UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA CORTE DE PAPAS A LA FRANCESA

AUTOR:

JHENRY ISAÍAS ESPINOSA CAJAMARCA

TUTOR:

WILLIAM GUSTAVO DÍAZ DÁVILA

Quito, julio del 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo Jhenry Isaías Espinosa Cajamarca, con documento de identificación N° 171162430-2, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación intitulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA CORTE DE PAPAS A LA FRANCESA", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

.....

Jhenry Isaías Espinosa Cajamarca

C.I.: 171162430-2

Quito, julio del 2018

DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA CORTE DE PAPAS A LA FRANCESA", realizado por Jhenry Isaías Espinosa Cajamarca, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, julio del 2018

.....

William Gustavo Díaz Dávila

C.I.: 0400926184

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a Dios; permitió la culminación de esta meta.

De manera especial a mi madre Mariana Cajamarca (†), guía y bastión de mi vida, con infinito amor supo inculcar valores que me formaron como hombre de bien.

A mis hermanas Mariana, Nancy, Tania y Judith (†), sobrinos y sobrinas; su apoyo incondicional fortaleció mi ser. A la memoria de mi padre Julián Espinosa (†).

¡Tu convicción es la fuerza de tu acción!

Jhenry I. Espinosa C.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana; de manera particular al Ing. William Díaz, su tutoría y apoyo contribuyeron al éxito del presente proyecto.

A mis tías Clara (†), Amanda y demás familiares, amigos y compañeros que me alentaron en esta etapa académica; su confianza respaldó mi propósito.

¡Gracias!

Jhenry I. Espinosa C.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE FIGURAS

RESUMEN

La presente tesis consiste en el diseño y construcción de una máquina semiautomática para corte de papas a la francesa, se pretende facilitar la ejecución de este tipo de corte a las personas, considerando que la elaboración de papas fritas es una actividad muy difundida en el Ecuador.

Varios métodos empleados para ejecutar el corte requerido fueron descritos en el marco teórico del proyecto. Se establecieron los requisitos de las personas, enlistando funciones y criterios de evaluación a aplicar en las alternativas de solución generadas. De los diferentes sistemas mecánicos que fueron considerados como alternativas de solución para realizar el corte de papas a la francesa y después del análisis respectivo, se seleccionó el sistema de biela como la mejor opción.

Luego de obtener en forma experimental la fuerza de corte requerida (56 Kg) se procedió con el diseño detallado de la máquina, empleando la teoría correspondiente, además, los programas SAP2000 y CADE Simu. Una vez construida con acero inoxidable 304 y polietileno, se establecieron las condiciones y secuencia para la correcta operación; en las pruebas realizadas se verificó su correcto funcionamiento y capacidad de 1 corte cada 2 segundos.

Finalmente, se determinó el costo total de la máquina en base a los valores incurridos para su realización y calculó el período de recuperación de la inversión.

Se concluye que el proyecto cumple satisfactoriamente con los objetivos planteados.

Palabras clave: Diseño, construcción, máquina semiautomática para corte, corte de papas a la francesa, fuerza para corte de papas.

ABSTRACT

This thesis consists in the design and construction of a semiautomatic french fries cutting machine. It intends to facilitate to the people to carry out this style of cut, considering that the elaboration of potatoes fries is a widespread activity in Ecuador.

Several methods used to carry out the needed cut were described in the theoretical framework of project. People´s needs were established, listing functions and evaluation criteria applied to the solutions alternatives generated. Of the different mechanical systems considered as alternatives of solution to carry out the needed cut and after the respective analysis, the connecting rod system was selected as the best option.

After obtaining in experimental form the force of needed cut (56 Kg) it was followed with the detailed design of the machine, using the corresponding theory, in addition, SAP2000 and CADE Simu programs. Once built with 304 stainless steel and polyethylene, the conditions and sequence for the correct operation were established; in the test carried out its correct functioning and capacity of 1 cut every 2 seconds were verified.

Finally, the total cost of the machine was determined on basis of the values incurred for its realization and calculated the period of recovery of the investment.

Keywords: Design, construction, semiautomatic cutting machine, french fries cutter, force for cutting potatoes.

INTRODUCCIÓN

En la elaboración de papas fritas, una vez peladas se tienen que cortar las papas con forma de bastones, lo que se denomina corte a la francesa, actividad que generalmente en los hogares y pequeños negocios del ramo de preparación de alimentos se la realiza de forma manual, en consecuencia, la persona puede ocasionarse cortaduras; además, se requiere pericia para realizar los cortes en forma rápida. Por consiguiente, para que el trabajo de corte sea efectuado de manera segura y rápida, restándole esfuerzo a la persona se ha propuesto el diseño y construcción de una máquina semiautomática para corte de papas a la francesa.

Luego de compilar información referente a los métodos de corte, requerimientos de las personas y diseño, se plantearon y evaluaron alternativas; seleccionando la mejor opción para el desarrollo del proyecto.

En el capítulo uno, se presenta información referente a los requisitos de las personas, funciones básicas para el sistema, aspectos concernientes al diseño, además se caracterizan criterios de evaluación. En el capítulo dos, en base a estos criterios se selecciona el mecanismo a implementar de entre los planteados. En el capítulo tres, se procede con el diseño de la máquina, concreta el proyecto y registran los resultados de funcionamiento. En el capítulo cuatro, se determinan los costos, establece el valor económico de la máquina y el período en el cual se recuperará la inversión.

OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y construir una máquina semiautomática para corte de papas a la francesa,

Objetivos específicos

- Establecer criterios de evaluación.
- Plantear alternativas de solución.
- Seleccionar la mejor alternativa para realizar el corte de papas a la francesa.
- Diseñar la máquina cortadora de papas de acuerdo a fuerza requerida y capacidad de 50 kg/h.
- Realizar las pruebas de funcionamiento del equipo.
- Determinar los costos por diseño y construcción de la máquina.

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

Se definen las necesidades que tienen las personas respecto al proceso de corte de papas a la francesa, enlistan funciones y requisitos para el diseño y exponen los criterios de evaluación que posteriormente se aplicarán a las alternativas de solución generadas.

1.1. Identificación de requisitos de las personas.

La papa o patata es un tubérculo de origen sudamericano, hoy en día se la cultiva en casi todo el mundo; en términos científicos se la conoce como Solanum Tubelosum. Es un alimento muy popular que puede ser preparado de diversas maneras, una de estas formas de preparación es papas fritas o patatas francesas [1].

La papa Única es una variedad muy utilizada para la elaboración de papas fritas a la francesa, esta es procedente de Ibarra, Ecuador y se la comercializa entre otros sitios en el mercado de la parroquia Tumbaco.

La preparación en fresco de papas fritas en los hogares es común y se pueden ver negocios en los que esta forma de preparación es su referente principal o forma parte de su menú.

“La papa se clasifica de acuerdo a su tamaño” [2, p. 2] (tabla 1.1). Se considera como eje mayor a la longitud entre formas más salientes del tubérculo, sin tomar en cuenta la posición del estolón (vástago, rastrero del que se produce nuevas plantas al

arraigarlo a trechos) y como su diámetro la distancia máxima medida en forma perpendicular al eje de mayor longitud [2, p. 1].

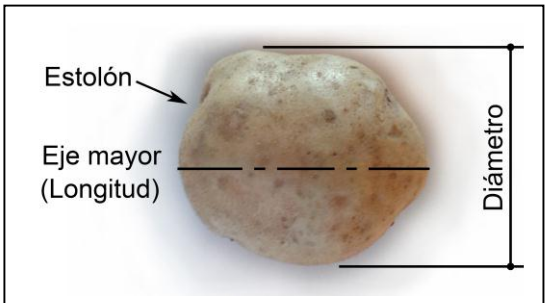


Figura 1.1 Longitud y diámetro de la papa.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 1.1 Categorías de la papa.

Tipo o Categoría	Diámetro (mm)
Grado N°1 o Primera	65 en adelante
Grado N°2 o Segunda	45 a 64
Grado N°3 o Tercera	30 a 44
Grado N°4 o Cuarta (No comercialización para consumo humano)	10 a 29

Elaborada por: Norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1516:2012 [2, p. 2]

Las personas básicamente requieren:

- Cortar papas a la francesa aportando el menor esfuerzo posible.
- Cortar una cantidad aceptable de producto por hora (se ha propuesto 50 Kg/h).

A continuación se presentan aspectos que permiten familiarizarse con el tipo de corte mencionado, tener una mejor concepción referente a los métodos empleados para este fin y las consecuencias que puede conllevar su constante y repetida ejecución.

1.1.1. Corte de papa a la francesa.

El corte de papa a la francesa tiene como característica una forma alargada o de tira de 6 a 7 cm de largo y 1 cm de lado aproximadamente (figura 1.2), se lo utiliza

principalmente para elaborar papas fritas. Las dimensiones se las presenta como aproximadas pues el tamaño depende del gusto de la persona que las prepara, quien mantiene la sección cuadrada sin aumentar o disminuir las medidas drásticamente pues cambiaría el tipo de corte y procura el mayor largo posible.

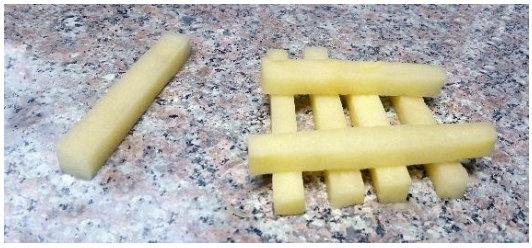


Figura 1.2 Corte de papas a la francesa
Elaborado por: Jhenry Espinosa

1.1.1.1. Corte manual utilizando un cuchillo.

Luego de que las papas han sido lavadas y peladas, una manera común para realizar el corte es que la persona sostenga la papa en una de sus manos sirviendo esta de mordaza y corte la papa usando un cuchillo con la otra mano, seccionando en forma longitudinal para obtener rodajas y luego gire la papa para cortar estas, para lograr el corte deseado (esta es una ejecución muy riesgosa y la habilidad de la persona es indispensable). Otra práctica es que la papa sea apoyada sobre un tablero de cocina y cortada con un cuchillo, la figura 1.3 registra la secuencia: Se cortan rodajas delgadas para obtener bases que permitan fijar bien la papa, se procede a realizar cortes paralelos a lo largo de la papa a una distancia aproximada de 1 cm, luego las rodajas se cortan a una distancia igual a la anterior para lograr el corte requerido.

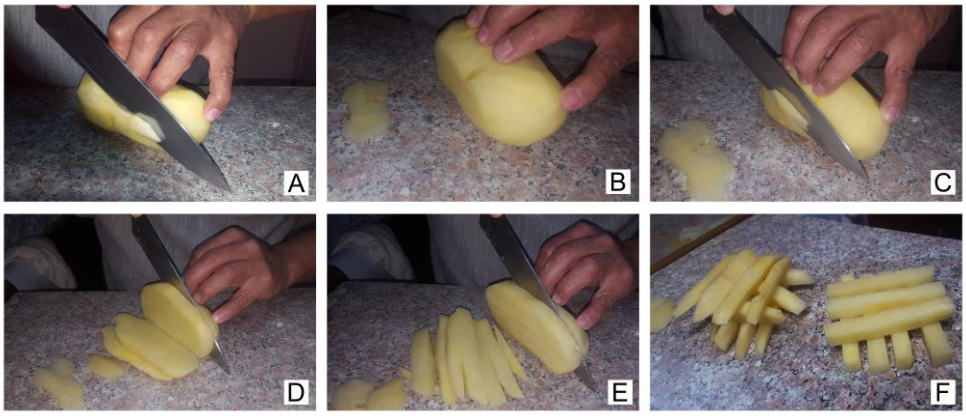


Figura 1.3 Corte manual de papas a la francesa utilizando un cuchillo.
Nota: A) Corte de rodaja delgada. B) Base para apoyo. C) Corte de rodaja delgada (fijar papa sobre la base). D) Obtención de rodajas de 1 cm de ancho. E) Corte longitudinal de las rodajas a 1 cm de ancho. F) Papas con corte a la francesa.

1.1.1.2. Corte mediante una máquina manual.

La máquina está provista de cuchillas entrecruzadas que forman cuadrículas con un centímetro por lado, contra la cual se presiona la papa mediante un empujador accionado por una palanca en forma manual; requiriendo el respectivo esfuerzo de la persona, esto se puede apreciar en la siguiente figura:

Figura 1.4 Corte de papa utilizando una máquina manual.
Nota: Texto aumentado a la imagen.
Fuente: [35]

1.1.1.3. Corte semiautomático mediante un actuador lineal.

La papa es cortada mediante la presión que ejerce un pistón, que la empuja contra la rejilla cuadriculada (cuchilla) a un centímetro de lado; la persona coloca cada papa en la base correspondiente de la máquina, que es puesta en funcionamiento a través de un pulsador, la ejemplifica la siguiente figura:

Figura 1.5 Corte semiautomático de papa mediante un actuador lineal.
Nota: Texto aumentado a la imagen.
Fuente: [34]

1.1.1.4. Corte con máquinas rotatorias semiautomáticas.

Las papas pasan a través de un ducto hacia un cilindro rotatorio que está provisto de cuchillas dispuestas longitudinalmente o en forma radial según sea el diseño de la máquina, las cuales se encargan de dar la forma de rodajas, inmediatamente otras cuchillas ubicadas en la sección de salida de las rodajas realizan el corte que da la forma final de tira requerida; se lo esquematiza en la figura 1.6. La persona pone en marcha o paro la máquina mediante un control manual.

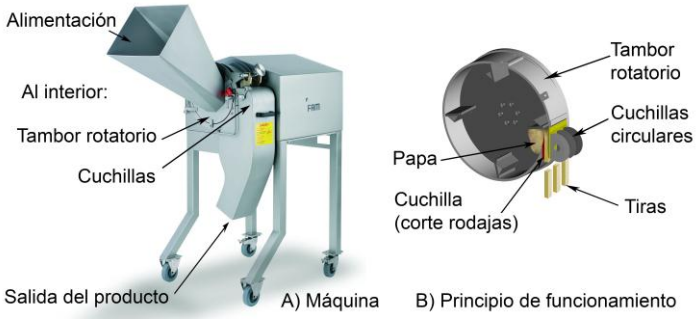


Figura 1.6 Máquina rotatoria para corte de papas.
Nota: Texto aumentado a las imágenes.
Fuente: [33]

1.1.1.5. Corte automático de papas.

El corte es parte de una línea de producción en serie de papas con corte a la francesa, se puede utilizar las máquinas de actuador lineal o rotatorias descritas anteriormente, pero automatizadas y con tamaños mayores para aumentar la capacidad de producción.

1.2. Funciones del sistema.

El sistema ha de cumplir con tres funciones básicas:

- Receptar una potencia para su funcionamiento.
- Transmitir la potencia recibida en forma adecuada.
- Ejecutar el proceso de corte requerido.

1.3. Requisitos de diseño.

En base a los requerimientos específicos propios de las personas, así como consideraciones de trabajo dentro del área de la elaboración de alimentos, costo adecuado y la posible ampliación de servicios, se presentan los siguientes requisitos:

- Utilizar un sistema de energía que reduzca la fuerza que aporta la persona al proceso.
- Ser capaz de producir 50 kg/h de papas cortadas como mínimo.
- Emplear acero inoxidable o polietileno en elementos mecánicos.
- Fácil utilización.
- Brindar seguridad.
- Permitir la posible adaptación de sistemas para ejecutar otro tipo de cortes.
- Tener un costo de implementación aceptable de manera general.

1.3.1. Materiales.

Acorde a la reglamentación [3], se consideran los siguientes materiales.

1.3.1.1. Acero inoxidable.

Para la fabricación de máquinas a utilizar en la industria alimenticia es más utilizado el acero inoxidable tipo 304 (cromo 18 %, níquel 8 % o 18-8). El acero inoxidable (Cr 10.5 %, mínimo y C 1.2%, máximo) resiste a la humedad debido a la capa pasiva que se forma al reaccionar el cromo con el oxígeno evitando así que se oxide el hierro, hay varios tipos: Los aceros inoxidables ferríticos son los que contienen cromo entre 10,5 y 18 %y un porcentaje de carbono inferiores al 0,1%, se distinguen por ser magnéticos; los martensíticos tienen cromo entre 12 y 18% y 0,1 – 1.2% de carbono, son endurecibles y magnéticos; los austenísticos con 18% de cromo y 8 % de níquel, no magnéticos y endurecibles por tratamiento térmico, el dúplex con 18 a 28 % y níquel en 4,5 a 8% de cromo [4].

1.3.1.2. Polietileno de alta densidad (PEHD).

Termoplástico resistente a la abrasión, al desgaste, impacto, agentes químicos y alcalinos, a bajas temperaturas; tiene bajo coeficiente de fricción, es un material autolubricado, es aislante eléctrico; no es tóxico por lo que se emplea en aplicaciones que requieran el contacto con alimentos; además están la mecanización de piezas industriales, guías y soportes, entre otras. En función de la resistencia se presentan las siguientes calidades: PEHD/PE300, PE-HMW/PE500, PE-UHMW/PE1000 [5].

1.3.2. Consideraciones de Seguridad.

La operación de toda máquina conlleva riesgos en la persona, por lo que las consideraciones de seguridad al diseñar los equipos son indispensables. El peligro más latente se encuentra en el punto de operación pues es donde el producto es transformado, además hay zonas de peligro debido a la propia construcción, en consecuencia, se deben determinar distancias de seguridad y adoptar medios de protección de la persona y máquina, como por ejemplo resguardos en las máquinas.

Los sistemas de transmisión se deben cubrir completamente cuando están a menos de 2,13 m de altura para evitar que la persona se golpee o quede atrapada entre los elementos [6, p. 18].

1.4. Criterios de evaluación.

Son manifestaciones de cualidades ansiadas en un diseño; el diseñador puede apoyarse en estas para maximizar y minimizar ventajas y desventajas, respectivamente [7, p. 11].

La seguridad de las personas en el desarrollo del proceso es prioritaria, por tanto, se la considera como primer criterio de evaluación, se observan además los siguientes:

Seguridad: Brindar seguridad en operación tanto para la persona, como para la máquina.

Desempeño: Rapidez, buen rendimiento, proporcionar la cantidad requerida de producto.

Utilización: Facilidad de uso.

Fabricación: Sencilla, no requerir herramientas especiales, fácil adquisición de componentes en el mercado nacional.

Armado: Sencillo y rápido.

Mantenimiento: Económico, no complicado y luego de períodos largos.

Tamaño: Reducido en lo posible, accesible.

Adaptabilidad: Permitir la posible integración de sistemas para ejecutar otro tipo de cortes.

Costo: Tener un costo de implementación aceptable de manera general.

CAPÍTULO II

2. ALTERNATIVAS PARA DISEÑO.

En este capítulo se establecerán las alternativas de solución para realizar el corte de papas a la francesa y se determinará la mejor opción.

2.1. Conceptos para diseño.

2.1.1. Diseñar.

Es articular propósitos para concretar el motivo final de su realización; consecuente con [8, p. 4].

2.1.1.1. El diseño en ingeniería mecánica.

Proceso que consiste en la aplicación de conocimientos científicos, técnicos y de la creatividad para lograr concebir un dispositivo, aparato o sistema cuya materialización se oriente a satisfacer un objetivo específico; acorde a lo definido en Díaz [9, p. 1].

2.1.2. Máquina.

Se considera como máquina a un instrumento o dispositivo creado, que transforma algún tipo de energía, material o información mediante la ejecución de movimientos mecánicos, facilitando o sustituyendo el trabajo humano con un mayor rendimiento**.** Como partes principales en una máquina se tienen: El sistema receptor e impulsor, que es la parte que recibe en forma directa la energía exterior y que impulsará a la máquina; el sistema de transmisión, formado por los elementos que transmiten la

fuerza del impulsor, transformando el movimiento hacia el mecanismo ejecutor que es el que realiza la acción propósito de la máquina; estas partes principales se alojan en una estructura fija denominada bancada, además se tiene el sistema de control de la máquina [10, pp. 187,188].

2.1.2.1. Máquinas manuales.

Son aquellas en las que es la persona quien aporta la energía requerida para el funcionamiento de la máquina.

2.1.2.2. Máquinas cortadoras semiautomáticas.

Son máquinas que permiten obtener un producto con una determinada forma geométrica utilizando un útil cortante y que en parte trabajan por sí solas.

2.1.3. Mecanismo.

Un mecanismo es el sistema de cuerpos destinado a transformar o transmitir el movimiento de uno o varios cuerpos sólidos, en el movimiento necesario de otros cuerpos sólidos; se presentan tres elementos: El fijo o soporte, el conductor de movimiento y el que recibe la acción llamado conducido, por ejemplo, en el mecanismo de biela figura 2.1. De acuerdo a la forma de acoplamiento de los elementos, los mecanismos tienen movimientos establecidos [10, p. 189].

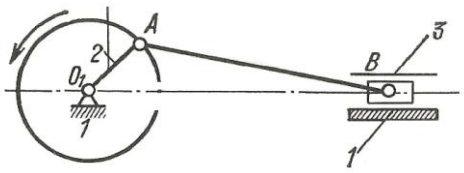


Figura 2.1 Elementos de mecanismo de biela.
Nota: Fijo o soporte1, conductor 2, conducido 3.
Fuente: Fundamentos de mecánica técnica [10, p. 212]

2.2. Diseños alternativos.

En base de las funciones del sistema y requisitos de diseño se han agrupado las tres partes fundamentales de una máquina (receptor-impulsor, transmisión y mecanismo ejecutor) en tres sistemas diferentes, que se presentan como alternativas de solución en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Alternativas de solución.

SISTEMAS / PARTES FUNDAMENTALES	Sistema mecánico	Sistema neumático	Sistema electromecánico
Receptor – Impulsor	Motor eléctrico	Compresor	Servomotor
Transmisión	Reductor de velocidad	Red de aire comprimido.	Reductor de velocidad
Ejecutor	Por tornillo Biela Leva	Actuador lineal neumático	Actuador lineal electromecánico

Elaborado por: Jhenry Espinosa

2.2.1. Sistema receptor – impulsor

Parte de la máquina que recibe en forma directa la energía exterior e impulsa a los mecanismos de transmisión.

2.2.1.1. Motor eléctrico.

Máquina que, al ser alimentada con energía eléctrica, debido a los campos magnéticos generados entre los bobinados del estator (parte fija) y el rotor (parte giratoria), permite obtener energía mecánica.

Ventajas: Fácil aplicación, se lo puede conectar directamente a la red de servicio (Corriente alterna CA), par de giro elevado, durable, bajo mantenimiento, permite incorporar nuevas tecnologías.

Desventajas: Elevado número de R.P.M, requiere control de la velocidad, corriente de arranque elevada.

2.2.1.2. Servomotor.

Motor eléctrico cuyo eje rotatorio puede ser controlado tanto en posición como en velocidad. Está formado por elementos que forman un solo conjunto dentro de una estructura o cuerpo, siendo estos: motor, reductor de velocidad, sensor de desplazamiento y circuito de control.

Ventajas: Reducido tamaño, potente (en relación al tamaño), preciso.

Desventajas: Costoso, limitada potencia.

2.2.1.3. Compresor de aire.

Es una herramienta que, en base a la energía mecánica genera energía neumática al comprimir el aire (pudiendo este ser almacenado) y expulsarlo a una determinada presión, permitiendo así, el uso de herramientas neumáticas.

Ventajas: Funcionamiento rápido, fácil regulación de la presión suministrada.

Desventajas: Requiere de instalación especial (mangueras, filtros), ruidoso, ocupa mucho espacio.

2.2.2. Sistemas de transmisión.

Cuando las máquinas requieren operar a una velocidad determinada que no se puede obtener directamente del impulsor, se hace necesario implementar elementos que modifiquen esta velocidad inicial, ya sea reduciéndola a un valor fijo o permitiendo la variación de esta.

2.2.2.1. Reductores de velocidad

Son mecanismos transmisores de movimiento que permiten el cambio de velocidad angular y el momento de rotación del árbol del motor; así las máquinas de producción pueden trabajar con un momento de rotación mayor y menor velocidad angular [10, p. 289]. Cuando tienen acoplados un motor se los denomina motorreductores.

Ventajas: Fácil instalación, se lo puede acoplar al motor, velocidad se salida constante, económico.

Desventajas: Sufre desgaste mecánico, se requiere de mecanismos de transmisión extras cuando no va acoplado al motor.

2.2.2.2. Red de aire comprimido.

La red es todo el grupo de tuberías que transmiten el aire desde el depósito hacia los puntos de trabajo donde sea requerido el mismo.

Ventajas: Fácil control, rapidez de accionamiento, parte de la línea de servicio puede aislarse cuando no se requiera de su uso mediante válvulas, según el compresor se tiene una continuidad de flujo de aire.

Desventajas: Requiere de varios elementos para completar la línea de distribución, instalación espaciosa, a mayor velocidad, mayor caída de presión, fugas en la línea, acumulación de agua, sistema costoso.

2.2.3. Mecanismo Ejecutor.

Es la parte que realiza la acción para la que fue destinada la máquina, es el elemento que da sentido a la misma.

2.2.3.1. Mecanismo de carga por tornillo.

Formado por tuerca y tornillo, transforma el movimiento de rotación de un elemento en movimiento de traslación del otro elemento (ejemplo en la figura 2.2).

Ventajas: Rapidez de acción, puede ocupar poco espacio, fácil implementación

Desventajas: Desgaste del mecanismo, lubricación especial.

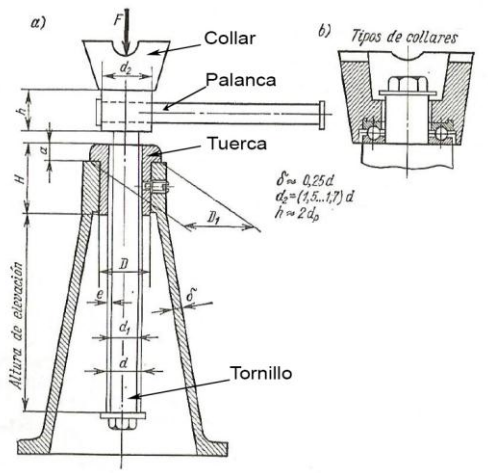


Figura 2.2 Gato de husillo (Mecanismo de carga por tornillo).
Nota: texto aumentado a la imagen.
Fuente: [10, p. 212]

2.2.3.2. Mecanismo de biela

Se compone de una manivela cuyo movimiento de rotación impulsa el movimiento lineal y alternativo de la biela, el otro componente, esto cuando el elemento conductor es la manivela; cuando la biela es la conductora cambia la transformación de movimiento de lineal y alternativo a rotatorio, esto hace que el árbol al que está unida la manivela rote [10, pp. 265-266] (figura 2.3).

Ventajas: Rapidez de acción, fácil implementación.

Desventajas: Puede ocupar mucho espacio, se requiere de correderas.

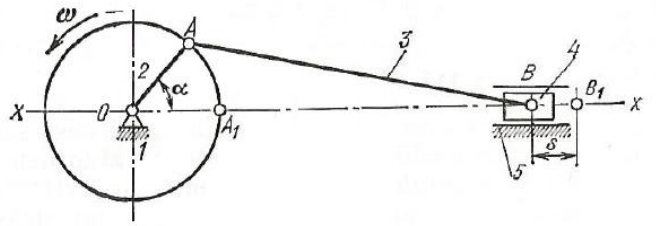


Figura 2.3 Componentes del mecanismo de biela.
Nota: Soporte 1, manivela 2, biela 3, corredera 4, guías 5.
Fuente: [10, p. 265]

2.2.3.3. Mecanismo de leva.

Mecanismo formado por el soporte, la leva y el empujador, puede ser plano cuando leva y empujador se mueven en un mismo plano o en planos paralelos y espaciales cuando los planos de movimiento no son paralelos. Son empleados cuando se requiere la variación de desplazamiento, velocidad y aceleración del elemento conducido, para lo cual previamente se establecen las condiciones requeridas; en especial se utiliza cuando se requiere que este se detenga en forma periódica, mientras el elemento conductor se mueve continuamente [10, pp. 266-267] (figura 2.4).

