una unión tensada capaz de transmitir no solo el momento de torsión, sino también carga axial. No obstante, originan desplazamientos radiales del eje del cubo, respecto al eje del árbol en una magnitud igual al juego radial de encaje y a las deformaciones por contacto y por consiguiente aumenta la descentración de la pieza montada. En caso de cubos cortos, es posible la deformación de las piezas a unir, esta es la razón por la cual el campo de las chavetas en cuña ha disminuido bruscamente. No se utilizan absolutamente en la construcción de aparatos de precisión. La ventaja de este tipo de unión es la ausencia de juego y por esta razón, buena resistencia a las cargas de choque.

Conclusiones parciales del capítulo 1.

- En la actualidad los productos alimenticios enlatados son de vital importancia porque brindan una forma útil de empacar, trasladar y conservar los alimentos, por lo tanto, cualquier investigación en aras de mejorar este sector, es fundamental.
- En la bibliografía no se encuentra con una metodología para diseñar la máquina volteadora de cajas, aunque se han construido un sinnúmero de estos equipos de varios modelos y tamaños. Es evidente que los fabricantes no han sacado a la palestra el cómo construirlo, por eso en esta tesis se desarrollará una metodología de diseño.
- Aunque nos pudiéramos auxiliar de otro medio, no hay dudas que la mejor forma de imprimirle el movimiento a la máquina volteadora de cajas es mediante un cilindro de doble efecto, el cual será impulsado por una motobomba, puestas estas bases podemos comenzar con la metodología para diseñar dicha máquina.

Capítulo 2: Metodología de diseño.

Después de realizarse una amplia búsqueda en la bibliografía sobre la metodología de diseño de la máquina volteadora de cajas, llegamos a la conclusión de que no existe una o como todo parece indicar, las compañías que se encargan de fabricar estos dispositivos no publican el cómo hacerlo. Por lo tanto, en este capítulo se desarrollará una metodología para el diseño de esta máquina.

Primeramente, partiremos de un análisis de fuerzas, para determinar la fuerza que deberá realizar el cilindro para vencer sin problemas el peso de la caja sumado al peso de la estructura porta cajas, con este dato realizaremos el diseño del cilindro hidráulico, el cual se encargará de plasmarle el movimiento al dispositivo. Después de esto, realizaremos un análisis de resistencia basado en el método de elementos finitos, auxiliándonos del programa Inventor Profesional 2017

2.1 Determinación de la fuerza de empuje.

Para determinar la fuerza de empuje es necesario conocer el peso de las cajas cargadas de frutas, además de estimar el peso de la estructura porta cajas. Para ello realizamos un contacto con la dirección de la fábrica Ceballos, quienes nos suministraron ese dato, las cajas de 1m^2 cargadas de frutas llegan a pesar hasta 800 kg, por lo tanto, trabajaremos con un peso de 1000 kg, ya que al peso de la caja se le suma el peso de la estructura porta cajas, el cual será estimado.

En el diagrama 2.1 se muestran las reacciones que ocurren en la estructura porta cajas al estar bajo la acción del peso, el cual estimaremos de 1000 kg que son 9810 N.

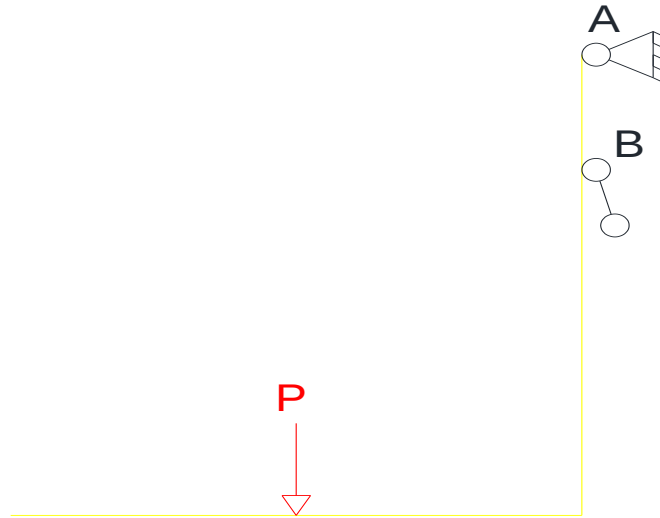


Diagrama 2.1 Reacciones de la estructura porta cajas.

Fuente: Elaboración Propia.

Para conocer la fuerza de empuje que debe realizar el cilindro, es necesario conocer el valor de la reacción del punto B, para ello se hará referencia al diagrama de fuerzas (diagrama 2.2)

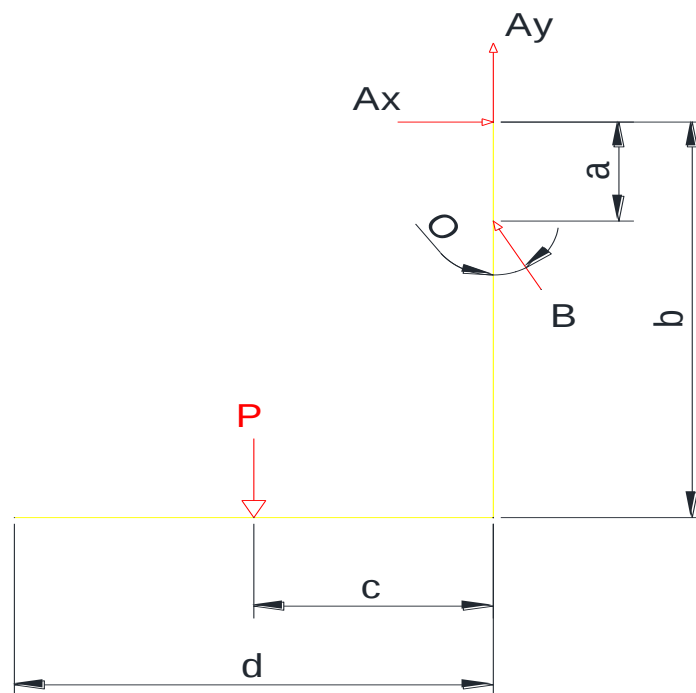


Diagrama 2.2 Diagrama de fuerzas de la estructura porta cajas.

Fuente: Elaboración Propia.

Aplicando la segunda ley de Newton tenemos que:

$$\sum F = m \times a$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Ax = Bx \quad (2.1)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$By + Ay = P \quad (2.2)$$

$$\sum Ma = 0$$

$$P \times c = Bx \times a \quad (2.3)$$

Conociendo que $a = 210 \text{ mm}$, $c = 570 \text{ mm}$, $\phi = 10^\circ$ obtenemos qué:

$Bx = 26\,627 \text{ N}$ y como $Bx = B \cos \phi$ obtenemos que $B = 27\,037 \text{ N}$, por lo cual la fuerza de empuje del cilindro debe ser mayor que $27\,037 \text{ N}$, por lo cual realizaremos los cálculos para $30\,000 \text{ N}$ lo cual brinda cierta seguridad.

2.2 Diseño del cilindro.

Para el diseño del cilindro es necesario primero determinar la bomba disponible en la empresa para así fijar el parámetro de la presión que es capaz de entregar y si es de doble o simple efecto. Para ello según trabajadores de la empresa encargados de la compra de dichas bombas junto con los ingenieros del Departamento Técnico se arribó a la decisión de que la bomba a utilizar para la máquina volteadora de cajas sería la SHIMADZU M600-60L747, la cual da una presión de 150 bar.

2.2.1 Determinación de los parámetros principales.

Para este diseño es necesario determinar el diámetro interior capaz de poder desarrollar la fuerza que se requiere por la máquina volteadora de cajas ($30\,000 \text{ N}$)

así como el espesor de su pared o diámetro exterior. Además, se anexará el cálculo del espesor del fondo.

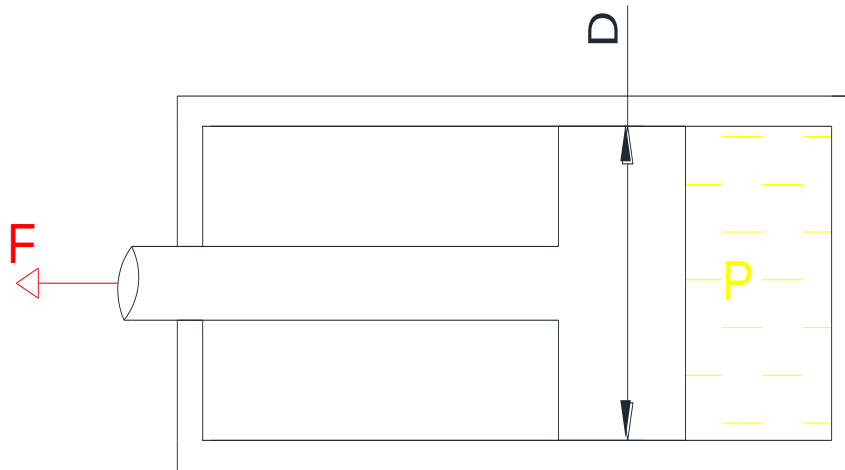


Figura 2.1 Esquema del funcionamiento de un cilindro.

Fuente: Elaboración Propia.

Para la determinación del diámetro interior es necesario partir del principio de que (Fig. 2.1):

$$F = P * A \quad (2.4)$$

Donde:

F = Es la fuerza que se requiere

P = Es la presión que se demanda

A = Es el área que se dispone

De dicho principio y a sabiendas de que se está trabajando con una sección circular debido a que es un cilindro entonces el área sería expresada como:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (2.5)$$

Por lo que al despejar y sustituir la Ec.2.5 en la 2.4 se obtiene que:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P}} \quad (2.6)$$

Donde:

P = Presión que brinda la bomba, para este caso (270 bar) lo que equivale a:

$$P_b = 150 \text{ bar} = 1.5 * 10^7 \text{ Pa}$$

F = Fuerza requerida para el volteo:

$$F_v = 30\,000\text{ N}$$

d = Diámetro interior del cilindro

Utilizando entonces la Ec.2.6 y llevándola al tema en cuestión quedaría el diámetro interior del cilindro como:

$$dic = \sqrt{\frac{4 * F_v}{\pi * P_b}}$$

$$dic = 0.051\text{ m} = 51\text{ mm}$$

A pesar de este ser el resultado exacto para la fuerza requerida se necesita contar con los instrumentos de fabricación para el cilindro por lo que es necesario redondear por exceso dicho resultado a los cabezales con los que cuenta la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos para la fabricación de los cilindros. Dentro de los cabezales con los que cuenta el inmediato superior es de 55 mm por lo que habría que normalizar el diámetro.

$$din = 55\text{ mm} = 0.055\text{ m}$$

Para la determinación del espesor de la pared es necesario apoyarse en los conocimientos que brinda (Pisarenko, 1979) acerca de los cilindros de paredes gruesas, el cual no se brinda el cálculo del diámetro exterior a partir de la fuerza y la presión.

$$P * \frac{2 * b^2}{b^2 - a^2} \leq [\sigma]_t \quad (2.7)$$

Donde

a y b = Radios interior y exterior respectivamente,

P = Presión de la bomba

$[\sigma]_t$ = Tensión permisible del material, la cual depende de la tensión de fluencia para la camisa o cilindro ($3.5 * 10^8$ Pa) y un factor de seguridad que se asumirá será de 1.5.

