UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

"DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA PARA PRODUCIR BRIQUETAS A PARTIR DE CASCARILLA DE ARROZ"

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTOR: César Alfredo Silva Cueva

DIRECTOR: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

LOJA - ECUADOR

2015

CERTIFICACIÓN

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **"DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA PARA PRODUCIR BRIQUETAS A PARTIR DE CASCARILLA DE ARROZ",** previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **César Alfredo Silva Cueva**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 6 de Agosto del 2015

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo, **CÉSAR ALFREDO SILVA CUEVA** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma: _____

Cédula: 1104073034

Fecha: 06/08/2015

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo, **CÉSAR ALFREDO SILVA CUEVA**, declaro ser autor de la tesis titulada: ***"DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA PARA PRODUCIR BRIQUETAS A PARTIR DE CASCARILLA DE ARROZ",*** como requisito para optar al grado de INGENIERO ELECTROMECÁNICO; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja a seis días del mes de agosto del dos mil quince.

Firma: _____

Autor: César Alfredo Silva Cueva

Cédula: 1104073034

Dirección: Loja (Av. Reinaldo Espinoza y Aristóteles, Urbanización Julio Ordoñez.)

Correo Electrónico: alfredosilva1991@gmail.com

Teléfono: 2547530 **Celular:** 0990524824

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

Ing. Julio César Cuenca Tinitana, Mg. Sc.

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.

DEDICATORIA

A mi madre Lorgia, que supo fomentarme desde niño valores, hábitos y buenas costumbres, quien ha sido un pilar fundamental para acrecentar mis deseos de superación, quien siempre me ha apoyado incondicionalmente durante mi formación académica profesional, quien a pesar de todas las adversidades supo sacar a su hijo hacia adelante.

A mi padre Víctor (†), quien siempre fue ejemplo de vida como persona, que a pesar de que nunca pudimos conocernos, espero llegar a ser un gran ejemplo para la sociedad como él lo fue.

A mi hermana Yesenia quien me ha apoyado constantemente durante todos estos años y ha sido fuente de inspiración para mí.

Al Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, director de esta tesis por su valiosa guía y asesoramiento durante la realización de la misma.

Gracias a todas las personas que me han colaborado directa e indirectamente a lo largo de mi carrera, durante la realización y consecución de la tesis previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

César Alfredo Silva Cueva

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Nacional de Loja, Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables y a la Carrera de Ingeniería Electromecánica por permitirme ser parte de tan prestigiosa institución como estudiante y culminar mi formación académica profesional.

A los docentes de la Carrera de Ingeniería Electromecánica por los conocimientos brindados durante la permanencia universitaria; y, de manera muy especial al Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo por las asesorías brindadas durante el desarrollo de esta tesis de grado.

César Alfredo Silva Cueva

TABLA DE CONTENIDOS

PORTADA I
CERTIFICACIÓN II
AUTORÍA III
CARTA DE AUTORIZACIÓN. IV
DEDICATORIA V
AGRADECIMIENTO VI
TABLA DE CONTENIDOS VII
1 TÍTULO 1
2 RESUMEN 2
2.1 ABSTRACT 3
3 INTRODUCCIÓN 4
4 REVISIÓN DE LITERATURA 6
4.1 CAPÍTULO I: GENERALIDADES 6
4.1.1 Biomasa. 6
4.1.2 Clasificación de la Biomasa. 6
4.1.3 Biocombustibles. 7
4.1.4 Cascarilla de arroz. 7
4.1.5 Características de la cascarilla de arroz. 7
4.1.6 Producción de arroz y cascarilla de arroz en el Ecuador en el año 2013. 8
4.1.7 Briquetas 9
4.1.8 Máquinas Briquetadoras 9
4.1.9 Tipos de Máquinas Briquetadoras. 10
4.1.10 Sistemas neumáticos. 12
4.1.11 Sistemas Hidráulicos. 13
4.2 CAPÍTULO II: FUNDAMENTACIÓN DE DISEÑO MECÁNICO 15
4.2.1 Resistencias y tensiones simples 15
4.2.2 Esfuerzos combinados 18
4.2.3 Vigas 20
4.2.4 Vigas Biempotradas 20

4.2.5 Teoría de pórticos. 21
4.2.6 Columnas 22
4.2.7 Diseño de elementos sometidos a fatiga. 24
4.2.8 Análisis del cálculo de espesores en placas circulares. 25
4.2.9 Diseño de elementos de máquinas. 26
4.2.10 Transmisión de potencia. 29
4.2.11 Transmisiones por fricción 31
4.2.12 Presión lateral 32
4.3 CAPÍTULO II: FUNDAMENTACIÓN DE MECÁNICA DE FLUIDOS 34
4.3.1 Densidad. 34
4.3.2 Peso específico. 34
4.3.3 Presión. 34
4.3.4 Caudal. 35
4.3.5 Sistemas hidráulicos. 35
4.3.6 Elementos de un circuito hidráulico. 36
5 MATERIALES Y MÉTODOS 37
5.1 Materiales 37
5.2 Metodología 38
6 RESULTADOS 39
6.1 Selección del tipo de briquetadora a diseñar. 39
6.2 Alternativas Planteadas 40
6.3 Análisis de las alternativas. 41
6.4 Selección de la alternativa a diseñar. 43
6.5 Cálculo de los parámetros de la briqueta. 44
6.5.1 Cálculo de los parámetros usando cascarilla de arroz molida seca. 44
6.5.2 Cálculo de los parámetros usando cascarilla de arroz molida húmeda. 47
6.6 Selección del tipo de masa a utilizar. 50
6.7 Selección del tipo de sistema de compresión. 50
6.8 Capacidad de producción la máquina. 50
6.9 Capacidad de procesamiento de la máquina. 51

6.10 Parámetros de diseño de la máquina. 51

6.11 Sistemas de la máquina. 51

6.12 Sistema de alimentación. 52

6.12.1 Dimensionamiento del tanque alimentador 52

6.12.2 Dimensionamiento del subsistema de mezclado. 53

6.12.3 Dimensionamiento del mezclador 54

6.12.4 Cálculo de las fuerzas en las paletas. 54

6.12.5 Análisis verificativo del diseño de las paletas del mezclador 58

6.12.6 Potencia requerida del motor 62

6.12.7 Selección del motorreductor 62

6.12.8 Calculo del diámetro del eje del mezclador 63

6.12.9 Cálculo de la chaveta. 64

6.12.10 Rodamientos del eje. 66

6.12.11 Selección del acople del eje del mezclador al eje del motor 69

6.13 Sistema de conformado de briquetas. 69

6.13.1 Dimensionamiento del revólver. 70

6.13.2 Placas superiores e inferiores. 70

6.13.3 Placas de soporte. 71

6.13.4 Análisis y cálculo del espesor de las placas de soporte. 72

6.13.5 Análisis de las soldaduras de las placas de soporte 79

6.13.6 Diseño de los moldes. 81

6.13.7 Cálculo del espesor de los moldes. 82

6.13.8 Selección del seguro de exteriores 86

6.13.9 Cálculo del espesor del soporte superior 87

6.13.10 Cálculo del espesor del soporte inferior. 91

6.13.11 Cálculo de las columnas de soporte. 95

6.13.12 Dimensionamiento de las placas superiores e inferiores. 99

6.13.13 Cálculo de la placa de soporte del revólver. 101

6.14 Análisis y cálculo del sistema de transmisión. 105

6.14.1 Potencia en el eje del motor 108

6.14.2 Cálculo de la relación de transmisión 109

6.14.3 Verificación de la velocidad angular de salida.....109
6.14.4 Fuerzas resultantes de la transmisión por fricción 109
6.14.5 Cálculo de la fuerza de aplicación S 110
6.14.6 Cálculo de la fuerza de rozamiento P.....110
6.14.7 Cálculo del resorte.....111
6.14.8 Cálculo del diámetro del eje principal 112
6.14.9 Recálculo del diámetro del eje principal.....118
6.14.10 Cálculo de los rodamientos. 119
6.15 Cálculo de la estructura..... 122
6.15.1 Cálculo del pórtico. 123
6.16 Sistema Hidráulico..... 126
6.16.1 Cilindro hidráulico de compresión.....126
6.16.2 Cálculo del caudal y dimensionamiento de bomba.....130
6.16.4 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.....134
6.16.5 Diseño de los machos del sistema de compresión. 135
6.16.6 Sistema de extracción.....137
6.16.7 Diagrama hidráulico.....138
6.17 Sistema de control de la máquina 139
6.17.1 Salidas 140
6.17.2 Entradas.....140
6.17.3 Programación 141
6.18 Máquina Final (Simulación) 145
6.19 Análisis Económico. 146
7 DISCUSIÓN.....151
8 CONCLUSIONES.....152
9 RECOMENDACIONES 153
10 BIBLIOGRAFÍA.....154
11 ANEXOS.....159

1 TÍTULO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA PARA PRODUCIR BRIQUETAS A PARTIR DE CASCARILLA DE ARROZ

2 RESUMEN

El presente proyecto presenta el diseño y simulación estática de resistencia de una máquina que produce briquetas a partir de biomasa, específicamente de cascarilla de arroz.

En la sección de revisión de literatura, constan todos los contenidos que sirven de sustento para la presente investigación.

Su desarrollo se basa en el análisis y diseño de un prototipo de máquina briquetadora que emplea sistemas mecánicos, hidráulicos y eléctricos para cumplir distintas etapas o procesos que se requiere en la elaboración de briquetas, tomando en consideración los diferentes tipos de esfuerzo a los que se encuentran sometidos los componentes de la máquina.

Para definir y corroborar los parámetros del proceso de compresión necesario en la conformación de las briquetas se realizó una fase experimental, en donde se logró definir la presión de moldeo y por ende los esfuerzos a los que se someterán los diversos mecanismos y partes que conforman la propuesta tecnológica planteada.

Durante el proceso de diseño y cálculo de los elementos de la máquina briquetadora, se ha seleccionado los materiales recomendados para la construcción de la misma, además se han determinado los parámetros de potencia, capacidad, tipos de transmisión y geometría de los diferentes componentes de la máquina.

Además se realizó los planos técnicos de la máquina briquetadora donde se especifican sus dimensiones, detalles y materiales respectivos recomendados para su construcción.

2.1 ABSTRACT

This work presents the design and simulation of static strength of a machine that produces briquettes from biomass, specifically from rice husks.

In the literature review section, contains all the content that sustain for this investigation.

Its development is based on the analysis and design of a prototype of briquetting machine that use mechanical, hydraulic and electrical systems to comply different stages or processes required in the production of briquettes, taking into account the different types of stress to which the machine components are submitted.

To define and confirm the parameters of the compression process required in the forming of briquettes a pilot phase was conducted, where it was achieved define the molding pressure and therefore the stresses to which will be submitted the diferents mechanisms and parts that make up the technological proposal posed.