Ventajas: Rapidez de acción, fácil implementación

Desventajas: Difícil dar la geometría exacta en la leva, tratamiento térmico en la leva, desgaste de elementos, se debe mantener un constante contacto entre leva y seguidor.

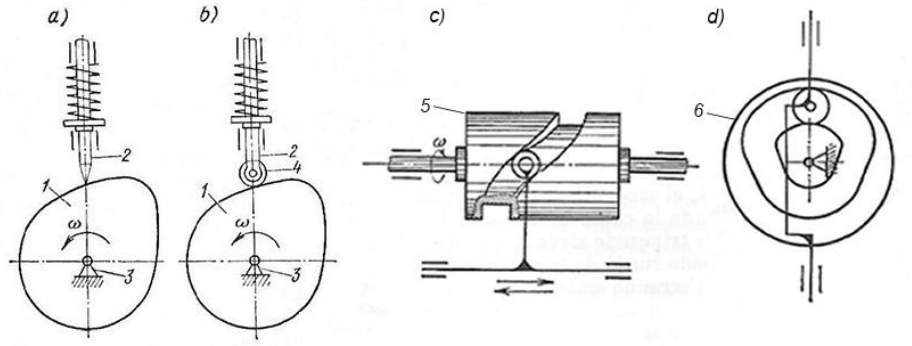


Figura 2.4 Mecanismos de leva.
Nota: a) Con empujador agudo: Leva 1, empujador 2, soporte 3; b) con empujador de rodillo: Rodillo 4; c, d) con cierre geométrico: Leva cilíndrica de ranura perfilada en la superficie lateral 5; leva de ranura 6.
Fuente: [10, p. 267]

2.2.3.4. Actuadores.

Son dispositivos mecánicos que mueven otros mecanismos al aplicar la fuerza requerida, generada mediante energía neumática, hidráulica o eléctrica, respecto a lo cual toman el nombre de actuadores neumáticos, hidráulicos o eléctricos respectivamente. Cuando una persona mueve algún dispositivo actúa sobre este, en este caso es un actuador manual [11].

2.2.3.4.1. Actuador lineal neumático.

Este actuador es un cilindro que en base a la energía neumática logra el avance y retroceso lineales de su pistón para ejecutar el trabajo (figura2.5).

Ventajas: Rapidez de acción, *p*uede realizar trabajo en avance y retroceso (cilindros doble efecto).

Desventajas: Costo elevado, fugas de aire en sus acoples, trabajo ruidoso

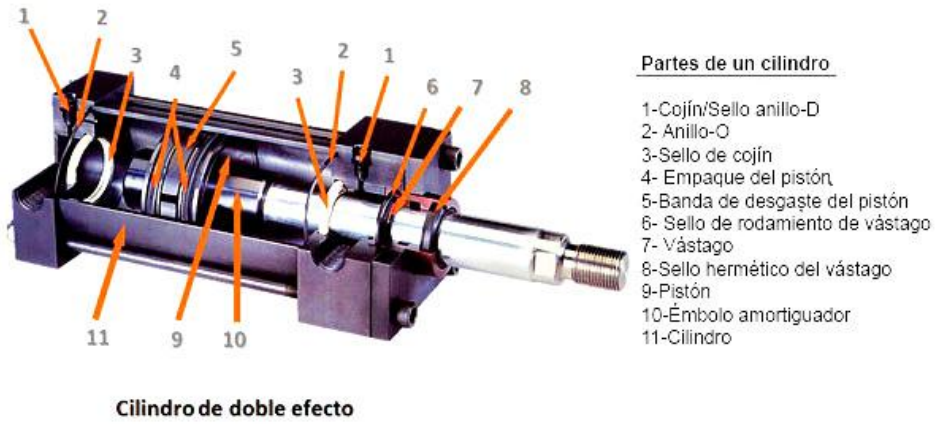


Figura 2.5 Actuador lineal neumático.
Fuente: [36]

2.2.3.4.2. Actuador lineal hidráulico.

Este actuador es un cilindro que mediante un fluido a presión desarrolla avance y retroceso lineales de su pistón para ejecutar el trabajo (figura 2.6).

Ventajas: Se obtiene mayor potencia y desplazamiento, *p*uede realizar trabajo en avance y retroceso (cilindros doble efecto).

Desventajas: Se requiere de varios componentes para el suministro de energía, mantenimiento periódico.

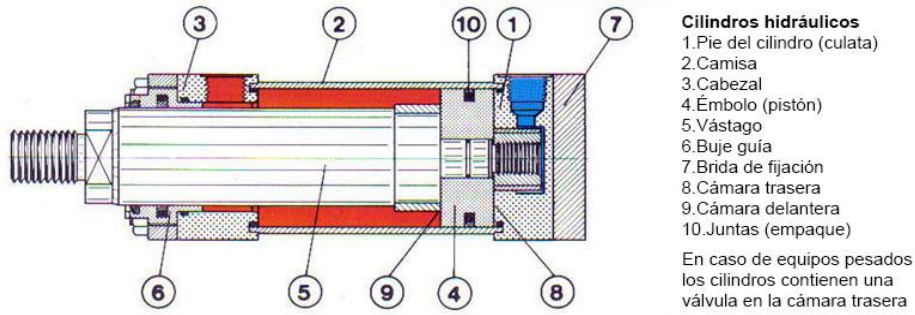


Figura 2.6 Actuador lineal hidráulico.
Nota: Texto insertado en la imagen.
Fuente: [38]

2.2.3.4.3. Actuador lineal eléctrico.

El actuador lineal eléctrico es un cilindro que obtiene el desplazamiento lineal del vástago en base a la rotación de un motor (figura 2.7).

Ventajas: Motor, reductor y actuador se presentan como una sola unidad, precisión, fácil instalación.

Desventajas: Costo elevado, limitada potencia.

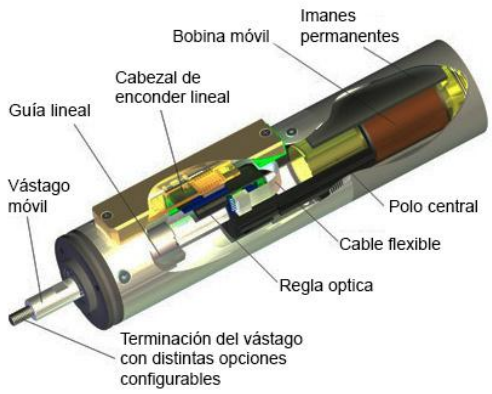


Figura 2.7 Actuador lineal eléctrico.
Fuente: [37]

2.2.4. Soportantes de movimiento.

2.2.4.1. Guías para movimiento de avance.

Las características que deben tener son: "funcionamiento suave, exactitud de la traslación y ausencia de agarrotamientos" [10, p. 283]. Las guías son de fricción por deslizamiento o por rodadura, las primeras son más comúnmente empleadas y cuando se requiere disminución del rozamiento se emplean las segundas, sobre todo cuando la rodadura es por "estructuras de responsabilidad" [10, p. 283].

2.2.4.2. Rodamientos.

Son sistemas mecánicos diseñados para que la fricción desarrollada durante el giro no sean de deslizamiento sino de rodadura, permiten que un componente gire sobre otro al estar ubicados entre estos [12, p. 4].

2.2.5. Controladores.

A continuación se presentan conceptos con base a la información en Eaton [13, pp. 4-6; 11,12].

2.2.5.1. Controlador manual.

Utilizan contactos de doble ruptura, de esta forma interrumpen el circuito en dos lugares simultáneamente. El operador al presionarlo acciona el controlador y este lleva la energía, de igual forma puede cortar el paso de energía.

2.2.5.2. Relevador de sobrecarga.

Dispositivo utilizado en arrancadores. Es un limitador de cantidad de corriente absorbida que protege al motor contra un sobrecalentamiento. Posee una unidad de detección de corriente y un mecanismo de ruptura.

2.2.5.3. Botones pulsadores.

Dispositivos que permiten a la persona lograr el arranque o paro de la máquina, o determinar la etapa en la que se halla. Mediante la pulsación o giro de su parte superior u operador se cierran o abren los contactos en su parte posterior, encendiéndose las luces indicadoras esto, según modelo del pulsador [14, p. 5].

De acuerdo a la acción a realizar se presentan diferentes tipos de mandos, así por ejemplo se tiene que los pulsadores manuales y los interruptores por palanca son adecuados para realizar la activación y selección respectivamente [15, p. 56] (anexo F.1).

2.3. Evaluación de alternativas.

Se debe sopesar varios criterios según las características de los sistemas.

2.3.1. Método ordinal corregido de criterios ponderados.

Basado en tablas donde son confrontados los criterios, ubicados en filas y columnas, para establecer un determinado valor, 1, 0.5 o 0), según se considere superior, equivalente o inferior, respectivamente, el correspondiente a las fila, respecto al de la columna; posteriormente en cada uno, se suman las cantidades añadiendo una unidad (con lo que se evita la nulidad en algún valor), se continua ponderando los valores, obteniendo los pesos y fijando el orden respectivo [16, p. 59]

2.3.2. Análisis por matriz de selección.

Denominada también matriz de relación o priorización, debido a que convenientemente en una tabla según los valores que se otorguen a los criterios relacionados, conforme la prioridad con que cada uno es requerido en cada alternativa, se pueden sopesar y seleccionar la mejor opción entre estas. Se la utiliza cuando se requiere tomar la decisión en base a varios criterios, o para tomar decisiones más objetivas [17, p. ítem 6]

Procedimiento:

- Listar las alternativas.
- Listar los criterios a considerar.
- Establecer el peso de cada criterio
- Construir la matriz.

- Plantear la escala para cada criterio. La escala puede ser la misma para todos los criterios.
- Valorar cada alternativa respecto a cada criterio, colocar en el lado izquierdo de la casilla.
- Multiplicar cada valoración por el peso de cada criterio, anotar los resultados en el lado derecho de la casilla.
- Sumar los valores últimamente obtenidos y registrar el total en la casilla correspondiente.
- Dar el respectivo orden a cada alternativa; empezar por la mayor y continuar hacia la menor.

2.3.3. Evaluación de los sistemas considerados alternativas.

Alternativas a evaluar: Sistema mecánico, Sistema neumático y Sistema electromecánico.

Criterios a considerar (definidos en el capítulo 1, ítem 1.4.): Seguridad, desempeño, utilización, fabricación, armado, mantenimiento, tamaño, adaptabilidad y costo.

2.3.3.1. Evaluación de cada criterio para las alternativas propuestas.

Se aplica el método ordinal corregido de criterios ponderados, descrito anteriormente.

Tabla 2.2 Evaluación de cada criterio para alternativas.

Criterios	S	D	U	F	A	M	T	I	C	Σ + 1	Ponderación	
											Peso	Orden
S Seguridad	–	1	1	1	1	1	1	1	1	9	0,200	1
D Desempeño	0	–	0,5	1	1	1	1	1	1	7,5	0,167	2
U Utilización	0	0,5	–	1	1	1	1	1	1	7,5	0,167	2
F Fabricación	0	0	0	–	1	1	1	1	1	6	0,133	3
A Armado	0	0	0	0	–	1	1	1	1	5	0,111	4
M Mantenimiento	0	0	0	0	0	–	1	1	1	4	0,089	5
T Tamaño	0	0	0	0	0	0	–	1	1	3	0,067	6
I Adaptabilidad	0	0	0	0	0	0	0	–	0,5	1,5	0,033	7
C Costo	0	0	0	0	0	0	0	0,5	–	1,5	0,033	7
									Suma	45	1	

Nota: Relación S > D = U > F > A > M > T > I = C
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: El criterio Seguridad es el que tiene un mayor peso (Orden 1).

2.3.3.2. Evaluación de las alternativas.

En base a las alternativas y los criterios ponderados para su evaluación se construye la matriz de selección, el cumplimiento de cada criterio se determina aplicando la siguiente escala: 1, bajo; 2, mediano; 3, mayor.

Tabla 2.3 Evaluación de las alternativas.

Criterios		Alternativas					
	Peso	Sistema mecánico		Sistema neumático		Sistema electromecánico	
Seguridad	0,200	3	0,600	2	0,400	1	0,200
Desempeño	0,167	3	0,500	3	0,500	2	0,333
Utilización	0,167	3	0,500	3	0,500	2	0,333
Fabricación	0,133	3	0,400	2	0,267	1	0,133
Armado	0,111	3	0,333	2	0,222	1	0,111
Mantenimiento	0,089	3	0,267	2	0,178	1	0,089
Tamaño	0,067	2	0,133	1	0,067	3	0,200
Adaptabilidad	0,033	3	0,100	2	0,067	3	0,100
Costo	0,033	3	0,100	2	0,067	1	0,033
	Total		2,933		2,267		1,533
	Orden		**1**		**2**		**3**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: El sistema mecánico se ubica como la mejor alternativa (Orden 1).

2.3.4. Evaluación de los mecanismos ejecutores para el sistema mecánico.

El sistema mecánico tiene la posibilidad de implementar como ejecutor de trabajo tres opciones: Por tornillo, biela y leva.

Se consideran los siguientes criterios para determinar el mecanismo idóneo:

- Seguridad: Funcionamiento seguro del mecanismo.
- Desempeño: Potente, Rápido, buen rendimiento (este baja por fricción).
- Fabricación: Sencilla, no requerir herramientas especiales.
- Armado: Sencillo y rápido.
- Mantenimiento: económico, no complicado y luego de períodos largos.
- Tamaño: Reducido en lo posible.

2.3.4.1. Evaluación de cada criterio para mecanismos ejecutores.

Se aplica el método ordinal corregido de criterios ponderados, descrito anteriormente.

Tabla 2.4 Evaluación de cada criterio para mecanismos ejecutores.

Criterios	C1	C2	C3	C4	C5	C6	Σ + 1	Ponderación	
								Peso	Orden
C1 Seguridad	–	1	1	1	1	1	6	0,286	1
C2 Desempeño	0	–	1	1	1	1	5	0,238	2
C3 Fabricación	0	0	–	0,5	1	1	3,5	0,167	3
C4 Armado	0	0	0,5	–	1	1	3,5	0,167	4
C5 Mantenimiento	0	0	0	0	–	1	2	0,095	5
C6 Tamaño	0	0	0	0	0	–	1	0,048	6
						Suma	21	1,000	

Nota: C1 > C2 > C3 = C4 > C5 > C6
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: El criterio Seguridad tiene un mayor peso (Orden 1).

2.3.4.2. Evaluación de los mecanismos ejecutores del sistema mecánico

Se construye la matriz de selección, el cumplimiento de cada criterio se determina aplicando la siguiente escala: 1, bajo; 2, mediano; 3, mayor.

Tabla 2.5 Evaluación de los mecanismos ejecutores del sistema mecánico.

Criterios		Alternativas					
	Peso	Por tornillo		Biela		Leva	
Seguridad	0,286	3	0,858	2	0,572	1	0,286
Desempeño	0,238	2	0,476	3	0,714	1	0,238
Fabricación	0,167	2	0,334	3	0,501	1	0,167
Armado	0,167	2	0,334	3	0,501	1	0,167
Mantenimiento	0,095	2	0,190	2	0,19	1	0,095
Tamaño	0,084	3	0,252	2	0,168	1	0,084
	Total		2,444		2,646		1,037
	Orden		**2**		**1**		**3**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: El mecanismo biela se ubica como la mejor alternativa (Orden 1).

2.4. Selección de la mejor alternativa.

El diseño óptimo se presenta como una máquina semiautomática para el corte de papas a la francesa con capacidad de 50 kg/h de producción, impulsada por un motorreductor, mecanismo ejecutor de biela, bancada fabricada en acero inoxidable 304, control manual de accionamiento puntual mediante pulsador y alimentación manual de papas a una altura de 80 cm desde el piso (tabla 2.6).

Tabla 2.6 Características iniciales para diseño de la máquina.

Máquina	Semiautomática
Tipo de corte	Corte de papas a la francesa
Capacidad	50 kg/h
Elemento Receptor – Impulsor; transmisión	Motorreductor
Mecanismo Ejecutor	Por biela
Bancada	Acero inoxidable 304
Control	Manual (Circuito eléctrico)
Alimentación	Manual (Soporte para papa)
Altura (piso bancada)	80 cm

Elaborada por: Jhenry Espinosa

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Este capítulo abarca el diseño detallado según la mejor opción escogida y la construcción de la máquina.

3.1. Caracterización de las papas.

Se han considerado 10 unidades correspondientes a la variedad de papa única cultivada en la ciudad de Ibarra, Ecuador y adquiridas en los mercados de la parroquia Tumbaco. El tiempo desde la cosecha hasta el momento de la caracterización fue de una semana aproximadamente.

Tabla 3.1 Caracterización de las papas.

Muestra	Pcc g	Psc g	V cm^3	δ g/cm^3	E cm	Ø cm	F kg	Lc cm	Fc Kg/cm
1	723	636	605	1.05	16.5	10.2	48	79.2	0.62
2	876	804	770	1.04	13.4	11.5	80	151.8	0.53
3	686	587	540	1.09	16.4	9.2	47	66.0	0.71
4	657	561	550	1.02	14.5	10.3	44	88.0	0.50
5	784	698	680	1.03	12.8	11.3	69	126.5	0.54
6	575	494	470	1.05	11.4	9.6	54	104.5	0.52
7	690	609	590	1.03	11.1	10.4	72	144.1	0.50
8	475	438	410	1.07	11.6	9.8	51	77.0	0.66
9	489	430	410	1.05	11.9	9.7	47	83.6	0.56
10	402	366	360	1.02	10.7	9.3	45	94.6	0.48

Pcc = Peso con cáscara; δ = Densidad (Psc/V); F = Fuerza de corte a la francesa
Psc = Peso sin cáscara; E = Longitud eje mayor; Lc = Longitud total de corte
V = Volumen; Ø = Diámetro; Fc = Fuerza de una cuchilla (F/Lc)

Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.1.1. Tamaño.

El tamaño de las muestras se ubica dentro grado N°1. Se establecen los siguientes resultados a considerar: Eje mayor 16.5 cm, diámetro 11,5 cm (tabla 3.1).

3.1.2. Densidad.

La densidad (ρ) relaciona la masa (m) de un cuerpo con su volumen (V), se la puede expresar de la siguiente forma: $\rho = g/cm^3$.

Para obtener la densidad se ha seguido el procedimiento ilustrado en la figura 3.1: En A, se pesa la papa 1, con una báscula electrónica 2; en B, se ha colocado 2.5 litros de agua en un recipiente graduado 3 y otro recipiente graduado 4 (sin agua) con marcación 2.5 litros contiene la papa; C, presenta el trasvase realizado desde 3 al 4 hasta el nivel marcado en el mismo; en D, la cantidad de líquido restante que representa el volumen de la papa ha sido medido utilizando un recipiente graduado 5 como apoyo. De acuerdo a los datos (tabla 3.1) se ha establecido una densidad de 1.09 g/cm^3.

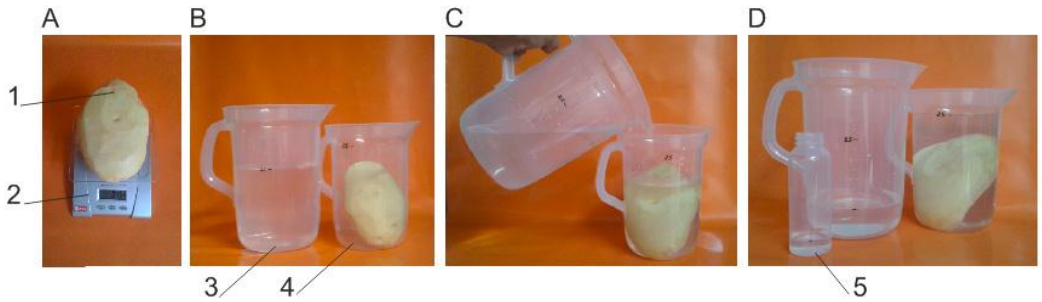


Figura 3.1 Obtención de la densidad de las papas.
Nota: A) Pesado: Papa 1, báscula electrónica 2. B) Graduación de volumen a utilizar: Recipiente graduado 3, con agua; recipiente graduado 4, con papa. C) Trasvase de 3 hasta la graduación marcada en 4. D) Medición del volumen sobrante al trasvase (volumen de la papa): Recipiente graduado.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

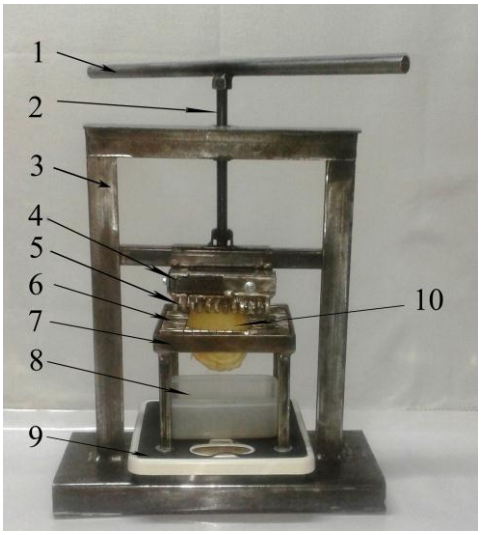
3.1.3. Fuerza de corte.

Para determinar la fuerza de corte requerida se ha utilizado una máquina manual (diseñada y fabricada por el Autor) que permite realizar el ensayo en las papas. La

máquina tiene un actuador tipo tornillo mediante el cual se empuja la papa sobre las cuchillas de acero inoxidable (con espesor de 0.7 mm ensambladas en forma de rejilla cuadriculada para obtener una geometría de 1 cm de lado aproximadamente dentro de un área libre o sin apoyo de 12 x12 cm), ubicadas en el portacuchillas que es soportado por una báscula (tipo dinamómetro) que registra la fuerza empleada por el tornillo de potencia para cortar la papa presionándola a través de la rejilla utilizada para el efecto (figura 3.2).

3.1.3.1. Fuerza requerida para el corte de papas a la francesa

La fuerza para ejecutar el corte de papas a la francesa, fue determinada en forma experimental mediante el ensayo de 10 papas peladas (figura 3.2); alineando el eje mayor de la papa con el eje de acción de la máquina se procedió a empujar la papa hasta su mitad (sección de mayor diámetro) sobre las cuchillas tipo rejilla mediante la acción del tornillo; la fuerza empleada para cortar la papa y desplazar cada bastón formado (papa con corte requerido) que se encuentra presionado entre las cuadrículas debido al espesor de las cuchillas es medido por la báscula, luego de haberse estabilizado el disco graduado de la báscula (momento en que la papa no es cortada) se registró en la tabla 3.1 el valor inmediatamente superior al marcado, como la fuerza de corte (F) respectiva en cada caso; al calcular el promedio se estableció que la fuerza requerida para ejecutar el corte a la francesa es de 56 kg, se estima que una fuerza mayor que pudiere requerirse se compensará con un factor de seguridad aplicado en el diseño.



1 Palanca
2. Tornillo
3. Bancada.
4. Soporte.
5. Bloque prismático.
6. Cuchillas.
7. Portacuchillas.
8. Colector.
9. Báscula (tipo dinamómetro)
10. Papa.

Figura 3.2 Obtención de la fuerza para corte a la francesa
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Al practicar otro ensayo similar, la papa fue empujada sobre la cuchilla tipo rejilla (asegurada su vez en una base soportada por la báscula) mediante pesas colocadas de manera sucesiva (figura 3.3) hasta que se produjo el corte, la báscula registró la fuerza que se requiere para cortar la papa y empujarla a través de las cuchillas, venciendo el rozamiento y la compresión en la papa cortada, generadas debido al espesor de las mismas (obteniendo una geometría de 1 cm de lado en un área libre o sin apoyo de las cuchillas de 12x12 cm). En base a los valores para la fuerza *F*, presentados en la tabla 3.2, se establece su promedio 54 kg como la fuerza para el corte de papas a la francesa, se estima que una fuerza mayor que pudiere requerirse se compensará con un factor de seguridad aplicado en el diseño.

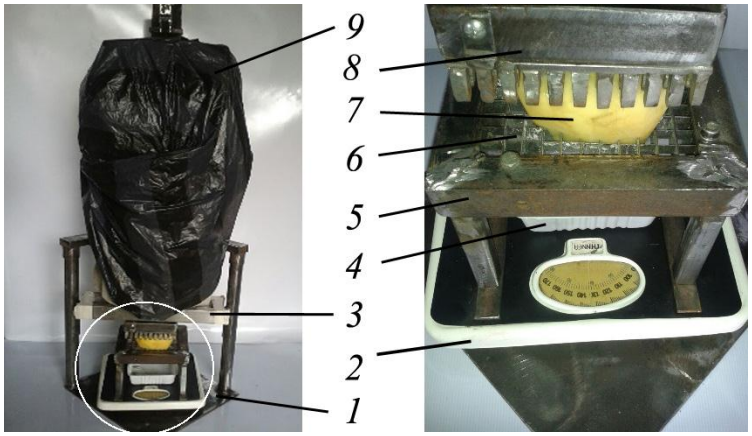


Figura 3.3 Obtención de la fuerza para corte a la francesa mediante pesas
Nota: Bancada 1, báscula 2, guía 3, colector 4, soporte 5, cuchilla 6, papa 7, prisma 8, pesas 9.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 3.2 Caracterización de las papas (Ensayo: Corte utilizando pesas).

Muestra	Psc g	V cm^3	δ g/cm^3	E cm	Ø cm	F kg
11	274	270	1.01	10.4	7.7	52
12	263	250	1.05	10.0	7.0	63
13	246	230	1.07	0.96	5.2	45
14	282	270	1.04	10.3	5.7	53
15	394	370	1.06	11.0	7.3	58

Psc = Peso sin cáscara — V = Volumen
δ = Densidad (Psc/V) — E = Longitud eje mayor
Ø = Diámetro — F = Fuerza de corte a la francesa

Elaborada por: Jhenry Espinosa

En conclusión se consideró que el valor correspondiente a la fuerza de corte a la francesa es de 56 kg.

3.1.3.2. Fuerza de una cuchilla para el corte de las papas.

La fuerza que una cuchilla (elemento de la cuchilla tipo rejilla cuadriculada) soporta al ejecutar el corte de la papa ha sido determinada de acuerdo a los valores registrados anteriormente en la tabla 3.1, dividiendo la fuerza del corte a la francesa obtenida en cada muestra para la respectiva longitud total cortada (sumatoria de la medida longitudinal actuante sobre la papa de todas las cuchillas, tomando en cuenta

que en un área libre de 12x12cm se han ensamblado las cuchillas para obtener una geometría de 1 cm por lado, figura 3.4). De acuerdo a los resultados se toma el mayor valor obtenido; se establece que una cuchilla soporta 0.71 kg/cm en el corte de la papa.

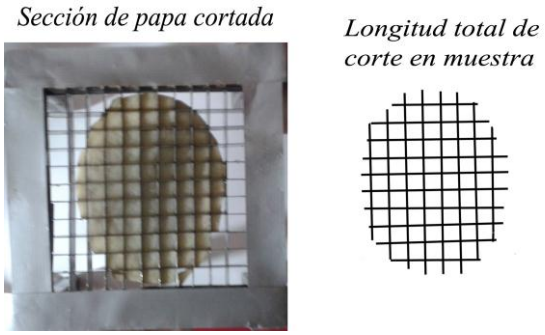


Figura 3.4 Longitud total de corte en la muestra.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.2. Diseño detallado.