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n}$$

$$[\sigma]_t = 233333333.3\text{ Pa}$$

Ahora al despejar el radio exterior y convertirlo en diámetro se tiene que:

$$b \geq \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_t * a^2}{[\sigma]_t - 2P}} \right) * 2 \quad (2.8)$$

Donde

b = En este caso sería el diámetro exterior del cilindro

Levando entonces la Ec.2.31 al tema en cuestión se obtiene que:

$$Dec \geq \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_t * din^2}{[\sigma]_t - 2Pb}} \right) * 2$$

$$Dec \geq 0.063 \, m \geq 63 \, mm$$

Este sería el diámetro exterior mínimo que soportaría la presión de la bomba, pero también por términos de materia prima con la que se cuenta en la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos y para una mejor tecnología de maquinado se puede asumir cualquier valor por encima de este por lo que:

$$Den = 0.065 \, m$$

Por tanto, el espesor de la pared que se obtendría es:

$$ep = \frac{Den - din}{2}$$

$$ep = 0.01 \, m = 10 \, mm$$

Como se puede apreciar el factor de seguridad asumido es el mínimo por tanto cualquier aumento de los valores contribuiría al aumento de la fiabilidad.

Para determinar el espesor del fondo es necesario el apoyo de (Pisarenko, 1979) del cual enuncia que:

$$ef \geq \frac{d}{2} * \sqrt{\frac{P}{[\sigma]_t}} \quad (2.9)$$

Llevando esta Ec.2.9 al tema que se desarrolla se obtiene que:

$$ef \geq \frac{din}{2} * \sqrt{\frac{Pb}{[\sigma]_t}}$$

$$ef \geq 0.009 \, m \geq 9 \, mm$$

Con el fondo sucede lo mismo que este sería el valor mínimo cualquier valor por encima del calculado aumentaría el factor de seguridad por lo que puede determinarse cualquier largo de corte teniendo en cuenta otras condiciones de

diseño ya sea por soldadura o para agregar cualquier otro dispositivo a dicho fondo como puede ser una toma de dimensiones superiores. Por ello las dimensiones reales quedarán plasmadas en los planos técnicos que aparecerán en los anexos correspondientes al diseño del conjunto cilindro-vástago-pistón.

2.2.2 Diseño del vástago.

El vástago será un elemento que se encuentra trabajando a compresión por tanto las comprobaciones de resistencia se efectuaran basadas en el cálculo de estabilidad en barras comprimidas.

Para ello es necesario seguir una serie de cálculos y condiciones que permitirán deducir cual será el método utilizado para la determinación de la tensión crítica y el correspondiente factor de seguridad.

Según (Pisarenko, 1979) y los conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez lo primero a determinar es la esbeltez del elemento partiendo de que:

$\lambda \geq \lambda_{lim}$ se consideraría un miembro esbelto de lo contrario se estaría en presencia de miembros cortos o intermedios. Donde λ es la razón de esbeltez del elemento y λ_{lim} es un valor limite determinado por las características del material que compone el elemento.

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{\pi^2 * E}{\sigma_p}} \quad (2.10)$$

$$\lambda = \frac{\nu * l}{i_{min}} \quad (2.11)$$

Como se puede apreciar λ_{lim} depende solo de las características del material, Modulo de Elasticidad y límite de proporcionalidad. Mientras que λ depende de la longitud del elemento del coeficiente de reducción de la longitud y el radio de giro mínimo. Para la determinación del coeficiente de reducción de la longitud es necesario saber las condiciones de apoyo y de carga en las que se encuentra el elemento vástago. Según muestra la figura 2.1 y bajo el criterio de (Pisarenko, 1979) para las condiciones mostradas el coeficiente es:

$$\nu = 2$$

Además Lva es la longitud de análisis del vástago lo que no significa que sea la longitud total de este, es decir que la longitud de análisis sería desde el punto de aplicación de la carga Fv hasta la entrada al cilindro.

Solo queda determinar el radio de giro mínimo que según (Pisarenko, 1979) queda:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (2.12)$$

I_{min} = Momento de inercia mínimo

A = Área de la sección

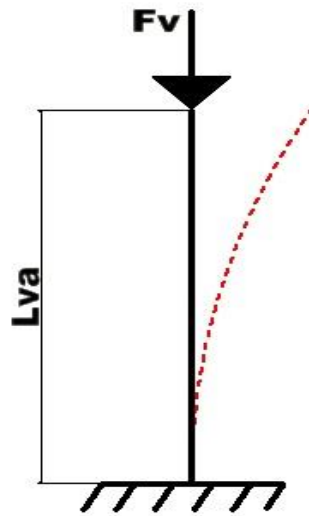


Figura 2.1 Condiciones de apoyo y carga en el vástago.

Fuente: Elaboración Propia.

El momento de inercia mínimo se determina según la bibliografía para sección circular maciza, la cual llevándola al tema en cuestión a sabiendas de que el diámetro del vástago (dv) = 0.04 m y la longitud de análisis del vástago,

$$(Lva) = 0.822 \text{ m}$$

$$I_{min} = \frac{\pi * dv^4}{64}$$

$$I_{min} = 1.26 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

El área de la sección es el área de una circunferencia la cual se determinaría como:

$$Av = \frac{\pi * dv^2}{4}$$

$$Av = 1.26 * 10^{-3} m^2$$

Por tanto, retomando la Ec.2.12 se obtiene que:

$$i_{min} = 0.01 m$$

Llevando la Ec.2.11 al tema en cuestión se obtiene que:

$$\lambda = \frac{v * Lva}{i_{min}}$$

$$\lambda = 164.4$$

Teniendo la razón de esbeltez es necesario determinar entonces la condición límite del material según la Ec.2.10.

$$\lambda_{lim} = 173.3$$

Como se puede apreciar:

$$\lambda < \lambda_{lim}$$

Por tanto, no puede definirse como un miembro esbelto y se sale de los límites de aplicabilidad de la fórmula de Euler por tanto es necesario recurrir al método expuesto por (Goytisolo Espinosa, y otros) el cual enuncia que:

$$\sigma_{cr} = \sigma_f - \frac{\sigma_p(\sigma_f - \sigma_p)}{\pi^2 * E} * \lambda^2 \quad (2.13)$$

Donde

σ_{cr} = Tensión crítica.

σ_f = Tensión de Fluencia.

σ_p = Límite de proporcionalidad.

E = Módulo de elasticidad.

Como ya se determinaron cada uno de los parámetros de la fórmula se puede decir que la tensión crítica en el vástago del cilindro es:

$$\sigma_{cr} = 526232449.6 Pa$$

La idea de determinar la tensión crítica es llegar a la fuerza crítica en el vástago como: (Pisarenko, 1979)

$$P_{cr} = \sigma_{cr} * A \quad (2.14)$$

Donde

P_{cr} = Fuerza crítica en el elemento en este caso el vástago

A = Área del vástago en este caso.

Entonces sustituyendo en la Ec.2.37 se obtiene que:

$$P_{cr} = 2026038.81 \text{ N}$$

Se mantiene el mismo factor de seguridad.

$$n_s = \frac{P_{cr}}{[P]} \quad (2.15)$$

Donde

$[P]$ = Fuerza capaz de ejercer el vástago solo que en dirección contraria.

$$n_s = 10.3$$

Es apreciable el factor de seguridad está sobrevalorado lo que se debe a las condiciones de materias primas y fabricación con la que cuenta la empresa. En este caso es recomendable la disminución del diámetro del vástago siempre y cuando se cuente con la materia y con los elementos para el sellado.

2.2.3 Determinación de la capacidad de almacenamiento del cilindro.

Debido a la diferencia entre las áreas en la carrera de ida y de vuelta es necesario determinar el volumen capaz de almacenar el cilindro cuando se encuentra en el punto muerto superior e inferior. Según ROEMHELD esto se puede determinar como:

$$V_o = A * \text{carrera} \quad (2.16)$$

Donde

V_o = Volumen del cilindro

A = Área del cilindro

Por tanto, para cuando el cilindro se encuentra en el punto muerto inferior se tiene que:

$$V_{oi} = A_i * C_c$$

$$V_{oi} = 2015.78 \text{ cm}^3 = 2.02 \text{ L}$$

Ahora para el retroceso el volumen sería:

$$V_{or} = A_r * C_c$$

$$V_{or} = 1003 \text{ cm}^3 = 1.00 \text{ L}$$

2.2.4 Determinación del factor de seguridad en la rosca del vástago.

Son disímiles las formas en las que se puede fijar el pistón al vástago, ya sea como elemento enterizo roscado o soldado, pero dentro de la unión por rosca puede que el

pistón dentro de su diseño sea roscado o simplemente se fija mediante una tuerca de seguridad, para estos dos últimos casos cualquiera que sea es necesario determinar la longitud de la rosca que debe soportar la presión que ejerce la bomba y su diámetro mínimo partiendo de un factor de seguridad deseado.

Según (Agulia, 2010) el diámetro mínimo de la rosca se determina como

$$d_1 \geq 1.13 * \sqrt{\frac{P}{[\sigma]_t}} \quad (2.17)$$

Donde:

P = Es la fuerza de tracción que se ejerce

$[\sigma]_t$ = Es la tensión permisible

Utilizando la Ec.2.18 tenemos la tensión permisible y asumiendo un factor de seguridad mínimo de 1.5 se obtiene que:

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n_r}$$
$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n_r} \quad (2.18)$$

$$[\sigma]_t = 235333333 \text{ Pa}$$

La fuerza que se ejerce a tracción dependerá del área que resta entre el vástago y el cilindro. Por tanto, utilizando la Ec.2.4 y conociendo ya el área entre el vástago y el cilindro se obtiene que:

$$Fr = Pb * Ar$$

$$Fr = 16480 \text{ N}$$

Si $Fr = P$ entonces sustituyendo en la Ec.2.44 se obtiene:

$$dr \geq 1.13 * \sqrt{\frac{Fr}{[\sigma]_t}}$$

$$dr \geq 0.001 \text{ m}$$

Este valor es muy pequeño, lo que indica que no hay problemas para la rosca con la fuerza a ejercer, por lo tanto, normalizaremos el diámetro de rosca a 15 mm, ya que hay que tener en cuenta las facilidades de fabricación.

Lo que se pretende con este cálculo es tener en cuenta lo que se necesita para determinar el diámetro mínimo (d_1), el cual, a su vez se tendrá en cuenta entonces para determinar el factor de seguridad de la rosca a partir de valores asumidos de longitud de rosca (H) y paso (p), (Agulia, 2010) explica que:

$$\tau = \frac{P}{\pi * d_i * \beta * H} \quad (2.19)$$

Donde

$$d_i = d_f - d_o \quad (2.20)$$

d_f = Diámetro de fondo

d_i = Diámetro intermedio

$d_o = d_r$

$$d_f = 0.6495 * p \text{ (cm)} \quad (2.21)$$

p = Paso de la rosca (valor a partir del cual debe determinarse la longitud de la rosca).

β = Coeficiente de relleno de la altura puede considerarse igual a 1 para roscas triangulares.

H = Longitud de la rosca.

$[\tau]$ = Tensión permisible de la rosca.

Según (Agulia, 2010) se puede calcular la tensión máxima en la rosca como:

$$[\tau] = 0.2 * \sigma_f \quad (2.22)$$

Aplicando la ecuación anterior al tema en cuestión.

$$[\tau]_r = 7.06 * 10^7 \text{ Pa}$$

Sustituyendo la Ec.2.47 en la Ec.2.21 se obtiene que:

$$d_i = 0.6495 * p - d_o \quad (2.23)$$

Aplicando la ecuación anterior se obtiene que:

$$d_i = 0.6495 * p - d_r$$

Si $p = 2 \text{ mm} = 0.2 \text{ cm} = 0.002 \text{ m}$, entonces:

$$d_i = 2.27 \text{ cm} = 0.0227 \text{ m}$$

Asumiendo como valor de longitud de rosca $H = 75 \text{ mm} = 0.075 \text{ m}$, el valor de β es igual a 1 y sustituyendo en la Ec.2.19, se obtiene que:

$$\tau_r = \frac{Fr}{\pi * d_i * H}$$

$$\tau_r = 22\,334\,743.68 \text{ Pa}$$

Utilizando la ecuación de factor de seguridad obtenemos que:

$$nc = \tau_c / [\tau] \quad (2.24)$$

$$nr = 2.48$$

2.2.4 Determinación del factor de seguridad en la rosca del vástago.

El procedimiento para determinar el factor de seguridad en el buje-guía es el mismo aplicado para el vástago solo cambia el área para la determinación de la fuerza ya que es en sentido contrario a como se encuentra en el vástago.