During the process design and calculation of the elements of the briquetting machine has been selected the materials commended for the construction, also have been determined the parameters of power, capacity, transmission types and geometry of the various components of the machine.

Also was performed the technical drawings of the briquetting machine where specifies the dimensions, details and respective materials recommended for the construction.

3 INTRODUCCIÓN

Los procesos industriales son actividades que se llevan a cabo para transformar materias primas y convertirlas en diferentes clases de productos, muchas de estas materias son orgánicas como por ejemplo la caña de azúcar, el arroz, el café entre otras, sin embargo una vez transformada la materia prima en el producto final aún quedan residuos orgánicos de la misma que muchas de las veces son desechados y no aprovechados en su totalidad.

Aun en la actualidad en diferentes procesos industriales se emplean combustibles fósiles como gasolina, diésel, carbón, entre otros, para cumplir cierto proceso, la quema de estos combustibles genera contaminación hacia el ambiente.

Las briquetadoras son máquinas que a través de la compactación de biomasa producen briquetas de los residuos de la materia prima que previamente se empleó en algún proceso.

En afán de aprovechar al máximo las materias primas y proponer un elemento tecnológico para producir un combustible alternativo, amigable para el medio ambiente, surge el presente proyecto, consolidándose como una alternativa que aporte a la reducción de contaminantes y desperdicios, optimizando de cierta forma el aprovechamiento total de los recursos.

Este trabajo está enfocado en el diseño y cálculo de los componentes de una máquina que produce briquetas a partir de cascarilla de arroz, en el cual se presenta una metodología de cálculo y verificación de los componentes de la máquina, por lo que se propuso el siguiente objetivo general como objeto de investigación:

- ✓ Realizar el diseño, cálculo y simulación de una máquina para producir briquetas cilíndricas a partir de cascarilla de arroz con tecnología local.

Para la consecución del objetivo general se trazaron en forma conjunta los siguientes objetivos específicos:

- ✓ Determinar las especificaciones de funcionamiento de una máquina para producir briquetas cilíndricas de 4.2 cm de diámetro por 10 cm de largo a partir de cascarilla de arroz.

- ✓ Realizar el diseño conceptual y de detalle de una máquina para producir briquetas cilíndricas de 4.2 cm de diámetro por 10 cm de largo a partir de cascarilla de arroz.

- ✓ Simular y comprobar el diseño de los elementos mecánicos de la máquina para producir briquetas cilíndricas a partir de cascarilla de arroz en un software de ingeniería.

4 REVISIÓN DE LITERATURA

4.1 CAPÍTULO I: GENERALIDADES

4.1.1 Biomasa.

Según (1) la biomasa es la utilización de la materia orgánica como fuente energética. Por su amplia definición, la biomasa abarca un amplio conjunto de materias orgánicas que se caracteriza por su heterogeneidad, tanto por su origen como por su naturaleza.

En el contexto energético, la biomasa puede considerarse como la materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía. Estos recursos biomásicos pueden agruparse de forma general en agrícolas y forestales. También se considera biomasa la materia orgánica de las aguas residuales y los lodos de depuradora, así como la fracción orgánica de los residuos sólidos urbanos y otros residuos derivados de las industrias.

4.1.2 Clasificación de la Biomasa.

La biomasa, como recurso energético, puede clasificarse en biomasa natural, residual y los cultivos energéticos:

- La biomasa natural es la que se produce en la naturaleza sin intervención humana. Por ejemplo, la caída natural de ramas de los árboles (poda natural) en los bosques.
- La biomasa residual es el subproducto o residuo generado en las actividades agrícolas (poda, rastrojos, etc.), silvícolas y ganaderas, así como residuos de la industria agroalimentaria (alpechines, bagazos, cáscaras, vinazas, etc.) y en la industria de transformación de la madera (aserraderos, fábricas de papel, muebles, etc.), así como residuos de depuradoras y el reciclado de aceites.
- Los cultivos energéticos son aquellos que están destinados a la producción de biocombustibles. Además de los cultivos existentes para la industria alimentaria (cereales y remolacha para producción de bioetanol y oleaginosas para producción de biodiesel), existen otros cultivos como los lignocelulósicos forestales y herbáceos y cosechas.

4.1.3 Biocombustibles.

Son combustibles de origen biológico obtenido de manera renovable a partir de restos orgánicos, estos restos proceden habitualmente del azúcar, trigo, maíz o semillas oleaginosas (2).

Este tipo de combustibles ayudan a reducir el volumen total de CO2 que se emite en la atmósfera, ya que lo absorben a medida que crecen y emiten prácticamente la misma cantidad que los combustibles convencionales cuando se queman, por lo que se produce un proceso de ciclo cerrado. Generalmente los biocombustibles son a menudo mezclados con otros combustibles en pequeñas proporciones, 5 o 10%, proporcionando una reducción útil pero limitada de gases de efecto invernadero.

4.1.4 Cascarilla de arroz.

La cascarilla es el residuo que se genera en el proceso de molienda o trilla del arroz seco para la obtención del arroz (Figura 1), es un producto natural de fácil acceso ya que proviene del arroz que es uno de los alimentos más populares en Ecuador.

De acuerdo al MAGAP se estima que solo el 35% de la cascarilla es aprovechada en diferentes actividades que van desde el secado de granos, cultivo de flores y criadero de animales, el resto es desechado, ya sea quemado o arrojado a vertederos (3).

Figura 1: Cascarilla de arroz resultante después del proceso de pilado.

4.1.5 Características de la cascarilla de arroz.

De acuerdo a (4) y (5) las características de la cascarilla de arroz secas son las siguientes:

- **Poder calórico:** $13.24 - 14.22 \frac{\mathrm{MJ}}{\mathrm{Kg}}$
- **Densidad:** $0.1\ \mathrm{ton/m^3}$
- **Cenizas:** Aproximadamente 18%
- **Humedad:** <6%

4.1.6 Producción de arroz y cascarilla de arroz en el Ecuador en el año 2013.

En el país en el año 2013 de acuerdo al INEC (Instituto Nacional de Estadísticas y Censos) y el MAGAP (Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca) se produjeron alrededor de 1'516045 Tm de arroz en grano (6).

Para el cálculo promedio de la cascarilla de arroz producida al año el MAGAP estimo tomar un promedio de los porcentajes por unidad de peso del rendimiento en el pilado de arroz, estos datos se ponen a consideración en la Tabla 1.

Tabla 1: Porcentaje de productos que se obtienen del pilado

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE (%)
Arroz Pilado entero (18% pulido)	63
Arrocillo (>1/4 y 5% <3/4) + yelem	5
Polvillo	8.5
Cascarilla	22
Impurezas	1.5

Fuente: MAGAP

De acuerdo a los datos suministrados por el portal web del MAGAP en el año 2013 se obtuvo aproximadamente alrededor de 333529,9 Tm de cascarilla de arroz.

Como dato adicional cabe recalcar que en la provincia de Loja en el año 2013 se produjeron aproximadamente 24892 Tm de arroz en grano, es decir que se obtuvo aproximadamente 5476.24 Tm de cascarilla de arroz (6).

4.1.7 Briquetas

Las briquetas son un producto 100% ecológico y renovable, catalogado como biomasa sólida, que viene en forma de cilindros o ladrillos compactos (Figura 2).

Figura 2: Briquetas cilíndricas.

Su modo de empleo es similar al de la leña tradicional, por lo que pueden utilizarse en cualquier sitio donde se utilice leña, como por ejemplo en estufas, chimeneas, hornos, calderas o actividades industriales. Su constitución es compacta y uniforme hace que sean fáciles de transportar y limpias en su manipulación, utilizando un mínimo espacio para su almacenamiento. Además pueden seccionarse fácilmente sin necesidad de herramientas, para poder ser utilizada en chimeneas de menor tamaño o controlar la potencia de la combustión.

La combustión de las briquetas es tranquila, constante y sin producir grandes humos. Además de producir un bajo porcentaje de ceniza, y tener un alto poder calorífico, aproximadamente 2.21 Kg de briquetas sustituyen a 1 litro de diésel (2).

4.1.8 Máquinas Briquetadoras

Las Briquetadoras son máquinas que transforman los materiales granulados o previamente triturados en briquetas de alta densidad (Figura 3). El proceso de briquetado consiste en la creación de cuerpos semirrígidos, sometiendo al material granulado o

previamente triturado, a elevadas presiones de compactado dentro de un molde. Algunos de los beneficios de las briquetas son los siguientes:

- Reducción en el transporte por la reducción de volumen.
- La reducción de coste de manipulación.
- Recuperación hasta de un 98% de los líquidos
- Reducción de áreas, disponibles para el material.
- En el caso de alimentos para animales mejora su aspecto para el comprador y la palatabilidad para el animal consumidor.
- Facilita otros procesamientos posteriores
- Mejora las características de almacenaje para prevenir la acumulación de mohos, oxidación de grasas, destrucción de vitaminas, facilita el uso de equipos de alimentación automáticos.

Figura 3: Briquetadora Industrial
Fuente: http://www.ruf-briquetter.com/

4.1.9 Tipos de Máquinas Briquetadoras.

Las Briquetadoras son de varios tipos: manuales, hidráulicas y/o neumáticas y mecánicas. Para escoger una briquetadora depende de varios factores:

- El volumen de material a transformar en briquetas.
- La forma requerida de la briqueta.
- El propósito con las briquetas.
- Briquetas para uso industrial o para consumo doméstico

- El tipo de material, madera agrícola, polvo-metalúrgicos, alimentos para animales, etc. u otras biomasas.

- **Briquetadoras manuales**

Las briquetadoras manuales son las ideales para la fabricación de briquetas en el hogar, generalmente están compuestas de mecanismos de tipo palanca (Figura 4), no son recomendadas para producciones en masa, al no tener una fuerza de compresión suficiente las briquetas pueden deformarse con facilidad.

Figura 4: Briquetadora Manual

- **Briquetadoras hidráulicas y/o neumáticas**

Son máquinas que como su nombre lo indica están compuestas por sistemas hidráulicos y/o neumáticos, son recomendadas para una producción en masa, generalmente son de tipo automático (Figura 5), la diferencia entre las briquetadoras hidráulicas y neumáticas radica en la fuerza de compresión que ejercen este tipo de sistemas, se debe tener en consideración el tipo de biomasa a emplear para la selección del sistema adecuado.

Figura 5: Briquetadora Hidráulica

- **Briquetadoras mecánicas**

Su forma de compactar las briquetas es mediante extrusión, existen dos tipos de mecanismos usados con frecuencia en este tipo de máquina, el primero es mediante un tornillo sin fin compresor y el otro es un sistema biela manivela acoplado a un pistón. Se recomiendan para una fabricación en masa sin embargo el dimensionamiento de las briquetas se debe realizar con otro mecanismo adicional, además de requerir elementos de gran potencia (Figura 6).