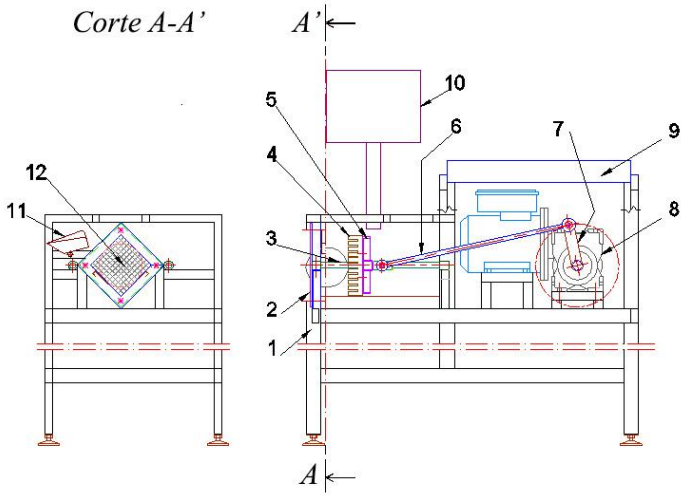


Figura 3.5 Esquema de la máquina para corte de papas a la francesa.
Nota: Bancada 1, portacuchillas 2, guías 3, empujador 4, soporte 5, biela 6, manivela 7, motorreductor 8, bandeja 9, controles 10, alimentador 11, cuchillas 12.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Para el diseño se aplicaron de forma general a los elementos de acero inoxidable los siguientes valores, salvo otra indicación en los datos:

Factor de diseño: $n_d = 2$

Acero AISI 304:

Resistencia a la fluencia (Tabla A.1.1), $S_y = 2100$ kg/cm^2

Densidad (Tabla A.2), $\rho = 7.9$ g/cm^3

Esfuerzo Permisible σ_y:

De la fórmula para esfuerzo a flexión permisible σ:

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \tag{1}$$

Donde S_y es el esfuerzo a flexión del material y n es un factor de diseño n_d o seguridad n_y; se tiene:

$$\sigma_y = \frac{S_y}{n_d} \tag{2}$$

$$\sigma_y = \frac{2100\ kg/cm^2}{2}$$

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2\ //$$

3.2.1. Cálculo para la cuchilla.

La cuchilla (tipo lámina) es un elemento del conjunto cuchilla tipo rejilla cuadriculada requerida para obtener el corte de papas a la francesa, de acuerdo a su función a desempeñar y ubicación se considera como elemento sometido a flexión simplemente apoyado y doblemente empotrado entre los marcos sujeta cuchillas y portacuchillas (figura 3.6).

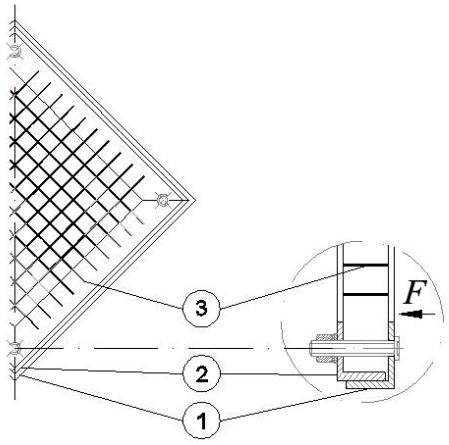


Figura 3.6 Sujeción de cuchillas
Nota: Portacuchillas 1, marco sujeta cuchillas 2, cuchillas 3, dirección de la fuerza de corte F.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Considerando que las superficies de los marcos mencionados pueden sufrir deformación durante la fabricación y/o armado respectivo, que el ensamble no mantuviera una altura uniforme o que el apriete entre partes no sea el adecuado pudiendo no permitir una sujeción firme de alguna de las cuchillas, estas se apoyan en el marco sujeta cuchillas al momento de ejecutarse el corte, actuando como vigas simplemente apoyadas, por tanto, se analiza la cuchilla como viga simplemente apoyada en los puntos *RA* y *RB* a una distancia L_2, considerando el espesor comercial *e* se procede a establecer el alto *h* de la cuchilla que asegure su resistencia (figura 3.7).

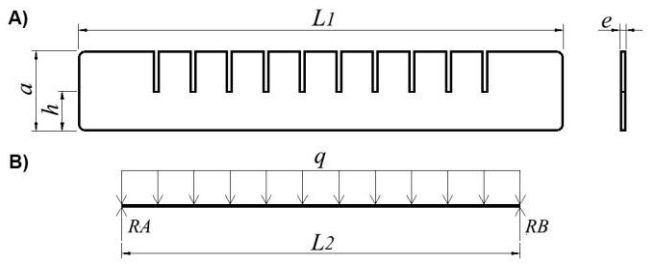


Figura 3.7 Cuchilla
Nota: A) Esquema. B) Diagrama de cuerpo libre.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud total,	L_1 = 144 cm
Distancia de la base entre apoyos fijos,	L_2 = 12 cm
Espesor (Comercial)	e = 0.07 cm
Carga distribuida (fuerza de corte determinada para una cuchilla)	q = 0.71 kg/cm
Acero AISI 304	

Se procede al cálculo por Flexión.

Momento flector máximo $M_{máx}$:

$$M_{máx} = \frac{q\ L^2}{8} \tag{3}$$

$$M_{máx} = \frac{0.71\ kg/cm\ (12\ cm)^2}{8}$$

$$M_{máx} = 12.78\ \ kg \cdot cm\ //$$

Módulo de sección o módulo resistente, requerido W_{xr}:

$$W_{xr} = \frac{M_{máx}}{\sigma_y} \tag{4}$$

$$W_{xr} = \frac{18\ kg \cdot cm}{1050\ kg/cm^2}$$

$$W_{xr} = 0.012\ cm^3\ //$$

Altura requerida h: Se la obtiene a partir de la fórmula para el módulo resistente W de una sección rectangular:

$$W = \frac{b\ h^2}{6} \tag{5}$$

Donde *b* es la base del perfil y *h* es el alto del perfil; para el caso, la base corresponde al espesor *e* y el alto a la altura considerada *h*:

$$W_{xr} = \frac{e\ h^2}{6} \tag{6}$$

$$h = \sqrt{\frac{6\ W_{xr}}{h^2}} \tag{7}$$

$$h = \sqrt{\frac{6\ (0.012)\ cm^3}{0.07\ cm}}$$

$$h = 1.02 \text{ cm //}$$

Se considerará un alto de 1.2 cm para facilitar el trazado y fabricación de la cuchilla. Con lo que se tiene:

De (5) módulo resistente W_{xr} = 0.017cm^3

De (4) esfuerzo a flexión permisible σ = 751.76 kg.cm

Factor de seguridad n_y (1):

$$n_y = 2.79 \text{ //}$$

Peso de una cuchilla P_c:

$$P = V\ \rho \tag{8}$$

Donde *P* es peso, *V* volumen y ρ densidad; separando el volumen en área por espesor se tiene:

$$P_c = \frac{L\ \ a\ \ e\ \ 7.98\ g/cm^3}{1000} \tag{9}$$

$$P_c = \frac{14.4\ cm\ 2.4\ cm\ 0.07\ cm\ 7.98\ g/cm^3}{1000}$$

$$P_c = 0.02\ Kg\ //$$

Considerando que el ensamble tiene un total de 20 cuchillas para formar la rejilla para corte, se tendrá un peso total $P_{tc} = 0.4$ kg

Conclusión: Se utilizará la plancha de acero inoxidable AISI 304 de espesor 0.07 mm para fabricar las cuchillas (Tabla A.3) con la altura *h* = 12mm.

3.2.2. Cálculo para marco porta cuchillas.

Se considera que la fuerza que debe soportar el marco cuadrado se reparte uniformemente entre sus lados; se analiza uno de estos como viga simplemente apoyada en los puntos *RA* y *RB* a una distancia L_2 (figura 3.8); en base al ancho *a* de diseño se procede a establecer el espesor *e* del perfil que asegure su resistencia.

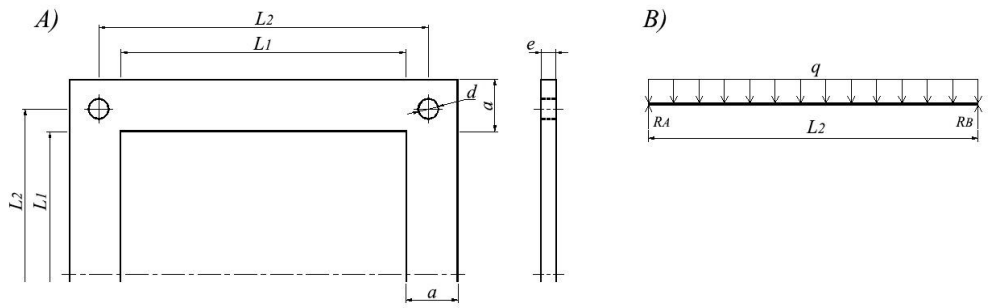


Figura 3.8 Marco porta cuchillas.
Nota: A) Esquema. B) Diagrama de cuerpo libre.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Distancia interior del marco, L_1 = 12 cm

Distancia entre apoyos fijos, L_2 = 13.9 cm

Ancho del perfil (platina), *a* = 2.2 cm

Acero AISI 304

Carga a soportar: F_e = 56 kg

Se procede al cálculo por Flexión:

Esfuerzo Permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2\ //$$

Carga uniformemente distribuida q (en la longitud total del marco):

$$q = \frac{F_e}{4\ L_2} \tag{10}$$

$$q = \frac{56\ kg}{4\ (13.9\ cm)}$$

$$q = 1.01\ Kg/cm\ //$$

Momento flector máximo $M_{máx}$ (3):

$$M_{máx} = \frac{q\ L^2}{8}$$

$$M_{máx} = \frac{1.01\ kg/cm\ (13.9\ cm)^2}{8}$$

$$M_{máx} = 24.39\ kg \cdot cm\ //$$

Módulo de sección requerido W_{xr} (4):

$$W_{xr} = \frac{M_{máx}}{\sigma_y}$$

$$W_{xr} = \frac{24.39\ kg \cdot cm}{1050\ kg/cm^2}$$

$$W_{xr} = 0.023\ cm^3\ //$$

Espesor requerido e: De (5)

$$W_{xr} = \frac{a\ e^2}{6} \tag{11}$$

Donde el perfil tiene por base el ancho *a* y como alto el espesor *e*:

$$e = \sqrt{\frac{6\ W_{xr}}{a}} \tag{12}$$

$$e = \sqrt{\frac{6\ (0.023)\ cm^3}{2.2\ cm}}$$

$$e = 0.25 \text{ cm //}$$

Se considera el espesor comercial *e* = 3 mm, con lo que se obtiene:

Módulo de la sección a implementar W_x (11):

$$W_x = \frac{a\ e^2}{6}$$

$$W_x = \frac{2.2\ cm\ (0.3\ cm)^2}{6}$$

$$W_x = 0.033\ cm^3 \text{ //}$$

Factor de seguridad n_y:

Despejando n_y de (2),

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_y} \tag{13}$$

Despejando σ_y de (4) y reemplazando en (13):

$$n_y = \frac{S_y\ \ W_x}{M_{máx}} \tag{14}$$

$$n_y = \frac{2100\ kg/cm^2\ 0.033\ cm^3}{24.39\ \ kg \cdot cm}$$

$$n_y = 2.8\ //$$

Peso del elemento (P_{ele}): En este caso del marco, se lo obtiene a partir del peso del perfil comercial P_{com} (Tabla A.3) y de la longitud requerida L_{req}.

P_{com} = 6.78 kg/6m. = 1.13 kg/m //

$$L_{req} = 4\ L_2 \tag{15}$$

$$L_{req} = 55.6\ cm\ //$$

$$P_{ele} = \ L_{req}\ \ P_{com} \tag{16}$$

$$P_{ele} = \ 0.556\ m\ \ 1.13\ kg/m$$

$$P_{mar} = \ 0.63\ kg\ //$$

Conclusión: Los resultados determinan que se puede utilizar un perfil rectangular (platina) de 22x3mm para fabricar el marco sujeta cuchillas; considerando que el marco será la base sobre la que se ensamblen las cuchillas, este se fabricará de perfil L (ángulo 25x3mm) para tener topes laterales; con el ala para asiento de cuchillas de 22x3mm.

3.2.3. Cálculo de los pernos para el marco porta cuchillas.

Se propone colocar cuatro pernos dispuestos a una distancia L_2 (figura 2.15), se considera que los pernos soportarán toda la carga de servicio (F_e). Los pernos ajustarán las partes aplicando el contacto pleno o ajustado, más un apriete de media vuelta de la tuerca a partir de tal condición, para esto se utilizará la llave común respectiva sin modificaciones o prolongadores para palanca; se colocarán una

arandela plana en la cabeza y una arandela plana más una de cierre o presión en la tuerca; además, se considera que las partes a unir son lo suficientemente rígidas y no inducen el efecto palanca sobre el perno debido a la flexión de estas (figura 3.9); por lo descrito se realiza el cálculo como perno a tracción estática.

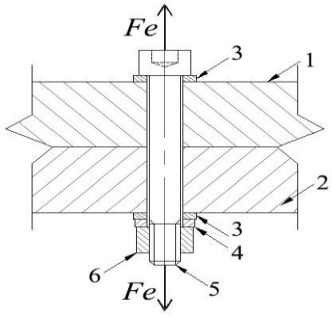


Figura 3.9 Unión mediante perno.
Nota: Placa 1, placa 2, arandela plana 3, arandela de seguridad 4, perno 5, tuerca 6, fuerza exterior *Fe*.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Carga a soportar o de servicio, F_e = 56 kg

Cantidad de pernos (unidades) N_b = 4

Distancia entre partes a sujetar o agarre, L_1 = 3.5 cm

(Incluidas arandelas)

Acero AISI 304

Se procede al cálculo del perno a tracción bajo carga estática:

Debido a que el valor fuerza de apriete inicial es desconocido, en base a los planteamientos y la ecuación propuesta por Faires [18, pp. 205,206] para el cálculo de una carga de tracción externa F_e *(kg)*, aplicable a pernos con diámetros menores que 19.05 mm, con carga inicial desconocida, se deduce la siguiente fórmula para

determinar el área nominal del perno A_t, (área de resistencia), considerando además el número de pernos N_b actuantes en la unión y un factor de carga n_d:

$$A_t = \left(\frac{6\,F_e}{K\,S_y}\right)^{\frac{2}{3}} \frac{n_d}{N_b} \tag{17}$$

Donde k es un factor que toma en cuenta las unidades (en unidades métricas $K = \frac{1}{2.54\,cm}$) y S_y (kg/cm^2) es la resistencia de fluencia mínima del perno; consecuentemente:

$$A_t = \left(\frac{6\,(56\,kg)}{\frac{1}{2.54\,cm}\quad 2100\,\frac{kg}{cm^2}}\right)^{\frac{2}{3}} \frac{2}{4}$$

A_t = 0.275 cm^2

A_t = 27.5 mm^2 //

Se escoge el perno M8 de la tabla B.1; presenta un área de resistencia de 36.6 mm^2.

Factor de seguridad n_x:

$$n_x = (A_t\,N_b)\left(\frac{6\,F_e}{k\,S_y}\right)^{-\frac{2}{3}} \tag{18}$$

$$n_x = (0.366\,cm^2\;4)\left(\frac{6\,(56\,kg)}{\frac{1}{2.54\,cm}\quad 2100\,\frac{kg}{cm^2}}\right)^{-\frac{2}{3}}$$

$n_x = 2.6$ //

Peso P_B: Se considera el peso de cuatro pernos P_b, cada uno con dos arandelas planas P_a, una de cierre o presión P_c y una tuerca (Tablas B.4 a B.7).

$$P_B = 4(P_b + 2P_a + P_c + P_t) \tag{19}$$

$$P_B = 4(0.02 + 0.004 + 0.001 + 0.004)$$

$$P_B = 0.12 \text{ kg} \quad //$$

Conclusión: Se utilizarán cuatro pernos M8 x 45 para unir el marco sujeta cuchillas a la base correspondiente; se colocarán una arandela plana en la cabeza y una arandela plana más una de cierre o presión en la tuerca. En las tablas B.1 a B.3 se puede apreciar el par de apriete y carga de trabajo recomendados, además de la carga de rotura respectivamente.

3.2.4. Cálculo de empujador.

El diseño presenta un bloque de base cuadrada uniforme, con salientes prismáticas rectas de sección cuadrada (figura 3.10). Se analiza un prisma como elemento sometido a compresión; posteriormente se determinará si el espesor *e* de la base es el adecuado para que se pueda realizar la unión con su soporte.

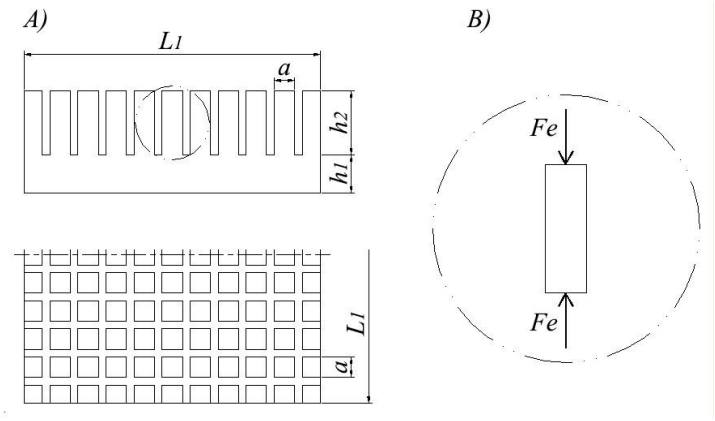


Figura 3.10 Empujador.
Nota: A) Esquema. B) Diagrama de cuerpo libre para un prisma.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud del lado de base, L_1 = 11.6 cm

Alto de la base, h_1 = 1.5 cm

Distancia lado del prisma, a = 0.8 cm

Alto del prisma, h_2 = 2.5 cm

Área del prisma, A_{pr} = 0.64 cm^2

Mínimo número de prismas actuadores, (en diámetro 6cm) N_a = 23

Polietileno 1000 PE-UHMW (Tabla C.1):

Resistencia a la compresión (Def.1%; 6.5 MPa) S_c = 66.28 kg/cm^2

Densidad, ρ = 0.93 g/cm^3

Carga a soportar, F_e = 56 kg

Factor de diseño, n_c = 3

Se procede al cálculo del prisma a compresión.

Fuerza de compresión F_c: Que actuará sobre un prisma, se incluye el factor de diseño.

$$F_c = \frac{F_e}{N_a}\ n_c \tag{20}$$

$$F_c = \frac{56\ kg}{23}\ 3$$

$$F_c = 7.30\ kg\ //$$

Esfuerzo permisible σ_c:

$$\sigma_c = \frac{S_c}{n_c} \tag{21}$$

$$\sigma_c = \frac{66.28\ kg/cm^2}{3}$$

$$\sigma_c = 22.09\ \ kg/cm^2\ \ //$$

Esfuerzo de diseño σ_{cd}:

De la fórmula para es el esfuerzo de fluencia permisible σ,

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{22}$$

Donde F es la fuerza actuadora, A es el área a fluencia, se tiene:

$$\sigma_{cd} = \frac{F_c}{A_{pr}} \tag{23}$$

$$\sigma_{cd} = \frac{7.30\ kg}{0.64\ cm^2}$$

$$\sigma_{cd} = 11.41\ \ kg/cm^2\ \ //$$

Se tiene: $\sigma_{cd} < \sigma_c$ O.K.

Peso del empujador (P_{em}): Área total en secciones prismáticas A_2 = 73.96 cm^2

$$P_{em} = \ [(L_1^2 h_1\ ) + (A_2\ h_2\ )]\ \delta \tag{24}$$

$$P_{em} = [(11.6^2\ (1.5)) + (\ 73.96\ (2.5))]\ cm^3\ 0.93 g/cm^3$$

$$P_{em} = 359.7 g$$

$$P_{em} = 0.36\ kg\ //$$

Conclusión: Se tiene que el esfuerzo de compresión crítico sobre el prisma es menor al esfuerzo permisible ($\sigma_{cr} < \sigma_c$), lo que valida las medidas del prisma.

3.2.5. Cálculo del soporte empujador.

El diseño plantea que el soporte estará fabricado de perfil L (ángulo) en su perímetro y un travesaño central (en el que posteriormente se unirán a su parte central la horquilla y a los extremos los bocines) (figura 3.11); dada su geometría se analizará

una sección representativa considerándola como una viga en voladizo que soporta carga uniformemente distribuida.

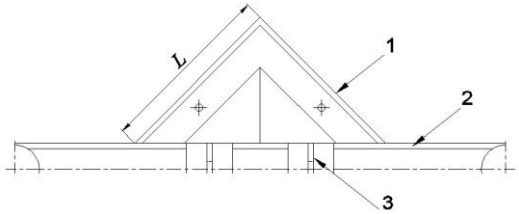


Figura 3.11 Soporte para empujador.
Nota: Marco 1, travesaño 2, horquilla 3, longitud L.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud considerada del perfil, L = 9.8 cm

Perfil L, (ángulo 19x3 mm) (tabla A.4):

Área A = 1.35 cm^2

Módulo de sección W_x = 0.41 cm^3

Acero AISI 304

Carga a soportar: F = 56 kg

Se procede al cálculo por Flexión.

Esfuerzo Permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2\ //$$

Carga uniformemente distribuida (q): En la longitud considerada del marco

$$q = \frac{F}{2\,L} \tag{25}$$

$$q = \frac{56\ kg}{(2)\ 9.8\ cm}$$

$$q = 2.86\ Kg/cm\ //$$

Momento flector máximo $M_{máx}$:

$$M_{máx} = \frac{q\ L^2}{2} \tag{26}$$

$$M_{máx} = \frac{2.86\ kg/cm\ (9.8\ cm)^2}{2}$$

$$M_{máx} = 137.4\ kg \cdot cm\ //$$

Módulo de sección requerido W_{xr} (4):

$$W_{xr} = \frac{M_{máx}}{\sigma_y}$$

$$W_{xr} = \frac{137.4\ kg \cdot cm}{1050\ kg/cm^2}$$

$$W_{xr} = 0.13\ cm^3\ //$$

Se tiene: $W_{xr} < W_x$ O.K.

Factor de seguridad n_y (14):

$$n_y = \frac{S_y\ \ W_x}{M_{máx}}$$

$$n_y = \frac{2100\ kg/cm^2\ 0.41\ cm^3}{137.4\ \ kg \cdot cm}$$

$$n_y = 6\ //$$

Peso del soporte empujador P_{se}:

Se consideran las longitudes de ángulo 19x3 en el marco L_m = 36.4 cm, ángulo L_{at} y platina L_p de 25x3 en el travesaño L_t =26.6 cm, por sus pesos respectivos (Tabla A3) y el volumen de la placa interna V_1= 36.3 cm^3 por su densidad.

$$P_{se} = \left(L_m\ P_{per}\right) + \left(L_{at}\ P_{per}\right) + \left(L_p\ P_{per}\right) + [(V_1)\ \rho\ ] \tag{27}$$

$$P_{se} = \left(36.4(11.3)\right) + \left(26.6(11.3)\right) + \left(26.6(6)\right) + [36.3(7.9)]\ g$$

$$P_{se} = 1160g$$

$$P_{se} = 1.2\ kg\ //$$

Conclusión: Para unificar materiales se utilizará el ángulo 25x3mm, cuyo módulo de sección W_x=0.78 cm^3 (tabla A4) es superior al requerido W_{xr}.

3.2.6. Cálculo de la biela y manivela.

En base a la carrera *C* requerida (desplazamiento del émbolo *E*, entre los puntos muerto inferior *PMI* y superior *PMS* o avance máximo del mecanismo), se determinará la longitud de la manivela *r*, y con la longitud propuesta para la biela *l* se obtendrá la relación biela manivela λ (figura 3.12).

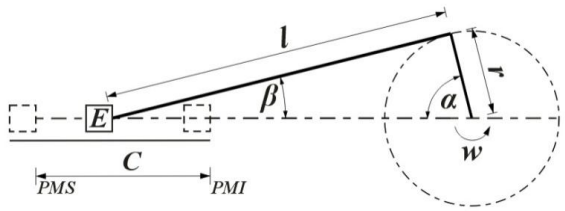


Figura 3.12 Esquema de mecanismo biela-manivela
Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.2.6.1. Relación biela-manivela λ.

Datos:

Carrera, C = 23 cm

Longitud (distancia entre centros), *l* = 53 cm

Radio de la manivela r:

$$r = \frac{C}{2} \tag{28}$$

$$r = 11.5\ cm\ //$$

Relación biela –manivela λ:

$$\lambda = \frac{r}{l} \tag{29}$$

$$\lambda = 0.22\quad //$$

3.2.6.2. Cálculo de la velocidad V y aceleración a, máximas del pistón.

Se determinará en principio el ángulo α (figura 3.12), a partir de la posición perpendicular entre biela y manivela.

$$\alpha = tg^{-1}\frac{l}{r} \tag{30}$$

$$\alpha = tg^{-1}\frac{53\ cm}{11.5\ cm}$$

$$\alpha = 77.76\,°\quad //$$

$$\alpha\ \approx 78\,°\quad //$$

Expresando la velocidad angular *w* de la manivela en rad/seg se tiene:

$$w = \frac{30\ rpm}{min}\ \frac{2\ \pi\ rad}{rev}\ \frac{min}{60\ seg} \tag{31}$$

$$w = 3.14\ rad/seg\quad //$$

Entonces,

$$V = w\ r\left(sen\ \alpha + \frac{\lambda}{2}\ sen2\alpha\right) \tag{32}$$

$$V = 3.14\frac{rad}{seg}\ 0.115\ m\left(sen\ 77.76\ ° + \frac{0.22}{2}\ sen2(77.76\ °)\right)$$

$$V = 0.37\ m/s \quad //$$

Cuando el empujador se encuentra en la posición PMS (puerto muerto superior), α es igual a cero, presentándose la aceleración máxima.

$$a = w^2\ r\ (1 + \lambda) \tag{33}$$

$$a = (3.14\ rad/seg)^2\ 0.115\ m\ (1 + 0.22)$$

$$a = 1.38\ m/seg^2 \quad //$$

3.2.6.3. Cálculo de la biela.

Se establecerá la carga a transmitir F_B (figura 3.13) y la sección de la biela (cuerpo de biela). En base a la función que desempeñará, se considera el comportamiento de columna, con una longitud *l*.

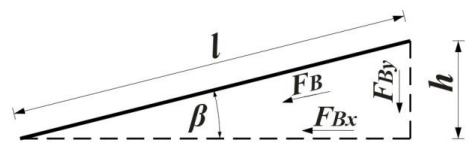


Figura 3.13 Esquema de fuerzas (biela).
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud del cuerpo de biela, l = 50 cm

Diámetro, d = 1.6 cm

Área, A = 2.01 cm^2

Fuerza de corte, F_i = 56 kg

Fuerza debido al peso de elementos, F_p = 6 kg

(Se referencia el peso del empujador)

Ángulo β, $\beta = 12^o$

Factor de diseño: $n_d = 2.5$

AISI 304. Módulo de elasticidad (Tabla A.2), E = 193 000 N/mm^2

Se procede a calcular el cuerpo de la biela.

Momento de inercia I: Para una sección circular de diámetro *d*,

$$I_{mín} = \frac{\pi\ d^4}{64} \tag{34}$$

$$I_{mín} = \frac{\pi\ (1.6\ cm)^4}{64}$$

$$I_{mín} = 0.32\ cm^4 \quad //$$

Radio de giro mínimo de la sección $r_{mín}$:

$$r_{mín} = \sqrt{\frac{I}{A}} \tag{35}$$

$$r_{mín} = \sqrt{\frac{0.32\ cm^4}{2.01\ cm^2}}$$

$$r_{mín} = 0.4\ cm \quad //$$

Esbeltez λ_1:

$$\lambda_1 = \frac{K\ l}{r_{mín}} \tag{36}$$

$$\lambda_1 = \frac{(1)\ \ 50\ cm}{0.4\ cm}$$

$$\lambda_1 = 125 \quad //$$

Donde K es un coeficiente de reducción de la longitud basado en las condiciones de los extremos (K = 1, extremos con traslación impedida y con rotación libre (Tabla D.1)) y l es la longitud de la columna.

Constante de la columna C_c:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2\ E}{S_y}} \tag{37}$$

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2\ 193000\ N/mm^2}{21\frac{kg}{mm^2}|9.81\ \ N/kg|}}$$

$$C_c = 135.99\ \ //$$

Como $\lambda_1 < C_c$, se trata de una columna intermedia.