Por eso solo se expondrán los resultados aclarar solamente que el área es solo la perteneciente a la sección interior del cilindro.

Aplicando la Ec.2.4 y llevándola a esta situación se obtiene que:

$$Fbg = Pb * \frac{\pi * d_i^2}{4}$$

$$Fbg = 34\,923.6 \text{ N}$$

$$[\sigma]_{bg} = [\sigma]_t = 235333333 \text{ Pa}$$

Aplicando la Ec.2.18 se concluye que:

$$d_{bg} = 0.0137 \text{ m} = 13.7 \text{ mm}$$

El valor del diámetro mínimo es pequeño ya que la fuerza que se necesita es relativamente pequeña para este tipo de dispositivos. Aquí el buje-guía se encuentra con la determinante de tener varias funciones, dentro de las cuales se encuentra el posible sellaje en la camisa por ello debido a su diseño en la zona correspondiente a la rosca deberá ser mayor que la interior de la camisa por tanto debe normalizarse un diámetro mayor que el mínimo calculado.

$$dn_{bg} = 0.062 \text{ m} = 6.2 \text{ cm} = 62 \text{ mm}$$

Esto explica que el diámetro asumido para determinar el factor de seguridad será el normalizado.

Aplicando la Ec.2.23 y asumiendo el mismo paso $p_{bg} = p$ que el asumido para el vástago se obtiene que:

$$di_{bg} = 6.17 \text{ cm} = 61.7 \text{ mm} = 0.0617 \text{ m}$$

La tensión máxima en el buje-guía será la misma que para el vástago, por tanto:

$$\tau_{bg} = \tau r = 22\,334\,743.68 \text{ Pa}$$

Entonces desarrollando la Ec.2.22 con las mismas consideraciones que se tomaron para el vástago incluyendo $H = H_{bg} = 0.04 \text{ m}$ se obtiene que:

$$[\tau]_{bg} = 15524378.72 \text{ Pa}$$

El factor de seguridad aplicando la Ec.2.22 que se obtiene es:

$$n_{bg} = 5.3$$

2.3 Síntesis de movimiento de la maquina volteadora de cajas.

Después de diseñarse el cilindro llega el momento de analizar el movimiento que tendrá el dispositivo, ya que, según el recorrido de este, depende el recorrido del cilindro. En el diagrama 2.3 se puede observar el recorrido óptimo de la estructura porta cajas para garantizar que el contenido de la caja se vierta sin dificultad.

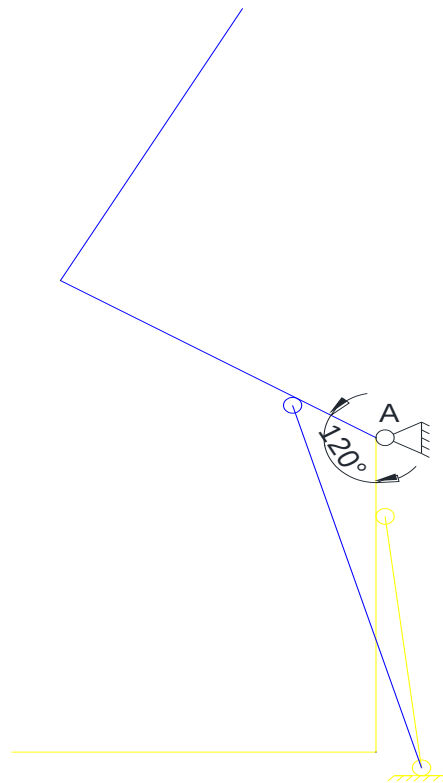


Diagrama 2.3 Síntesis del movimiento de la estructura porta cajas.

Fuente: Elaboración Propia.

Partiendo de este análisis, y de tener ya diseñado el cilindro se procedió al diseño preliminar de la máquina volteadora de cajas, basándonos en el desplazamiento que nos brindó la síntesis del dispositivo (Fig. 2.2 a y b)

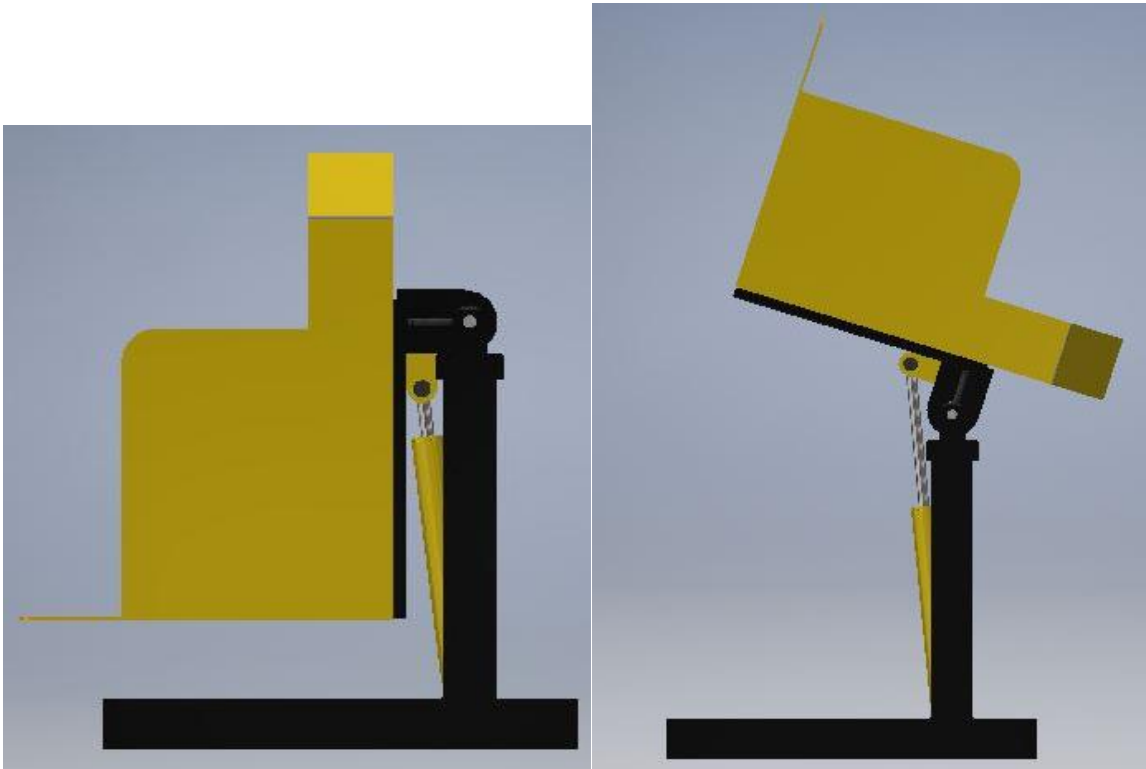


Fig. 2.2 a y b Máquina volteadora de cajas con cilindro cerrado y abierto.

Fuente: Elaboración Propia.

2.4 Análisis Estructural de los componentes de la máquina volteadora de cajas.

Después de conocer los parámetros iniciales necesarios para el diseño es hora de realizar el diseño de los componentes de la estructura del dispositivo, teniendo en cuenta que todas las piezas y componentes deben de tener un alto coeficiente de seguridad y a la vez tener el menor peso posible.

Se realizará el diseño de los ejes de los pivotes y de la estructura, apoyándonos en los análisis de elementos finitos que nos brinda en programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017 para determinar los posibles puntos críticos y asegurarnos que el coeficiente de seguridad en estos es mayor que el

recomendable, así también revisaremos todos los puntos en que exista soldadura, para asegurarnos de que no existe ningún peligro.

2.4.1 Diseño de los ejes pivote.

Para diseñar los ejes del pivote del dispositivo (fig. 2.3) es necesario tener en cuenta el diámetro requerido y la longitud necesaria, ya que en los extremos de los ejes se ubican los cojinetes de deslizamiento.

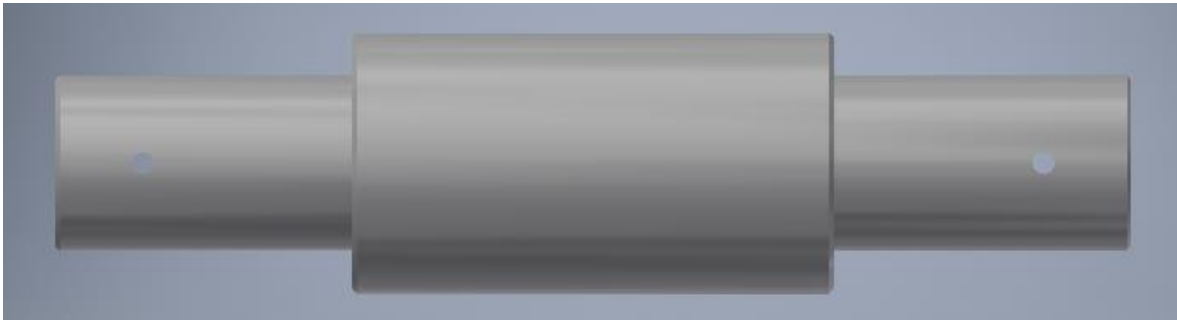


Fig. 2.3 Ejes del pivote.

Fuente: Elaboración Propia.

Para realizar el análisis de resistencia de este se utilizó la ayuda del programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017, y se analizó el árbol bajo la acción de una carga distribuida $Q = 44.6 \text{ Nmm}$ el cual es provocado por la acción del peso cuando en cilindro está cerca de alcanzar el punto muerto superior

Tabla 1 Propiedades del material.

Fuente: Elaboración Propia.

Material		Acero AISI 1045
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidad	ρ	7860 kg/m ³

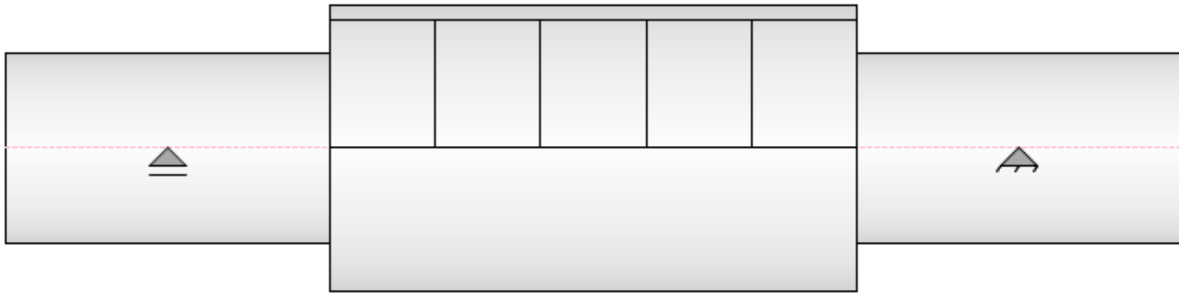


Fig. 2.3 Ejes del pivote.

Fuente: Elaboración Propia.