Figura 6: Briquetadora Mecánica

4.1.10 Sistemas neumáticos.

Las sistemas neumáticos funcionan por la transmisión de energía del aire comprimido hacia un mecanismo (cilindro neumático) produciendo un movimiento lineal con una fuerza y velocidad determinadas. El principio de funcionamiento de este tipo de energía es la de ley de los gases ideales en el cual se le aplica energía para comprimirlo y devuelve esta energía acumulada al descomprimirlo.

✓ **Ventajas del sistema neumático**

- La principal ventaja de las prensas neumáticas es su velocidad debido a que pueden moverse a velocidades altas y con una fácil regulación, son más rápidas que las prensas hidráulicas.
- El trabajo con aire no daña los componentes de un circuito por efecto de golpes de ariete.
- El aire es de fácil captación con un suministro casi ilimitado por lo que hace que su sistema de funcionamiento sea más económico.

- Las sobrecargas en el sistema no presentan situaciones de riesgo.
- El mantenimiento de estás prensas y sus sistemas de control es más económico por tener menos piezas y ser más sencillo.

✓ **Desventajas del sistema neumático**

- La principal limitación de las prensas de sistema neumático es la presión que puede alcanzar el aire comprimido lo que no permite alcanzar grandes fuerzas.
- Si los circuitos de control y distribución antes de llegar a la prensa son muy extensos se producen pérdidas de cargas considerables.
- Altos niveles de ruido generado por la descarga del aire hacia la atmósfera.

4.1.11 Sistemas Hidráulicos.

Un sistema hidráulico está conformado por uno o más pistones, que por medio de un líquido que circula a través de estos realiza un movimiento lineal.

Funcionan mediante el principio de la prensa hidráulica que es la de un vaso comunicante descrito por el principio de Pascal, generalmente son de tipo oleo hidráulico.

Estas briquetadoras por su característica principal de usar un fluido incompresible y altas presiones, en teoría no tendrían límite de fuerza por lo que se puede fabricar en dimensiones muy grandes con el uso de uno o varios cilindros.

✓ **Ventajas del sistema hidráulico**

- Fuerza constante en toda la carrera. Se puede mantener invariable la fuerza que puede suministrar el actuador a lo largo de toda la carrera, la ventaja de esta es no tener la necesidad de hacer cálculos de la fuerza al principio o final de la carrera.
- Menor costo de adquisición. Al relacionar con respecto a su fuerza no hay otro tipo de prensa que proporcione la misma energía de compactación por el mismo precio.
- Mantenimiento a menor costo. Estas prensas hidráulicas tienen un diseño bastante sencillo con escasas partes en movimiento y al funcionar, casi siempre, con aceite permanentemente se encuentran lubricadas. Son pocas las ocasiones que da algún tipo de avería y que por lo general son defectos menores, que son simples de corregir. Por la sencillez de la construcción de las mismas se puede reparar fácilmente sin la

necesidad de hacer desmontajes de piezas de gran tamaño lo que se refleja en menores tiempos de mantenimiento, y mayor producción.

- Seguridad de sobrecarga. No se corre el riesgo de romper piezas o la misma prensa por un excedente de fuerza; porque al tener el máximo de fuerza permitida, se abre una válvula de seguridad y evita una sobre presión.
- Flexibilidad en control. Se puede tener varios controles en una prensa hidráulica, como es fuerza, carrera, tiempo de trabajo, movimientos secuenciales por medio de temporizadores, alimentadores, contadores, etc. Una función muy común es la de disponer de una velocidad rápida de aproximación, y otra más lenta de trabajo, con ventajas en la productividad.
- Dimensiones menores. La cantidad de fuerza no es proporcional al tamaño, según va incrementando la fuerza, se va economizando comparando con los otros tipos de prensas.
- Ruido menor. Con menos partes movibles, el nivel de ruido iniciado por la prensa hidráulica es mucho menos que otras. Siendo la única fuente de ruido la bomba.

✓ **Desventajas del sistema hidráulico**

- Velocidad. Las prensas hidráulicas tienen una menor velocidad de trabajo que una mecánica o neumática, por lo que si se necesita solo velocidad, esta opción no sería tan adecuada.

- Control longitud de carrera. Se puede realizar varios tipos de control de la longitud de carrera los más comunes son el control electromecánico y otro electrónico diferenciándose en la precisión, en donde, la primera opción es aproximadamente 0,5mm y la segunda 0,25mm. Hay otras opciones para esta función en la cual se usa un control de presión, para que cuando llegue a un tonelaje retroceda el pistón obteniendo así una producción muy pareja. Otra forma que no es tan común es el uso de topes regulables dentro de los cilindros que permiten una buena precisión, este tipo de control se encuentra por lo general en máquinas herramientas.

4.2 CAPÍTULO II: FUNDAMENTACIÓN DE DISEÑO MECÁNICO

4.2.1 Resistencias y tensiones simples

Dependiendo de la disposición de las fuerzas exteriores actuando sobre un cuerpo, este puede estar sometido a esfuerzos por tracción, compresión, flexión, cortante y torsión.

- **Tracción**

Un elemento de sección A está sometido a tracción si se encuentra sometido a la acción de dos fuerzas iguales que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al exterior, se alarga y sufre una tensión longitudinal uniforme de tracción (Figura 7), de valor:

$$\tau = \frac{F}{A} \qquad [Ec. 1]$$

Figura 7: Elemento sometido a tracción.

- **Compresión**

Un elemento de sección A está sometido a compresión si se encuentra sometido a la acción de dos fuerzas iguales que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al interior, se contrae y sufre una tensión longitudinal uniforme de compresión (Figura 8), de valor:

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad [Ec. 2]$$

Figura 8: Elemento sometido a compresión

- **Flexión**

Si un elemento está sometido a la acción de una fuerza F perpendicular a su eje, este se dobla o flexiona y sufre una tensión longitudinal variable de valor máximo:

$$\sigma_{máx} = \frac{M \cdot c}{I} \qquad [Ec. 3]$$

En donde:

- M : Momento flector
- c: Distancia desde el eje neutro hasta el punto en donde actúa la fuerza
- I: Momento rectangular de inercia
- $\sigma_{máx}$: Esfuerzo flexionate

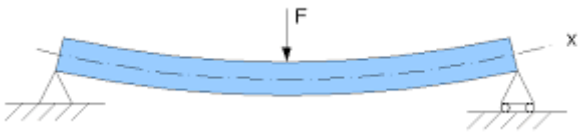


Figura 9: Elemento sometido a flexión

En el Anexo 1 se puede observar algunos de los momentos de inercia para diferentes tipos de secciones.

- **Cortante**

Un elemento de sección A sobre el cual actúan dos fuerzas F iguales y dirigidas en sentido opuesto perpendiculares a su eje en el mismo plano, que tienden a separar las dos porciones que hay de cada lado del plano de cortadura, sufre en este plano una tensión transversal uniforme (Figura 10), de valor:

$$\tau = \frac{F}{A} \qquad [Ec. 4]$$

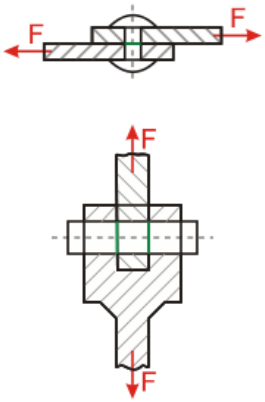


Figura 10: Elementos sometidos a cortante

- **Torsión**

Si un elemento de sección A sobre el cual actúan dos pares de fuerzas en sentido opuesto perpendiculares al eje estos tienden a girar cada sección transversal con respecto a las demás, sometiendo las secciones de la barra a una tensión transversal uniforme (Figura 11), de valor:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \qquad [Ec. 5]$$

En donde:

- T: Momento de torsión
- r: radio de giro
- J: Momento polar de inercia

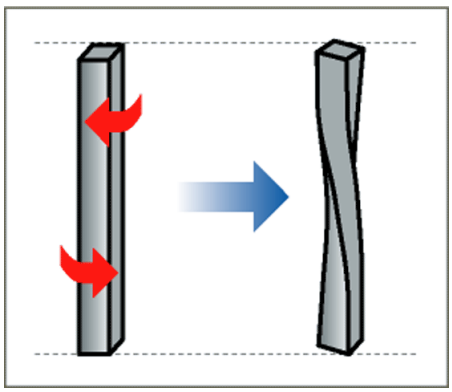


Figura 11: Elemento sometido a torsión

En el Anexo 1 se puede observar algunos de los momentos polares para diferentes tipos de secciones.

4.2.2 Esfuerzos combinados

Los esfuerzos combinados representan la suma o combinación de varios esfuerzos que son aplicados a un elemento siendo estos esfuerzos de carga axial, flexión o torsión. Su determinación es de mucha utilidad en todas las ramas de la ingeniería, ya que por lo general los elementos analizados no están sometidos a un solo tipo de esfuerzo, sino más bien a la interacción de varios esfuerzos de manera simultánea. También es un método para seleccionar y dimensionar un elemento adecuado en un proceso de construcción (7).

- **Caso especial, elemento sometido a flexión y torsión**

Un elemento se encuentra sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión, cuando en el actuan fuerzas como las mostradas en la Figura 12.

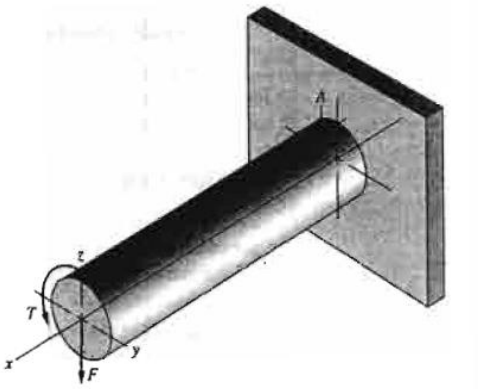


Figura 12: Barra circular sometida a esfuerzos combinados de flexión y torsión

Fuente: (7)

Para el análisis de esfuerzos combinados (7), plantea la siguiente ecuación:

$$\tau_{máx} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{2W} \qquad [Ec. 6]$$

Donde:

- $\tau_{máx}$: Esfuerzo cortante máximo.

- M: Momento flector.
- T: Par de torsión.
- W: Módulo de sección del elemento.

La ecuación anterior sale como el resultado del análisis de las ecuaciones planteadas por (8) y (7):

$$S_x = \frac{M \cdot c}{I} \qquad [Ec. 7]$$

$$\tau_{xy} = \frac{T \cdot r}{J} \qquad [Ec. 8]$$

$$S_{n(máx)} = \frac{S_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2} \qquad [Ec. 9]$$

$$S_{n(mín)} = \frac{S_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{S_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2} \qquad [Ec. 10]$$

$$\tau_{máx} = \frac{S_{n(máx)} - S_{n(mín)}}{2} \qquad [Ec. 11]$$

En donde:

- S_x: Esfuerzo debido a la flexión.
- τ_{xy}: Esfuerzo debido a la torsión.
- $S_{n(máx)}$: Esfuerzo normal máximo.
- $S_{n(mín)}$: Esfuerzo normal mínimo.
- $\tau_{máx}$: Esfuerzo cortante máximo.