Fuerza resultante F_B: Para obtener la fuerza F_B se sumó a la fuerza de corte F_i, la fuerza requerida debido al peso de los elementos desplazables F_p de la máquina (Basado en el peso del empujador y soporte).

$$F_B = \frac{F_{Bx}}{Cos\ \beta} \tag{38}$$

$$F_B = \frac{F_i + F_p}{Cos\ \beta} \tag{39}$$

$$F_B = \frac{(56+6)kg}{Cos\ 12°}$$

$$F_B = 63.39\ kg\ \ //$$

Fuerza resultante requerida F_{Bn}: Se aplicará el factor de seguridad n_c a la fuerza.

$$F_{Bn} = n_c\ F_B \tag{40}$$

$$F_{Bn} = (2.5)\ 63.39\ kg$$

$$F_{Bn} = 158.5\ \ kg\ //$$

Fuerza crítica F_c: Se utilizará la fórmula de Johnson debido a que $\lambda_1 < C_c$,

$$F_c = A\ S_y \left[1 - \frac{S_y \left(kl/r\right)^2}{4\pi^2 E}\right] \qquad (41)$$

$$F_c = 201mm^2 21\frac{kg}{mm^2}\left[1 - \frac{21\frac{kg}{mm^2}|9.81\ \ N/kg|(125\ )^2}{4\pi^2 193000\ N/mm^2}\right]$$

$$F_c = 2437.8\ kg\ \ \ //$$

Carga admisible F_a:

$$F_a = \frac{F_c}{n_d} \qquad (42)$$

$$F_a = \frac{2437.8kg}{2.5}$$

$$F_a = 975.1\ kg\ //$$

Debe cumplirse:

$$F_{Bn} < F_a$$

$$158.5\ kg < 975.1\ kg \qquad O.K.$$

Peso del cuerpo de biela P_{cb} (16)*:* Se consideran la longitud requerida para el cuerpo de biela l_{req} y el peso del perfil P_{per}.

$$P_{cb} = l_{req}\ P_{per}$$

$$P_{cb} = 50\ cm\ 0.016\ kg/cm$$

$$P_{cb} = \ \ 0.8\ kg\ //$$

Conclusión: Se utilizará un perfil de 1.6 x 50 cm (diámetro por longitud) para fabricar el cuerpo de la biela.

3.2.6.4. Cálculo de la manivela.

Acorde a la carga perpendicular F_B sobre la manivela (figura 3.14), se determinará la sección (cuerpo de manivela) considerándola como barra en voladizo.

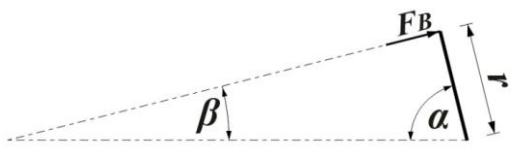


Figura 3.14 Esquema de fuerza para la manivela.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud de manivela, (es el radio *r de* la manivela) Lm = 11.5 cm

Alto del perfil rectangular hueco, H = 3.5 cm

Ancho del perfil rectangular hueco, B = 1.5 cm

Espesor, e = 0.3 cm

Área, A = 2.7 cm^2

Fuerza, F_B = 63.39 kg

AISI 304.

Se procede al cálculo por Flexión.

Esfuerzo a fluencia permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = \frac{S_y}{n_d}$$

$$\sigma_y = \frac{2100 \text{ kg}/cm^2}{2}$$

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2 \quad //$$

Momento flector máximo $M_{máx}$:

$$M_{máx} = F_B\ Lm \tag{43}$$

$$M_{máx} = 63.39\ kg\ 11.5\ cm$$

$$M_{máx} = 728.99\ kg \cdot cm\ //$$

Módulo de sección requerido W_{xr} (5):

$$W_{xr} = \frac{M_{máx}}{\sigma_y}$$

$$W_{xr} = \frac{728.99\ kg \cdot cm}{1050\ kg/cm^2}$$

$$W_{xr} = 0.69\ cm^3 \quad //$$

Módulo de sección del perfil W_{xr}: Para el perfil rectangular hueco,

$$W_{xr} = \frac{(B\ H^3) - b\ h^3}{6H} \tag{44}$$

$$W_{xr} = \frac{1.5\ (3.5\ cm)^3 - 0.9(2.9\ cm)^3}{6\ (3.5\ cm)}$$

$$W_{xr} = 2\ cm^3 \quad //$$

Donde respectivamente, *B* y *H* son ancho y alto, totales; *b* y *h*, ancho y alto interiores, del perfil hueco.

Factor de seguridad n_y (14):

$$n_y = \frac{S_y\ W_{xr}}{M_{máx}}$$

$$n_y = \frac{2100\,\frac{kg}{cm^2}\,2\,cm^3}{728.99\,kg \cdot cm}$$

$$n_y = 5.7\ //$$

Peso P_{hor} (16): Se considera la longitud requerida y el peso del perfil (Tabla A.3)

$$P_{man} = L_{req}\ P_{com}$$

$$P_{man} = 3(0.14)\,m\ \ 0.7\,kg/m$$

$$P_{man} = 0.29kg\ //$$

Conclusión: Se utilizará platina de 30x3mm (ancho x espesor) para fabricar el cuerpo de la manivela.

3.2.7. Cálculo de la unión empujador-biela.

La unión estará formada por horquilla, pasador y rodamientos insertados en un extremo de la biela (figura 3.15).

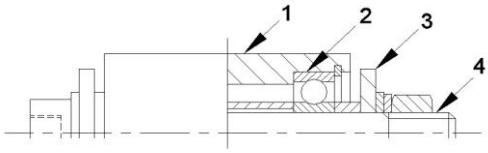


Figura 3.15 Unión empujador-biela.
Nota: Cilindro de biela 1, rodamiento 2, horquilla 3, pasador 4.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.2.7.1. Selección de rodamientos.

Para la selección se tomarán como base la carga a soportar y la duración o vida útil del mismo; además, se estimarán la velocidad de giro en 30 r.p.m. y el utilizar dos rodamientos de bolas.

Datos:

Carga a soportar (en cada rodamiento), $F = 31.7$ kg

Velocidad de giro, $n = 30$ r.p.m.

Horas diarias de trabajo, $l = 8$ h

Factor de diseño: $n_d = 2$

Se procede al cálculo por carga dinámica.

Fuerza radial F_r:

$$F_r = n_d\, F \tag{45}$$

$$F_r = (2)\ 31.7\ kg$$

$$F_r = 63.4\ kg\ \ |9.81\ \ 10^{-3}\ KN/kg|$$

$$F_r = 0.62\ KN \quad //$$

Carga dinámica equivalente F_{eq}:

De La fórmula para carga equivalente,

$$F_{eq} = \left(XK_gF_r + YF_a\right)K_rK_t \tag{46}$$

En la que F_r y F_a, son las cargas radial y axial respectivamente, X e Y coeficientes de las cargas radial y axial determinados por la relación entre cargas para cada rodamiento, K_g es un coeficiente de rotación (K_g es igual a 1 si rota el aro interior y a 1.2 si rota el aro exterior), K_s es el coeficiente de seguridad y K_t es el coeficiente de temperatura (se introduce a temperaturas > 100ºC) [10, pp. 282,283]

Estimando que se presentará solo la carga radial (no se tomará en cuenta carga axial alguna que pudiera manifestarse), que el anillo exterior es el que gire y la temperatura de servicio menor a 100ºC, se tiene de (46):

$$F_{eq} = K_g \, F_r \tag{47}$$

$$F_{eq} = 1.2 \quad 0.62 \, KN$$

$$F_{eq} = 0.74 \, KN \quad //$$

Vida nominal del rodamiento L:

Atendiendo un trabajo de 8 horas diarias se proyecta que la vida del rodamiento sea de 6 000 h (tres años aproximadamente).

Duración expresada en millones de revoluciones L_{10}:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{eq}}\right)^p \tag{48}$$

Donde *C* es la capacidad de carga dinámica básica y el exponente p de la ecuación es igual a 3 o 10/3, según se trate de rodamientos de bolas o rodillos, respectivamente.

Duración expresada en horas de funcionamiento L_{10h}:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \, L_{10}}{60 \, n} \tag{49}$$

Siendo *n* la velocidad de giro expresada en r.p.m.

Capacidad de carga dinámica básica C:

Se calcula reemplazando (48) en (49) y despejando *C*

$$C = F_{eq}\left(\frac{60\,n\;L_{10h}}{10^6}\right)^{1/p} \qquad (50)$$

$$C = 0.74\,KN\left(\frac{(60)\;30\,r.p.m.\,6000}{10^6}\right)^{1/3}$$

$$C = 1.64\,KN \quad //$$

Se requiere un rodamiento con *C* mayor al calculado.

Peso P_{rod}: (Tabla E.1)

$$P_{rod} = 17 \text{ g} \;//$$

Conclusión: Se escoge de la tabla E.1 el rodamiento W 628-2RS1 (8-24-8 mm; ϕ interior, ϕ exterior y ancho, respectivamente); tiene *C*=2.47 KN, (carga básica dinámica) y C_0=1.12 KN (carga básica estática).

3.2.7.2. Cálculo del pasador empujador-biela.

Se propone utilizar un perno como pasador para ensamblar el empujador con la biela, se analizará a fuerza cortante y aplastamiento para determinar su resistencia a las solicitaciones (Figura 3.14). Se toman en consideración las medidas del rodamiento.

Datos:

Longitud,	L = 9 cm
Diámetro (según diámetro interior del rodamiento)	d = 0.8 cm
Área de la parte no roscada,	A_s = 0.50 cm^2
Número de secciones a cortante,	N_s = 2
Ancho del aro de biela (ancho del rodamiento)	a_b = 0.8 cm
Espesor de horquilla,	e_h = 0.3 cm

Se procede al cálculo a cortante:

Esfuerzo cortante permisible τ:

$$\tau = \frac{0.6\ S_y}{n_d} \tag{51}$$

$$\tau = \frac{(0.6)\ \ 2100\ \mathrm{kg}/cm^2}{2}$$

$$\tau = 630\ kg/cm^2\ //$$

Fórmula para esfuerzo cortante τ; siendo *V* la carga y *A* el área sometida a cizallamiento,

$$\tau = \frac{V}{A} \tag{52}$$

Área de cizallamiento A_{ciz} (se consideran dos secciones):

$$A_{ciz} = A_s\ \ N_s \tag{53}$$

$$A_{ciz} = \frac{d^2\ \pi}{4}\ N_s \tag{54}$$

$$A_{ciz} = \frac{(0.8\ cm)^2\ \pi}{4}\ 2$$

$$A_{ciz} = 1\ cm^2\quad //$$

Esfuerzo a cortante del elemento τ_e:

$$\tau_e = \frac{V}{A_{ciz}} \tag{55}$$

$$\tau_d = \frac{63.39\ kg}{1\ cm^2}$$

$$\tau_d = \ 63.39\ kg/cm^2\ //$$

Se tiene que: $\tau_d < \tau$ O.K.

Cálculo por aplastamiento.

Esfuerzo a fluencia permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2 \quad //$$

Área de aplastamiento A_{ap}:

El área está determinada por la menor dimensión *e*, de entre el ancho a_b del aro de biela considerado y el doble del espesor e_h de la horquilla, multiplicado por el diámetro del pasador *d*.

$$A_{ap} = e \quad d \tag{56}$$

$$A_{ap} = 0.6\ cm\ 0.8\ cm$$

$$A_{ap} = 0.48\ cm^2 \quad //$$

Esfuerzo por aplastamiento del elemento σ_e:

De la fórmula para esfuerzo de fluencia σ,

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{57}$$

Donde *F* es la fuerza o carga y *A* es el área, se tiene:

$$\sigma_e = \frac{F}{A_{ap}} \tag{58}$$

$$\sigma_e = \frac{63.39\ kg}{0.6\ cm^2}$$

$$\sigma_e = 105.65\ kg/cm^2 \quad //$$

Entonces, $\sigma_e < \sigma_y$ O.K.

Peso P_B: Se considera el peso del perno P_b, más el de cuatro arandelas planas P_a, una de cierre o presión P_c y una tuerca, (Tablas B.4 a B.7).

$$P_B = P_b + 4P_a + P_c + P_t \tag{59}$$

$$P_B = 0.031 + (4)0.003 + 0.002 + 0.01$$

$$P_B = 0.06 \text{ kg} \quad //$$

Conclusión: Se utilizará un perno M8x90 (62 mm sin rosca en el perno; tabla B.4), como pasador para ensamblar el empujador con la biela.

3.2.7.3. Cálculo de horquilla.

Se ha propuesto un espesor e_h y una distancia a_1 desde el borde de la perforación al borde de horquilla (figura 3.16); se analizará por aplastamiento y corte del borde.

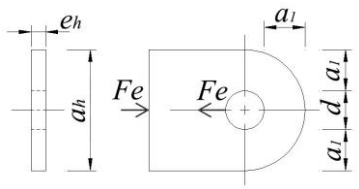


Figura 3.16 Horquilla.
Nota: Fuerza exterior *Fe* en el *PMS*
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Ancho,	a_h = 2.5 cm
Espesor,	e_h = 0.3 cm
Diámetro de la perforación,	d = 0.8 cm
Distancia, (entre bordes)	a_1 = 0.8 cm
Fuerza considerada,	F = 63.39 kg
Factor de diseño:	n_d = 3

Análisis por aplastamiento: Debido a que se ha considerado el espesor de la horquilla para el cálculo por aplastamiento del pasador y que el material es del mismo tipo, los resultados obtenidos en ese análisis se tomarán como válidos para la horquilla.

Esfuerzo a fluencia permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2 \quad //$$

Área de aplastamiento A_{ap} (56):

$$A_{ap} = 0.48\ cm^2 \quad //$$

Esfuerzo del elemento σ_e (58):

$$\sigma_e = 105.65\ kg/cm^2 \quad //$$

Se tiene: $\sigma_e < \sigma_y$ O.K.

Esfuerzo cortante permisible τ (51):

$$\tau = 630\ kg/cm^2$$

Esfuerzo a cortante en el elemento τ_e: Al considerar el área en el borde de la horquilla, de (55),

$$\tau_e = \frac{V}{2\ a_1\ e_h} \tag{60}$$

$$\tau_e = \frac{63.39\ kg}{(2)\ 0.8\ cm\ 0.3\ cm}$$

$$\tau_e = 132.06\ kg/cm^2 \quad //$$

Se tiene: $\tau_e < \tau$ O.K.

Peso P_{hor} (16): Se consideran los pesos comerciales (Tabla A.3).

$$P_{mar} = L_{req}\ P_{com}$$

$$P_{mar} = 0.1\ m\ \ 0.6\ kg/m$$

$$P_{mar} = 0.06\ kg\ //$$

Conclusión: Se utilizará platina de 25x3 mm para la horquilla, que tendrá una perforación de 8 mm centrada respecto al ancho y a una distancia a_1 igual desde el borde de la perforación al borde de la horquilla (figura 3.16).

3.2.7.4. Cálculo del cilindro de biela

El extremo de la biela a unir con el empujador estará formado por un cilindro, en cuyos extremos se alojaran rodamientos (figura 3.15), uno de estos extremos se analizará por aplastamiento y corte. Considerando los datos obtenidos del cálculo para el pasador y la horquilla se establece:

Datos:

Longitud del cilindro,	L_{cil} = 48 cm
Ancho (se considera el ancho del rodamiento)	a_b = 0.8 cm
Espesor (parte del cilindro que aloja al rodamiento)	e_{cil} = 0.3 cm
Diámetro del pasador,	d = 0.8 cm
Fuerza considerada,	F = 63.39 kg

Esfuerzo a fluencia permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2\ \ //$$

Área de aplastamiento A_{ap}

$$A_{ap} = a_b \quad d \tag{61}$$

$$A_{ap} = 0.64\ cm^2 \quad //$$

Esfuerzo por aplastamiento del elemento σ_{apl} (58):

$$\sigma_e = 99.05\ kg/cm^2 \quad //$$

Se tiene: $\sigma_e < \sigma_y$ O.K.

Área a tensión A_{ten}:

$$A_{ten} = 2\ e_{cil}\ a_b \tag{62}$$

$$A_{ten} = (2)\ 0.3cm\ 0.8\ cm$$

$$A_{ten} = 0.48\ cm^2 \quad //$$

Esfuerzo por tensión en el elemento σ_{ten}: En forma similar a (55)

$$\sigma_{ten} = \frac{F}{A_{ten}} \tag{63}$$

$$\sigma_{ten} = \frac{63.39\ kg}{0.48\ cm^2}$$

$$\sigma_{ten} = 132.06\ kg/cm^2 \quad //$$

Se tiene: $\sigma_{ten} < \sigma_y$ O.K.

Peso P_{hor} (8): Para determinar el volumen V se considera el radio mayor R, el radio menor r y la longitud del cilindro L_{cil} .

$$P_{cil} = V\ \rho \tag{64}$$

$$P_{cil} = \pi\ (R^2 - r^2)\ L_{cil}\ \rho \tag{65}$$

$$P_{cil} = \pi\ (1.6^2 - 0.9^2)cm^2\ 7cm\ 7.9\ g/cm^3$$

$$P_{cil} = 304\ g\ //$$

Conclusión: Un extremo de la biela estará formado por un cilindro de diámetro mayor 31 mm, diámetro interior 19 mm, longitud 48 mm, con rodamientos alojados en los extremos maquinados para el efecto.

3.2.8. Cálculo de la unión biela-manivela.

Unión formada por el aro de biela con rodamiento interior, la manivela y el pasador (figura 3.17).

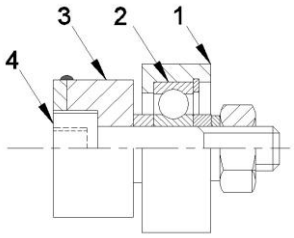


Figura 3.17 Unión biela manivela.
Nota: Aro de biela 1, rodamiento 2, manivela 3, pasador 4.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.2.8.1. Selección del rodamiento.

Para la selección se tomarán como base la carga a soportar y la duración; además, se estimarán la velocidad de giro en 30 r.p.m. y el utilizar un rodamiento de bolas.

Datos:

Carga a soportar, F = 63.39 kg

Velocidad de giro, n = 30 r.p.m.

Horas diarias de trabajo, l = 8 h

Factor de diseño: n_d = 2

Se procede al cálculo por carga dinámica.

Fuerza radial F_r (45):

$$F_r = n_d\ F$$

$$F_r = (2)\ \ 63.39\ kg$$

$$F_r = \ 126.78\ kg\ \ |9.81\ \ 10^{-3}\ KN/kg|$$

$$F_r = 1.24\ KN \quad //$$

Carga dinámica equivalente F_{eq} (47)

$$F_{eq} = \ K_g\ F_r$$

$$F_{eq} = \ 1.2 \quad 1.24\ KN$$

$$F_{eq} = \ 1.49\ KN \quad //$$

Capacidad de carga dinámica básica C (50):

$$C = F_{eq}\ \left(\frac{60\ n\ \ L_{10h}}{10^6}\right)^{1/p}$$

$$C = 1.49\ KN \left(\frac{(60)\ \ 30\ r.p.m.\ 6000}{10^6}\right)^{1/3}$$

$$C = 3.29\ KN \quad //$$

Se requiere un rodamiento con *C* mayor al calculado.

Peso P_{rod}: (Tabla E.2)

$$P_{rod} = 30.5\ \text{g}\ //$$

Conclusión: Se escoge de la tabla E.2 el rodamiento W 6200-2RS1 (10-30-9 mm; ϕ interior, ϕ exterior y ancho, respectivamente); tiene *C*=4.36 KN, (carga básica dinámica) y C_0=2.32 KN (carga básica estática).

3.2.8.2. Cálculo del pasador para unión biela-manivela.

De acuerdo al rodamiento seleccionado se propone utilizar un perno M10 como pasador (figura 2.24), se realizará el cálculo a cortante.

Datos:

Longitud, L = 3.8 cm

Diámetro del pasador, d = 0.6 cm

Número de secciones a cortante, N_s = 1

Se procede al cálculo a cortante:

Esfuerzo cortante permisible τ (51):

$$\tau = 630\ kg/cm^2\ //$$

Área de cizallamiento A_{ciz} (54):

$$A_{ciz} = \frac{d^2\ \pi}{4}\quad N_s$$

$$A_{ciz} = \frac{(1\ cm)^2\ \pi}{4}\ 1$$

$$A_{ciz} = 0.79\ cm^2\quad //$$

Esfuerzo a cortante en el elemento τ_e (55):

$$\tau_e = \frac{V}{A_{ciz}}$$

$$\tau_e = \frac{63.39\ kg}{0.79\ cm^2}$$

$$\tau_e = 80.24\ kg/cm^2\ //$$

Se tiene que: $\tau_e < \tau$ O.K.

Peso P_B (59):

$$P_B = P_b + 4P_a + P_c + P_t$$

$$P_B = 0.046 + (4)0.003 + 0.002 + 0.01$$

$$P_B = 0.07 \text{ kg} \quad //$$

Conclusión: Se utilizará un perno M10x60 como pasador para la unión biela-manivela, teniendo una longitud sin rosca igual a 24 mm (Tabla B.4).

3.2.9. Cálculo del pasador para unión manivela-eje.

Se propone utilizar un perno como pasador para ensamblar la manivela al árbol del motor (figura 3.18); se analizará a fuerza cortante y aplastamiento para determinar su resistencia a las solicitaciones.

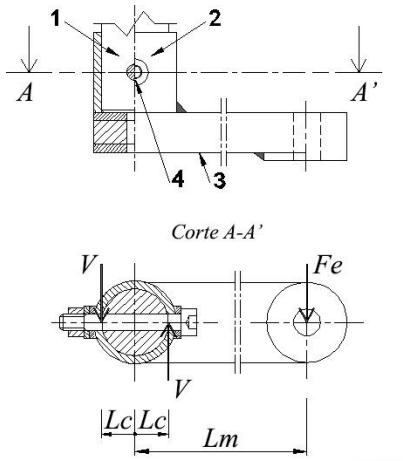


Figura 3.18 Esquema unión manivela-árbol.
Nota: Árbol 1, aro de manivela 2, cuerpo de manivela 3, perno 4.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud, L = 4 cm

Diámetro, d = 0.6 cm

Área, A_s = 0.28 cm^2

Número de secciones a cortante, $N_s = 2$

Ancho del cilindro de manivela, $a_{cm} = 3$ cm

Espesor del cilindro de manivela, $e_{cm} = 0.3$ cm

AISI 304

Se determinó la fuerza cortante V en el pasador, en base a los momentos generados por las fuerzas actuantes sobre el mismo.

Sumatoria de momentos:

$$\sum M = 0$$

$$2(L_c \ V) = L_m \ F_B$$

$$2(1.25\ cm\ V) = 11.5\ cm\ 63.39\ kg$$

$$V = \frac{11.5\ (63.39)\ kg \cdot cm}{2.5\ cm}$$

$$V = 291.59\ kg \quad //$$

Se procede al cálculo a cortante:

Esfuerzo cortante permisible τ (51):

$$\tau = 630\ kg/cm^2\ //$$

Área de cizallamiento A_{ciz} (54): Se consideran dos secciones.

$$A_{ciz} = \frac{d^2\ \pi}{4}\ N_s$$

$$A_{ciz} = \frac{(0.6\ cm)^2\ \pi}{4}\ 2$$

$$A_{ciz} = 0.56\ cm^2 \quad //$$

Esfuerzo a cortante de diseño τ_d (55):

$$\tau_d = \frac{V}{A_{ciz}}$$

$$\tau_d = \frac{291.59\ kg}{0.56\ cm^2}$$

$$\tau_d = 520.7\ kg/cm^2\ //$$

Se tiene que: $\tau_d < \tau$ O.K.

Cálculo por aplastamiento.

Esfuerzo a fluencia permisible σ_y (2):

$$\sigma_y = 1050\ kg/cm^2\ //$$

Área de aplastamiento A_{ap}:

El área está determinada por dos veces el espesor e_c del cilindro de la manivela, multiplicado por el diámetro del pasador d.

$$A_{ap} = 2e_c\ \ d \tag{66}$$

$$A_{ap} = (2)\ 0.3\ cm\ 0.6\ cm$$

$$A_{ap} = 0.36\ cm^2\ //$$

Esfuerzo del elemento σ_e (58):

De la fórmula para esfuerzo de fluencia σ:

$$\sigma_e = \frac{F}{A_{ap}} \tag{67}$$

$$\sigma_e = \frac{291.59\ kg}{0.6\ cm^2}$$

$$\sigma_e = 485.98\ kg/cm^2\ //$$

Se tiene: $\sigma_e < \sigma_y$ O.K.

Conclusión: Se utilizará un perno M6x60 como pasador para la unión manivela-eje, se tiene una longitud sin rosca igual a 36 mm (Tabla B.4).

3.2.10. Cálculo de guías.

Se considera a cada guía como viga simplemente apoyada a una longitud L_a, que soporta una carga puntual F_{By} (figura 3.19).

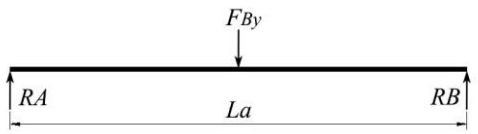


Figura 3.19 Diagrama de cuerpo libre para el eje guía.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Datos:

Longitud, L_a = 35 cm

Diámetro, d = 1.6 cm

Área, A_s = 2.01 cm^2

AISI 304

Factor de diseño, n_d = 3

Fuerza requerida F_{By}: Para obtener la fuerza F_{By} (figura 2.19) se considera la fuerza F_B, y el ángulo β.

$$F_{By} = F_B\ Sen\ \beta \qquad (68)$$

$$F_{By} = 63.39\ kg\ Sen\ 12$$

$$F_B = 13.18\ kg\ //$$

Se procede al cálculo por Flexión:

Momento flector máximo $M_{máx}$ (3): Carga puntual al centro

$$M_{máx} = \frac{F\ L}{4}$$

$$M_{máx} = \frac{13.18\ kg\ 35\ cm}{4}$$

$$M_{máx} = 115.33\ \ kg \cdot cm\ //$$

Módulo de sección, requerido W_{xr} (4): Se considera un σ_y

$$W_{xr} = \frac{M_{máx}}{\sigma_y}$$

$$W_{xr} = \frac{115.33\ \ kg \cdot cm}{700\ kg/cm^2}$$

$$W_{xr} = 0.17\ cm^3\ //$$

Momento de inercia I (34): Para una sección circular de diámetro *d*,

$$I_{mín} = \frac{\pi\ d^4}{64}$$

$$I_{mín} = \frac{\pi\ (1.6\ cm)^4}{64}$$

$$I_{mín} = 0.32\ cm^4\ \ //$$

Módulo de sección, del perfil W_x (4):

$$W_x = \frac{I_x}{0.5\ d} \qquad (69)$$

$$W_x = \frac{\pi\ d^3}{32} \qquad (70)$$

$$W_x = \frac{\pi\ 1.6^3}{32}$$

$$W_x = 0.4\ cm^3\ \ //$$

Deflexión permisible [Δ]:

$$[\Delta] = \frac{L}{800} \tag{71}$$

$$[\Delta] = \frac{350\ mm}{800}$$

$$[\Delta] = 0.43\ mm\ \ //$$

Deformación máxima del elemento Δ_x:

$$\Delta_x = \frac{F\ L^3}{48\ E\ I} \tag{72}$$

$$\Delta_x = \frac{13.18\ kg\ |9.81\ \ N/kg|(350\ mm)^3}{48\ (193000\frac{N}{mm^2}\ \ 0.32\ cm^4\ \left|\frac{(10mm)^4}{1cm^4}\right|}$$

$$\Delta_x = 0.19\ mm\ \ //$$

Se tiene: $\Delta_x < [\Delta]$ O.K.

Peso $P_{guía}$ (16): Longitud total requerida L_{req} por peso comercial P_{com} del eje diámetro 16 (Tabla A.3)

$$P_{mar} = L_{req}\ \ P_{com}$$

$$P_{mar} = 0.8\ m\ \ 1.58\ kg/m$$

$$P_{mar} = 1.26\ kg\ //$$

Conclusión: Se utilizará un eje diámetro16 en las guías, con una longitud libre máxima de 35 cm.