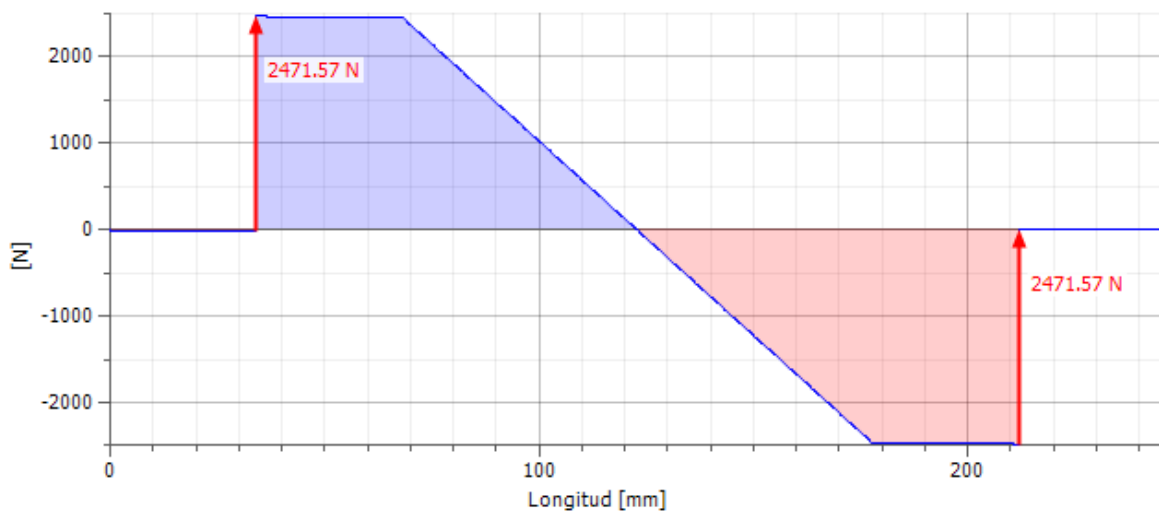


Gráfico 2.1 Diagrama Fuerzas cortante.

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.1 se puede observar los valores de las reacciones en los apoyos producto a la carga distribuida (Q).

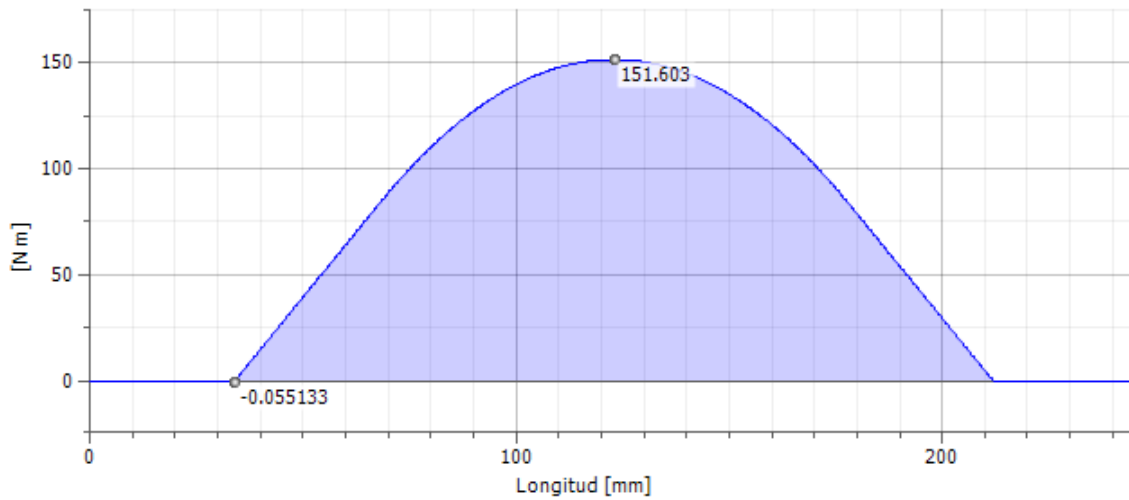


Gráfico 2.2 Diagrama de momento flector.

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.2 se puede observar el momento flector que se produce por la acción de la carga distribuida (Q).

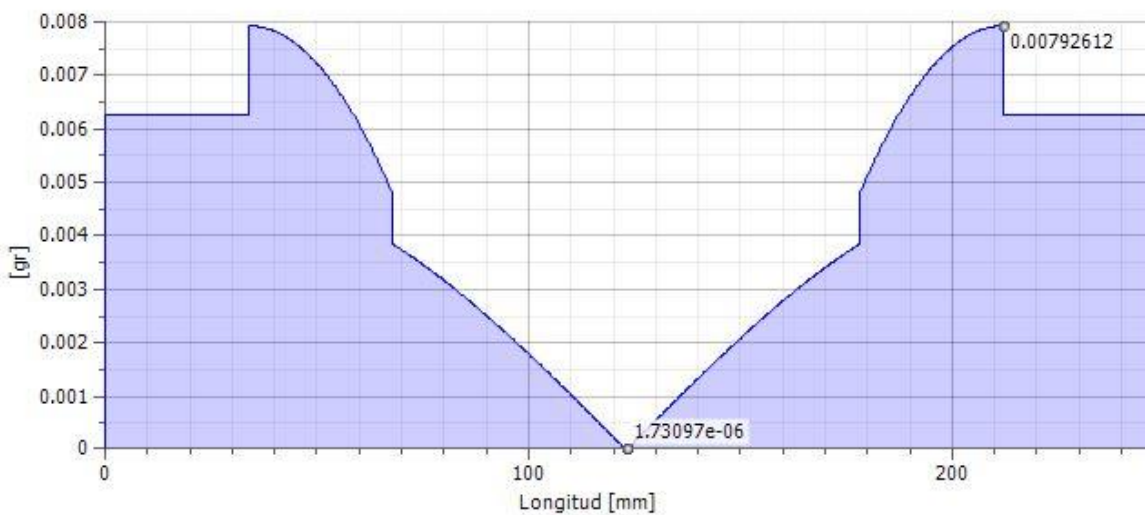


Gráfico 2.3 Diagrama de ángulo de flexión.

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.3 se puede observar el ángulo de flexión (θ) en grados, provocado por la acción de la carga distribuida (Q) el cual es máximo en los apoyos.

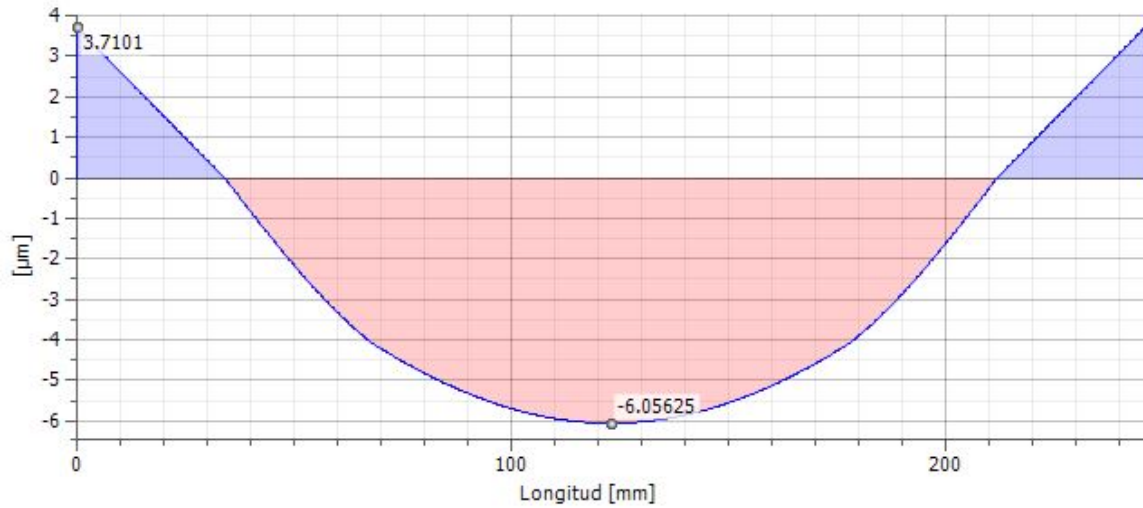


Gráfico 2.4 Diagrama de flexión (flecha).

Fuente: Elaboración Propia.

En el gráfico 2.4 se puede observar la flexión máxima o flecha a la que va a estar expuesto el árbol, producto de la acción de la carga distribuida (Q).

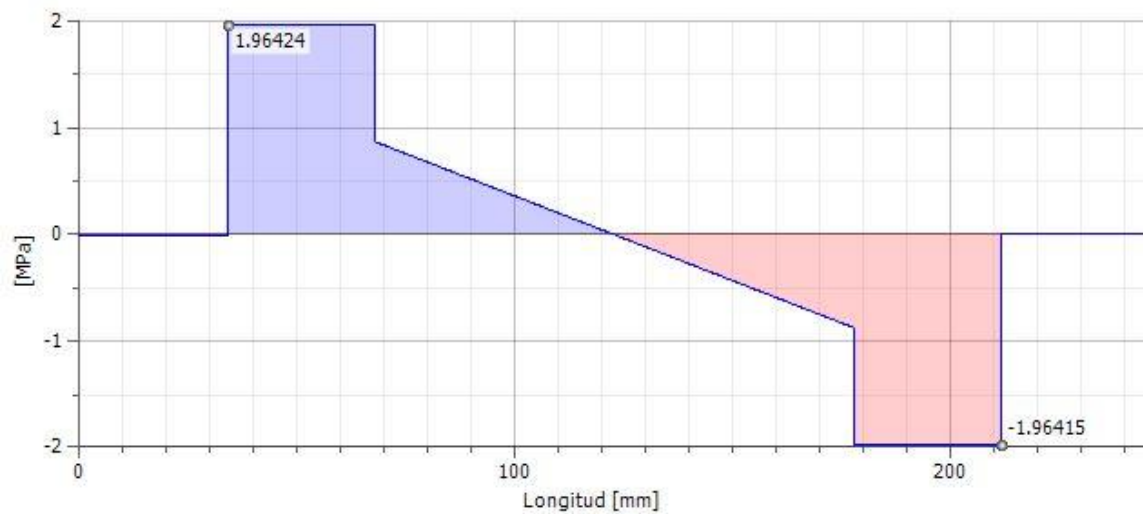


Gráfico 2.5 Diagrama de tensión de corte.

Fuente: Elaboración Propia.

En el Gráfico 2.5 se puede observar las tensiones de corte máximas que van a estar presentes, las cuales se encuentran en los apoyos.

2.4.2 Análisis de resistencia de los ejes.

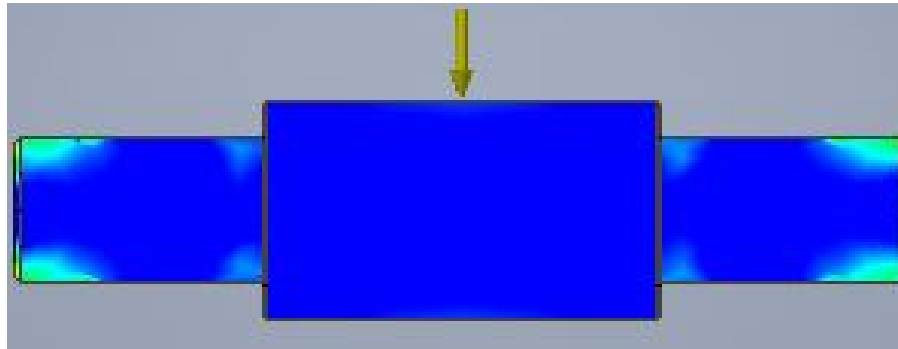


Fig. 2.4 Fuerza que actúa sobre el eje.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 2 Datos del eje.