4.2.3 Vigas

Se denomina viga a un elemento estructural lineal que trabaja principalmente a flexión. En las vigas, la longitud predomina sobre el resto de las dimensiones y suele ser horizontal.

El esfuerzo de flexión a las que se encuentran sometidas dichas vigas provoca tensiones de tracción y compresión, produciéndose las máximas en el cordón inferior y en el cordón superior respectivamente, las cuales se calculan relacionando el momento flector y el segundo momento de inercia. En las zonas cercanas a los apoyos se producen esfuerzos cortantes, también pueden producirse tensiones por torsión, sobre todo en las vigas que forman el perímetro exterior de un forjado (9).

4.2.4 Vigas Biempotradas

Las vigas biempotradas son casos de vigas hiperestáticas que requieren la determinación de los momentos de empotramiento, antes de poder calcular directamente las pendientes y los desplazamientos sobre las mismas.

De acuerdo a (10) el momento flector máximo originado por una fuerza como la mostrada en la Figura 13 está dado por:

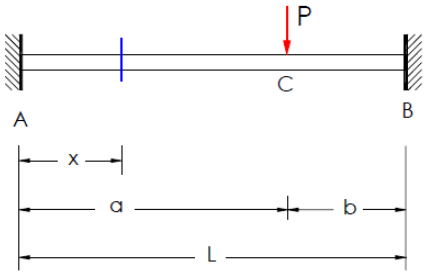


Figura 13: Viga biempotrada en sus extremos

$$M_f = \frac{2\ P\ a^2\ b^2}{L^3} \qquad [Ec. 12]$$

Donde:

- P: fuerza que actúa en la viga en N
- a: distancia desde el punto A hasta el punto de aplicación de la fuerza P en m

- b: distancia desde el punto B hasta el punto de aplicación de la fuerza P en m
- L: longitud total de la viga en m

4.2.5 Teoría de pórticos.

Son estructuras cuyo comportamiento está gobernado por la flexión. Están conformados por la unión rígida de vigas y columnas.

Para el caso de un pórtico empotrado en sus extremos (Figura 14), (11) plantea las siguientes ecuaciones para la solución de sus incógnitas:

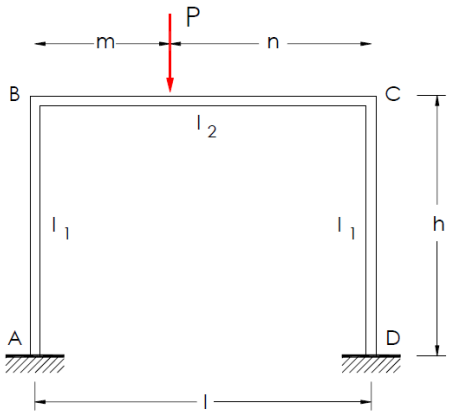


Figura 14: Pórtico empotrado en sus extremos

Reacciones:

$$V_A = \frac{Pn}{L}\left(1 + \frac{m\,(n-m)}{L^2\,(6k+1)}\right) \qquad [Ec.\,13]$$

$$V_D = P - V_A \qquad [Ec.\,14]$$

$$H_A = H_D = \frac{3Pmn}{2lh\,(k+2)} \qquad [Ec.\,15]$$

Momentos Flectores:

$$M_A = \frac{Pmn}{2L}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{n-m}{2L\,(6k+1)}\right) \qquad [Ec.\,16]$$

$$M_B = -\frac{Pmn}{L}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{n-m}{2L\,(6k+1)}\right) \qquad [Ec.\,17]$$

$$M_C = -\frac{Pmn}{L}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{n-m}{2L\,(6k+1)}\right) \qquad [Ec.18]$$

$$M_D = \frac{Pmn}{2L}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{n-m}{2L\,(6k+1)}\right) \qquad [Ec.19]$$

$$M_p = \frac{Pmn}{L} + \frac{nM_B}{L} + \frac{mM_C}{L} \qquad [Ec.20]$$

$$k = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{h}{L} \qquad [Ec.21]$$

Los momentos y reacciones originadas por la fuerza P pueden observarse en la figura 15.

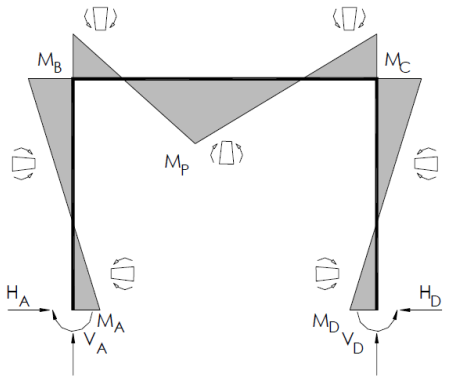


Figura 15: Momentos y reacciones en pórtico empotrado en sus extremos debido a la acción de una fuerza P

4.2.6 Columnas.

Una columna es un miembro estructural que soporta una carga axial de compresión y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material. La inestabilidad elástica es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga (7).

La forma de soportar los extremos de una columna afecta a la longitud efectiva de la columna que se define como:

$$L_e = K\,L \qquad [Ec.22]$$

Donde:

- L: Longitud real de la columna entre los soportes en m.

- K : Constante que depende del extremo fijo, para diferentes tipos de fijaciones ver el Anexo 2.

La relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Esta dada por:

$$R.esbeltez = \frac{L_e}{r} \qquad [Ec.23]$$

Donde:

- L_e: Longitud efectiva de la columna en m.
- r: radio de giro en m (Para distintas figuras ver Anexo 3).

La elección del método apropiado del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparando con la constante de columna, que se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{[\sigma_y]}} \qquad [Ec.24]$$

Donde:

- C_c: Constante de columna
- σ_y: Resistencia a la fluencia del material de construcción de la columna
- E: Módulo de elasticidad del acero

Existen dos métodos para analizar columnas rectas con carga central:

- La fórmula de Euler para columnas largas y esbeltez.

- La fórmula de J. B. Johnson para columnas cortas.

Para el diseño de columnas de sección circular la fórmula de Euler está definida por:

$$D = \left[\frac{64\ N\ P_a\ (KL)^2}{\pi^2\ E}\right]^{\frac{1}{4}} \qquad [Ec.25]$$

En donde:

- N: Coeficiente de seguridad
- P_a: Carca admisible
- K: Constante de fijación en los extremos
- L: Longitud de la columna
- D: Diámetro mínimo de la columna

Para el diseño de columnas de sección circular la fórmula de J. B. Johnson está definida por:

$$D = \left[\frac{4\ N\ P_a}{\pi\ [\sigma_y]} + \frac{4\ [\sigma_y]\ (KL)^2}{\pi^2\ E}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad [Ec. 26]$$

Donde:

- $[\sigma_y]$: Esfuerzo a la fluencia del material de construcción de la columna.

4.2.7 Diseño de elementos sometidos a fatiga.

La fatiga de materiales es una reducción gradual de la capacidad de carga del componente, por la ruptura lenta de ese material, consecuencia del avance casi infinitesimal de las fisuras que se forman en su interior.

Este crecimiento ocurre para cada fluctuación del estado de tensiones. Las cargas variables, sean cíclicas o no, hacen con que, al menos en algunos puntos, tengamos deformaciones plásticas también variables con el tiempo. Estas deformaciones llevan el material a un deterioro progresivo, dando origen a grietas, las cuales crecen hasta alcanzar un tamaño crítico, suficiente para la ruptura final, en general brusca, presentando características macroscópicas de una fractura frágil.

La resistencia a la fatiga de un elemento cuando $\sigma_{ut} < 1400\ MPa$ está determinada por la siguiente formula (12):

$$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut} \qquad [Ec. 27]$$

En donde:

- σ_{ut}: Esfuerzo ultimo del material

- σ'_e: Resistencia a la fatiga del elemento

- **Resistencia a la fatiga corregida**

Existen factores que modifican la resistencia a la fatiga de un elemento, estos dependen de su acabado, forma, concentradores de esfuerzos entre otros, de acuerdo a (12) los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- k_a: Factor de modificación de la condición superficial
- k_b: Factor de modificación del tamaño
- k_c: Factor de modificación de la carga
- k_d: Factor de modificación de la temperatura
- k_e: Factor de confiabilidad
- k_f: Factor de modificación de efectos varios

En la sección de Anexos se puede observar las diferentes fórmulas y coeficientes de estos factores, en el desarrollo de la investigación se indica la forma de calcular estos factores de acuerdo a su forma y tipos de esfuerzos que actúan en el elemento de estudio.

Por lo tanto la resistencia a la fatiga corregida es igual a:

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f{}^{-1} \sigma'_e \qquad [Ec. 28]$$

4.2.8 Análisis del cálculo de espesores en placas circulares.

Para el cálculo de espesores en placas circulares (13) en base a los cálculos planteados por (8) para determinar el espesor de un filete de rosca sometido a flexión, plantea analizar dicho espesor en el elemento bajo la suposición de que soporta carga a flexión a manera de una viga cantiléver en su base, creada por la fuerza correspondiente a la transmisión de potencia y que está distribuida en un tramo perimetral.

La fuerza que causa la flexión en el elemento es:

$$P = \frac{F_{flex}}{A} \qquad [Ec. 29]$$

En donde:

- P: Presión
- F_{flex}: Carga flectora.
- A: Área donde se aplica la fuerza.

El momento flector en la base del elemento es igual a:

$$Mf = \frac{F_{flex}\,(D_{ext} - D_{int})}{2} \qquad [Ec.30]$$

En donde:

- D_{ext}: Diámetro exterior de la placa circular.
- D_{int}: Diámetro interior de la placa circular.

El esfuerzo flector máximo está dado por la ecuación:

$$\sigma_{máx} = \frac{6\,Mf}{2\pi \cdot Rm \cdot e^2} \qquad [Ec.31]$$

- $\sigma_{máx}$: Esfuerzo flector máximo
- Mf: Momento flector en la base del elemento
- Rm: Radio medio entre los diámetros de la placa
- e: Espesor de la placa

4.2.9 Diseño de elementos de máquinas.

- **Chavetas**

Un chaveta es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero. La chaveta tiene que estar muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

- **Diseño de chavetas cuadradas o rectangulares**

Una chaveta por lo general se encuentra sometida a dos tipos de esfuerzo, cortante y compresión, para el diseño de chavetas se utiliza un factor de seguridad de hasta N = 3 según (7), las fuerzas que actúan sobre una chaveta se pueden observar en la figura (16).