3.2.11. Selección del motorreductor.

Para determinar el motorreductor (figura 3.20) se ha planteado como velocidad de salida 30 RPM; se establecerá el torque, la potencia y el grado de protección requeridos.

Figura 3.20 Motorreductor
Fuente: Catálogo C-RS-RT ed01-201rev01 FR-PT-ES 161117.pdf [39]

3.2.11.1. Torque requerido.

El torque T es la fuerza que aplicada a una distancia tal sobre un elemento, provoca la rotación del cuerpo al que se acopla; el torque requerido es el momento torsor que se necesita para que la manivela gire y pueda cumplir con su función. Para su cálculo se multiplicará la fuerza de corte F_B por el radio R de la manivela; se aplicará a la fuerza F_B el factor de seguridad igual a dos para obtener la fuerza requerida F_t.

$$T = F_t\, R \tag{73}$$

$$T = 2F_B\, R$$

$$T = (2)63.39\ kgf\ 0.115\ m$$

$$T = (2)63.39\ kgf\ \ |\ 9.81\frac{N}{1kgf}\ |\ 0.115\ m$$

$$T = 143.03\ N\ m\ //$$

En donde: T es el torque del reductor, Ft la fuerza total requerida y R, el Radio de giro de la manivela.

3.2.11.2. Potencia del motor.

La potencia es la velocidad con la que un motor puede aplicar su fuerza desarrollada.

$$P = \frac{T\ \ w}{9550\,\eta} \tag{74}$$

$$P = \frac{143.03\ Nm\ 30\ rpm}{9550 * 0.6}$$

$$P = \ 0.749 Kw\ \ //$$

$$P = 0.749\ kw\ \ |\ \frac{1.341\ HP}{kw}\ \ |$$

$$P = 1\ Hp\ \ //$$

Donde P es la potencia del motor (kw), T el torque (Nm), w la velocidad angular de salida del motorreductor (rpm) y η el rendimiento del motorreductor.

Conclusión: Considerando la velocidad de salida del motorreductor en 30 rpm. Los cálculos determinan el uso de un motor de 1HP. De acuerdo a la aplicación el motor debe tener un grado IP 55 (protección contra polvo y agua; anexo G.1) como mínimo.

En los anexos G.2 a G.4 se presentan las características de un motorreductor, que abarcan los requisitos mencionados.

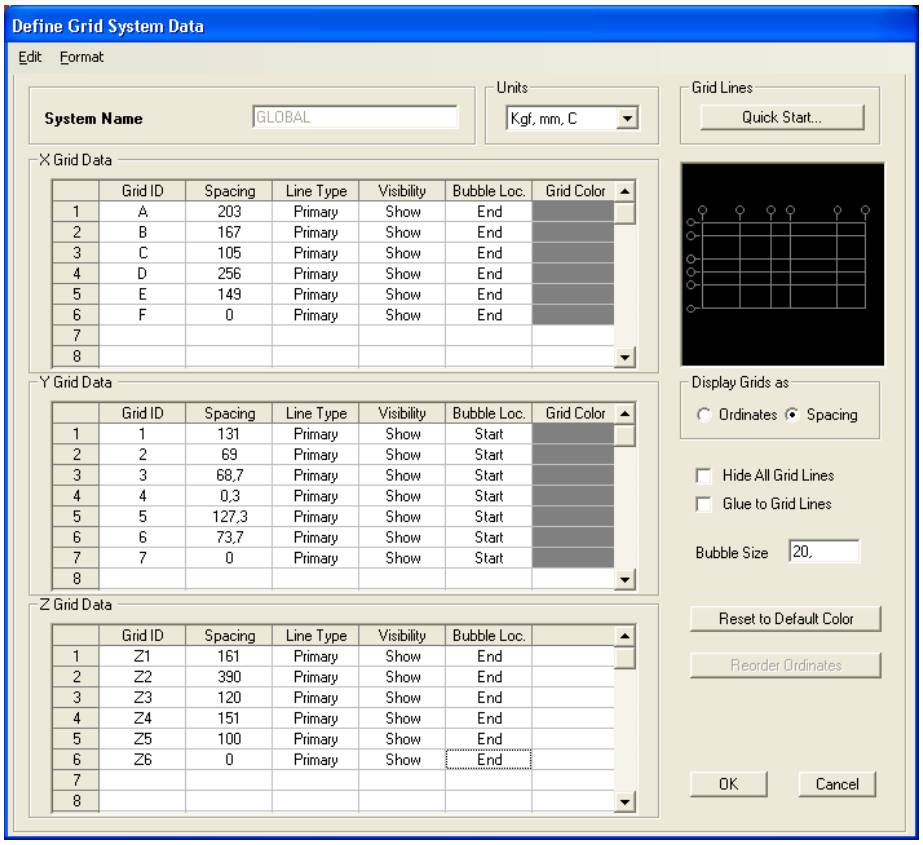
3.2.12. Estructura.

Al diseñar la estructura se ha tomado en cuenta las dimensiones de los elementos que se incorporarán a la misma, tipo de material en contacto con alimentos a utilizarse (acero inoxidable), perfiles a usar (tubos rectangular y cuadrado, debido al acabado superficial, la posibilidad que los elementos de sujeción se proyecten a su interior y la variedad en que se presentan permitirá seleccionar el que cumpla con las solicitaciones de trabajo).

Para el diseño de la estructura se ha utilizado el software para cálculo estructural Sap 2000. De manera general se presenta el procedimiento desarrollado.

Inicialmente se eligieron las unidades (Kgf, mm, C). Se definió la grilla y trazó la estructura representativa (figura 3.21) de acuerdo a las dimensiones presentadas en el plano correspondiente a la estructura dando como distancias generales ente ejes: 890 x470x922 mm (largo x ancho x alto).

A



B

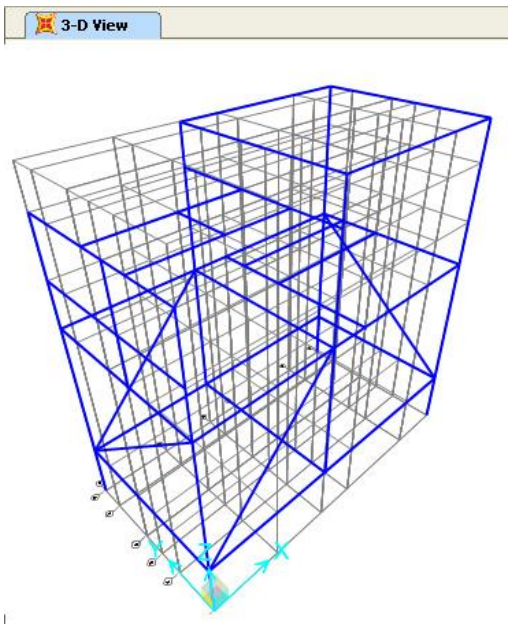


Figura 3.21 Medidas para grilla y trazado. (Sap 2000)
Nota: Medidas para grilla A, trazado de estructura representativa B. (Imagen obtenida del programa Sap 2000)
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Posteriormente se aplicaron las cargas que actúan sobre la misma debido a los pesos de los elementos, materia prima así como a la ejecución del trabajo requerido de acuerdo a los valores registrados en las tablas 3.3 y 3.4; se puede apreciar su aplicación al programa en la figura 3.22.

Tabla 3.3 Cargas distribuidas y puntuales, sobre la estructura.

ELEMENTOS		CARGA			DISTANCIA DE ACCIÓN	
DENOMINACIÓN	LONGITUD	TOTAL	TIPO	DISTRIBUÍDA	INICIO	FIN
	mm	(Kg)		kg/mm	mm	mm
Marco superior		46	CV			
	530	12,8		0,024	0	530
	470	10,2		0,022	0	470
Largueros surtidor	370	3	CV	0,008	0	370
Largueros base de motor	370	10	CM	0,027	0	370
Travesaño soporte en V	470	2	CM	0,004	0	470
Marco inferior		46				
	530	12,8		0,024	370	880
	470	10,2		0,022	0	470
Fuerza de corte		60,0	CV	PUNTUAL kg	Sobre cruce de elementos correspondientes trazados	
CM: Carga debido al peso de los elementos constitutivos. CV: Carga debido al peso de la materia prima y operación de corte.						

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 3.4 Momentos generados en apoyos de motor

ELEMENTO	H mm	F kg	M Kg -mm	N°B unidades	M/B Kg -mm	L mm
Largueros	255,2	60	15312	2	7656	256
Detalle	H: Distancia desde la parte superior de los largueros soportes de motor, hasta el centro del aro de manivela en su posición más elevada. F: Fuerza requerida para el corte. M: Momento (H x F) alrededor del eje Y, dirección contraria a la fuerza. N°B: Cantidad de largueros de apoyo del motor. M/B: Momento en cada barra. L: Distancia a la que actúa el momento medida en dirección X, según trazado.					

Elaborada por: Jhenry Espinosa

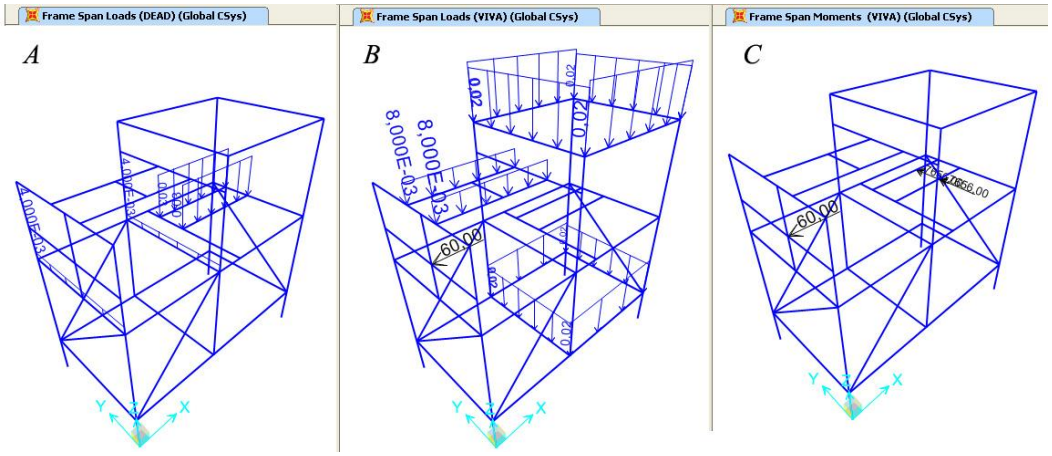


Figura 3.22 Cargas sobre la estructura.
Nota: Cargas debido a: Peso de los elementos A, peso de materia prima B. ejecución del corte C. (Imagen obtenida del programa Sap 2000)
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Se define el material a utilizar (figura 3.23) con los valores requeridos (tabla A2).

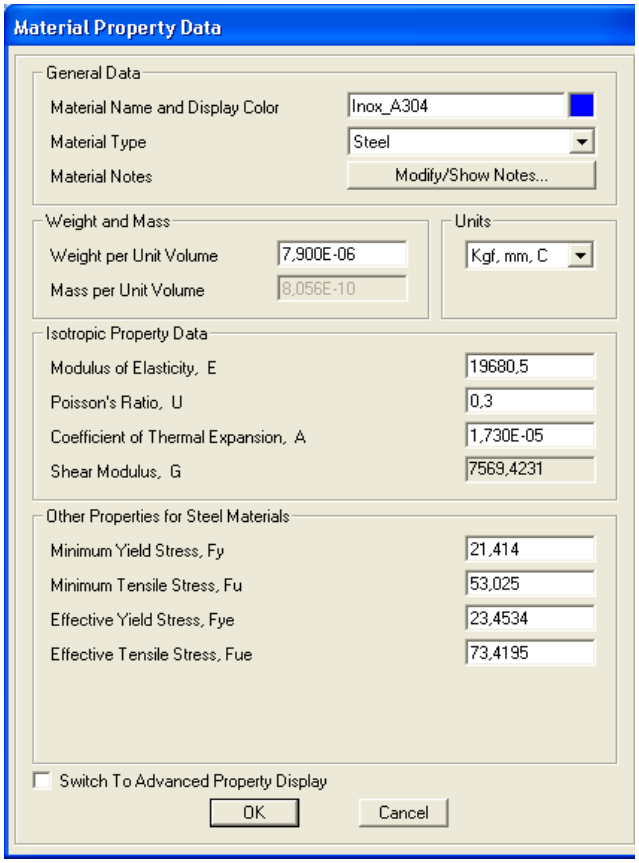


Figura 3.23 Propiedades del material (Sap 2000)
Nota: Imagen obtenida del programa Sap 2000
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Luego se establece los posibles perfiles a utilizar con la opción frame properties (figura 3.24).

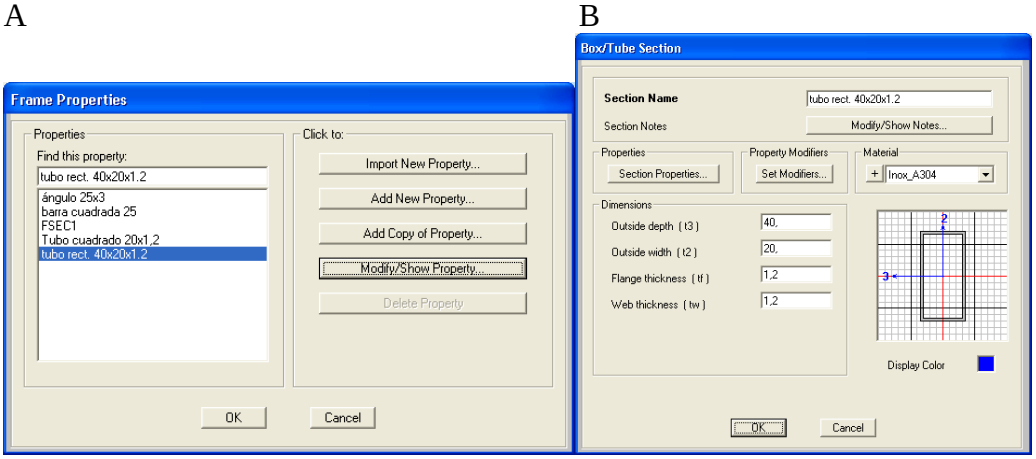


Figura 3.24 Cargas sobre la estructura.
Nota: Lista de materiales A, medidas del perfil B (Imagen obtenida del programa Sap 2000)
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Posteriormente se caracteriza el trazado con los perfiles para la estructura (tubos rectangular de 40x20x1.2 y cuadrado de 20x1.2 colores azul y verde respectivamente. El análisis determina si la estructura cumple o no con los requerimientos de resistencia; se pueden apreciar los desplazamientos generados (figura 3.25, A, B y C respectivamente).

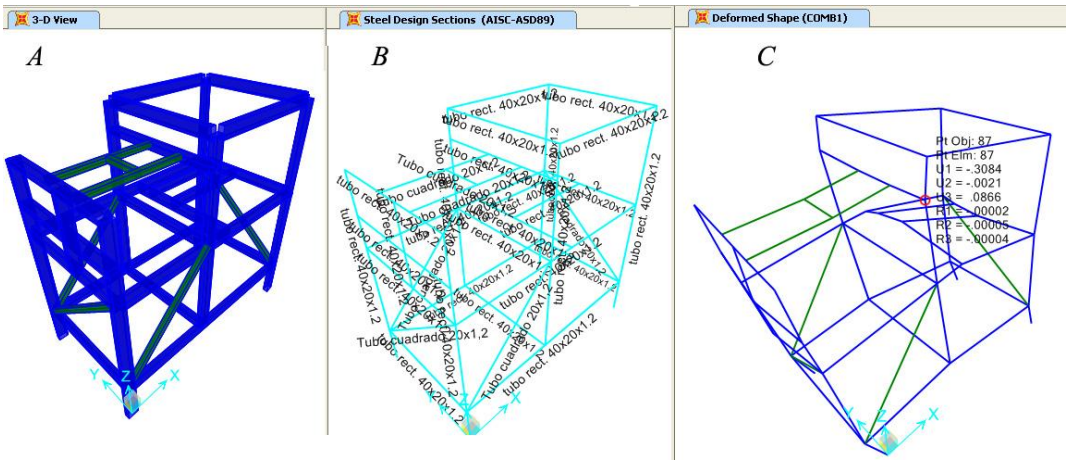


Figura 3.25 Caracterizado, resistencia y deformación de la estructura.
Nota: Vista 3D extrusión A, interacción B. deformada C (Imagen obtenida del programa Sap 2000)
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Para realizar las correcciones necesarias en el diseño; fue de ayuda la opción relative virtual work/volume (energía por volumen/diagrama de trabajo virtual) que permite orientarse respecto a los elementos a ser rigidizados para controlar los desplazamientos de la estructura (figura 3.26).

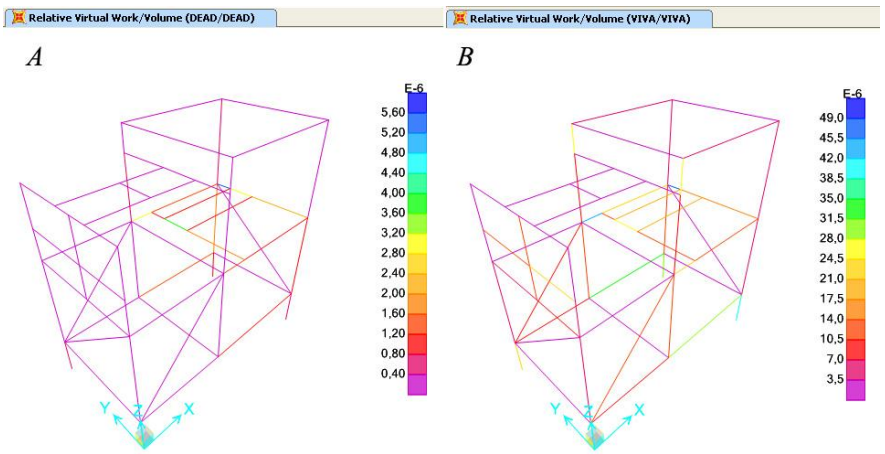


Figura 3.26 Trabajo virtual de la estructura.
Nota: Respecto a cargas por: Peso de elementos A, materia prima y corte B (Imagen obtenida del programa Sap 2000)
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: Se establecen como perfiles a utilizar en la estructura los tubos de acero inoxidable rectangular de 40x20x1.2 mm y cuadrado de 20x1.2

3.2.13. Diagramas eléctricos.

Considerando los datos marcados en la placa del motor requerido, 220V (Voltios), 5.4A (Amperios), entre otros (figura 3.27) se establecen las características de los elementos del circuito eléctrico a implementar, siendo estas: Línea de alimentación a 220V, contará con interruptores, termomagnético 16A (para protección contra cortocircuitos), de dos posiciones on-off 15A (para energizado), de tres posiciones on-off-on 15A (para la inversión de giro); sistema para arranque directo del motor mediante contactor 10A y relé de sobrecarga de 4-6.3A, comandados por botones

pulsadores on y off. A su vez, considerando los elementos se utilizará para las conexiones de fuerza cable concéntrico (cable sucre) 4x14AWG y 3x14AWG mismo que soporta 15A y para las de mando se empleará cable Nº16, que soporta 12 A.

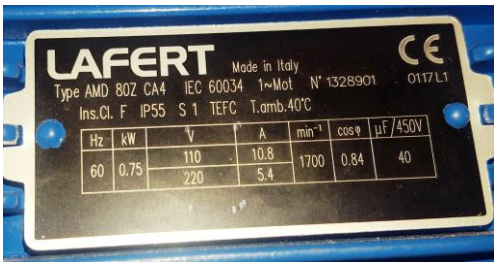


Figura 3.27 Placa de motor con sus características.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

A continuación se presenta el diagrama para encendido del motor provisto con inversión de giro (figura 3.28); para comprobar el funcionamiento del circuito se ha empleado el software CADe_SIMU por lo que se tiene dos líneas: Fase a 110V y neutro (en la realidad serán dos fases alimentadas por 110V cada una, para que el circuito adquiera los 220V requeridos).

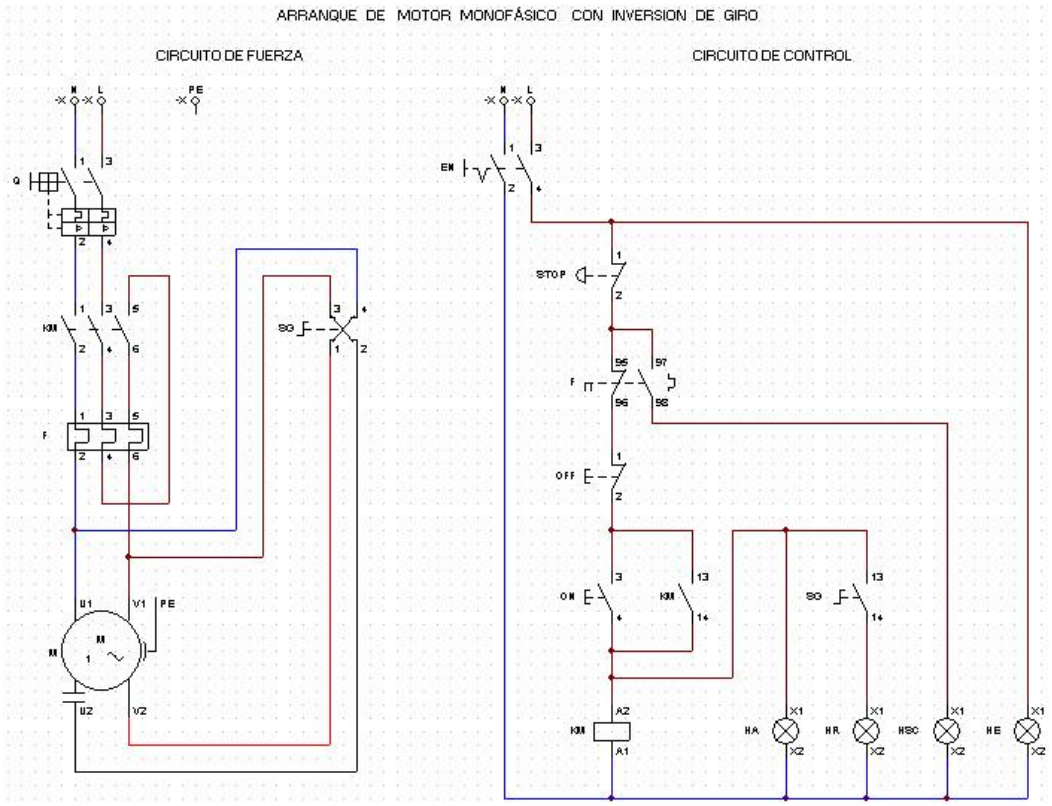


Figura 3.28 Arranque directo de motor monofásico, con inversor de giro.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Considerando la indicación del fabricante del motor, para la inversión de giro se deben intercambiar sus cables de arranque (verde y azul en este caso); se indica la manera de conectarlos en un interruptor de tres posiciones, on-off-on (figura 3.29).

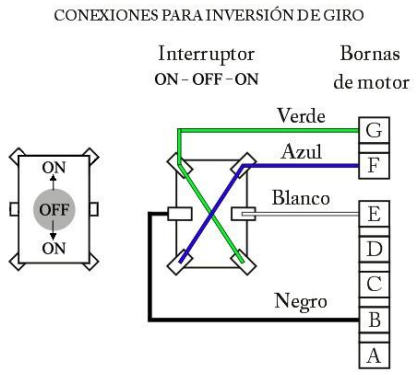


Figura 3.29 Esquema de conexiones para inversión de giro.
Nota: Cables verde y azul al arranque; blanco al capacitor; negro al bobinado de trabajo.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.3. Construcción y ensamblado.

La construcción y ensamblado de la máquina se han llevado a cabo de acuerdo a los planos elaborados, conforme lo establecido en los cálculos realizados (figura 3.30)

Estructura, fabricada en acero inoxidable se ha soldado mediante el método de soldadura SMAW y TIC. Para los elementos ha mecanizar se utilizaron torno, fresadora, taladro de pedestal de acuerdo a los requerimientos propios de cada elemento. Para el pulido se utilizó grata y discos laminados. El último elemento fabricado fue la caja en acero inoxidable para el sistema eléctrico.

Se realizó el montaje de los elementos incluido el motor; para la alineación de los elementos guía y motorreductor se utilizó cordel y nivel. Las tapas fueron ancladas mediante tornillos autoperforantes N8x12, o soldadura según el elemento. La máquina terminada se la puede apreciar en el anexo H.

Figura 3.30 Elementos ensamblados.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

3.4. Metodología de pruebas.

Construida la máquina se procedió a la realización de las pruebas de funcionamiento para determinar su capacidad real de producción y observar el comportamiento durante la operación de corte (figura3.32), para el efecto se estableció la secuencia a seguir, una vez la máquina se encuentre nivelada en su ubicación para trabajo.

Verificar que el selector de la máquina se encuentre en la posición desenergizado y que la máquina está desconectada de la toma eléctrica.

Aceitar las guías, se debe verificar que las guías estén limpias, caso contrario limpiarlas y luego aceitarlas con aceite liviano grado alimenticio.

Armado (figura 3.31) y colocación de cuchillas, el empujador debe situarse en la posición de máxima carrera para el ajuste del marco portacuchillas; con esto, se puede verificar el centrado de cuchillas.

Verificar que el selector de la máquina se encuentre en la posición de desenergizado y conectar la máquina a la toma eléctrica correspondiente.

Proceder con la operación de la máquina:

- *Energizado*, posición hacia arriba del selector superior izquierdo.
- *Determinar el sentido de giro del árbol*, posición del selector medio hacia arriba.
- *Puesta en marcha*, pulsador verde; la máquina arranca en vacío, por lo que no debe colocarse la papa sino hasta después que la máquina está funcionando.

- *Colocar cada papa en la pala de alimentación*; la máquina trabaja a un ritmo de dos segundos por corte, inicialmente se debe trabajar a un ritmo inferior al de la máquina por ejemplo, colocar una papa cada seis segundos (figura 4.2). Al colocar una papa con dimensiones cercanas a la máxima admisible (10 x 15 cm, diámetro x largo respectivamente) se debe dejar pasar mínimo un volteo antes de colocar la siguiente.
- *Paro de marcha*, logrado con el pulsador rojo en trabajo normal o el paro de emergencia, pulsador tipo hongo de ser necesario.
- *Desenergizado*, posición hacia abajo del selector superior izquierdo.
- *Limpieza de la máquina*, verificar el desenergizado de la máquina; utilizar guantes apropiados para la labor.

En caso de trabe del empujador con las cuchillas, se debe parar la marcha, invertir el sentido de giro (selector medio en posición hacia abajo) y poner en funcionamiento la máquina por un instante, hasta el destrabe; caso de no surtir efecto, se debe retirar el marco portacuchillas aflojando los pernos en sentido opuesto y en forma relativamente uniforme.

Apreciaciones:

- Energizado instantáneo.
- El sentido de giro se lo selecciona entes de la puesta en marcha, una vez en funcionamiento, no tiene efecto; se debe detener la marcha para su cambio.
- Puesta en marcha sencilla.
- La provisión de papas no tiene inconveniente.
- Paro de la máquina llevado a cabo en forma efectiva.

- Desenergizado instantáneo.
- En la limpieza de las cuchillas la persona debe utilizar guantes adecuados para evitar posibles cortaduras debido al filo de las mismas.

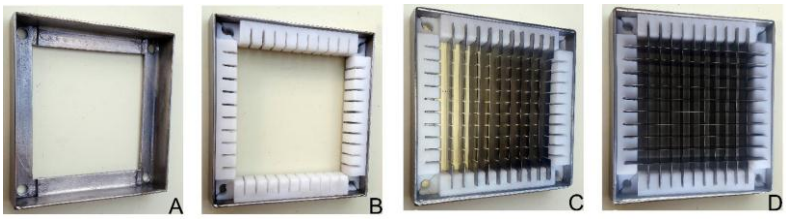


Figura 3.31 Armado de cuchillas.
Nota: Marco porta cuchillas, A; colocación de espaciadores, B; inserción de cuchillas C y D
Elaborada por: Jhenry Espinosa

Figura 3.32 Prueba de corte.
Elaborada por: Jhenry Espinosa

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

4.1. Análisis económico

Dentro de este análisis se establecerán los costos de materiales, mano de obra e insumos para determinar el costo directo total con el que, sumado al costo indirecto total de ingeniería más imprevistos, se precisará el total del costo incurrido al lograr máquina cortadora de papas a la francesa.