Fuente: Elaboración Propia.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	480042 mm ³	
Masa	3.76833 kg	
Tensión de Von Mises	0.288342 MPa	53.5722 MPa
Primera tensión principal	-8.98166 MPa	64.7036 MPa
Tercera tensión principal	-62.144 MPa	10.7551 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.0174989 mm
Coeficiente de seguridad	3.86394	15

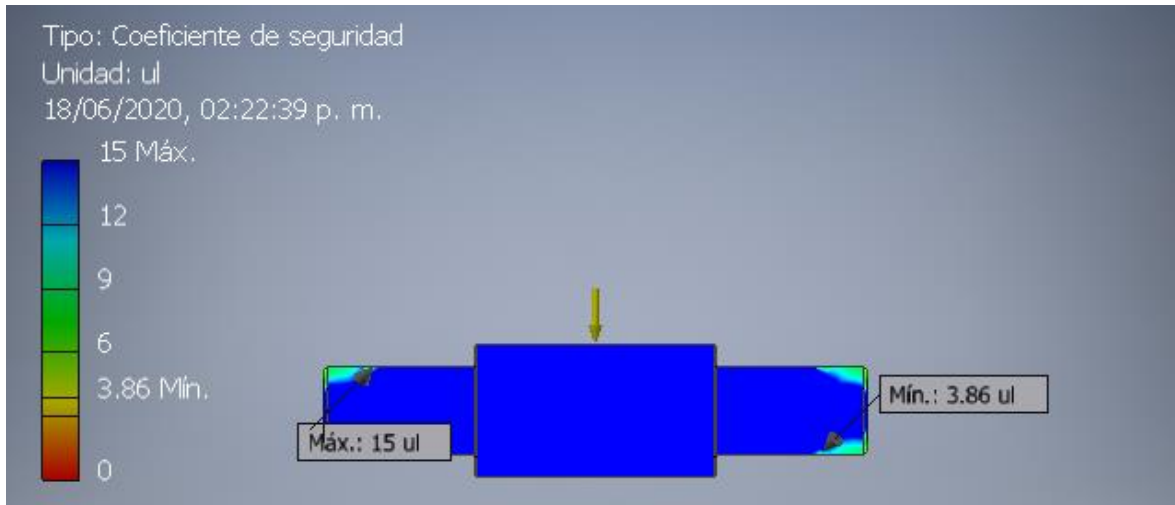


Fig. 2.5 Coeficiente de seguridad del eje.

Fuente: Elaboración Propia.

2.4.3 Comprobación de seguridad de los ejes.

Como se puede observar en los resultados, los ejes tienen un alto coeficiente de seguridad, lo cual no quita que deban hacerse varias comprobaciones de seguridad.

Comprobación de fatiga volumétrica.

Esta comprobación consiste en comparar el coeficiente de seguridad (n) con la siguiente escala:

$n < 1$ inaceptable; $1 < n < 1.5$ aceptable; $1.5 < n < 2$ recomendable; $n > 2$ buena.

Como se puede apreciar el coeficiente de seguridad del eje $n = 3.86$ está por encima, por lo tanto, el árbol pasa satisfactoriamente esta comprobación.

Comprobación de estabilidad.

Esta comprobación se basa en comparar la flexión máxima (flecha) que alcanza el árbol con respecto a la longitud entre los apoyos, para que sea seguro tiene que cumplirse la siguiente relación:

$$Y_{\text{máx}} \leq 0.001 \times \text{distancia entre apoyos}$$

Como se puede apreciar $0.001 \times 140\text{mm} = 0.14 \text{ mm}$ y $Y_{\text{máx}} = 0.006 \text{ mm}$, por lo tanto, el eje pasa satisfactoriamente esta comprobación.

2.4.4 Análisis de resistencia de la estructura de la máquina volteadora de cajas.

Después de elaborar todos los elementos que conforman la estructura de la máquina volteadora de cajas es necesario realizarle un análisis de resistencia para asegurarnos que de que ningún elemento de dicha estructura se romperá o será poco seguro al estar sometido a todas las fuerzas que se producirán en la cosecha, para ello nos auxiliamos en el análisis de elementos finitos que realiza el programa AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017. En la figura 2.6 se puede observar cómo se distribuyeron las cargas en el programa.

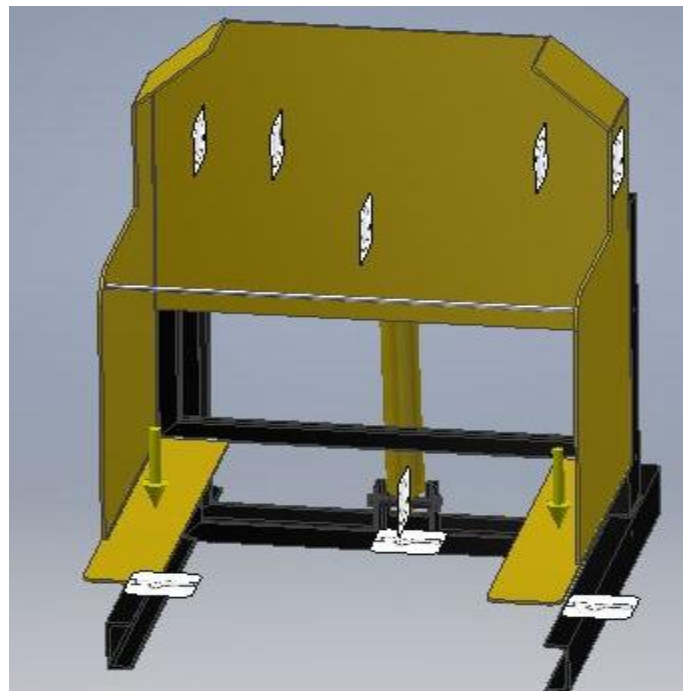


Fig. 2.6 Distribución de cargas en la máquina volteadora de cajas.

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizarse el análisis de resistencia por el método de elementos finitos auxiliándonos del programa Autodesk Inventor Profesional 2017 tuvimos en cuenta los apoyos fijos y móviles, así como las fuerzas que provocan el peso de la caja y el cilindro. A continuación, se muestran los resultados.

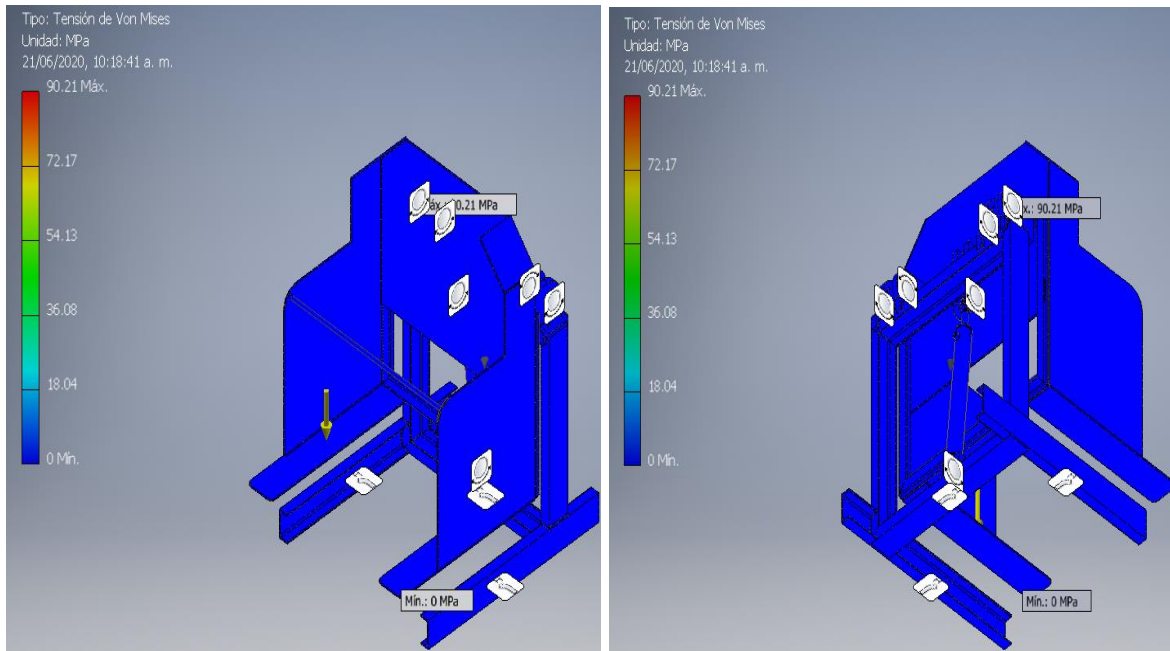


Fig. 2.7 a y b Tensión de Von Mises.

Fuente: Elaboración Propia.

La tensión de Von Mises nos da una idea de donde se encuentra las concentraciones de las tensiones, en la figura 2.7 a y b se puede observar que no existen puntos de concentración de las tenciones que puedan crear una zona crítica.

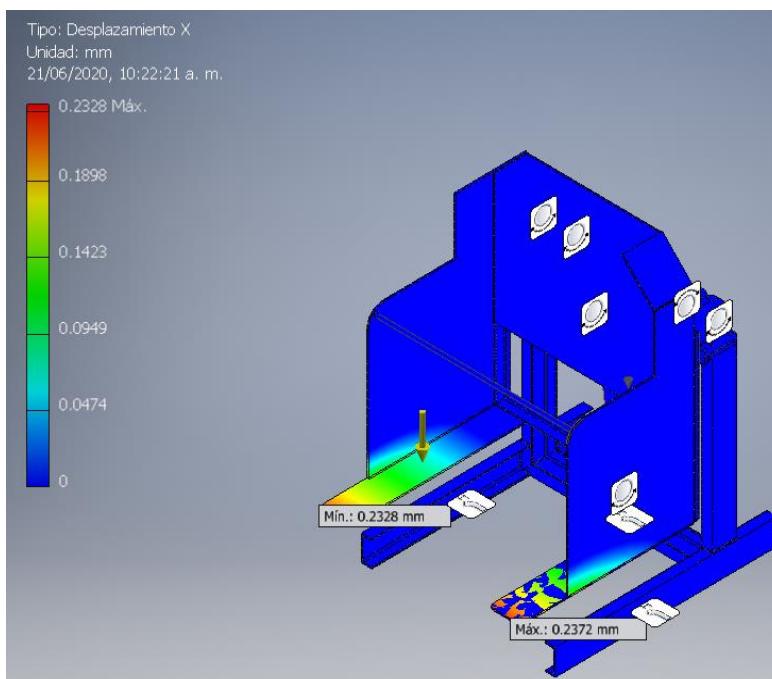


Fig. 2.8 Desplazamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

En la figura 2.8 se puede observar que el mayor desplazamiento se encuentra en la estructura porta cajas, donde llega a ser de 0.2328 mm, lo cual es un valor pequeño que no acarrea problemas para el dispositivo.

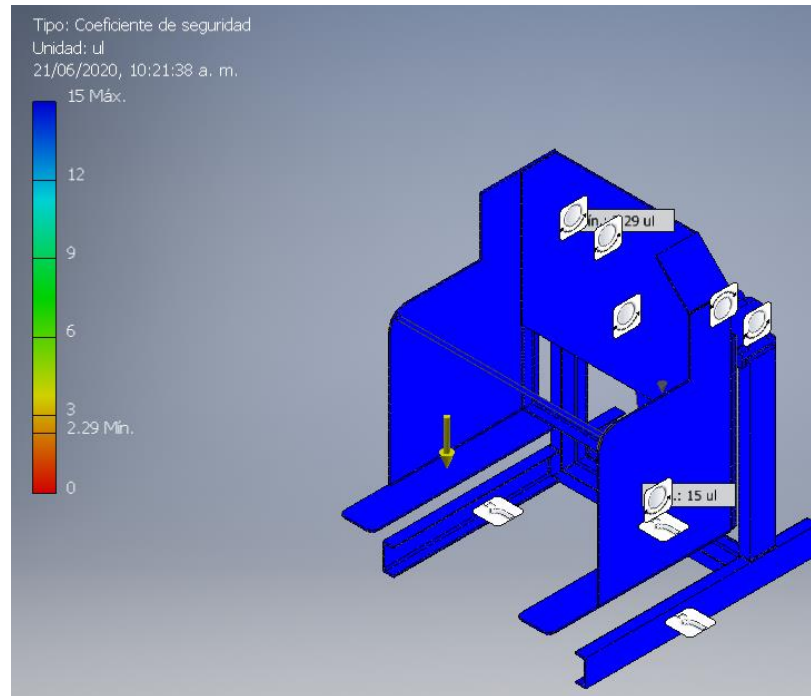


Fig. 2.9 Coeficiente de seguridad.