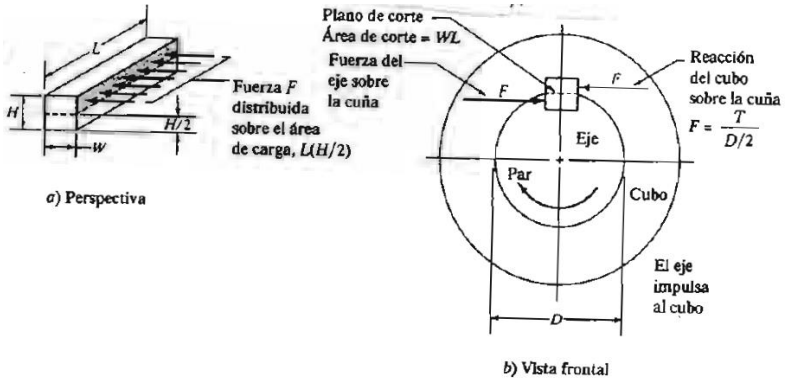


Figura 16: Fuerzas que actúan en una chaveta

Fuente: (7)

La longitud necesaria de la chaveta tomando en cuenta los esfuerzos cortantes a los que está sometida es:

$$Lc = \frac{2T}{\tau_d D_e W_c} \qquad [Ec. 32]$$

Donde:

- τ_d: Esfuerzo cortante de diseño.
- W_c: Ancho de la chaveta.
- D_e: Diámetro del eje.
- T: Torque

En donde:

$$\tau_d = \frac{0.5\, S_y}{N} \qquad [Ec. 33]$$

La longitud de la lengüeta tomando en cuenta los esfuerzos de compresión a los que está sometida es:

$$Lc = \frac{4T}{\sigma_c D_e H} \qquad [Ec. 34]$$

Donde:

- σ_c: Esfuerzo admisible a la compresión

En donde:

$$\sigma_c = \frac{\sigma_y}{N} \qquad [Ec. 35]$$

- **Factor de seguridad**

Para eliminar la desigualdad entre la resistencia y el esfuerzo de diseño y definir qué tan pequeño debe ser este último comparado con la resistencia, se utiliza el concepto de factor de seguridad, también conocido como 'coeficiente de cálculo' o 'factor de incertidumbre'. Este factor se define como:

$$N = \frac{Tensión\ limite}{Tensión\ maxima\ admisible} \geq 1 \qquad [Ec. 36]$$

- **Rodamientos**

Un rodamiento es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:2007 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \qquad [Ec. 37]$$

En donde:

- C: Capacidad de carga dinámica.
- P: Carga dinámica equivalente.
- p: Exponente de la ecuación de la vida, 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos.
- L_{10}: vida nominal (con un 90% de fiabilidad) [millones de revoluciones]

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60\,n}\,L_{10}\right) \qquad [Ec.38]$$

La carga dinámica equivalente P es un valor teórico, es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en dirección y sentido. P produce la misma vida que la combinación de cargas.

$$P = X * Fr + Y * Fa \qquad [Ec.39]$$

Donde:

- P: Carga dinámica equivalente en kN.
- Fr: Carga radial en kN.
- Fa: Carga Axial en kN.
- X: Factor radial.
- Y: Factor axial.

4.2.10 Transmisión de potencia.

- **Potencia Nominal**

La potencia nominal es la potencia máxima que demanda una máquina o aparato en condiciones de uso normales; esto quiere decir que el aparato está diseñado para soportar esa cantidad de potencia, sin embargo debido a fluctuaciones en la corriente, al uso excesivo o continuo, o en situaciones de uso distintas a las del diseño, la potencia real puede diferir de la nominal, siendo más alta o más baja.

Se puede determinar por diferentes tipos de fórmula para elementos de transmisión mecánica está definida por:

$$P_n = T * \omega_{salida} \qquad [Ec.40]$$

Donde:

- T: Torque en Nm

- ω_{salida}: Velocidad angular de salida en rad/s

- **Potencia a transmitir**

Es la potencia de servicio entre la eficiencia del sistema de transmisión, para una transmisión por fricción este valor esta entre el 75 al 96%, está definida por la expresión:

$$P_e = \frac{P_n}{\eta} \qquad [Ec. 41]$$

Donde:

- P_n: Potencia nominal.

- η: Rendimiento de la transmisión.

- **Potencia de diseño**

Es la potencia empleada para el cálculo y selección de un motor eléctrico pero considerando el factor de servicio (Fs), para una máquina impulsada con características del par de torsión normal:

$$P_d = P_n \cdot Fs \qquad [Ec. 42]$$

- **Factor de Servicio**

Es simplemente un multiplicador que indica el monto de carga adicional que un motor puede manejar por encima del caballaje escrito en su placa. El factor de servicio aparece en la placa del motor, algunas veces abreviado como Sf o Fs.

En el Anexo 4 se puede encontrar los valores de factor de servicio recomendados para diferentes aplicaciones y uso de un motor eléctrico.

4.2.11 Transmisiones por fricción

El deslizamiento que surge en la transmisión por fricción provoca calentamiento y desgaste de las superficies de trabajo, por consiguiente la forma y materiales de las ruedas de transmisión conviene elegirlos de modo que el deslizamiento sea mínimo.

Para el cálculo de la transmisión y de las fuerzas que ejerce una transmisión por fricción de ejes paralelos se empleó el método planteado por (14).

- **Relación de transmisión**

De acuerdo al método planteado por (14) la relación de transmisión es igual a:

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-s)} \qquad [Ec.43]$$

Donde:

- D_2: Diámetro de la rueda conducida
- D_1: Diámetro de la rueda conductora
- s: Movimiento deslizante relativo (Ver Anexo 5)

- **Fuerzas de aplicación (Presión)**

La presión de aplicación indispensable para excitar la suficiente fuerza de rozamiento en una transmisión por fricción depende del esfuerzo periférico P que conviene transmitir y del coeficiente de rozamiento de los materiales de las ruedas figura 17.

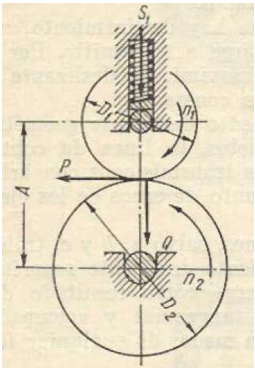


Figura 17: Fuerzas resultantes en transmisiones por fricción en ejes paralelos.

Fuente: (14)

Para mayor seguridad contra el resbalamiento, se toma el cálculo del esfuerzo de presión βP, siendo el coeficiente de seguridad de cohesión $\beta = 1.5\ a\ 2$ en las transmisiones de fuerza; en las transmisiones de los aparatos de precisión $\beta = 3$.

La fuerza de aplicación S su unidad es en kg y está dada por la ecuación:

$$S = Q = 71620 \cdot \frac{\beta}{\mu} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{i+1}{Ai} \qquad [Ec. 44]$$

Donde:

- β: Coeficiente de seguridad de cohesión.
- A: distancia entre los centros
- N_1: Potencia en el árbol conductor en CV.
- μ: Coeficiente de rozamiento
- n_2: Numero de revoluciones por minuto de la rueda conducida.

En donde

$$A = \frac{(i+1)D_2}{2i} \qquad [Ec. 45]$$

La fuerza de rozamiento P está dada por:

$$P = S \cdot \mu \qquad [Ec. 46]$$

En donde:

- μ: Coeficiente de rozamiento

4.2.12 Presión lateral

La presión lateral es aquella que se produce cuando un material ejerce presión en un plano horizontal. Las aplicaciones más comunes de la teoría de presiones laterales son el diseño de estructuras cimentadas como muros de tierras, zapatas, túneles y para determinar la fricción del terreno en la superficie de cimentaciones profundas. Para describir la presión que un material puede ejercer se usa un coeficiente de presión lateral K_a.

Está definida por la siguiente ecuación:

$$E_a = K_a \frac{\gamma h^2}{2} \qquad [Ec. 47]$$

En donde:

- K_a = Coeficiente de la presión activa lateral (Ver Anexo 6)
- γ = Peso específico del material en cuestión
- h = altura del plano horizontal en donde se ejerce la presión

4.3 CAPÍTULO II: FUNDAMENTACIÓN DE MECÁNICA DE FLUIDOS

4.3.1 Densidad.

La densidad de un cuerpo es la cantidad entre la masa por unidad de volumen de una sustancia (15)

$$\rho = \frac{m}{V} \qquad [Ec. 48]$$

Donde:

- m: Masa del cuerpo en Kg
- V: Volumen del cuerpo en m^3

4.3.2 Peso específico.

Es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia (15).

$$\gamma = \frac{W}{V} \qquad [Ec. 49]$$

Donde:

- W: Peso del cuerpo en N
- V: Volumen del cuerpo en m^3

4.3.3 Presión.

Se define presión como la cantidad de fuerza que se ejerce sobre una unidad de área de alguna sustancia (15). Esto se expresa por medio de la ecuación:

$$P = \frac{F}{A} \qquad [Ec. 50]$$

Donde:

- F: Fuerza ejercida sobre una unidad de área en N
- A: Área del cuerpo en donde actúa la fuerza en m^2

4.3.4 Caudal.

Es la cantidad de fluido (volumen) que pasa por un conducto en la unidad de tiempo. Se lo designa con Q (15).

El caudal se puede definir por la siguiente ecuación:

$$Q = v \cdot A \qquad [Ec. 51]$$

Donde:

- v: Velocidad de transmisión del líquido en $\frac{m}{s}$
- A: Área de la sección por donde se transmite el caudal en m^2

En hidráulica la unidad más utilizada es [l/min], [gal/min], [m³/seg] dónde:

$$1\frac{m^3}{seg} \approx 15850\frac{gal}{min} \approx 60000\frac{Lt}{min}$$

4.3.5 Sistemas hidráulicos.

La hidráulica es la ciencia que forma parte la física y comprende la transmisión y regulación de fuerzas y movimientos por medio de los líquidos, los sistemas hidráulicos se emplean para la transmisión de grandes fuerzas mediante fluidos a presión.

Los sistemas hidráulicos se emplean para aplicaciones industriales donde se requiere de un sistema que brinde una mayor y constante potencia para realizar un trabajo más productivo por lo que se requiere de una unidad de potencia motorizada la cual está constituida de un conjunto de componentes interconectados. El número de componentes varían de sistema a sistema, dependiendo del uso particular, incluso un sistema puede alimentar a varios subsistemas también denominados como circuitos.

Los componentes básicos de los sistemas de potencia hidráulica son esencialmente los mismos para todos, los cuales podemos diferenciar en el transcurso de la transformación de potencia a través del sistema. Primeramente se distingue la energía mecánica que entra al sistema a través del giro de un motor (que puede ser eléctrico o de combustión interna) y se transmite a la bomba la cual transforma la energía a potencia hidráulica, en el cual el líquido está sometido a una presión y un caudal de flujo que se transmite a través de un

sistema de control el cual es el encargado direccionar el flujo a donde sea requerido y que va hacia uno o varios actuadores ya sea este un motor hidráulico o un cilindro volviendo así a transformarse en energía mecánica de movimiento (16).