Tabla 4.1 Costo de materiales de acero y plásticos.

DESCRIPCIÓN	CANT.	UNID	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
Tubo rectangular 40x20x1.2 mm	3,00	Unid.	30,55	91,65
Tubo cuadrado 20x1.2 mm	1,00	Unid.	24,56	24,56
Ángulo 25x3 mm	1,00	Unid.	37,30	37,3
Plancha A/Inox. mate pulido 0.7 mm1.22x2.44 m	1,00	Unid.	66,10	66,1
Plancha A/Inox. mate pulido 1.2 mm1.22x2.44 m	0,33	Unid.	107,85	35,59
Ac. Inox. 304L H 3x25	0,31	kg	5,10	1,58
Ac. Inox. 304L H 3x20	0,50	kg	5,85	2,93
Ac. Inox. 304L H 4x30	0,15	kg	6,00	0,90
Ac. Inox. 304 Red. 1"	0,53	kg	5,80	3,074
Ac. Inox. 304 Red. 1/2	0,50	kg	5,80	2,90
Ac. Inox. 304 Red. 1 1/2	4,05	kg	5,80	23,49
Ac. Inox. 304 Red. 1 1/4	1,80	kg	5,80	10,44
Ac. Inox. 304 Red. 5/8	1,30	kg	5,80	7,54
Ac. 304 Red. 1"	0,95	Unid	5,80	5,51
Tubo Pul. Inox. 304 26x2.5 mm	0,20	m	12,50	2,5
Polietileno H 20 mm	0,65	kg	10,00	6,50
Polietileno H 40 mm	0,81	kg	10,00	8,13
Ertalón red. 30 mm	0,22	kg	14,00	3,094
TOTAL				333,78
IVA 12 %				40,05
VALOR TOTAL				**373,84**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.2 Costo de motor y accesorios

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	UNID	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
1	CAJA RED. ORT.SRT 60 I 56 AC 25	1,00	Unid.	278,00	278,00
2	MOT. MON. B3 LAF HP 1 RPM 1700 V110/220	1,00	Unid.	240,00	240,00
3	BRIDA LAF. 80/B5	1,00	Unid.	22,00	22,00
4	KIT Brida de entrada SRT 60 Mot. 80-90 HP1	1,00	Unid.	11,00	11,00
5	Kit de acople SRT 50-Mot. 80 HP1	1,00	Unid.	7,00	7,00
6	Rodamiento NTN 628-RS	2,00	Unid.	5,73	11,46
7	Rodamiento NTN 6200-2RS	1,00	Unid.	3,60	3,60
8	TOTAL				573,06
9	IVA 12 %				68,77
10	**VALOR TOTAL**				**641,83**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.3 Costo de material eléctrico y consumibles.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	UNID	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
1	Caja Inox 304. 280x200x160x0,7-1,2mm	1,00	Unid.	60	60
2	Contactor 18 A Bob.240 V C1-D18 C.S.C.	1,00	Unid.	7,95	7,95
3	Breaker p/riel 2x16A SH202L C16 ABB	1,00	Unid.	11,62	11,62
4	Relé térmico 5,5-8A R2-D1312 C.S.C.	1,00	Unid.	8,25	8,25
5	Pulsador tipo hongo c/retenida LMB-ES5 C.S.C.	1,00	Unid.	2,12	2,12
6	Pulsador marcha 22mm verde FPB-EA1/G C.S.C.	1,00	Unid.	1,33	1,33
7	Pulsador paro 22mm rojo FPB-EA2/G C.S.C.	1,00	Unid.	1,43	1,43
8	Luz piloto.22mm 220V PB-XBN C.S.C. Am. Ro. Ve	3,00	Unid.	1,61	4,83
9	Luz piloto.22mm 220V FATO azul	1,00	Unid.	2,2	2,2
10	Cable sucre TSJN N°3x14 AWG con. Nacional	3,00	m	1,07	3,21
11	Cable sucre TSJN N°4x16 AWG con. Nacional	2,00	m	1,2	2,4
12	Terminal de puntera 14-16 CEO 15008 C.S.C.	20,00	m	0,022	0,44
13	Enchufe 20 A 220V	1,00	Unid.	2,80	2,80
14	Switch ojo/cangrejo 15A 250V. On-Off-On C.S.C.	1,00	Unid.	4,00	4,00
15	Switch ojo/cangrejo On-Off C.S.C.	1,00	Unid.	3,50	3,50
16	Prensaestopa CNC para cable20a36mm 6-12	2,00	Unid.	0,37	0,74
17	Amarra plástica 10cmx2,5mm CSC	1,00	Unid.	0,80	0,80
18	Piedra de corte 7x1/16"	3,00	Unid.	2,80	8,40
19	Piedra de desbaste 7x1/4"	1,00	Unid.	3,50	3,50
20	Disco laminado 7"	2,00	Unid.	4,50	9,00
21	Grata	2,00	Unid.	4,00	8,00
22	Electrodos 316L-16 3/32	1,00	kg	14	14,00
23	Sierra Sandflex 12" 24 TPI D Fino	1,00	Unid.	1,60	1,60
24	Gas argón (tanque $2m^3$)	2,00	Unid.	35	70
25	Varilla de aporte (ER 308L)	0,50	kg	9,5	4,75
26	TOTAL				236,87
27	IVA 12 %				28,42
28	**VALOR TOTAL**				**265,29**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.4 Costo total de materiales

ÍTEM	DETALLE	VALOR
1	Acero y plásticos	373,84
2	Motor y Acc.	641,83
3	Eléctrico y consumibles	265,29
4	**TOTAL**	**1280,96**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.5 Costo por mano de obra.

ÍTEM	DETALLE	CANT.	UNID	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
1	Fabricación de estructura	1	Unid.	120,00	120,00
2	Bocín apoyo de guía	4	Unid.	4,00	16,00
3	Buje de Ertalón	4	Unid.	4,00	16,00
4	Bocín para guía	2	Unid.	2,00	4,00
5	Cilindro de manivela	1	Unid.	5,00	5,00
6	Aro de manivela	1	Unid.	5,00	5,00
7	Cilindro para biela	1	Unid.	15,00	15,00
8	Aro de biela	1	Unid.	7,00	7,00
9	Eje motor	1	Unid.	20,00	20,00
10	Bloque prismático	1	Unid.	10,00	10,00
11	Separadores	4	Unid.	3,00	12,00
12	Armado de máquina	1	Unid.	150,00	150,00
13	**TOTAL**				380,00
14	IVA 12 %				45,60
15	**VALOR TOTAL**				**425,60**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.6 Costos directos

ÍTEM	DETALLE	VALOR
1	Total Materiales	1280,96
2	Mano de obra	425,60
3	Insumos (10% materiales)	128,10
4	**TOTAL**	**1834,66**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.7 Costos indirectos.

ÍTEM	DETALLE	VALOR
1	Ingeniería(15% materiales)	192,14
2	Imprevistos(10% materiales)	128,10
3	**TOTAL**	**320,24**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.8 Costo total.

ÍTEM	DETALLE	VALOR
1	Costos directos	1834,66
2	Costos indirectos	320,24
3	**TOTAL**	**2154,90**

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: La máquina tuvo un costo total de USD. 2154,90 (Dos mil ciento cincuenta y cuatro $^{90}/_{100}$, Dólares).

4.2. Análisis financiero.

Se precisarán valores para: La depreciación de la máquina ya que constituye un activo fijo, su correspondiente mantenimiento, producción anual y mano de obra.

Tabla 4.9 Depreciación de la máquina

Activo fijo	Depreciación %	Valor de salvamento	Vida útil (Años)
Máquina cortadora de papas a la francesa	10,0	Costo del activo x 10%	10

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Valor a depreciar = (costo de inversión- valor de salvamento) / vida útil

Valor a depreciar = (2154,90 – (2154,90 x10%) / 10

Valor a depreciar = 193,94 USD/año//

Tabla 4.10 Mantenimiento de la máquina.

Costo activo fijo USD	Mantenimiento %	Valor de mantenimiento	
		USD/mes	USD/año
2154,90	1	21.5	258

Elaborada por: Jhenry Espinosa

En realizar el corte de papas a la francesa en forma manual de 1.5 kg, una persona se demora 3 minutos, lo que representa 30 kilos en 1 hora, a un costo de mano de obra de USD 3,12 la hora; la máquina producirá 10 kg en tres minutos, 200 kg/hora, logrando un ahorro de USD 17,68 en hora; al utilizar la máquina durante 16 horas al mes se logrará USD 282,88 y al año USD 3394,36 de ahorro (tabla 5.11)

Tabla 4.11 Cantidad y ahorro en el proceso de corte.

Producción Kg/h	Ahorro de costo por hora USD/h	Tiempo de uso al mes h/mes	Ahorro de costo mensual USD/mes	Ahorro de costo anual USD/año
200	17,68	16	282,88	3394,56

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Tabla 4.12 Mano de obra directa.

Costo por hora USD	Horas de trabajo al mes USD	Costo mensual USD	Costo anual USD
3.12	16	49,92	599,04

Elaborada por: Jhenry Espinosa

4.2.1. Período de recuperación de la inversión.

El proyecto cuenta con una inversión de USD 2154,36 solventada por el Autor. Se calculará el tiempo en que se recuperará la misma.

Se considera la tasa mínima aceptable de rendimiento TMRA, que para el segmento productivo PYMES de acuerdo al Banco Central del Ecuador [19], es del 10.79 %.

Tabla 4.13 Período de recuperación

TMAR =	10,79%									
Año	Egresos				Ingresos		Flujo de caja	Valor presente VP	Saldo acumulado	Período de recuperación PR (años)
	I	D	M	MO	V Prod.	V Salv.				
0	-2154,9						-2154,9	-2154,9	-2154,9	
1		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	2114,8	188,1	0,92
2		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1908,8	2531,1	
3		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1722,9	4874,1	
4		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1555,1	7217,1	
5		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1403,7	9560,1	
6		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1267,0	11903,1	
7		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1143,6	14246,0	
8		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	1032,2	16589,0	
9		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	0	2343,0	931,7	18932,0	
10		-193,9	-258,6	-599,0	3394,6	215,5	2558,5	918,3	21490,5	
Valor actual neto, VAN (al segundo período)								1868,7		
Tasa interna de retorno, TIR (al segundo período)							71,96%			
Período de recuperación PR (años)										0,92

Donde se tiene: Inversión I, depreciación D, Mantenimiento M, Mano de obra MO, valor de producción V Prod., valor de salvamento V Salv.,

Elaborada por: Jhenry Espinosa

Conclusión: Al segundo período el valor actual neto VAN (USD 1868,7) es mayor que cero, por lo que la inversión generará ganancias.

La tasa interna de retorno TIR es del 71,96% al segundo período; y al décimo será de108.67%, es un valor mayor a la tasa mínima de interés TMAR del 10.79%; por lo tanto es un proyecto favorable.

El período de recuperación PR se establece en 0.92 años, lo que significa que en 11 meses se habrá recuperado la inversión, bajo las condiciones establecidas.

4.2.2. Relación con máquinas similares

En el Ecuador las máquinas cortadoras de papas semiautomáticas se las puede adquirir mayormente bajo pedido a fabricantes directos, en el mercado hay máquinas como la presentada en la figura 4.1.

En el comercio se presentan máquinas cortadoras de papas tipo bastón mayormente de China, como por ejemplo la que se presenta en la figura 4.2.

Cortadora De Papas Qs

U$S 3.472

Pago a acordar con el vendedor
Acepta depósito bancario, efectivo, tarjeta de crédito.
Más información

Entrega a acordar con el vendedor
Quito, Pichincha (Quito)
Más información

Corte Ajustable	1-10mm
Producción (kg/h)	100
Potencia (Kw)	0.75
Cantidad Cuchillas	3 pcs
Peso Neto	60Kg
Dimensiones	650*510*700mm

Figura 4.1 Máquina cortadora de papas Qs comercial.
Fuente: https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-415692217-cortadora-de-papas-qs-_JM

Parámetros Imágenes detalladas

Precio de **referencia** FOB : obtener el último precio

US $ 2,800 - 2,850 / Set | 1 Set / Sets (orden mínima)

Puerto: Guangzhou / Shenzhen

Parámetros

Cortadora comercial de las patatas fritas / máquina automática del cortador de las patatas fritas

Tipo
Material TK-ST1000
Voltaje de acero inoxidable 380V / 220V
Potencia 1.5KW
Peso neto 115KG
Especificación 1050x700x1050MM
Embalaje por caja de madera de exportación estándar
Tiempo de entrega Dentro de 7 días después de recibir el pago
Puerto de carga del puerto de Guangzhou / Shenzhen
Garantía Un año (para el malfuncionamiento de factor no humano)
MOQ Un conjunto
máquina de cortar patatas fritas

Figura 4.2 Máquina cortadora comercial.
Fuente: https://www.alibaba.com/product-detail/Commercial-potato-chips-cutting-machine-Automatic_60491427206.html?spm=a2700.7735675.2017115.3.iETUyW

Conclusión: Al observar los precios y las características de las máquinas comerciales se comprueba que es factible la construcción de la máquina cortadora de papas a la francesa, sujeto del presente proyecto.

CONCLUSIONES.

- El criterio de evaluación, seguridad, se ubica en primer orden presentando el mayor peso ponderado (0,2).
- Considerando la teoría, se establecieron y evaluaron los sistemas mecánico, neumático y electromecánico, ubicándose en primer, segundo y tercer orden respectivamente.
- En el sistema mecánico aplicado la manivela gira a 30RPM, impulsando a la biela; misma, que permite la ejecución de un corte por avance, esto es cada dos segundos.
- Mediante ensayos se estableció que la fuerza necesaria para ejecutar el corte de papas a la francesa es de 56 kg.
- En forma experimental se obtuvo un valor máximo de 1.09 g/cm^3 como densidad en las muestras de papa ensayadas.
- Se comprobó el correcto funcionamiento de la máquina, con un volteo de la pala de alimentación cada dos segundos, lo que no causa inconvenientes para la/el operaria/o; quien puede imponer su propio ritmo de trabajo.
- Al realizar las pruebas de corte, se logró 10kg de producto en tres minutos, consecuentemente 50 kg se obtendrán en 15 min, cumpliendo con la expectativa de producción que fue cortar 50 kg/h.
- El costo de la máquina USD 2155 se considera razonable, al relacionarlo por ejemplo con valores de máquinas que se ofertan en el mercado USD3472 y USD2800 (ítem 5.2.2).

RECOMENDACIONES.

- Capacitar a las personas sobre la operación y limpieza de la máquina; basándose en lo descrito en el ítem 4 de este proyecto; quede tomar aproximadamente media hora.
- Colocar la máquina a nivel en su ubicación de trabajo, para el correcto funcionamiento de esta.
- Tener cuidado al momento de realizar el armado y limpieza de las cuchillas, la persona debe utilizar guantes adecuados para tales operaciones.
- En el montaje de las cuchillas el empujador debe situarse en la posición de máxima carrera (posición de corte) para el ajuste del marco portacuchillas; con esto, se puede verificar el centrado de cuchillas; además, se debe utilizar la herramienta adecuada para no deteriorar los elementos.
- Verificar el voltaje que recibe el motorreductor antes de conectarlo a una toma (circuito eléctrico de la máquina para 220V).
- La manipulación del circuito eléctrico lo debe realizar personal capacitado. En el relé, seleccionar un amperaje menor al nominal (5.4A) del motorreductor para una mejor protección (por ejemplo 5A) y poner su rearme en modo manual (botón reset en modo H).
- Seleccionar el sentido giro (antihorario) antes de poner en funcionamiento el motorreductor y detener su marcha para el cambio de sentido.
- Alimentar la máquina con papas de la variedad única (o similar para elaborar papas fritas a la francesa), para el correcto funcionamiento de la máquina y obtener mejor acabado de corte.

- Al surtir papas del tamaño máximo admisible (10x15cm, diámetro x largo respectivamente) se debe dejar pasar un ciclo (un avance) antes de continuar con la alimentación.
- Desconectar la alimentación de energía antes de realizar la limpieza de la máquina.
- No utilizar cepillos de alambre o similares en la limpieza de los elementos y la máquina en sí, para evitar su deterioro.
- Suspender la alimentación de energía (poner el breaker en off) cuando la máquina no vaya a ser utilizada en largos períodos.
- Mecanizar prismas de menor sección y longitud en el empujador para obtener una mayor separación con las cuchillas y evitar el choque contra estas.
- Diseñar e implementar un sistema que otorgue rapidez y mayor apriete del marco portacuchillas.
- Diseñar e implementar un sistema de alimentación continua acoplable a la máquina.

REFERENCIAS

[1] J. Pérez y A. Gardey, «Definición de patata - Qué es, Significado y Concepto,» 2013. [En línea]. Available: http://definicion.de/patata/. [Recuperado el: 25 10 2016].

[2] INEN, «norma técnica ecuatoriana nte inen 1516:2012 - Servicio Ecuatoriano ...,» [En línea]. Available: http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/11/nte_inen_1516.pdf. [Recuperado el: 09 01 2017].

[3] «REGLAMENTO DE BUENAS PRÁCTICAS PARA ALIMENTOS ...,» 4 11 2012. [En línea]. Available: http://www.epmrq.gob.ec/images/lotaip/leyes/rbpm.pdf. [Recuperado el: 28 11 2016].

[4] Gasparini, «Todo sobre los aceros inoxidables | Gasparini Industries,» 25 07 2016. [En línea]. Available: http://www.gasparini.it/es/noticias/198/todo-sobre-los-aceros-inoxidables. [Recuperado el: 25 10 2016].

[5] 3OPAL, «POLIETILENO ALTA DENSIDAD | PIEZAS PLASTICAS A MEDIDA,» [En línea]. Available: http://www.3opal.es/plasticos-personalizados/polietileno/. [Recuperado el: 15 01 2018].

[6] E. Ulloa, «Guía para resguardos y proctecciones en la industria,» 06 2009. [En línea]. Available: https://www.google.com/search?q=Gu%C3%ADa+para+resguardos+y+proctecciones+en+la+industria&ie=utf-8&oe=utf-8&client=firefox-b&gfe_rd=cr&ei=ax8_WKazLM2w8weRw4jgBA. [Recuperado el: 24 11

2016].

[7] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas 4ta Ed., México: Pearson Education, p 11,2006.

[8] R. Budynas y J. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, México: Mc Graw-Hill, p. 4, 2008.

[9] F. Díaz, Diseño de elementos de máquinas, Cuautitlán Izcalli: FES-CUAUTITLÁN, p.1, 2011.

[10] M. S. Movnin, A. B. Izraelit y A. G. Rubashkin, Fundamentos de Mecánica Técnica, Moscú: Mir, pp. 187-189, 265-267, 282, 283, 289, 1985.

[11] E. Vildósola, «ACTUADORES.pdf,» 07 10 2008. [En línea]. Available: http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/actuadores.pdf. [Recuperado el: 25 10 2016].

[12] H. Rubio, «Rodamientos -OCW,» 12 12 2012. [En línea]. Available: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseno-mecanico-1/material_clase/ocw_rodamientos1. [Recuperado el: 25 10 2016].

[13] Eaton, «Módulo de Aprendizaje 19: Arrancadores y Contactores - Eaton,» 03 04 2003. [En línea]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiapvK5gcDQAhVIQCYKHcZgCcQQFggiMAE&url=http%3A%2F%2Fwww.eaton.mx%2Fecm%2Fidcplg%3FIdcService%3DGET_FILE%26allowInterrupt%3D1%26RevisionSelectionMethod%3DLatestRelease. [Recuperado el: 23 11 2016].

[14] Eaton, «Botones Pulsadores y Lumitorres - Eaton,» 03 04 2003. [En línea].

Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjs05K6kMDQAhVGOiYKHbbVAHQQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.eaton.mx%2Fecm%2Fidcplg%3FIdcService%3DGET_FILE%26allowInterrupt%3D1%26RevisionSelectionMethod%3DLatestRelease. [Recuperado el: 23 11 2016].

[15] P. Castelló, A. Oltra, P. Pagán, R. Sendra, J. Murcia, J. Corrales, C. Casañ y J. Sánchez, ERGOMETAL: Manual de Ergonomía para Máquinas del Sector Metal, La Gráfica ISG, p. 56, 2010.

[16] C. Riba, Diseño Concurrente, Catalunya: Edicions UPC, p. 59, 2002.

[17] B. Pérez, «Herramientas basicas para la solucion de problemas,» 12 2005. [En línea]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiDl6CntePQAhXGRSYKHcfLCywQFggiMAE&url=http%3A%2F%2Fwww.sld.cu%2Fgalerias%2Fdoc%2Fsitios%2Finfodir%2Fherramientas_basicas_para_la_solucion_de_problemas_1.doc&usg=AFQj. [Recuperado el: 06 12 2016].

[18] V. M. Faires, Diseño de Elementos de Máquinas, 4ta. Ed. ed., Barcelona: Montaner y Simon S.A., pp. 205, 206, s.f..

[19] Banco Central del Ecuador, «Tasas Interés Efectivas. Mayo 2018 - Banco Central del Ecuador,» [En línea]. Available: https://contenido.bce.fin.ec/docs.php?path=/documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indice.htm. [Recuperado el: 31 05 2018].

[20] Dipac Manta S.A., «Catalogo acero dipac - Slideshare,» s.f.. [En línea]. Available: https://es.slideshare.net/JaviCaiza/catalogo-acero-dipac. [Recuperado el: 29 09 2017].

[21] D. Sancho, «Densidad de Sólidos - Valvias,» s.f.. [En línea]. Available: http://www.valvias.com/prontuario-propiedades-materiales-densidad-solidos.php. [Recuperado el: 04 10 2017].

[22] Proyectos Ecuador, «Proviaceros Cia. Ltda. - Home page,» 15 07 2018. [En línea]. Available: http://www.proviaceros.com/index.php/nuestros-productos/productos-inoxidables.html. [Recuperado el: 24 10 2017].

[23] MIPSA, «Ángulos lados iguales (LI) - MIPSA,» [En línea]. Available: https://mipsa.com.mx/dotnetnuke/Productos/Angulos-Acero-LI. [Recuperado el: 04 02 2018].

[24] Ibaitor, «IBAITOR - Información Técnica Aceros Inoxidables,» 01 03 2010. [En línea]. Available: http://www.ibaitor.com/docs/IBAITOR-informacion-tecnica-aceros-inoxidables.pdf. [Recuperado el: 13 10 2017].

[25] Tubulon S.A., «informacion tecnica para inoxidable - tubulon sa,» s.f.. [En línea]. Available: http://www.tubulon.com.ar/descargas/lista_3800_parte1.pdf. [Recuperado el: 08 10 2017].

[26] Inox Ibérica, «Catálogo reducido Inox Ibérica - Grupo Hastinik,» s.f.. [En línea]. Available: http://www.grupohastinik.com/catalogos/Cat_Inox_Iberica_Reducido-(10-15).pdf. [Recuperado el: 13 10 2017].

[27] kramp, «DIN 912 Tornillos cilíndricos con hexágono interior métricos acero

...,» [En línea]. Available: https://www.kramp.com/do/action/ProductDisplay?searchTerm=DIN+912+Tornillos+cil%C3%ADndricos+con+hex%C3%A1gono+interior+m%C3%A9tricos+acero+inoxidable+A2+-+AISI+304&currentPage=1&categoryId=830603&langId=-5&productId=504799&storeId=92. [Recuperado el: 31 01 2018].

[28] Kramp, «DIN 931 Tornillos hexagonales métricos, acero inoxidable A2 - AISI ...,» s.f.. [En línea]. Available: https://www.kramp.com/do/action/ProductDisplay?searchTerm=DIN+931+Tornillos+hexagonales+m%C3%A9tricos%2C+acero+inoxidable+A2+-+AISI+304&currentPage=0&langId=-5&productId=669488&storeId=92. [Recuperado el: 12 10 2017].

[29] Quadrant Engineering Plastics Products, «Quadrant EPP TIVAR® 1000 PE-UHMW, virgen (Datos ISO) - MatWeb,» s.f.. [En línea]. Available: http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=2ca47c97c0d24b97be9752d19d512e90. [Recuperado el: 29 10 2017].

[30] AISC, Manual of steel construction, 9th, edition ed., vol. 1, s.f..

[31] SKF, «Rodamientos - SKF.com,» 10 2015. [En línea]. Available: http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf. [Recuperado el: 10 2017].

[32] WEG, «Guía Práctica de Capacitación Técnico Comercial Motor Eléctrico - WEG,» [En línea]. Available: http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-practico-de-capacitacion-tecnico-comercial-50026117-catalogo-espanol.pdf.

[Recuperado el: 01 02 2018].

[33] FAM, «Specifications | FAM,» [En línea]. Available: http://www.fam.be/en/cutting/5. [Recuperado el: 17 01 2018].

[34] DOSZE, «Cortador Neumatico de Papa a la Francesa NEMCO Monster USA ...,» [En línea]. Available: http://www.dosze.com.co/cortador-neumatico-de-papa-a-la-francesa-nemco-monster-usa.html. [Recuperado el: 17 01 2018].

[35] HOSTELERÍA 10, «Cortadora de Patatas de Pujadas - Hosteleria10,» [En línea]. Available: https://hosteleria10.com/maquinaria/cortadoras-cutters/pujadas-cortadora-patatas.html. [Recuperado el: 17 01 2018].

[36] CYBERMATICS,SA, «Cilindros Neumáticos - cybermatics, sa de cv,» [En línea]. Available: http://www.cybermatics.com.mx/pagina/cilindros-neumaticos.

[37] Larraioz Elektronika, «Smac [más información] – Larraioz Elektronika,» [En línea]. Available: http://larraioz.com/smac-perfil-empresa. [Recuperado el: 20 01 2018].

[38] LB SERVICE S.R.L., «CILINDROS HIDRAULICOS Y TRANSMICIONES: 2012,» 20 01 2018. [En línea]. Available: http://cilindroshidraulicosytransmiciones.blogspot.com/2012/.

[39] VARVEL, «RS • RT,» 01 2017. [En línea]. Available: file:///C:/Users/acer/Downloads/C-RS-RT%20ed01-2017%20rev01%20FR-PT-ES%20161117%20(1).pdf. [Recuperado el: 12 02 2018].

ANEXOS

Anexo A. Especificaciones de materiales

Tabla A. 1 Especificaciones de las planchas inoxidables.

DISERVICIOS

DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

PLANCHAS

PLANCHAS INOXIDABLES

Especificaciones Generales

Norma	304, 316, 430
Espesores	Desde 0,40mm hasta 15,00mm
Rollos	X 1220
Planchas	4 x 8
	Largos y calidades especiales bajo pedido

Tipo de estructura	Tipo de Composición	Descripción de acuerdo a JIS*	Descripción de acuerdo a AISI**	Descripción de acuerdo a DIN***	COMPOSICION QUIMICA %					
					C	Si max	Mn	P max	S max	Ni
Austenite	17 Cr-5Ni-7Mn	SUS 201	201		0,15 max	1,00	5,50 ~ 7,50	0,06	0,030	3,50 ~ 5,5
	18 Cr-6Ni-10Mn	SUS 202	202		0,15 max	1,00	7,50 ~ 10,00	0,06	0,030	4,00 ~ 6,00
	17Cr-7Ni	SUS 301	301	4310	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	6,00 ~ 8,00
	18Cr-8Ni-hightC	SUS 302	302	4300	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,00
	18Cr-8Ni	SUS 304	304	4301	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,50
	18Cr-8Ni-extra-low-C	SUS 304 L	304L	4306	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
	18Cr-12Ni	SUS 305	305	3955	0,12 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,50 ~ 13,00
	23Cr-12Ni	SUS 309 S	309 S	4845	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	25Cr-20Ni	SUS 310 S	310 S		0,08 max	1,50	2,00 - max	0,04	0,030	19,00 ~ 22,00
	18Cr-12Ni-2,5Mo	SUS 316	316	4401	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-12Ni-7,5Mo-extra-low-C	SUS 316 L	316 L	4404	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	18Cr-12Ni-2Mo-2Cu	SUS 316 J1		4505	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo	SUS 317	317	4402	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	18,00 ~ 15,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo-extra-low-C	SUS 317 L	317 L		0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	11,00 ~ 15,00
	18Cr-8Ni-Ti	SUS 321	321	4541	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
	18Cr-9Ni-Nb	SUS 347	347	4550	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
Ferrite	13Cr-Al	SUS 405	405	4002	0,08 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	16Cr	SUS 429	429	4009	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr	SUS 430	430	4016	0,12 max	0,75	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	18Cr-Mo	SUS 434	434	4113	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Martensite	13Cr-low Si	SUS 403	403	4024	0,15 max	0,50	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr	SUS 410	410	4000	0,15 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr-high C	SUS 420 J2	420	4021	0,26 ~ 0,40	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr-high C	SUS 440 A	440 A		0,60 ~ 0,75	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Endurecido por precipitación	17Cr-7Ni-1Al	SUS 631	631		0,09 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	6,50 ~ 7,75

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

22 PBX (02) 2203 750 / Quito - Ecuador

Fuente: [20, p. 22]

Tabla A.1 1 Especificaciones de las planchas de acero inoxidable (Continuación).

DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

DiSERVICIOS

PLANCHAS

COMPOSICION QUIMICA %			PROPIEDADES MECANICAS							
			Pruebas Mecánicas							
Cr	Mo	Otros Elementos	Resistencia Mecánica min Kg/mm2	psi	Punto de fluencia *1 min kg/mm2	psi	Elongación % min JIS Nº 13 (Muestra)	Pruebas de Dureza		PRUEBA DE FLEXIBILIDAD 180º radio (t, mm)
								Escala Rockwell B max	Escala de dureza Vickers max	
16,00 ~ 18,00		N: 0,25 max	65	93,000	25	35,800	40	100	253	
17,00 ~ 19,00		N: 0,25 max	60	85,500	25	35,800	40	95	218	
16,00 ~ 18,00			53	75,800	21	30,000	40	90	200	
17,00 ~ 19,00			53	75,800	21	30,000	40	90	200	
18,00 ~ 20,00			53	75,800	21	30,000	40	90	200	
18,00 ~ 20,00			49	69,500	18	25,500	40	90	200	
17,00 ~ 19,00			49	69,500	18	25,500	40	90	200	
22,00 ~ 24,00			53	75,800	21	30,000	40	90	200	
24,00 ~ 26,00			53	75,800	21	30,000	40	90	200	
16,00 ~ 18,00	2,00 ~ 3,00		53	75,800	21	30,000	40	90	200	
16,00 ~ 18,00	2,00 ~ 3,00		49	69,500	18	25,500	40	90	200	
17,00 ~ 19,00	1,20 ~ 2,75	Cu: 1,00 ~ 2,5	53	75,800	21	30,000	40	90	200	
18,00 ~ 20,00	3,00 ~ 4,00		53	75,800	21	30,000	40	90	200	
18,00 ~ 20,00	3,00 ~ 4,00		49	69,500	18	25,800	40	90	200	
17,00 ~ 19,00		Ti: 5 x C% min	53	75,800	21	30,000	40	90	200	
17,00 ~ 19,00		Nb + Ta: 10 x C% min	53	75,800	21	30,000	40	90	200	
11,50 ~ 16,00		Al: 0,10~0,30	42	60,000	18	25,500	20	88	200	t 8 0,5 t
14,00 ~ 16,00			46	65,800	21	30,000	22	88	200	1,0t
16,00 ~ 18,00			46	65,800	21	30,000	22	88	200	1,0t
16,00 ~ 18,00	0,75 ~ 1,25		46	65,800	21	30,000	22	88	200	1,0t
11,50 ~ 13,00			45	64,000	21	30,000	20	88	200	1,0t
11,50 ~ 13,5			45	64,000	21	30,000	20	88	200	1,0t
12,00 ~ 14,00			55	78,500	23	32,750	18	93	210	
16,00 ~ 18,00	0,75 max		60	85,500	25	35,800	15	97	230	
16,00 ~ 18,00		Al: 0,75 ~ 1,50	105	148,000	39	55,500	20	92	200	

PBX: (02) 2293 750 / Quito - Ecuador 23

Fuente: [20, p. 23]

Tabla A. 2 Ficha técnica del acero inoxidable.

Carbone Stainless Steel

FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE

FICHA TÉCNICA DEL ACERO INOXIDABLE

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE			SERIE 300	
			Acero al Cromo - Níquel	Acero al Cromo – Níquel - Molibdeno
DESIGNACIÓN	TIPO AISI		**304**	**316**
	COMPOSICIÓN QUÍMICA		**C ≤ 0.08%*** Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% **Cr 18% - 20%*** **Ni 8% – 10,5%***	**C ≤ 0.08%*** Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% **Cr 16% - 18%*** **Ni 10% – 14%*** **Mo 2% – 2.5%***
	PESO ESPECIFICO A 20C (DENSIDAD)	(g/cm^3)	7.9	7.95 – 7.98
	MÓDULO DE ELASTICIDAD	(N/mm^2)	193,000	193,000
PROPIEDADES FÍSICAS	ESTRUCTURA		AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO
	CALOR ESPECÍFICO A 20C	(J/Kg K)	500	500
	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A 20C/100C	(W/m K)	15 / 16	15 / 16
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN A 100C	($x\ 10^6\ C^{-1}$)	16.0 – 17.30	16.02 – 16.5
	INTERVALO DE FUSIÓN	(C)	13981454	13711398
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	PERMEABILIDAD ELÉCTRICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO		AMAGNÉTICO 1.008	AMAGNÉTICO 1.008
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C	(μΩm)	0.72 – 0.73	0.73 – 0.74
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20C	DUREZA BRINELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO		130150 / 180330	130185 / -
	DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO		7088 / 1035	7085 / -
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN RECOCIDO / DEFORMACIÓN EN FRÍO	Rm (N/mm^2)	520 - 720 / 540 - 750	540690 / -
	ELASTICIDAD RECOCIDO / CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	Rp (N/mm^2)	210 / 230	205410 / -
	ELONGACIÓN (A_5) MIN	(%)	≥ 45	
	RESILIENCIA KCUL / KVL	(J/cm^2)	160 / 180	160 / 180
PROPIEDADES MECÁNICAS EN CALIENTE	ELASTICIDAD – RP(0.2) A 300C/400C/500C	(N/mm^2)	125 / 97 / 93	140 / 125 / 105
	ELASTICIDAD – RP(1) A 300C/400C/500C	(N/mm^2)	147 / 127 / 107	166 / 147 / 127
	LÍMITE DE FLUENCIA A 500C/600C/700C/800C	$\sigma 1/10^5/t$ (N/mm^2)	68 / 42 / 14.5 / 4.9	82 / 62 / 20 / 6.5
TRATAMIENT. TÉRMICOS	RECOCIDO COMPLETO RECOCIDO INDUSTRIAL	(OC)	ENFR. RÁPIDO 10081120	ENFR. RÁPIDO 10081120
	TEMPLADO		NO ES POSIBLE	NO ES POSIBLE
	INTERVALO DE FORJA INCIAL / FINAL	(C)	1200 / 925	1200 / 925
	FORMACIÓN DE CASCARILLA, SERVICIO CONTINUO / SERVICIO INTERMITENTE		925 / 840	925 / 840
OTRAS PROPIEDADES	SOLDABILIDAD		MUY BUENA	MUY BUENA
	MAQUINABILIDAD COMPARADO CON UN ACERO BESSEMER PARA a. B1112		45%	45%
	EMBUTICIÓN		MUY BUENA	BUENA

* Son aceptables tolerancias de un 1%

Fuente: [21]

Tabla A. 3 Dimensiones comerciales de perfiles inoxidables.

ANGULO ACERO INOXIDABLE DESCRIPCION	PESO KG/6m
20X3mm	5,37
25X3mm	
30X3mm	8,12
40X3mm	11,08
40X4mm	14,49
50X4mm	18,25
50X6mm	26,28

PLATINA ACERO INOXIDABLE DESCRIPCION	PESO KG/6m
25X3 mm	3,60
25X4mm	4,62
30X3mm	4,19
30X4mm	5,62
38X3mm	5,65
38X4mm	7,80
38X6mm	10,73
50X3mm	7,90
50x4mm	9,90
50X6mm	14,18

TUBO CUADRADO ACERO INOXIDABLE DESCRIPCION	PESO KG/6m
20X1.2mm (3/4"X1.2)	4,38
20X20X 1.5mm (3/4"X1.5)	5,4
25X25X 1.2mm (1"X1.2)	5,52
25X25X 1.5mm (1"X1.5)	6,84
30X30X 1.2mm (1" 1/4X1.2)	6,66
30X30X 1.5mm (1" 1/4X1.5)	8,28
40X1.2mm (1" 1/2 X 1.2)	8,65
40X1.5mm (1" 1/2 X 1.5)	11,16
40X2mm (1" 1/2 X 2)	14,02
50X1.2mm (2" X 1.2)	11,5
50X1.5mm (2" X 1.5)	13,32
50X2mm (2" X 2)	17,98

TUBO RECTANGULAR ACERO INOXIDABLE DESCRIPCION	PESO KG/6m
40X20X1.2mm	6,66
40X20X1.5mm	8,28
50X25X1.5mm	10,56
50X25X2.00mm	13,92

VARILLA REDONDA INOXIDABLE DESCRIPCION	PESO KG/6m
3/16"	0,90
1/4"	1,50
5/16"	2.35
3/8"	3,60
1/2 "	6,20
5/8"	9,47
3/4"	13,62
7/8"	18,57
1"	24.36
1"1/4	38.44
1"1/2	54.74
2"	97.45

PLANCHA ACERO INOXIDABLE MATE DESCRIPCION	PESO KG.
0.7 mm 304 2B	16,8
1.0 mm 304	24
1.2 mm 304 2B	28,8
1.5 mm 304	36
2.0 mm 304	48
2.5 mm 304	60,2
3.0 mm 304	72
4.0 mm 304 N°1	94,06
6.0 mm 304	144
8.0 mm 304	192
10.0 mm 304	203,2
12.0 mm 304	

PLANCHA ACERO INOXIDABLE MATE PULIDO DESCRIPCION
0.60 mm (1.22MX2.44M)
0.70 mm (1.22MX2.44M)
1.00 mm (1.22MX2.44M)
1.20 mm (1.22MX2.44M)
1.50 mm (1.22MX2.44M)

Nota: Imagen creada a partir de la captura de datos en la fuente.

Fuente: [22]

Tabla A. 4 Ángulo de alas iguales: Dimensiones y valores estáticos.

MIPSA
EXPERTOS PROCESANDO METALES

Iniciar sesion Tel.: (222) 249 3989 ventas@mipsa.com.m

INICIO ACERCA DE PRODUCTOS PROCESOS

Ángulos lados iguales (LI)

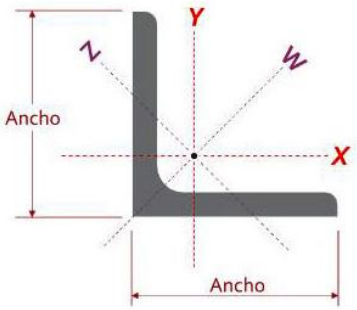
Presentaciones

- Medidas 1/8" x 3/4" - 1/4" x 2 1/2"
- Medidas 1/4" x 3" - 9/16" x 6"
- Medidas 5/8" x 3" - 1 1/8" x 8"

Medidas 1/8" x 3/4" - 1/4" x 2 1/2"

Dimensiones y pesos teóricos para ángulos de lados iguales IMCA: LI

Designación tamaño y espesor				Peso estructural	Área	Ejes X - X y Y - Y				Eje W - W				Eje Z - Z				Origen	Obs.
						I	S	r	x = y	I	S	r	ew	I	S	r	ez		
Pulg.	x Pulg.	mm	x mm	kg/m	cm^2	cm	cm^3	cm	cm	cm	cm^3	cm	cm	cm	cm^3	cm	cm		
0.109	3/4	2.8	19	0.781	0.994	0.3171	0.2383	0.565	0.5692	0.5011	0.373	0.710	1.3435	0.133	0.165	0.3658	0.8049	MEX	
	1		25	1.063	1.352	0.8024	0.4431	0.770	0.7291	1.2733	0.7089	0.970	1.796	0.3316	0.3216	0.495	1.031	MEX	
	1 1/4		32	1.345	1.711	1.6305	0.7117	0.9763	0.889	2.5925	1.1529	1.231	2.2486	0.6687	0.5319	0.6252	1.2572	MEX	
	1 1/2		38	1.622	2.064	2.8697	1.0384	1.179	1.046	4.568	1.6956	1.4878	2.6941	1.171	0.7916	0.7534	1.480	MEX	
1/8	3/4	3.18	19	0.884	1.125	0.351	0.266	0.559	0.583	0.553	0.412	0.701	1.344	0.149	0.180	0.364	0.824	MEX	
	7/8		22	1.045	1.329	0.581	0.373	0.661	0.663	0.918	0.585	0.831	1.570	0.243	0.260	0.428	0.937	MEX	
	1		25	1.206	1.534	0.895	0.498	0.764	0.743	1.418	0.789	0.961	1.796	0.372	0.354	0.492	1.050	MEX	
	1 1/4		32	1.528	1.944	1.827	0.802	0.969	0.902	2.902	1.290	1.222	2.249	0.752	0.590	0.622	1.276	MEX	
	1 1/2		38	1.845	2.347	3.226	1.173	1.172	1.060	5.130	1.904	1.478	2.694	1.321	0.881	0.750	1.499	MEX	
	1 3/4		44	2.162	2.750	5.202	1.614	1.375	1.217	8.282	2.638	1.735	3.140	2.123	1.233	0.879	1.722	MEX	NC
	2		51	2.484	3.160	7.905	2.135	1.582	1.377	12.59	3.506	1.996	3.592	3.217	1.651	1.009	1.948	MEX	



I (Momento de inercia), **S** (Módulo de sección), **r** (Radio de giro),**x-y-ew-ez** (Centro de gravedad)

Para el cálculo de propiedades geométricas y pesos teóricos, se consideró:

- Densidad del acero rolado en caliente 7,860 Kg/m^3
- Momento de inercia por Adición de Áreas; Método usado por el A.I.S.C.

Norma de especificación aplicable ASTM A-36
Norma de especificación aplicable ASTM A-529 Grado 50
Norma de inspección aplicable ASTM A-6

Longitud Nominal= 6.10 m (se puede surtir a 12.20 m)
MEX: Fabricación Nacional
NC: Material no comercial
IMP: Importación/ Sujeta a disponibilidad y tamaño de lote mín.

Fuente: [23]

Anexo B. Pernos

Tabla B. 1 Información técnica para pernos inoxidables.

INFORMACION TECNICA PARA INOXIDABLE

CARACTERISTICAS MECANICAS DE LOS BULONES Y TORNILLOS EN INOXIDABLE

Grupo	Calidad del producto	Clase de Resistencia	Límites de los diámetros de roscas	Resistencia a la tracción Rm (1) min. N/mm²	Límite elástico Convencional al 0,2% Rp 0,2 (1) min.N/mm²	Alargamiento de rotura (2) A_L. min.mm
Austenitico	A1, A2,	50	≤ M39	500	210	0.6 d
	A3, A4,	70	≤ M24 (3)	700	450	0.4 d
	A5	80	≤ M24 (3)	800	600	0.3 d

1) La resistencia a la tracción se calcula en función de la sección resistente de la rosca

(2) Se determina sobre la longitud real del tornillo y no sobre la probeta preparada; d es el diámetro nominal de rosca.

(3) Las características mecánicas de los elementos de fijación con d>24 mm, deben ser objeto de acuerdo entre cliente y el fabricante y marcadas con la calidad del producto y la clase de resistencia indicadas en esta tabla.

CARACTERISTICAS MECANICAS DE LAS TUERCAS EN INOXIDABLE

Grupo	Calidad del producto	Clase de Resistencia	Límites de los diámetros de roscas d mm	Resistencia a la carga de prueba, Sp Min.N/mm² Tuerca tipo 1 (m > 0,8 d)
Austenitico	A1, A2,	50	≤ M39	500
	A3, A4,	70	≤ M24 (3)	700
	A5	80	≤ M24 (3)	800

Calidad del producto	Composición química % (1)								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cu
A1	0,12	1	6,5	0,2	0,15 - 0,35	16 a 19	0,7	5 a 10	1,75 a 2,25
304-A2	0,1	1	2	0,05	0,03	15 a 20		8 a 19	4
316-A4	0,08	1	2	0,045	0,03	16 a 18,5	2 a 3	10 a 15	1

1) Los valores indicados son máximos

Los aceros de calidad A1 se destinan especialmente al mecanizado. Debido a su alto contenido en azufre esta clase de aceros tienen una menor resistencia a la corrosión

Los aceros inoxidables austeniticos normalmente suelen ser no magnéticos, sin embargo después de una deformación en frío puede detectarse un ligero magnetismo. Esto no modifica de manera significativa las características de inoxidabilidad de estos aceros.

Asimismo los aceros inoxidables para resortes pasan a ser magnéticos durante la deformación en frío, debido a que parte de la austenita se ha transformado en martensita, que es magnética. Cuanto mayor sea la dureza, mayor porcentaje de martensita obtendremos y por lo tanto mayor será su magnetismo.

VALORES ORIENTATIVOS DEL PAR DE APRIETE. LIMITE DE RUPTURA. LÍMITE ELASTICO Y SECCIÓN DE RESISTENCIA

	Clase de resistencia	M 3	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16	M 20	M 24	M 27	M 30
Par de Apriete Nm	80	1.2	2.7	5.4	9.3	22	44	76	121	187	364	659	909	1240
	70	0.9	2.1	4.1	7.1	17.5	34	59	91	140	273	472	682	930
	50	0.4	1	1.9	3.3	7.8	15	27	43	65	127	220	318	434
Límite de ruptura Kn	80	4	7	11.3	16.1	29.2	46.4	67.4	92	125.6	196	282.4	367.2	448.8
	70	3.5	6.1	9.9	14	25.6	40.6	59	80.5	109.9	171.5	247.1	321.3	392.7
	50	2.5	4.4	7.1	10	18.3	29	42.1	57.5	78.5	122.5	176.5	229.5	280.5
Límite elástico Kn	80	3	5.3	8.5	12.1	21.9	34.8	50.4	69	94.2	147	211.8	275.4	336.6
	70	2.2	3.9	6.4	9	16.4	26.1	37.9	51.8	70.6	110.2	158.8	206.6	252.5
	50	1.1	1.9	2.9	4.2	7.7	12.2	17.6	24.1	32.9	51.4	74.1	96.4	117.8
Sección de resistencia mm²		5.0	8.8	14.02	20.1	36.6	58	84	115	157	245	353	459	561

Nota: Tabla modificada por el Autor, con acotaciones (2) y (3), calidad del producto A3 y A5, extraídas de Ibairtor [24, p. 4]

Fuente: [25].

Tabla B. 2 Valores: Par de apriete, carga de trabajo, carga de rotura y límite elástico.

Valores calculados de par de apriete, carga de rotura y límite elástico

TIPO	Clase de resistencia	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
Par de apriete recomendado (Nm)	80 70	1,2 0,9	2,7 2	5,4 4,1	9,3 7	22 17	44 33	76 57	121 91	187 140	364 273
Carga de trabajo (KN)	80 70	2 1,5	3,4 2,6	5,5 4,2	7,8 5,9	14,3 10,7	22,6 17	32,8 24,7	44,8 33,7	61,2 46,9	95,5 71,7
Carga de rotura (KN)	80 70	4 3,5	7 6,1	11,3 9,9	16,1 14	29,2 25,6	46,6 40,6	67,4 59	92 80,5	125,6 109,9	196 171,5
Límite elástico (KN)	80 70	3 2,2	5,3 3,9	8,5 6,4	12 9	21,9 16,4	34,8 26,1	50,5 37,9	69 51,8	94,2 70,6	147 110,4

Los valores de par no han sido verificados por Inox ibérica, y por lo tanto no podemos hacernos responsables de su utilización. Debido a las variaciones en el coeficiente de fricción entre las roscas y la cara del tornillo, recomendamos el consejo de un experto cualificado.

Fuente: [26, p. 4]

Tabla B. 3 Par de rotura mínimo para pernos austenísticos.

Par de rotura mínimo MB mín. para pernos de acero austenístico y tonillos M1.6 a M16 (rosca de paso grueso)												
	Clase de resistencia	M1.6	M2	M2.5	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16
Par de rotura mínimo MB mín. Nm	80	0.24	0.48	0.96	1.8	4.3	8.8	15	37	74	130	330
	70	0.2	0.4	0.9	1.6	3.8	7.8	13	32	65	110	290
	50	0.15	0.3	0.6	1.1	2.7	5.5	9.3	23	46	80	210
Los valores mínimos de par de rotura de los elementos de fijación martensíticos y ferríticos deben ser objeto de acuerdo entre cliente y fabricante												

Nota: Forma de tabla modificada por el Autor.

Fuente: [24, p. 5]

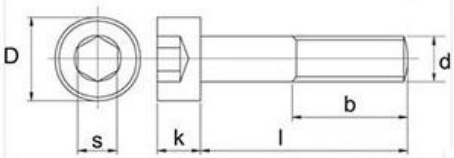
Tabla B. 4 Pernos de acero inoxidable.

KRAMP

Todas

DIN 912 Tornillos cilíndricos con hexágono interior métricos acero inoxidable A2 - AISI 304

Información técnica



	Descripción	d	l (mm)	D (mm) (mm)	b (mm) (mm)	s (mm)	k (mm) (mm)	Peso (kg/100)
912420RVSP025	Tornillo cil. M4x20	M4x0,7	20	7	20	3	4	0,27
912425RVSP025	Tornillo cil. M4x25	M4x0,7	25	7	20	3	4	0,315
912430RVSP025	Tornillo cil. M4x30	M4x0,7	30	7	20	3	4	0,37
912435RVSP025	Tornillo cil. M4x35	M4x0,7	35	7	20	3	4	0,42
912440RVSP025	Tornillo cil. M4x40	M4x0,7	40	7	20	3	4	0,47
912630RVSP025	Tornillo cil. M6x30	M6x1,0	30	10	30	5	6	0,83
912635RVSP025	Tornillo cil. M6x35	M6x1,0	35	10	35	5	6	0,99
912635RVSP001	Tornillo cil. M6x35	M6x1,0	35	10	35	5	6	0,9
912640RVSP025	Tornillo cil. M6x40	M6x1,0	40	10	24	5	6	1,1
912645RVSP001	Tornillo cil. M6x45	M6x1,0	45	10	24	5	6	1,2
912650RVSP025	Tornillo cil. M6x50	M6x1,0	50	10	24	5	6	1,32
912655RVSP025	Tornillo cil. M6x55	M6x1,0	55	10	24	5	6	1,43
912660RVSP025	Tornillo cil. M6x60	M6x1,0	60	10	24	5	6	1,54
912670RVSP025	Tornillo cil. M6x70	M6x1,0	70	10	24	5	6	1,76
912825RVSP025	Tornillo cil. M8x25	M8x1,25	25	13	25	6	8	1,5
912830RVSP025	Tornillo cil. M8x30	M8x1,25	30	13	30	6	8	1,69
912835RVSP025	Tornillo cil. M8x35	M8x1,25	35	13	28	6	8	1,89
912840RVSP025	Tornillo cil. M8x40	M8x1,25	40	13	28	6	8	2,09
912845RVSP025	Tornillo cil. M8x45	M8x1,25	45	13	28	6	8	2,29
912880RVSP025	Tornillo cil. M8x80	M8x1,25	80	13	28	6	8	3,7
912890RVSP025	Tornillo cil. M8x90	M8x1,25	90	13	28	6	8	4,1
9128100RVSP025	Tornillo cil. M8x100	M8x1,25	100	13	28	6	8	3,1
9121040RVSP025	Tornillo cil. M10x40	M10x1,5	40	16	32	8	10	3,29
9121045RVSP025	Tornillo cil. M10x45	M10x1,5	45	16	32	8	10	3,61
9121050RVSP025	Tornillo cil. M10x50	M10x1,5	50	16	32	8	10	3,93
9121055RVSP001	Tornillo cil. M10x55	M10x1,5	55	16	32	8	10	4,25
9121060RVSP025	Tornillo cil. M10x60	M10x1,5	60	16	32	8	10	4,57

Nota: Imagen creada a partir de la captura de datos en la fuente.

Fuente: [27]

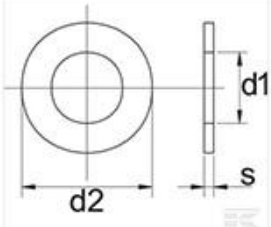
Tabla B. 5 Arandelas planas de acero inoxidable

KRAMP

Todas

DIN 125A Arandelas planas sin bisel acero inoxidable A2 - AISI 304

Información técnica



Descripción	d1 (mm) (mm)	d2 (mm) (mm)	s (mm)	Normativa	Calidad	Peso (kg/100)
125A3RVSP100 Arandela M3 inox A2	3,2	7	0,5	DIN 125a	A2	0,012
125A4RVS Arandela M4 inox A2	4,3	9	0,8	DIN 125a	A2	0,1
125A5RVS Arandela M5 inox A2	5,3	10	1	DIN 125a	A2	0,1
125A6RVS Arandela M6 inox A2	6,4	12	1,6	DIN 125a	A2	0,1
125A7RVSP100 Arandela M7 inox A2	7,4	14	1,6	DIN 125a	A2	0,12
125A8RVS Arandela M8 inox A2	8,4	16	1,6	DIN 125a	A2	0,2
125A10RVS Arandela M10 inox A2	10,5	21	2	DIN 125a	A2	0,3
125A12RVS Arandela M12 inox A2	13	24	2,5	DIN 125a	A2	0,5

Nota: Imagen creada por el Autor a partir de la captura fotográfica de datos en la fuente.

Fuente: [28]

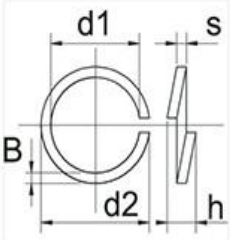
Tabla B. 6 Arandelas de presión de acero inoxidable.

KRAMP

Todas

DIN 127B Anillos elásticos con bordes planos acero inoxidable A2 - AISI 304

Información técnica



Descripción	d1 (mm) (mm)	d2 max. (mm) (mm)	B (mm)	h (mm) (mm)	s (mm)	Normativa	Calidad	Peso (kg/100)
127B3RVSP100 Arandela elástica M3 inox A2	3,4	6,2	1,3	1,6	0,8	DIN 127b	A2	0,011
127B4RVSP100 Arandela elástica M4 inox A2	4,4	7,6	1,5	1,8	0,9	DIN 127b	A2	0,018
127B5RVS Arandela elástica M5 inox A2	5,4	9,2	1,8	2,4	1,2	DIN 127b	A2	0,1
127B6RVS Arandela elástica M6 inox A2	6,5	11,8	2,5	3,2	1,6	DIN 127b	A2	0,1
127B7RVSP050 Arandela elástica M7 inox A2	7,5	12,8	2,5	4	1,6	DIN 127b	A2	0,09
127B8RVS Arandela elástica M8 inox A2	8,5	14,8	3	4	2	DIN 127b	A2	0,1
127B10RVS Arandela elástica M10 inox A2	10,2	18,1	3,5	4,4	2,2	DIN 127b	A2	0,2
127B12RVS Arandela elástica M12 inox A2	12,2	21,1	4	5	2,5	DIN 127b	A2	0,3
127B14RVSP025 Arandela elástica M14	14,2	24,1	4,5	6	3	DIN 127b	A2	0,601

Nota: Imagen creada por el Autor a partir de la captura fotográfica de datos en la fuente.

Fuente: [28]

Tabla B. 7 Tuercas de seguridad de acero inoxidable.