Fuente: Elaboración Propia.

En la figura 2.9 se puede observar el coeficiente de seguridad, que nos da un valor mínimo de 2.29, el cual es un valor excelente y demuestra que no hay ninguna falla en el diseño del dispositivo

2.5 Cálculo para determinar apriete, tolerancia y rugosidad superficial en el ajuste del eje con el pivote.

Los cálculos se realizaron para un ajuste a apriete 60 H5/n4 ya que un apriete indeterminado o un apriete a juego sería contraproducente, debido a que puede producirse desgaste.

- Diámetro nominal del eje $d_n = 60\text{mm}$
- Diámetro nominal del agujero de la camisa $D_n = 60\text{mm}$

- Ajuste del eje = $60\text{ n}4^{(+0.033/+0.023)}$
- Ajuste del agujero = $60\text{ H}5^{(+0.015/0)}$

Las desviaciones Fueron tomadas de AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2017.

Cálculo de las desviaciones.

- Agujero: $60\text{ H}5^{(+0.015/0)}$

Donde:

Desviación superior: $es = +0.015\text{mm}$

Desviación inferior: $ei = 0\text{mm}$

- Eje: $60\text{ n}4^{(+0.033/+0.023)}$

Desviación superior: $es = +0.033\text{mm}$

Desviación inferior: $ei = +0.023\text{mm}$

Cálculo de dimensiones límites.

Para calcular de las dimensiones límites del agujero ($DL_{\text{máx}}$, $DL_{\text{mín}}$) y del eje ($dl_{\text{máx}}$, $dl_{\text{mín}}$) y la tolerancia (T) de estos, se siguió la siguiente metodología.

- Agujero:

$$DL_{\text{máx}} = Dn + es$$

$$DL_{\text{máx}} = 60.015\text{mm}$$

$$DL_{\text{mín}} = Dn + ei \quad (2.26)$$

$$DL_{\text{mín}} = 60\text{mm}$$

$$T = DL_{\text{máx}} - DL_{\text{mín}} \quad (2.27)$$

$$T = 60.015\text{mm} - 60\text{mm} = 0.015$$

- Eje:

$$dl_{\text{máx}} = dn + es \quad (2.28)$$

$$dl_{\text{máx}} = 60.033\text{mm}$$

$$dl_{\text{mín}} = dn + ei \quad (2.29)$$

$$dl_{\text{mín}} = 60.023\text{mm}$$

$$T = dl_{\text{máx}} - dl_{\text{mín}} \quad (2.30)$$

$$T = 60.033\text{mm} - 60.023\text{mm} = 0.01\text{mm}$$

Cálculo de los juegos máximos y mínimos.

Para calcular el juego máximo ($J_{\text{máx}}$) y el juego mínimo ($J_{\text{mín}}$) se siguió la siguiente metodología.

$$J_{\text{máx}} = DL_{\text{máx}} - dl_{\text{mín}} \quad (2.31)$$

$$J_{\text{máx}} = 60.015\text{mm} - 60.023\text{mm}$$

$$J_{\text{máx}} = -0.0008\text{mm} \text{ (APRIETE)}$$

$$J_{\text{mín}} = DL_{\text{mín}} - dl_{\text{máx}} \quad (2.32)$$

$$J_{\text{mín}} = 60\text{mm} - 60.033\text{mm}$$

$$J_{\text{mín}} = -0.033\text{mm} \text{ (APRIETE)}$$

Rugosidad superficial

Agujero: 60 H5 ($+0.02/0$)

Eje: 60 n4 ($+0.033/+0.023$)

$$0.02 - 0 = 0.02\text{mm} = 20 \mu\text{m}$$

$$0.033 - 0.023 = 0.01\text{mm} = 10 \mu\text{m}$$

Rugosidad: Ra 1.25

Rugosidad: Ra 0.63

2.6 Cálculo para la selección de cojinetes.

El primer paso para la selección de los cojinetes es el cálculo de la capacidad de carga preliminar (C_{pre}) la cual se calcula de la manera siguiente:

$$C_{\text{pre}} = \sqrt[3]{\frac{60 \times n \times L_{\text{hesp}}}{10^6}} \times Ra \quad (2.33)$$

Donde n es el número de vueltas en rpm a las que van a girar los cojinetes, L_{hesp} es la vida útil esperada en horas, la cual es de 10 000 horas, α es un coeficiente que

para los cojinetes de bolas es 3 y para los cojinetes cilíndricos es 3.3 y R_a es la reacción normal que existe sobre el cojinete, la cual es la misma para los dos. Por lo tanto, la ecuación nos queda de la siguiente forma:

$$C_{pre} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 40rpm \times 10000h}{10^6}} \times 1761.5N$$

$$C_{pre} = 5081 N$$

Conociendo este valor se busca en un catálogo de cojinetes los datos de un tipo de estos y se comparan los valores de carga dinámica nominal y carga estática nominal con la capacidad de carga preliminar, la cual ha de ser menor que la primera.

Datos de los cojinetes según catálogo de fabricante DIN.

Designación: DIN 6208 40X80X18

Diámetro interior: $d = 40 \text{ mm}$

Diámetro exterior: $D = 80 \text{ mm}$

Ancho: $b = 18 \text{ mm}$

Carga dinámica nominal: $C = 43\,300 \text{ N}$

Carga estática nominal: $C_o = 24\,000 \text{ N}$

Cumpléndose que $C > C_{pre}$ es momento de calcular la vida útil real en millones de revoluciones (L) la cual es representada por la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha \quad (2.34)$$

$$Q = (X \times K_a \times R + Y \times A)K_s \times K_t \quad (2.35)$$

Donde los valores de X y Y son los coeficientes de las cargas radiales y axiales respectivamente y se buscan en la tabla 11; R es la carga radial, en este caso es $R_a = 1761 \text{ N}$; A es la carga axial que, para este caso es nula; K_a es coeficiente de rotación igual a 1, cuando gira el anillo interior respecto al exterior (como en este caso) y 1.2 cuando es al revés; K_t es el coeficiente que toma en cuenta la temperatura a la que va a trabajar el cojinete, pero es uno cuando la temperatura es inferior a los 100°C (como en este caso); y K_s es el coeficiente de seguridad que

tiene en cuenta las condiciones de operación de los cojinetes, en nuestro caso $K_s = 1.2$ porque el cojinete va a operar con una carga exterior relativamente suave y a baja velocidad, sin movimientos bruscos.

Tabla 3 Coeficientes de carga radial y axial.

Fuente: (Rechtov, 1990).

Coeficientes de cargas radial X, axial Y										
Cojinetes	ángulo de contacto α	Carga relativa $\frac{A}{C_0}$	Cojinetes de una fila				Cojinetes de doble fila			
			$\frac{A}{F_R} \leq e$		$\frac{A}{F_R} > e$		$\frac{A}{F_R} \leq e$		$\frac{A}{F_R} > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
De bolas radiales	0	0,014				2,30			2,30	0,19
		0,028				1,99			1,99	0,22
		0,056				1,71			1,71	0,26
		0,084				1,55			1,55	0,28
		0,11	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	0,30
		0,17				1,31			1,31	0,34
		0,28				1,15			1,15	0,38
		0,42				1,04			1,04	0,42
		0,56				1,00			1,00	0,44
De bolas radiales-axiales	0	0,014				1,81		2,08	2,94	0,30
		0,029				1,62		1,84	2,63	0,34
		0,057				1,46		1,69	2,37	0,37
		0,086				1,34		1,52	2,18	0,41
		0,11	1	0	0,46	1,22	1	0,74	1,96	0,45
		0,17				1,13		1,30	1,84	0,48
		0,29				1,04		1,20	1,69	0,52
		0,43				1,01		1,16	1,64	0,54
		0,57				1,00		1,16	1,62	0,54

Conociendo todos los valores pasamos a despejar las ecuaciones 2.34 y 2.35.

$$Q = 1761.5N \times 1.2 = 2113.8N$$

$$L = \left(\frac{42300N}{2113.8N} \right)^3 = 8013.63 \text{ millones de revoluciones}$$

Considerando que la maquina trabaje 12 horas diarias serian 28 800 revoluciones diarias que al año serian 10 512 000 revoluciones anuales, que representan 762 años de vida útil, lo cual no es un valor real, ya que es imposible que un cojinete dure tanto tiempo, lo que sucede es que la capacidad de carga preliminar es muy inferior a la carga dinámica nominal, además que la velocidad angular es relativamente pequeña con relación a las velocidades para las que son diseñadas estos cojinetes. Tanto es así que el fabricante afirma que si $C > 8C_{pre}$ la vida útil es infinita, pero esta afirmación no tiene en cuenta otros efectos como la corrosión por ejemplo.

2.7 Aplicación de la tecnología SMAW para la soldadura de la estructura de la maquina volteadora de cajas.

2.7.1 Característica de los materiales a usar.

Para el diseño la máquina volteadora de cajas se utilizará principalmente dos tipos de acero al carbono, el AISI 1020 para la estructura, ya que este es un acero estructural de alta resistencia, y el AISI 1045 para los ejes del pivote. A continuación, se muestran las propiedades de dichos aceros:

Acero AISI 1020.

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete o arco y su maquinabilidad mejora con el forjado o normalizado, y disminuye con el recocido.

Tabla 4 Composición química del acero AISI 1020 en %.

Fuente: Catálogo de aceros.

%C	%Si	%Mn	P máx.	S máx.
0,18-0,23	0,15-0,30	0,30-0,60	0,04	0,05

Posee una estructura ferrítico-perlítica (estado normalizado), y el simple aumento de la cantidad de carbono ocasiona la elevación de la resistencia y del umbral de fragilidad en frío. La resistencia máxima con esta estructura corresponde a un contenido de carbono del 0,8% y alcanza solamente los 100 kgf/mm². (A.P.Gulíáev, 1983)

El acero depende de su estructura y composición. La acción conjunta del tratamiento térmico y la aleación es un procedimiento eficaz de elevar las características mecánicas del acero.

Propiedades mecánicas:

- Dureza 152 HB (82 HRB)
- Esfuerzo de fluencia: $\sigma_f = 246 \text{ MPa}$ (25 kgf/mm²)
- Esfuerzo máximo: $\sigma_b = 441 \text{ MPa}$ (45 kgf/mm²)
- Límite de fatiga: $\sigma_{-1} = 17\text{-}22 \text{ kgf/mm}^2$ (166,77-215,82 MP; $\tau_{-1} = 10\text{-}13 \text{ kgf/mm}^2$ (98,1-127,53 MPa)
- Resiliencia: $a_k = 8 \text{ kgf/cm}^2$ (0,78 MPa)
- Elongación: $\delta = 25\%$ (en 50 mm)
- Reducción de área: $\psi = 40\%$
- Módulo de elasticidad: $E = 200 \text{ GPa}$ (29000 KSI)

Propiedades físicas:

- Densidad $7,85 \text{ g/cm}^3$ (0,284 lb/in³)

Tabla 5 Propiedades mecánicas según SAE J1397.

Fuente: Catálogo de aceros.

Propiedades Mecánicas					
Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 - 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 537	294	35	60	130 - 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 - 220
Templado y revenido	686 - 833	441	15	45	-

Acero AISI 1045.

Tabla 6 Composición química del acero AISI 1045 en %.

Fuente: Catálogo de aceros.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
0.42 – 0.49	0.17 – 0.37	0.5 – 0.8	0.04	No más de: 0.04 – 0.25		0.25

Tabla 7 Tratamientos térmicos, características y propiedades.

Fuente: Catálogo de aceros.