4.3.6 Elementos de un circuito hidráulico.

En la Figura (18) se puede observar un circuito hidráulico básico.

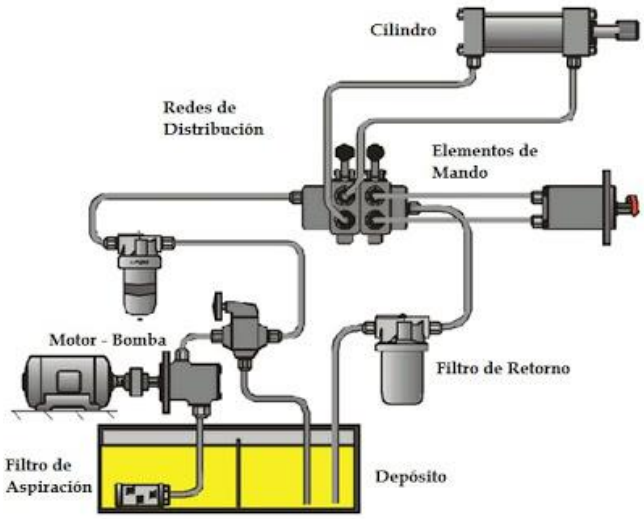


Figura 18: Circuito hidráulico básico y sus componentes.

Fuente: (16)

Los principales componentes de un circuito hidráulico son:

- Bomba
- Actuadores
- Tuberías
- Válvula de seguridad
- Filtros
- Motor
- Deposito

5 MATERIALES Y MÉTODOS

Para el análisis del presente proyecto de tesis fue necesario cumplir con plan de métodos, técnicas y procedimientos que permitieron cumplir los objetivos planteados al inicio de la investigación.

El objetivo principal de esta investigación, fue de diseñar una máquina que produzca briquetas a partir de cascarilla de arroz.

A partir de la información bibliográfica recopilada durante el transcurso de la investigación, se inició con el desarrollo de los cálculos de componentes del objeto de investigación, tomando en consideración análisis estático, de resistencia de materiales y de fatiga de los elementos de la máquina, optando por coeficientes de seguridad aceptables para garantizar la resistencia y funcionalidad de la máquina.

5.1 Materiales

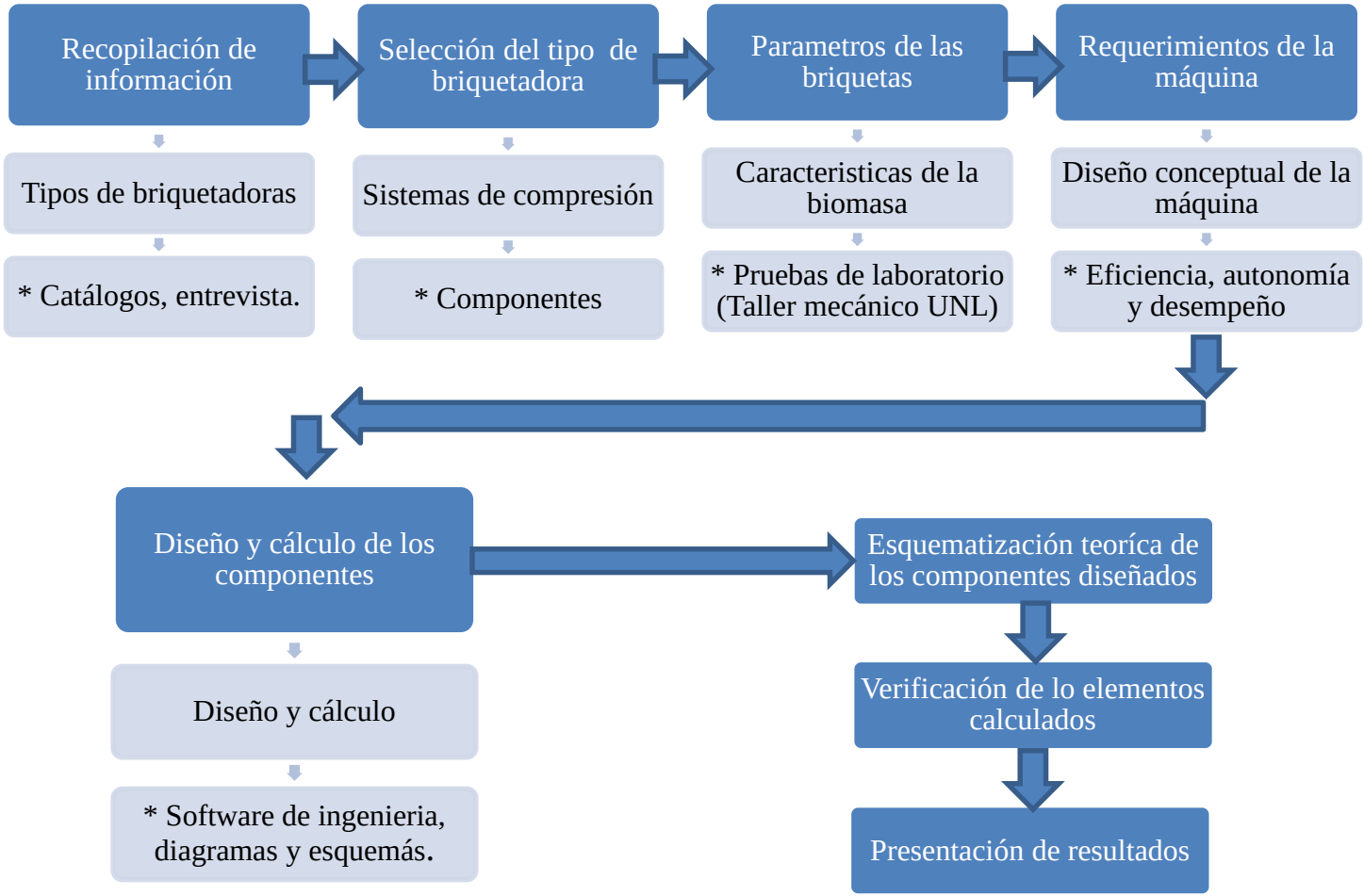
Computador.

Software de ingeniería.

Material bibliográfico.

5.2 Metodología

La metodología empleada para el desarrollo de la investigación se presenta en el siguiente diagrama:



6 RESULTADOS

6.1 Selección del tipo de briquetadora a diseñar.

Como se señaló en el apartado de revisión de literatura Capítulo I existen diversos tipos de máquinas briquetadoras, la selección del tipo de máquina depende principalmente del material a comprimir.

Considerando las propiedades de la cascarilla de arroz se determinó que este material es apto para trabajar en cualquier tipo de máquina briquetadora, principalmente en sistemas hidráulicos, neumáticos y mecánicos.

Uno de los problemas que se enfrenta al momento de diseñar máquinas es el coste de las mismas, el coste de los componentes de los sistemas hidráulicos y neumáticos es elevado en comparación con los mecánicos, sin embargo los sistemas hidráulicos y neumáticos brindan una mayor eficiencia y calidad en cuanto al producto terminado.

El proceso de fabricación de las briquetas (Figura 19), consta de las siguientes etapas:

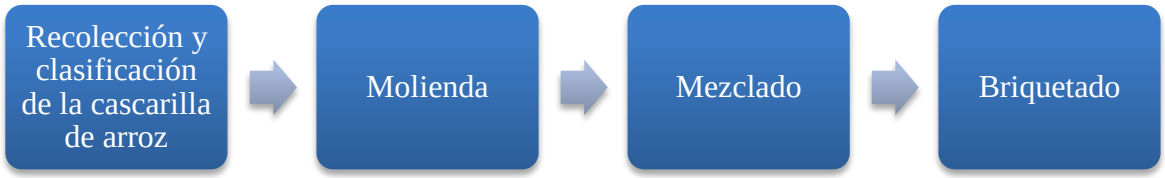


Figura 19: Proceso de fabricación de las briquetas.

Fuente: El Autor.

La máquina a diseñar va a realizar sólo el proceso de mezclado y briquetado.

Un componente muy importante de la máquina es el sistema de compresión del material, teniendo esto en consideración, se plantearon tres alternativas para realizar el diseño del mecanismo, la primera mediante el uso de un tornillo sin fin (Alternativa 1, Figura 20), la segunda mediante el uso de un sistema biela-manivela-pistón (Alternativa 2, Figura

21), la tercera mediante el uso de un sistema de compresión neumático y/o hidráulico (Alternativa 3, Figura 22). Las características de cada uno de las alternativas se pueden observar en la matriz morfológica.

6.2 Alternativas Planteadas

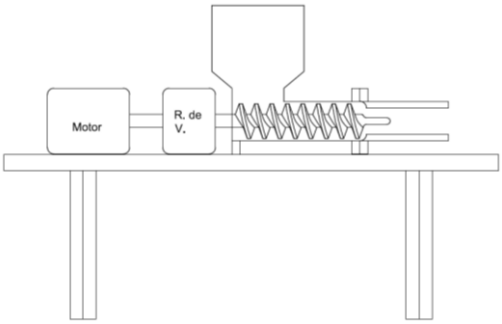


Figura 20: Alternativa 1.
Fuente: El Autor.

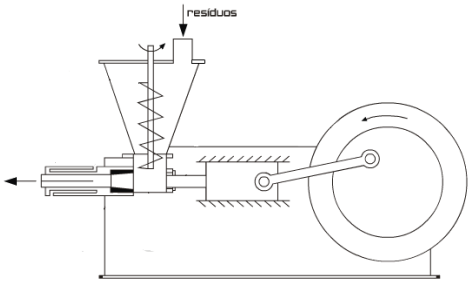


Figura 21: Alternativa 2.
Fuente: El Autor.

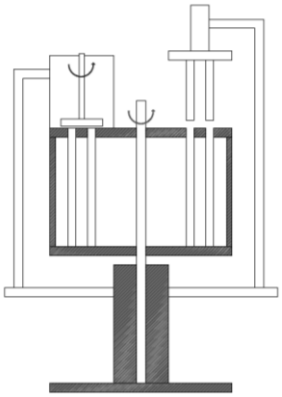


Figura 22: Alternativa 3.
Fuente: El Autor.

Tabla 2. Matriz morfológica

MÁQUINA BRIQUETADORA			
ALTERNATIVAS	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
SISTEMA DE ALIMENTACIÓN			
Recolección del Material	Tolva	Tolva	Cilindro dosificador
Alimentación del material en proceso	Manual	Manual	Manual
SISTEMA DE COMPRESIÓN DEL MATERIAL			
Tipo	Mecánico (extrusión)	Mecánico (extrusión)	Neumático y/o Hidráulico (compresión)
Mecanismo	Tornillo sin fin	Biela- Manivela- Pistón	Sistema de compresión Neumático y/o Hidráulico
CONTROL DEL TAMAÑO DE LA BRIQUETA			
Sistema	Mecanismo Adicional	Incluido en el dimensionamiento	Incluido en el dimensionamiento
SISTEMA DE POTENCIA			
Tipo	Motor Eléctrico	Motor Eléctrico	Neumático y/o Hidráulico
Mecanismos adicionales	Motorreductor	- Motorreductor -Volante de inercia	- Motorreductor

Fuente: El Autor.