KRAMP

Todas

DIN 985 Tuercas de seguridad hexagonales métricas acero inoxidable A2 - AISI 304

Información técnica

Descripción	d	s (mm)	m (mm)	h (mm) (mm)	DIN	Materiales	Calidad	Peso (kg/100)	Norma ISO
9853RVSP001 Tuerca auto. M3 inox A2	M3x0,5	5,5	2,5	4	DIN 985	Acero inoxidable	A2	0,043	ISO 10511
9854RVSP001 Tuerca auto. M4 inox A2	M4x0,7	7	2,9	5	DIN 985	Acero inoxidable	A2	0,09	ISO 10511
9855RVSP100 Tuerca auto. M5 inox A2	M5x0,8	8	3,2	5	DIN 985	Acero inoxidable	A2	0,1	ISO 10511
9856RVSP100 Tuerca auto. M6 inox A2	M6x1,0	10	4	6	DIN 985	Acero inoxidable	A2	0,23	ISO 10511
9858RVSP500 Tuerca auto. M8 inox A2	M8x1,25	13	5,5	8	DIN 985	Acero inoxidable	A2	0,4	ISO 10511
98510RVSP500 Tuerca auto. M10 inox A2	M10x1,5	17 / 16	6,5	10	DIN 985	Acero inoxidable	A2	1	ISO 10511
98512RVSP500 Tuerca auto. M12 inox A2	M12x1,75	19 / 18	8	12	DIN 985	Acero inoxidable	A2	1,6	ISO 10511

Nota: Imagen creada por el Autor a partir de la captura fotográfica de datos en la fuente.

Fuente: [28]

Anexo C. Polietileno

Tabla C. 1 Propiedades del polietileno de alta densidad.

Cuadrante EPP TIVAR® 1000 PE-UHMW, virgen (Datos ISO)

Categorías: Polímero ; termoplástico ; Polietileno (PE) ; HDPE ; Polietileno de Alta Densidad (HDPE), UHMW PE Ultra alto Peso Molecular

Notas materiales: TIVAR 1000 exhibe un perfil de propiedad muy bien equilibrado. Combina una excelente resistencia al desgaste y a la abrasión con una excelente resistencia al impacto, incluso a temperaturas inferiores a -200 ° C.

Propiedades físicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Densidad	0.930 g / cc	0.0336 lb / in³	ISO 1183-1
Absorción de agua	<= 0.10%	<= 0.10%	96 horas; ISO 62
Absorción de humedad en equilibrio	<= 0.10%	<= 0.10%	50% de HR
Absorción de agua a la saturación	<= 0.10%	<= 0.10%	ISO 62
Desgasificación: pérdida total de masa	0.14%	0.14%	

Propiedades mecánicas	Métrico	Inglés	Comentarios
Dureza, Shore D	60	60	
Dureza de sangría de bola	33.0 MPa	4790 psi	ISO 2039-1
Resistencia a la tracción	19.0 MPa	2760 psi	en Yield; ISO 527-1 / -2
Elongación en Break	> = 50%	> = 50%	ISO 527-1 / -2
Elongación en el rendimiento	15 %	15 %	ISO 527-1 / -2
Módulo de tracción	0.750 GPa	109 ksi	ISO 527-1 / -2
Fuerza flexible	17.0 MPa	2470 psi	
Resistencia a la compresión al 2% de deformación	10.5 MPa	1520 psi	ISO 604
Fuerza compresiva	6.50 MPa @Strain 1%	943 psi @Strain 1%	ISO 604
	10.5 MPa @Strain 2%	1520 psi @Strain 2%	ISO 604
	17.0 MPa @Strain 5%	2470 psi @Strain 5%	ISO 604
Factor K (ISO)	8.0 µm / km	8.0 µm / km	
Impacto Charpy sin muescas	nótese bien	nótese bien	ISO 179-1 / 1eU
Impacto Charpy, con muescas	11.5 J / cm²	54.7 ft-lb / in²	Descanso parcial; ISO 179-1 / 1eA
Coeficiente de fricción, dinámico	0.15 - 0.30	0.15 - 0.30	
Sand Slurry	100	100	
Limitar la velocidad de la presión	0.0500 MPa-m / sec	1430 psi-pies / min	a 1 m / s sin lubricar
	0.0800 MPa-m / sec	2280 psi-pies / min	a 0.1 m / s sin lubricar

Propiedades electricas	Métrico	Inglés	Comentarios
Resistividad de volumen	> = 1.0e + 14 ohm-cm	> = 1.0e + 14 ohm-cm	IEC 60093
Resistividad de la superficie por cuadrado	> = 1.0e + 12 ohmios	> = 1.0e + 12 ohmios	IEC 60093
Resistencia dieléctrica	45.0 kV / mm	1140 kV / in	
Factor de disipación	0.00040 @ Frecuencia 100000 Hz	0.00040 @ Frecuencia 100000 Hz	IEC 60250
Índice de seguimiento comparativo	600 V	600 V	IEC 60112

Propiedades termales	Métrico	Inglés	Comentarios
CTE, lineal	200 µm / m- ° C @Temperatura 23.0 - 100 ° C	111 µin / ° ° F @Temperatura 73.4 - 212 ° F	
Conductividad térmica	0.400 W / mK	2.78 BTU-in / hr-ft²- ° F	
Punto de fusion	135 ° C	275 ° F	DSC, 10ºC / min .; ISO 11357-1 / -3
Temperatura máxima de servicio, aire	80.0 ° C	176 ° F	Continuo
Temperatura de deflexión a 1.8 MPa (264 psi)	42.0 ° C	108 ° F	ISO 75-1 / -2
Inflamabilidad, UL94	media pensión	media pensión	
Índice de oxígeno	<= 20%	<= 20%	ISO 4589-1 / -2

Propiedades de cumplimiento	Métrico	Inglés	Comentarios
3A-Lechería	Sí	Sí	
Comida europea 1935/2004	Sí	Sí	
FDA	Sí	Sí	solo natural
Clase VI de USP	No	No	

Propiedades de resistencia química	Métrico	Inglés	Comentarios
Ácidos, Fuerte (pH 1-3)	Aceptable	Aceptable	
Ácidos débiles	Aceptable	Aceptable	
Alcoholes	Aceptable	Aceptable	
Alcalinos, fuertes (pH 11-14)	Aceptable	Aceptable	
Alkalies, Débil	Aceptable	Aceptable	
Disolventes clorados	Aceptable	Aceptable	
Luz solar continua	Limitado	Limitado	
Agua caliente / Steam	Inaceptable	Inaceptable	
Hidrocarburos - Alifático	Aceptable	Aceptable	
Hidrocarburos - Aromático	Limitado	Limitado	
Soluciones de sales inorgánicas	Aceptable	Aceptable	
Cetonas, ésteres	Aceptable	Aceptable	

Propiedades misceláneas	Métrico	Inglés	Comentarios
Región de hoja de datos	Europa	Europa	
Uso dirigido	Carga + Rodamiento	Carga + Rodamiento	

P1SMU936 / 130708

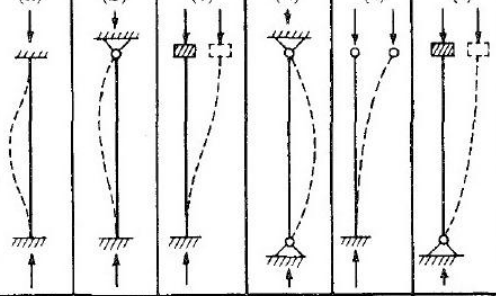
Nota: Imagen creada por el Autor a partir de la captura de datos en la fuente.

Fuente: [29]

Anexo D. Valores teóricos K.

Tabla D. 1 Valores de la constante K para columnas.

Table C-C2.1

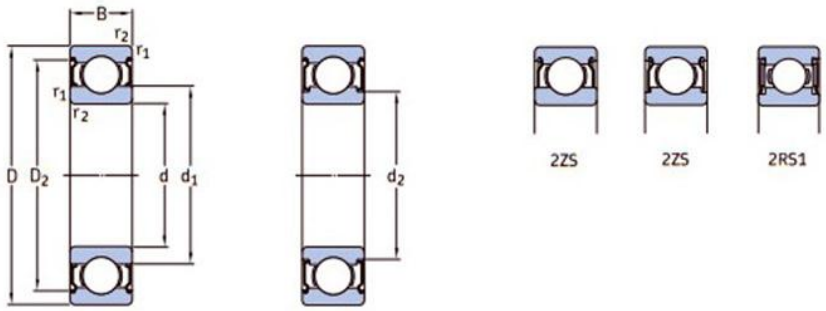
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Buckled shape of column is shown by dashed line						
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code		Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free				

Fuente: Tabla C-C2.1 [30, p. 5_135]

Anexo E. Rodamientos

Tabla E. 1 Rodamientos 6-8 mm

1.7 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable tapados
d 6 – 8 mm



2Z 2Z

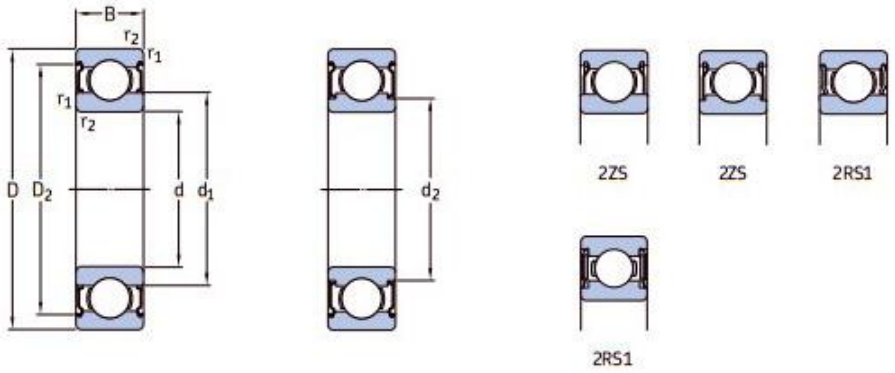
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r. p. m.		g	–
6	16	5	0,761	0,265	0,011	–	30 000	4,7	W 619/6 X-2RS1
cont.	16	5	0,761	0,265	0,011	100 000	50 000	4,8	W 619/6 X-2Z
	17	6	1,95	0,83	0,036	–	26 000	5,8	W 606-2RS1
	17	6	1,95	0,83	0,036	95 000	48 000	6	W 606-2Z
	19	6	1,53	0,585	0,025	–	24 000	7,7	W 626-2RS1
	19	6	1,53	0,585	0,025	85 000	43 000	7,8	W 626-2Z
	22	7	2,34	0,8	0,034	–	22 000	13	W 636-2RS1
	22	7	2,34	0,8	0,034	75 000	38 000	13	W 636-2Z
7	11	3	0,302	0,104	0,004	110 000	56 000	0,8	W 627/7-2ZS
	14	5	0,663	0,26	0,011	100 000	50 000	2,8	W 628/7-2Z
	14	5	0,663	0,26	0,011	–	28 000	2,8	W 628/7-2RS1
	17	5	0,923	0,365	0,016	90 000	45 000	5,1	W 619/7-2Z
	17	5	0,923	0,365	0,016	–	26 000	5,2	W 619/7-2RS1
	19	6	1,53	0,585	0,025	–	24 000	7,3	W 607-2RS1
	19	6	1,53	0,585	0,025	85 000	43 000	7,4	W 607-2Z
	22	7	1,99	0,78	0,034	–	22 000	12,5	W 627-2RS1
	22	7	1,99	0,78	0,034	75 000	38 000	12,5	W 627-2Z
	26	9	3,97	1,96	0,083	–	19 000	23,5	W 637-2RS1
	26	9	3,97	1,96	0,083	67 000	32 000	24	W 637-2Z
8	12	3,5	0,312	0,14	0,006	100 000	53 000	1,1	W 637/8-2Z
	12	3,5	0,312	0,14	0,006	100 000	50 000	1	W 637/8-2ZS
	16	4	0,715	0,3	0,012	90 000	45 000	3,1	W 618/8-2Z
	16	5	0,715	0,3	0,012	–	26 000	3,8	W 628/8-2RS1
	16	5	0,715	0,3	0,012	90 000	45 000	3,8	W 628/8-2Z
	16	6	0,715	0,3	0,012	90 000	45 000	4,1	W 638/8-2Z
	19	6	1,25	0,455	0,02	–	24 000	6,5	W 619/8-2RS1
	19	6	1,25	0,455	0,02	85 000	43 000	6,8	W 619/8-2Z
	22	7	1,99	0,78	0,034	–	22 000	11,5	W 608-2RS1
	22	7	1,99	0,78	0,034	75 000	38 000	11,5	W 608-2Z
	24	8	2,47	1,12	0,048	70 000	36 000	17	W 628-2Z
	24	8	2,47	1,12	0,048	–	20 000	17	W 628-2RS1
	28	9	3,97	1,96	0,083	–	19 000	28	W 638-2RS1
	28	9	3,97	1,96	0,083	67 000	32 000	28,5	W 638-2Z

398 SKF

Fuente: [31, p. 398]

Tabla E. 2 Rodamientos 9-12 mm

1.7 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable tapados
d 9 – 12 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	r. p. m.		g	–
9	14	4,5	0,52	0,236	0,01	95 000	45 000	1,8	W 637/9-2ZS
	17	5	0,761	0,335	0,014	–	24 000	4,2	W 628/9-2RS1
	17	5	0,761	0,335	0,014	85 000	43 000	4,1	W 628/9-2Z
	17	6	0,761	0,335	0,014	85 000	43 000	4,9	W 638/9-2Z
	20	6	2,12	1,06	0,045	80 000	40 000	7,7	W 619/9-2Z
	20	6	2,12	1,06	0,045	–	22 000	7,6	W 619/9-2RS1
	24	7	2,03	0,815	0,036	–	20 000	14,5	W 609-2RS1
	24	7	2,03	0,815	0,036	70 000	36 000	14,5	W 609-2Z
	26	8	3,97	1,96	0,083	–	19 000	19	W 629-2RS1
	26	8	3,97	1,96	0,083	67 000	32 000	19,5	W 629-2Z
	30	10	4,94	2,32	0,1	–	16 000	35	W 639-2RS1
	30	10	4,94	2,32	0,1	60 000	30 000	33,5	W 639-2Z
10	15	4	0,488	0,22	0,009	–	24 000	1,8	W 61700 X-2RS1
	15	4	0,488	0,22	0,009	85 000	43 000	1,8	W 61700 X-2Z
	19	5	1,48	0,83	0,036	–	22 000	5,2	W 61800-2RS1
	19	5	1,48	0,83	0,036	80 000	38 000	5,1	W 61800-2Z
	19	7	1,48	0,83	0,036	80 000	38 000	7,1	W 63800-2Z
	19	7	1,48	0,83	0,036	–	22 000	7,1	W 63800-2RS1
	22	6	2,7	1,27	0,054	–	20 000	9,4	W 61900-2RS1
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	36 000	9,5	W 61900-2Z
	26	8	3,97	1,96	0,083	–	19 000	18,5	W 6000-2RS1
	26	8	3,97	1,96	0,083	67 000	32 000	18,5	W 6000-2Z
	30	9	4,36	2,32	0,1	–	16 000	30,5	W 6200-2RS1
	30	9	4,36	2,32	0,1	60 000	30 000	30,5	W 6200-2Z
	35	11	7,02	3,4	0,146	–	15 000	51	W 6300-2RS1
	35	11	7,02	3,4	0,146	53 000	26 000	53	W 6300-2Z
12	18	4	0,527	0,265	0,011	–	22 000	3	W 61701-2RS1
	18	4	0,527	0,265	0,011	75 000	38 000	2,9	W 61701-2Z
	21	5	1,51	0,9	0,039	–	20 000	6	W 61801-2RS1
	21	5	1,51	0,9	0,039	70 000	36 000	5,8	W 61801-2Z
	21	7	1,51	0,9	0,039	–	20 000	8,2	W 63801-2RS1
	21	7	1,51	0,9	0,039	70 000	36 000	7,8	W 63801-2Z

400 SKF

Fuente: [31, p. 400]

Anexo F. Sistema de control

Tabla F. 1 Grado de adecuación de los principales tipos de mandos.

MANDO	Accionamiento puntual			Accionamiento continuo	
	Activación	Entrada de datos	Selección	Selección continua	Control continuo
Pulsador manual	**Excelente**	**Bueno**	No recomendado	No aplicable	No aplicable
Pulsador de pie	**Bueno**	No aplicable	No recomendado	No aplicable	No aplicable
Interruptor de palanca	Bueno, pero propenso a activación accidental.	No aplicable	**Bueno**	No aplicable	No aplicable
Interruptor giratorio	Utilizable. Pueden confundirse sus posiciones.	No aplicable	**Excelente**	No aplicable	No aplicable
Botón	No aplicable	No aplicable	Pobre	**Bueno**	Regular
Manivela	Sólo si hay que hacer mucha fuerza	No aplicable	No aplicable	Regular	**Bueno**
Volante	No aplicable	No aplicable	No aplicable	**Bueno**	**Excelente**
Palanca	**Bueno**	No aplicable	**Bueno**	**Bueno**	**Bueno**
Pedal	Regular	No aplicable	No aplicable	**Bueno**	Regular

Pulsador | Interruptor de palanca | Interruptor giratorio | Botón | Manivela | Volante | Palanca | Pedal

Fuente: [15, p. 57]

Anexo G. Motorreductor

Tabla G. 1 Grado de protección del motor.

www.weg.net

1º Dígito	
Dígito	Indicación
0	Sin protección
1	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones superiores a 50 mm
2	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones superiores a 12 mm
3	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones superiores a 2,5 mm
4	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones superiores a 1,0 mm
5	Protección contra la acumulación de polvos perjudiciales al motor
6	Totalmente protegido contra el polvo

2º Dígito	
Dígito	Indicación
0	Sin protección
1	Protección contra gotas de agua en la vertical
2	Protección contra gotas de agua hasta la inclinación de 15º en relación a vertical
3	Protección contra agua de lluvia hasta la inclinación de 60º en relación a vertical
4	Protección contra salpicaduras provenientes de todas direcciones
5	Protección contra chorros de agua provenientes de todas las direcciones
6	Protección contra olas de agua
7	Inmersión temporal
8	Inmersión permanente

Comentario:

El W (IP55W) indica protección contra agentes climáticos, tipo: lluvia, salitre, sereno, etc.

Fuente: [32, p. 7]

Tabla G. 2 Especificaciones de Motorreductor.

VARVEL
MOTION CONTROL SINCE 1955
technology made in Italy

Date: 11/27/2017 Datasheet n. 87859

www.varvel.com

Input data

System of measurement		Metric
Input type		Gear motor
Input speed	[rpm]	1680
Output speed	[rpm]	30
Ratio (i=)		56
Frequency	[Hz]	60
Input options		IEC
Requested input power	[kW]	0.75
Service factor		0.9
Rated Power P1	[kW]	0.54

Output data

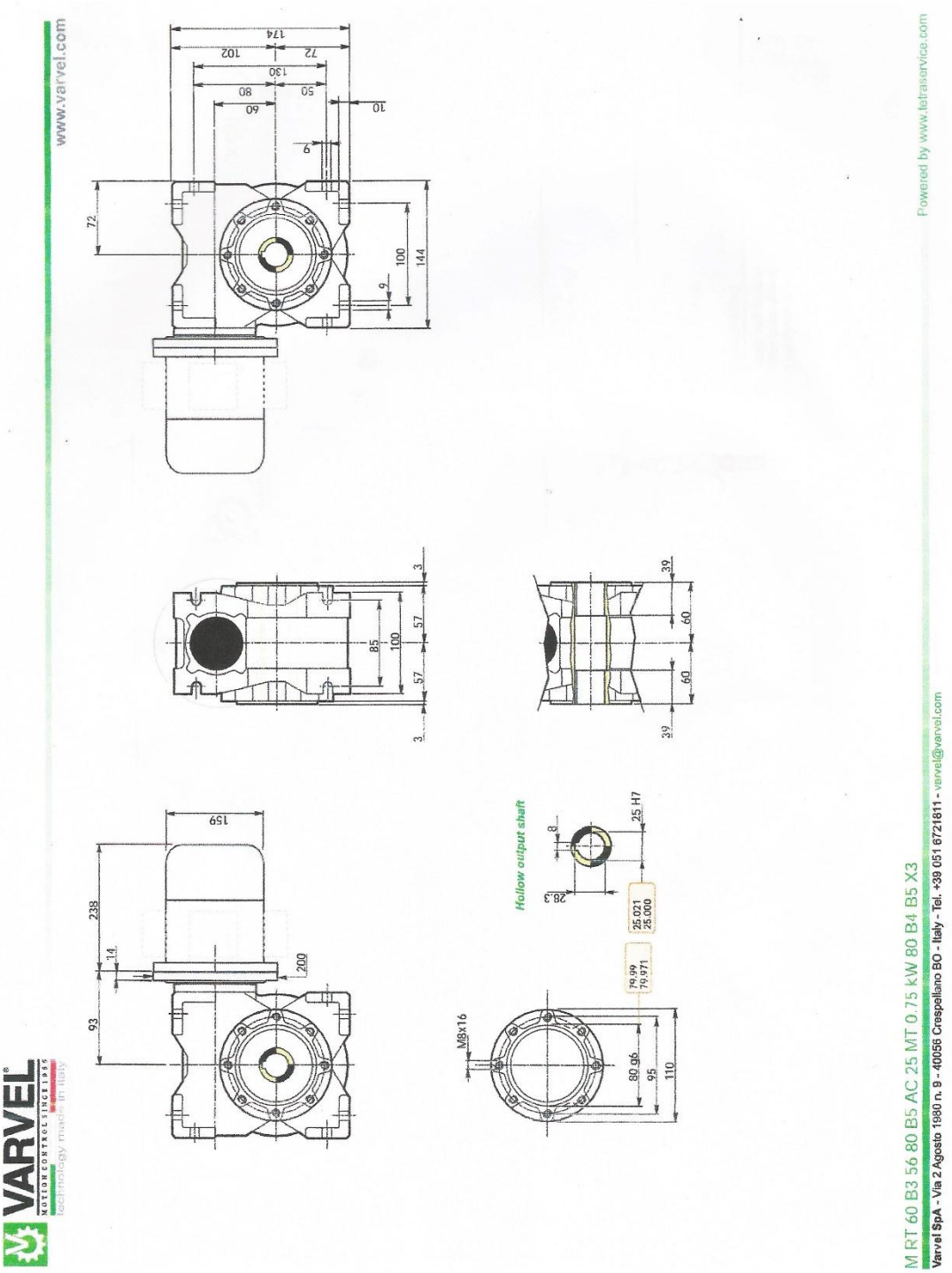
Gear unit		**M RT 60 B3 56 80 B5 AC 25 MT 0.75 kW 80 B4 B5 X3**
Type		RT - Worm speed reducers
Input type		M
Size		60
Ratio (i=)		56
Input flange		B5
Input speed	[rpm]	1680
Output speed	[rpm]	30
Rated output torque	[Nm]	143.25
Service Factor		0.9
Efficiency		0.6
Inertia moment	[kgm²]	0.000104
Gear unit configuration		
Output shaft		Hollow output shaft
Fixing		Universal
Version		B3
Output radial and axial loads		
Ball bearings output radial load	[N]	4600
Taper bearings output radial load	[N]	6100
Ball bearings output axial load	[N]	920
Taper bearings output axial load	[N]	1220
Accessories		
Hollow output shaft		AC 25
Electric motor		
Size		80 B4
Poles		4
Power	[kW]	0.75
Electric motor configuration		
Motor flange		B5
Terminal box position		X3

Powered by www.tetraservice.com

Varvel SpA - Via 2 Agosto 1980 n. 9 - 40056 Crespellano BO - Italy - Tel. +39 051 6721811 - varvel@varvel.com

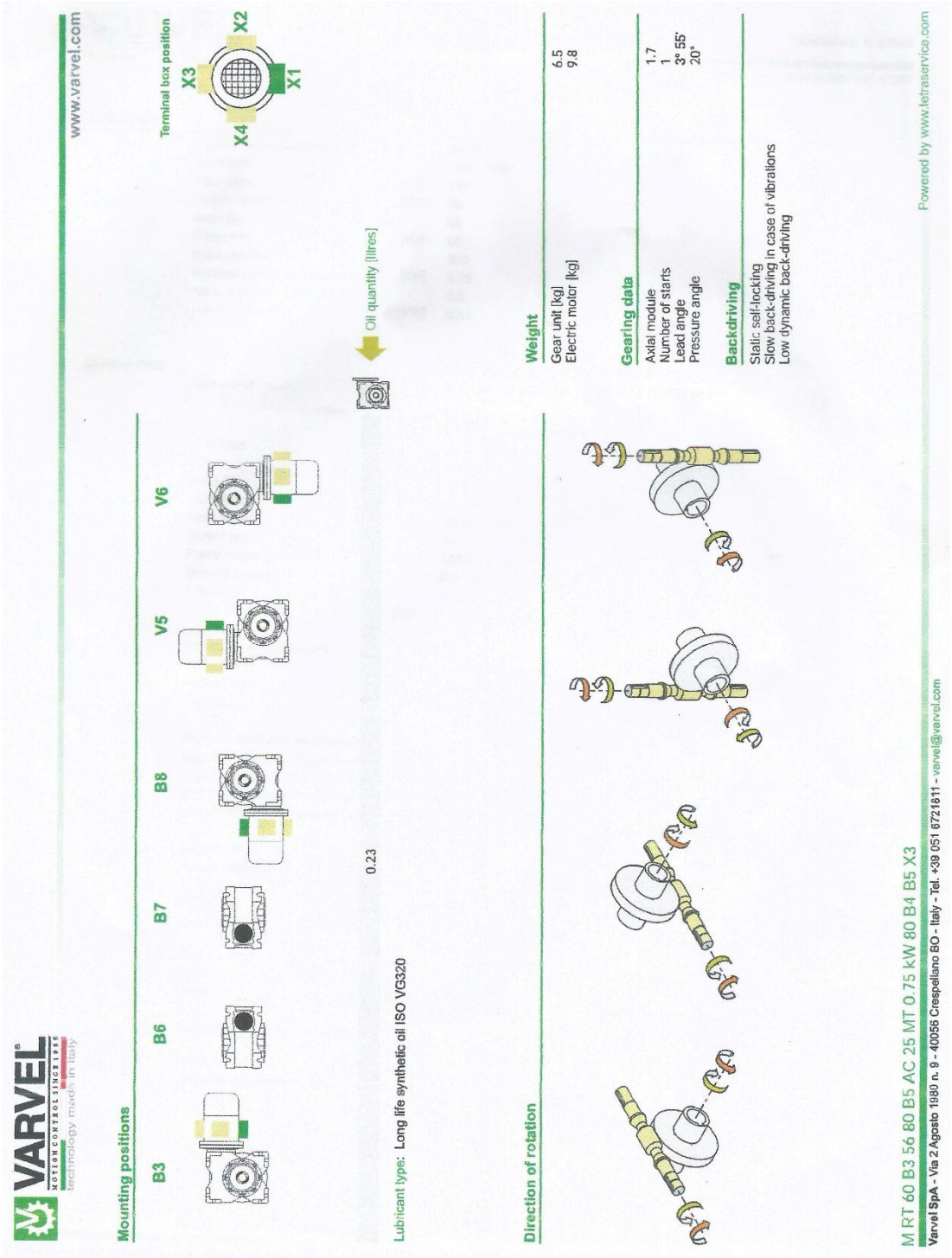
Fuente: Documento facilitado por la empresa BKB maquinaria Industrial. Quito-Ecuador.

Tabla G. 3 Medidas de un motorreductor.



Fuente: Documento facilitado por la empresa BKB maquinaria Industrial. Quito-Ecuador.

Tabla G. 4 Posiciones de montaje de motorreductores.



Fuente: Documento facilitado por la empresa BKB maquinaria Industrial. Quito-Ecuador.

Anexo H. Máquina cortadora de papas a la francesa.

Nota: Máquina diseñada y construida por Jhenry I. Espinosa C.
Imagen capturada el 07/2018.
Elaborada por: Jhenry Espinosa.

Anexo I. Planos