Procesos del tratamiento térmico	Diámetro o espesor en mm	Temperatura ° C	Medio de enfriamiento	Designación				
				σ_b (Kg/mm ²)	Dureza			
					HB			HRC
Normalización	Hasta 80	850 – 870	Aire	≥ 61	127	-	Para mejor maquinado	
Temple	Hasta 80 Hasta 60	820 -840	Agua	≥ 75	192 - 241 241 - 285	-	Piezas que requieran elevada resistencia (árboles, husillos, rodillos estriados, varillas, ejes, sin fines, grandes tornillos de fijación)	
Revenido		560 - 600	Aire	≥ 85				
Temple		820 - 840	Agua					
Revenido		520 - 550	Aire					
Temple		830 – 850	Aceite	≥ 90		35 - 40	Aumenta la dureza de	

Revenido		280 – 320	Aire		-		piezas finas de compleja configuración .
Temple Revenido Revenido	Hasta 40	820 -840 300 – 350 180 - 220	Agua Aire Aire	≥ 129	-	30 - 35 40 - 45	Aumento de la resistencia al desgaste de piezas sencillas que sufra poca carga al choque (bujes topes, fijadores, manguitos)

El acero AISI 1045 se debe utilizar para piezas que requieran elevada resistencia, como, por ejemplo, los ejes del pivote de la maquina volteadora de cajas.

2.7.2 Instrucciones para soldar.

- I. Limpiar la zona de la soldadura, tanto en la zona de la junta a soldar como en la aledaña a ella, eliminando todo vestigio de grasa, óxido o pintura.
- II. Usar electrodos secos. Mantener un arco corto.
- III. La oscilación del electrodo no debe sobrepasar tres veces el diámetro del núcleo.
- IV. Los electrodos que han estado expuestos al ambiente durante varias horas, deberán secarse de 2 a 3 horas a una temperatura de 250 a 300 °C.

Metalurgia de la soldadura.

Características metalúrgicas del metal base.

Las características del metal base fueron tratadas anteriormente.

Soldabilidad del material.

La soldabilidad del acero depende de su composición química, con mayores cantidades de carbono y de otros elementos de aleación la soldabilidad de éste disminuye.

Según Glizmanenco (1976) la soldabilidad de los aceros se determina según la siguiente tabla (ver tabla 16):

Tabla 8 Soldabilidad con respecto al contenido de carbono.

Fuente: (D.L.GLIZMANENCO, 1976)

Suma de los elementos de aleación en %	Soldabilidad con respecto al contenido de carbono , %			
	Buena	Satisfactoria	Limitada	Mala
Hasta 1	Hasta 0.25	0.25 --- 0.30	0.30 --- 0.45	Mayor de 0.45
1—3	Hasta 0.20	0.20 --- 0.30	0.30 --- 0.40	Mayor de 0.40
Mayor de 3	Hasta 0.18	0.18 ---- 0.28	0.28 ---- 0.38	Mayor de 0.38

Atendiendo a la tabla 3 del capítulo 2, por el contenido de carbono del acero AISI 1020 lo podemos ubicar en el grupo de buena soldabilidad.

Temperatura de precalentamiento.

Para evitar la aparición de grietas en la zona de influencia térmica y en el cordón de soldadura, es necesario establecer, con exactitud, la temperatura a la cual debe ser calentada la pieza antes de someterla al proceso de soldadura.

Existen diversos métodos para determinar la temperatura de precalentamiento de una pieza, en este proyecto se utiliza la formulación de Seferian que, además de la composición química del acero, toma en cuenta el espesor de la pieza a soldar.

Carbono equivalente.

$$[C]_q = C + \frac{M_n + C_r}{9} + \frac{N_i}{18} + \frac{7M_o}{90} \quad (2.35)$$

$$[C]_q = 0.2 + \frac{0.6}{9}$$

$$[C]_q = 0.27$$

$$[C] = [C]_q (1 + 0,005 \times S) \quad (2.36)$$

$$[C] = 0,27 \times (1 + 0,005 \times 6)$$

$$[C] = 0.2781$$

Formulación de la temperatura de precalentamiento.

$$T_p = 350 \times \sqrt{[C] - 0.25} \quad (2.37)$$

$$T_p = 350 \times \sqrt{[0.2781] - 0.25}$$

$$T_p = 58,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

[C] - carbono equivalente, (%)

T_p - temperatura de precalentamiento, (°C)

Cálculo teórico del área de soldar.

$$F_c = \pi \times d \times c \times 0,7 \rightarrow \text{para cada cordón} \quad (2.38)$$

$$F_c = 140.76 \text{ mm}^2$$

Donde:

c- longitud del cateto de soldadura (3 mm)

Selección del diámetro del material de aportación.

Para la selección del diámetro del electrodo nos basamos en la tabla 17 en la cual se aprecia la dependencia entre el diámetro del metal de aportación y el espesor del metal base. Como el espesor del material base es de 3 mm, obtenemos que el diámetro del metal de aportación o el diámetro del electrodo es de 3 a 4 mm, en este caso se escoge 4 mm.

Tabla 9 Selección del diámetro del electrodo.

Fuente: (D.L.GLIZMANENCO, 1976)

Espesor del metal base (mm)	0,5 – 1,5	1,5 – 3	3 – 5	6 – 8	9 – 12	13 - 20
Diámetro del electrodo	1,5 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	4 – 6	5 - 6

Generalidades del Electrodo E-7018 (kw 6907):

Electrodo con fundente básico y bajo contenido de hidrógeno con un revestimiento desarrollado para minimizar la absorción de humedad del medio ambiente. Produce soldaduras de óptima calidad, libres de poros, gracias a sus características y componentes químicos. (KANGAROO WELDING, 2017)

Se recomienda para soldar tuberías y construcciones de calderas con temperaturas de servicio hasta 500 °C. Se recomienda también para soldar en posiciones difíciles como tuberías y para efectuar los cordones de raíz, así como para uniones y revestimientos en aceros de baja aleación. Se suelda en todas las posiciones. Tiene un arco estable y se suelda sin salpicaduras. Separación fácil de la escoria. La superficie del cordón posee un aspecto liso y fino, sin socavaciones. Atendiendo a todas las características descritas anteriormente, es que el electrodo E-7018 se considera adecuado para efectuar la soldadura manual por arco eléctrico.

Corriente de la soldadura.

$$I_s = (40 - 60)d_e = 50 \times 4 = 200 \text{ Amp} \quad (2.39)$$

Donde:

de- Diámetro del electrodo (4 mm)

Longitud óptima del arco.

$$L_{oa} = (0.5 - 1.1) d_e = 0.8 \times 4 \text{ mm} = 3.2 \text{ mm} \quad (2.40)$$

Determinación del voltaje de cebado.

$$E = 20 + 1.2d_e = 24.8 \text{ [Volts.]} \quad (2.41)$$

Cálculo del número de cordones (pasadas) de la junta.

$$n = \frac{F_t - n_1 \times F_1 - n_{re} \times F_{re}}{F_p} + n_1 + n_{re} \quad (2.42)$$

Donde:

- n = Número de cordones o pasadas de la junta.
- F_t = Área total teórica.
- n_1 = Número de cordones de la raíz.
- F_1 = (6 - 8) de raíz.
- n_{re} = Número de cordones del respaldo.
- F_{re} = Área del respaldo.
- F_p = (8 - 12) de resto de las pasadas.

$$F_1 = (6 - 8)d_e = 8 * 4 = 32 \text{ mm}^2$$

$$F_p = (8 - 12)d_{e=} = 12 * 4 = 48 \text{ mm}^2$$

$$n = \frac{140.76 \text{ mm}^2 - 32 \text{ mm}^2}{48 \text{ mm}^2} + 1 = 3$$

Selección del número de pasadas (ver tabla 10).

Tabla 10 Selección del número de pasadas.

Fuente: (D.L.GLIZMANENCO, 1976)

Espesor del metal base (mm)	Hasta - 1,5	Hasta 5	Más de 5
Diámetro del electrodo	3	4 - 5	4 - 5
Número de Pasadas	1	2 - 3	3 y más

Nota: Como se puede ver el número de pasadas calculado está en el rango.

Velocidad de soldadura.

$$V_{sold} = \frac{\alpha_d \times I_s}{\gamma \times F_p} \quad [\text{m/h}]. \quad (2.43)$$

Donde:

- α_d = Coeficiente de depósito en gr/A-hr. (9.2 gr/A-h)
- I_s = Corriente de soldadura. [Amp].

- γ = Peso específico del acero. (7,85 gr/cm³).
- F_p = Área de un cordón. (8 - 12) dep.

$$F_p = (8 - 12)d_e = 12 * 4 = 48 \text{ mm}^2$$

$$V_{sold} = 4,883 \text{ [m/h]} = 81,387 \text{ [mm/min]}$$

Penetración de la junta.

$$P = \sqrt[3]{\frac{k_3 \times I^4}{E^2 \times V_S}} = \sqrt[3]{\frac{0.0330 \times 200^4}{24.8^2 \times 81.387}} = 10.179 \text{ mm}$$

Donde:

$k_3 = 0.0330$ para V expresado en mm/min, corriente (I) = 85 a 350 A, velocidad de soldadura (V) = 81.387 mm/min, voltaje (E) = 23 a 26 V y diámetro de electrodo (d_e) = 3.2 a 5.6 mm.

$$P = 10.179 \text{ mm}$$

Cálculo del número de electrodos.

Volumen total del cordón de soldadura V_t .

$$V_t = F_c \times V_t$$

$$V_t = 140,76 \text{ mm}^2 * 40 \text{ mm} * 40 \text{ mm} = 225216 \text{ mm}^3 = 225.216 \text{ cm}^3$$

Donde:

- F_c = área a soldar.
- L_t = longitud del cordón (mm) .

Peso total del metal de aportación W_{ma} .

$$W_{ma} = \gamma \times V_t$$

Donde:

- γ = Peso específico del electrodo ($\gamma = 8,084 \text{ gr/cm}^3$).
- V_t = Volumen total del cordón.

Peso específico de un electrodo W_{ee} .

$$Wee = \gamma \times V_{le}$$

Donde:

- V_{le} = Volumen del electrodo

$$V_{le} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times L_{se} = 5654.87 \text{ mm}^3 = 5.65487 \text{ cm}^3$$

Donde:

- L_{se} = Longitud estándar del electrodo (450 mm)
- d = Diámetro del electrodo (4 mm)

Número de electrodos N_e .

$$N_e = \frac{W_{ma}}{Wee}$$

$$N_e = \frac{V_t}{V_{le}} = \frac{225216 \text{ mm}^3}{5654.87 \text{ mm}^3} = 39.82 = 40 \text{ electrodos}$$

Por lo que se puede apreciar, se necesitarán alrededor de 40 electrodos para realizar la soldadura manual por arco eléctrico según la tecnología SMAW. Por lo cual utilizaremos para el cálculo económico 50 electrodos.

Conclusiones parciales del capítulo 2.

- El diseño de la maquina volteadora de cajas es posible mecánicamente ya que su diseño es factible para ser fabricado en el taller de Oleohidráulica.
- Todos los componentes de la maquina volteadora de cajas resistirán a la acción de las fuerzas que se producirán a la hora de ser explotados, ya que los coeficientes de seguridad están por encima de lo permisible.
- Para las uniones soldadas se utilizará una soldadura por arco eléctrico con aproximadamente 40 electrodos de 4 mm de diámetro, tipo E 7018.

Capítulo 3: Selección agregados y análisis de costo de fabricación.

Después de diseñarse la maquina volteadora de cajas hay que seleccionar los demás componentes que permitirán su funcionamiento, los cuales no son fabricados, sino elementos de ferretería que se encuentran en el inventario de la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos.