6.3 Análisis de las alternativas.

Una vez planteadas las alternativas se procede a realizar una comparación entre las posibilidades para determinar la vía que se deberá seguir en la siguiente fase de diseño tomando en cuenta distintos parámetros como:

- Funcionalidad
- Capacidad
- Construcción a nivel tecnológico
- Económico
- Complejidad de diseño
- Calidad

- **Funcionalidad**

Desde el punto de vista funcional todas las alternativas pueden cumplir con los requerimientos de producir briquetas cilíndricas de 4.2 cm de diámetro por 10 de largo, con la ventaja de que en las alternativas 2 y 3 el dimensionamiento de las briquetas no requiere de mecanismos adicionales.

- **Capacidad**

En términos de capacidad todas las alternativas pueden producir prácticamente el mismo número de briquetas, en cuanto a velocidad y eficiencia en la producción la alternativa 3 presenta una amplia ventaja sobre las alternativas 1 y 2, ya que mediante el uso de un sistema de compresión neumático y/o hidráulico se puede llegar a producir más de una briqueta a la vez.

- **Constructiva a nivel tecnológico**

La diferencia entre las alternativas radica principalmente en el sistema de compresión, la alternativa 1 presenta un sistema de tornillo sin fin para realizar el proceso de compresión, el tornillo sin fin se puede fabricar de dos maneras principalmente, la primera es mediante un proceso de fundición completa de la pieza y la otra es realizar las piezas por partes y unirlas mediante soldadura, sin embargo uno de los problemas importantes a recalcar es que se desconoce si en la localidad se pueden fabricar piezas de este tipo, además debido a la complejidad de la pieza esta eleva el coste de fabricación del mismo.

Las alternativas 2 y 3 presentan una solución más fácil en términos constructivos ya que la mayoría de piezas, mecanismos y materiales se pueden encontrar con mayor facilidad en el medio.

- **Económico**

En términos económicos se puede decir que las alterativas 1 y 2 se encuentran a la par en costes, ambas cuentan con piezas muy similares como se puede observar en sus bosquejos. La alternativa 3 requiere de una mayor inversión económica.

- **Complejidad de diseño**

Desde el punto de vista del diseño, la alternativa 1 presenta un grado de dificultad superior en cuanto a complejidad ya que el tornillo sin fin compresor es diferente a un tornillo sin fin cualquiera, este presenta variaciones en su estructura para permitir la compresión con una mayor facilidad, el estudio de este tipo de estructuras se presenta en grados superiores de estudio, Las alternativas 2 y 3 presentan una solución más fácil al problema mediante el uso de mecanismos comúnmente usados y que no presentan un grado de dificultad superior en cuanto al dimensionamiento.

- **Calidad**

En cuanto a términos de calidad del producto se puede decir que las alternativas 1 y 2 se encuentran a la par, sin embargo la alternativa 1 presenta un mejor acabado en los extremos del producto ya que esta cuenta con un mecanismo adicional de corte.

La alternativa 3 en términos de calidad presenta una amplia ventaja sobre las alternativas 1 y 2, el acabado de las briquetas es de mejor, además que no requiere de sistemas de corte adicional.

6.4 Selección de la alternativa a diseñar.

En términos económicos las alternativas 1 y 2 se encuentran muy parejas, pero en términos de construcción a nivel tecnológico y de complejidad en el diseño la alternativa 2 y 3 presenta una amplia ventaja sobre la alternativa 1, en cuanto a calidad, funcionalidad y capacidad la alternativa 3 presenta una mayor ventaja sobre el resto de alternativas.

Analizando los parámetros presentados se consideró que las alternativas viables son la 2 y 3, sin embargo la alternativa 3 presenta una mejor solución al problema; por lo tanto la alternativa que se escogió para realizar el diseño de la máquina es la 3.

6.5 Cálculo de los parámetros de la briqueta.

Los parámetros se los obtiene partiendo de la necesidad de fabricar briquetas de 4,2 cm de diámetro por 10 cm de longitud, teniendo como dato que una briqueta fabricada de cascarilla de arroz molida tiene como densidad $1200\,\frac{Kg}{m^3}$ según datos obtenidos por (24) y fabricantes de máquinas briquetadoras como RUFF entre otros, existen dos factores importantes a determinar, el primero es la relación de compresión que existe entre la densidad en masa de la cascarilla de arroz molida tanto seca como húmeda y la densidad de la briqueta ya comprimida, y el segundo es la presión de compresión necesaria para producir la briqueta, para ello se ha realizado ensayos de compresión en el taller mecánico de la Universidad Nacional de Loja.

- **Materiales y Herramientas Utilizados**

✓ Prensa Hidráulica.

✓ Balanza.

✓ Molde cilíndrico.

✓ Medidor de humedad de granos G-7.

✓ Material a comprimir: Cascarilla de arroz molida.

6.5.1 Cálculo de los parámetros usando cascarilla de arroz molida seca.

- **Humedad**

Para determinar la humedad de la cascarilla de arroz molida en seco se seleccionó una muestra de la masa, luego mediante el uso del medidor de humedad de granos G-7 se determinó que la muestra tiene una humedad aproximadamente del 9.7% (Figura 23).

Figura 23: Humedad de la cascarilla de arroz molida en seco.

Fuente: El Autor.

- **Densidad**

Para el cálculo de la densidad se procedió a llenar el molde con la masa, luego de esto se pesa la masa obtenida y con estos datos se calculó la densidad en masa de la cascarilla de arroz molida en seco (Figura 24).

Figura 24: Cascarilla de arroz molida en seco.

Fuente: El Autor.

El molde consta de las siguientes dimensiones:

h = 16 cm

D = 4.2 cm

$V = \pi r^2 h$

$V = \pi(0.021)^2\ 0.16$

$V = 2.2167x10^{-4}\ m^3$

La masa con la que el molde se lleno fue aproximadamente de 0.08 Kg.

Mediante la [Ec. 48] se procede a determinar la densidad en masa de la cascarilla de arroz molida seca:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$\rho = \frac{0.08\ Kg}{2.2167x10^{-4}\ m^3}$$

$$\rho = 360.89\ Kg/m^3$$

Conociendo que una briqueta de cascarilla de arroz tiene una densidad aproximadamente de $1200\frac{Kg}{m^3}$ la relación de densidades es:

$$r_\rho = \frac{Densidad\ de\ la\ briqueta}{Densidad\ en\ masa}$$

$$r_\rho = \frac{1200\ \frac{Kg}{m^3}}{360.89\ \frac{Kg}{m^3}}$$

$$r_\rho = 3.32$$

Esto implica que para obtener una briqueta de cascarilla de arroz seca con una densidad de $1200\frac{Kg}{m^3}$ y de las dimensiones planteadas se tiene que comprimir aproximadamente 3.32 veces su tamaño en el molde.

- **Presión**

Una vez conocida la relación de densidades, se procedió a realizar un ensayo de compresión en la prensa hidráulica del taller mecánico de la Universidad Nacional de Loja (Figura 25), para determinar la presión necesaria que se necesita para producir una briqueta con las características de diseño antes mencionadas.

Figura 25: Proceso de compresión de la cascarilla de arroz seca en la prensa hidráulica.
Fuente: El Autor.

Primeramente se colocó el molde lleno con la masa que para este caso es de 0.08 Kg de cascarilla de arroz seca en la prensa hidráulica, conociendo la relación de densidades y el tamaño del molde se calcula el tamaño aproximado de la briqueta a obtener:

$$Briqueta = \frac{h\ del\ molde}{Relación\ de\ compresión}$$

$$Briqueta = \frac{16\ cm}{3.32}$$

$$Briqueta = 4.82\ cm$$

Por ende para establecer la presión necesaria se procede a comprimir la masa hasta obtener una briqueta de 4.82 cm de altura, el resultado de la presión visible en el manómetro de la prensa, para este caso dio un aproximado de 22 Bar.

6.5.2 Cálculo de los parámetros usando cascarilla de arroz molida húmeda.

- **Humedad**

Para determinar la humedad de la cascarilla de arroz molida húmeda primeramente se añadió 128 cm^3 de agua a 0.08 Kg de cascarilla de arroz molida seca que según datos

obtenidos por (25) es necesario para obtener una masa consistente sin exceso de líquidos para la preparación de una briqueta (Figura 26).

Figura 26: Cascarilla de arroz molida húmeda.

Fuente: El Autor.

De similar forma al apartado anterior se tomó una muestra de la masa, luego mediante el uso del medidor de humedad de granos G-7 se determinó que la muestra tiene una humedad aproximadamente del 15.6% (Figura 27).

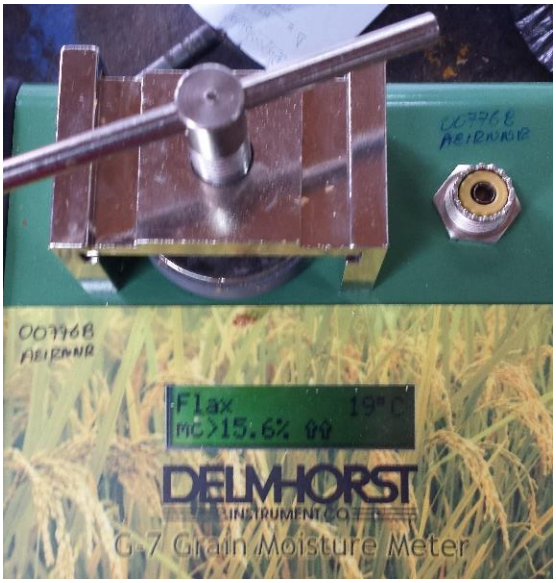


Figura 27: Humedad de la cascarilla de arroz molida húmeda.

Fuente: El Autor.

- **Densidad**

De similar forma que el apartado anterior, conociendo las dimensiones del molde:

h = 16 cm

D = 4.2 cm

$V = \pi r^2 h$

$V = \pi(0.021)^2\ 0.16$

$V = 2.2167x10^{-4}\ m^3$

La masa con la que el molde se lleno fue aproximadamente de 0.15 Kg.

Mediante la ecuación (48) se procede a determinar la densidad en masa de la cascarilla de arroz molida seca:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$\rho = \frac{0.15\ Kg}{2.2167x10^{-4}\ m^3}$$

$$\rho = 676.68\ Kg/m^3$$

Conociendo que una briqueta de cascarilla de arroz tiene una densidad aproximadamente de $1200\frac{Kg}{m^3}$ la relación de densidades es:

$$r_\rho = \frac{Densidad\ de\ la\ briqueta}{Densidad\ en\ masa}$$

$$r_\rho = \frac{1200\ \frac{Kg}{m^3}}{676.68\ \frac{Kg}{m^3}}$$

$$r_\rho = 1.77$$

Esto implica que para obtener una briqueta de cascarilla de arroz seca con una densidad de 1200 $\frac{Kg}{m^3}$ y de las dimensiones planteadas se tiene que comprimir aproximadamente 1.77 veces su tamaño en el molde.