3.1 Selección de la Bomba.

A principio del capítulo anterior se mencionó que la bomba a utilizar sería la SHIMADZU M600-60L747 (Fig. 3.1) la cual es una bomba de engranajes de fabricación japonesa que trabaja a una presión de 150 bar y una velocidad angular de 1800 rpm, muy utilizada en la empresa por su relativa “fácil adquisición” en el mercado y por su buena calidad en el servicio. La selección de esta bomba fue consultada con los ingenieros del departamento de Dirección Técnica, quienes la escogieron como la más factible económicamente para la empresa, siempre cuando fuese factible mecánicamente, lo cual es un hecho, por lo tanto, se seleccionó dicha bomba.



Fig. 3.1 Bomba SHIMADZU M600-60L747.

Fuente: Elaboración Propia.

3.2 Selección del Motor.

La selección del motor también fue en conjunto con los ingenieros del Departamento de Dirección Técnica de la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos, teniendo en cuenta los requerimientos de la bomba, se llegó a la conclusión de utilizar el motor WEG 63 IM B3 de 1.5 kW, el cual es muy utilizado por la empresa cuando se utiliza la bomba SHIMADZU M600-60L747 ya que son compatibles sus parámetros trabajo y el punto de operación tiene una alta eficiencia, además este motor se encuentra en el inventario de la Empresa, lo que facilita la construcción de la máquina volteadora de cajas.



Fig. 3.2 Motor WEG 63 IM B3.

Fuente: Catálogo de motores AEG.

3.3 Otros elementos de ferretería.

Además del motor y la bomba, existen otros elementos de ferretería que también serán utilizados para el correcto funcionamiento de la maquina volteadora de cajas, los cuales se menciona a continuación:

- Un tanque de aceite de 50 L.
- Un distribuidor de aceite.
- Una válvula anti retorno.
- Dos tuberías flexibles R6 T/L.
- Cuatro racores G 1/4 BSP/ G1/4 BSP.

3.4 Análisis de costo.

El costo de producción constituye un instrumento de control y suma importancia, ya que el análisis del mismo refleja al conjunto de gastos incurridos en la fabricación de un producto o prestación de un servicio; es también la expresión monetaria de los gastos de producción, es decir, los gastos corrientes de las empresas en la elaboración de la producción. En él se incluyen los gastos de materias primas y materiales auxiliares empleados en cualquier tipo de fabricación, los gastos de trabajo humano que representamos por el salario, la parte de los activos fijos tangibles que se transfieren al producto en forma de depreciación, el valor de la energía consumida, los gastos por concepto de seguridad social, así como otros gastos necesarios que apoyan indirectamente todo tipo de fabricación.

El costo como categoría económica expresa la eficiencia en el trabajo, constituye un indicador generalizador de la calidad y permite comparar la producción obtenida y la magnitud de los gastos incurridos en su fabricación, reflejando el ahorro de los recursos materiales, humanos y financieros.

Los principales elementos del costo de producción expresados en forma monetaria son:

- El valor de las materias primas.
- Materiales auxiliares empleados en la fabricación de la máquina.

- La parte de los gastos del trabajo humano, que compensa el valor de los productos para sí, representándolo por el salario.
- La parte de los activos fijos tangibles que se transfieren al producto en forma de depreciación.
- El valor de la energía consumida.
- Los costos indirectos y otros gastos.

Todos los elementos anteriores serán incluidos en el costo de fabricación de la estructura de la máquina volteadora de cajas. Partiendo del listado de materiales y piezas adquiridas en el mercado interno que conformara la misma.

Tabla 11 Costo de materiales.

Fuente: Elaboración Propia.

Nombre de pieza	Material	Cantidad o dimensión (m)	Precio por unidad (CUC)	Costo (CUC)
Soporte cilindro	Viga canal DIN1026 U 160 x 65 x 7,5	0.205	18.85	3.86
Vigas base	Viga canal DIN1026 U 160 x 65 x 7,5	1.205	18.85	22.71
Pletina pivote	Pletina 200x40	0.305	37.70	11.50
Vigas de Abajo	Viga canal DIN1026 U 160 x 65 x 7,5	1.405	18.85	26.48
Plancha de arriba	Plancha 10mm	1.253	78.50	98.36
Plancha costados	Plancha 10mm	1.250	78.50	98.13
Planchita	Plancha 10mm	0.288	78.50	22.61
Plancha de abajo	Pletina 200x10	1.105	18.80	20.77

Tubo de agarre	Tubo Ø20 x 12 x 4 ST 37,4 L/F	1.045	1.71	1.79
Viga soporte L	Tubo rectangular 70x50 f1140 L/C	1.265	6.08	7.69
Viga Soporte C	Tubo rectangular 70x50 f1140 L/C	1.005	6.08	6.11
Pletina del cilindro	Pletina 120x40	0.305	37.70	11.50
Placa pivote	Pletina 200x40	0.305	62.80	19.15
Pasador	Barra de acero Ø60 Ac. F1140 L/C	0.193	20.74	4.00
Eje	Barra de acero Ø65 Ac. F1140 L/C	0.251	23.70	5.95
Tubo de pivote	Tubo Ø101,6x76,6 f1140 L/C	0.163	27.90	4.55
Cilindro 12 80	12-80-40-620	1 u	895.30	895.30
Costo total de materiales (CUC)				1 260.46

Tabla 12 Gastos de salarios.

Fuente: Elaboración Propia.

Operario	Salario horario (CUC/hr)	Tiempo (hr)	Salarios (CUC)	Vacaciones (CUC)	Seg. Soc. (CUC)	Gastos en salarios		
						CUC	MN	M. Total
Mecánico A	0.8631	4.00	3.45	0.20	0.31	3.96	-	3.96
Ayudante Mec.	0.3561	4.00	1.42	0.15	0.23	1.80	-	0.23
Soldador A	0.8826	2.00	1.76	0.21	0.33	2.30	-	0.33
Gasto total en salarios						8.06	-	8.06

Tabla 13 Gastos de Amortización.

Fuente: Elaboración Propia.

Máquina Herramienta	Precio (CUC)	Vida útil (hr)	Dep. horaria (CUC/hr)	Tiempo utilizado (hr)	Gastos de amortización		
					CUC	MN	M. Total
Torno 16K20	6 739.00	48 800	0.15	0.50	0.0075	-	0.0075
Fresadora vertical	12 911.00	35 000	0.36	0.50	0.0018	-	0.0018
Equipo de soldar	3 371.00	10 000	0.34	1.19	0.4100	-	0.4100
Gasto total de amortización					0.42	-	0.42

Tabla 14 Gastos de energía eléctrica.

Fuente: Elaboración Propia.

Tarifa eléctrica: valor = 0.16 CUC/kWh						
Máquina Herramienta	Potencia (kW)	Tiempo utilizado (hr)	Energía (kW-hr)	Gastos de energía eléctrica		
				CUC	MN	M. Total
Torno 16K20	25	0.50	12.50	2.00	-	2.00
Fresadora vertical	15	0.50	7.50	1.20	-	1.20
Equipo de soldar	13.20	1.19	15.70	2.50	-	2.50
Gasto total en energía eléctrica				5.70	-	5.70

Tabla 15 Gastos totales.

Fuente: Elaboración Propia.

Gastos	CUC	MN	M. Total
Sub total gastos directos	1274.64	-	1 274.64
Sub total gastos indirectos	12.75	-	12.75
Costo de agregados (motor, bomba, etc.)	2 278.35	-	2 278.35
Costo total de fabricación	3 565.74	-	3 565.74

Como se puede observar el costo total de fabricación de la maquina volteadora de cajas es de 3 565.74 USD, valor menor que el precio de estos equipos en el mercado

internacional, los cuales están alrededor de 6 500.00 USD. La inversión que representa el costo de fabricación de dicha máquina es insignificante cuando se compara con las ganancias que generará dicha máquina a lo largo de su vida útil. Por lo tanto, podemos afirmar que la maquina volteadora de cajas es factible económicamente.

Conclusiones parciales del capítulo 3.

- Todos los elementos de ferretería agregados fueron escogidos en conjunto con los ingenieros del Departamento de Dirección Técnica, ya que para agregar dichos elementos era necesario contar con los que estaban en el inventario de la Empresa.
- El costo de fabricación de la maquina volteadora de cajas es de 3 565.74 USD, valor inferior al costo de estos equipos en el mercado internacional.
- La empresa de Ceballos asegura que el costo de la máquina volteadora de cajas no es comparable con las grandes ganancias que esta máquina puede generar. Por lo que se puede asegurar que la maquina volteadora de cajas es factible económicamente.

Conclusiones generales.

- Todos los componentes de la maquina volteadora de cajas resistirán a la acción de las fuerzas que se producirán a la hora de ser explotados, ya que los coeficientes de seguridad están por encima de lo permisible.
- La máquina volteadora de cajas se puede fabricar íntegramente en los talleres de la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos. Por lo tanto, se puede afirmar que es factible económicamente su fabricación.
- El costo de fabricación del dispositivo es menor al precio de estos equipos en el mercado internacional y su impacto en la producción es superior al costo de la inversión. Por lo tanto, se puede afirmar que la maquina volteadora de cajas es factible económicamente.

Sugerencias.

- Se recomienda operar la maquina volteadora de cajas con precaución utilizando equipos de protección, ya que se va a operar a altas presiones.
- Se sugiere diseñar un modelo de este tipo de maquina con un sistema motriz distinto al sistema hidráulico y comparar la eficiencia de estos modelos.
- Se sugiere realizar un modelo de este tipo de máquina con otros materiales más livianos y comparar la eficiencia de estos modelos.

Bibliografía.

- Guliáev, A. (1983). *Metalografía*. Moscú, URSS: Mir.
- Askeland, R. (2004). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. México D.F, México: Thomson.
- Bueno Campos, E., Cruz Roche, I., & Durán Herrera, J. J. (2017). *Economía de la empresa. Análisis de las decisiones empresariales*. México D.F, México: Pirámide.
- Callister, W. (2007). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Barcelona, España: s.a.
- Cervera Ruiz, & Blanco Díaz. (2004). *Mecánica de estructuras*. Barcelona, España: Universidad Politécnica de Cataluña.
- Eugenio Kovtun, J. F. (1982). *Reparación de las piezas típicas de las máquinas de herramientas*. La Habana, Cuba: Científico Técnica.
- Feodosiev, V. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú, URSS: Mir.
- Fernández Levy, G. (1983). *Resistencia de Materiales*. Villa Clara, Cuba: Pueblo y Educación.
- Glizmanenco, D. L. (1976). *Soldadura y cortes de los metales*. La Habana, Cuba: Ciencia y Técnica.
- Hamrock, B. J. (2000). *Elementos de máquinas*. México D.F, México: Prentice hall.
- Mccormac. (2002). *Diseño de estructuras de acero*. México D.F, México: Alfaomega grupo editorial s.a.
- Myszka, D. (2012). *Máquinas y Mecanismos*. Mexico D.F, México: Pearson educación.
- Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria*. Mexico D.F, México: Suippcol.
- Pisarenko, G. S. (1979). *Manual de resistencia de materiales*. Bucarest, Rumania: Mir.
- Reshtov, D. (1990). *Elementos de maquinas*. Moscú, URSS: Pueblo y educación.
- Riba Romeva, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona, España: Ediciones del Castillo.
- Shigley, J. E. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México D.F, México: McGRAW-HILL.

Shingley, E., & Uicker, J. (2001). *Teoría de máquinas y mecanismos*. México D.F, México: McGRAW-HILL.

Smith, F. W. (1993). *Ciencia e Ingeniería de los materiales*. Orlando, Estados Unidos: McGraw-Hill.

Anexos.

Anexo 1: Maquina volteadora de cajas utilizada en una fábrica de conserva del país.



Anexo 2: Maquina volteadora de cajas realizando el volteo.



Anexo 3: Cadena de producción de una fábrica de conserva.



Anexo 4: Cajas de un metro cuadrado.



Anexo 5: Otro modelo de máquina volteadora de cajas.