- **Presión.**

Se procedió a calcular el tamaño aparente de la briqueta a obtener:

$$Briqueta = \frac{h\ del\ molde}{Relación\ de\ compresión}$$

$$Briqueta = \frac{16\ cm}{1.77}$$

$$Briqueta = 9.039\ cm$$

De similar forma para calcular la presión necesaria se procede a comprimir la masa hasta obtener una briqueta de 9.039 cm de altura, el resultado de la presión mostrado en el manómetro de la prensa fue de 12 Bar.

6.6 Selección del tipo de masa a utilizar.

De las pruebas experimentales realizadas se determinó que el tipo de masa a utilizar para el diseño de la máquina va a ser la cascarilla de arroz molida húmeda ya que la relación de densidades es mucho menor que la seca, por ende la presión necesaria para comprimirla es mucho menor en húmeda que en seca; estos parámetros influyen notoriamente en el dimensionamiento de la máquina.

6.7 Selección del tipo de sistema de compresión.

Analizando los diferentes tipos de sistemas de compresión planteados en el capítulo I, como alternativa para el diseño se optó por el sistema hidráulico ya que es el que se adapta mejor a la máquina por las diferentes ventajas que presenta el mismo, las desventajas no influyen notoriamente en el diseño del sistema de compresión.

6.8 Capacidad de producción la máquina.

Teniendo como referencia las especificaciones de diferentes briquetadoras hidráulicas de marcas como GEMCO, Prakruti Machines, Ostargi, KOMAREK entre otros, se observó que la capacidad de producción de este tipo de máquinas bordea entre las 120 y 600 briquetas por hora.

Conociendo las referencias anteriores y en base a la cantidad de cascarilla de arroz que se puede obtener (6), se estima que la capacidad de producción de la máquina a diseñar sea de 360 briquetas por hora.

6.9 Capacidad de procesamiento de la máquina.

Partiendo de que para producir una briqueta de las dimensiones solicitadas se necesitan aproximadamente 0.17 Kg de cascarilla de arroz húmeda, es decir que con 1 kg de la masa se producirían 5.88 aproximadamente 6 briquetas se tiene que la capacidad de procesamiento de la máquina es de:

$$Cp = 360\frac{Briquetas}{h} \cdot \frac{1\,Kg}{6\,Briquetas} = 60\frac{Kg}{h}$$

Por lo tanto, la capacidad de la máquina a diseñar será de $60\frac{Kg}{h}$.

6.10 Parámetros de diseño de la máquina.

- La máquina briquetadora diseñada debe ser capaz de producir dos briquetas a la vez, en cada proceso de compresión.
- Los materiales a emplearse deben cumplir con estándares de calidad y resistencia.
- La briquetadora diseñada deberá realizar el proceso de conformado de briquetas en forma automática.
- La extracción de las briquetas deberá ser en forma automática.
- El sistema de compresión y extracción deberá efectuarse por actuadores hidráulicos.

6.11 Sistemas de la máquina.

La máquina a diseñarse para la fabricación de briquetas consta de los siguientes sistemas:

- Sistema de alimentación
- Sistema de conformado de briquetas
- Sistema de transmisión

- Estructura
- Sistema hidráulico
- Sistema de control

6.12 Sistema de alimentación.

El sistema de alimentación de la máquina es el encargado de llenar los moldes del revólver[1] con la cascarilla de arroz húmeda, consta de los siguientes componentes:

- Tanque alimentador
- Subsistema de mezclado

En la Figura 28 se puede observar el sistema de alimentación de la máquina.

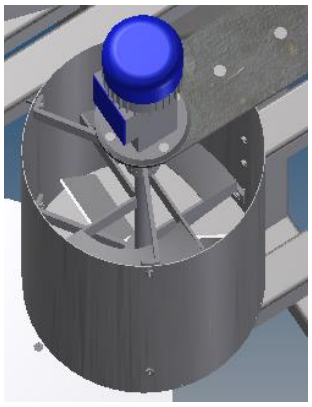


Figura 28: Sistema de alimentación de la máquina briquetadora.
Fuente: El Autor.

6.12.1 Dimensionamiento del tanque alimentador

El tanque alimentador es el encargado de almacenar temporalmente la cascarilla de arroz húmeda mientras el sistema de mezclado se encarga de distribuir la mezcla en los moldes del revolver.

Para el dimensionamiento del tanque alimentador se adoptaron las medidas del mismo, el tanque no debe ser excesivamente grande, sus medidas se representan en la figura (29).

[1] El revólver es un mecanismo giratorio de la máquina que contiene los moldes

El tanque se dimensionó con las siguientes medidas:

h= 40 cm

D= 25 cm

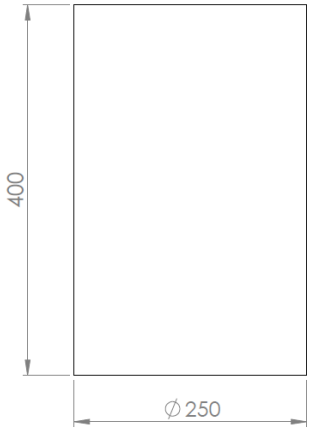


Figura 29: Dimensiones del tanque alimentador. **Fuente:** El Autor.

Resultando un volumen de:

$$V = \pi r^2 h$$

$$V = \pi\ (0.125\ m)^2\ 0.4\ m$$

$$V = 0.019635\ m^3$$

Y una capacidad de almacenamiento de:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = 676.68 \frac{Kg}{m^3} \cdot 0.019635\ m^3$$

$$m = 13.28\ Kg$$

6.12.2 Dimensionamiento del subsistema de mezclado.

El subsistema de mezclado es el encargado de distribuir la mezcla en los moldes del revólver, consta de los siguientes componentes:

- Mezclador
- Motorreductor
- Eje del mezclador
- Acoples
- Rodamientos

En la figura (30) se puede observar una representación en 3D del subsistema de mezclado.

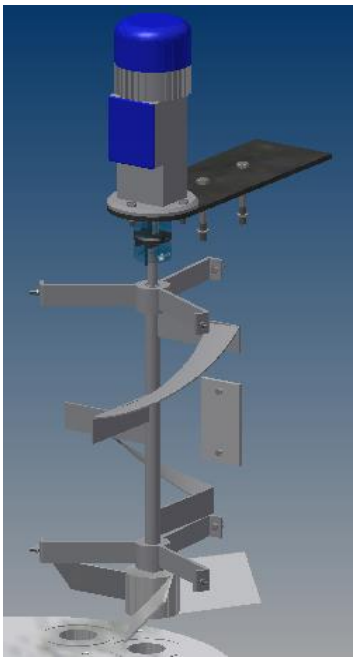


Figura 30: Representación en 3D del subsistema de mezclado. **Fuente:** El Autor.

6.12.3 Dimensionamiento del mezclador

El diseño del mezclador depende de la velocidad de giro de las paletas y de las fuerzas que ejercen las mismas sobre el material a mezclar.

El tipo de mezcladora a utilizarse es de tipo paleta, la velocidad de giro para este tipo de mezcladoras oscila entre 20 y 150 rpm de acuerdo a (26), para el diseño se asumió una velocidad promedio de 85 rpm.

6.12.4 Cálculo de las fuerzas en las paletas.

El sistema está formado por tres paletas, separadas 120° cada una de la otra. En la figura (31) se puede observar una vista en 3D del mezclador.

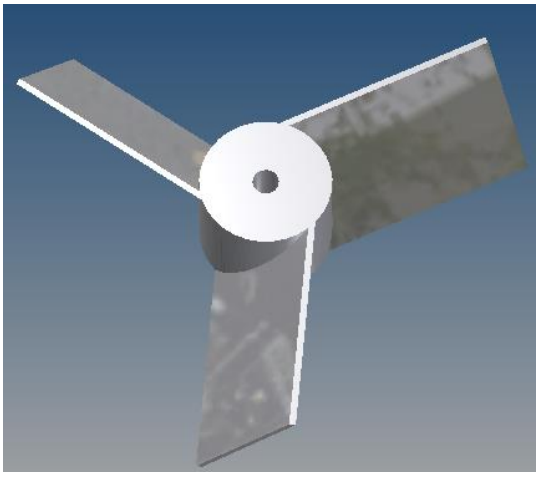


Figura 31: Vista del mezclador en 3D. **Fuente:** El Autor.

El mezclador se va a diseñar para el caso más extremo que es cuando el tanque alimentador se encuentra completamente lleno. En cada una de las aspas del mezclador actúa un tercio del peso de la mezcla, el peso total de la mezcla es de 13.28 kg, por lo tanto el peso que actúa en cada brazo es 4.42 Kg.

Algunas de las dimensiones de las aspas se muestran en la figura (32). Las paletas tienen una inclinación de 50 grados y su longitud desde la manzana es de 9 cm.

Debido a que la cascarilla de arroz es húmeda se recomienda para la fabricación el acero inoxidable AISI 304.

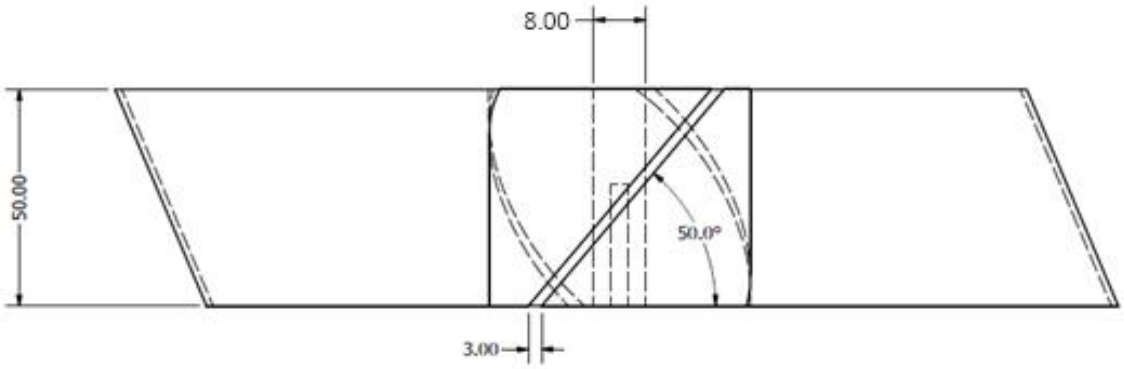


Figura 32: Dimensiones del mezclador.

Fuente: El Autor.

Las fuerzas que actúan sobre una paleta en el plano Y-Z se representan en la figura (33):

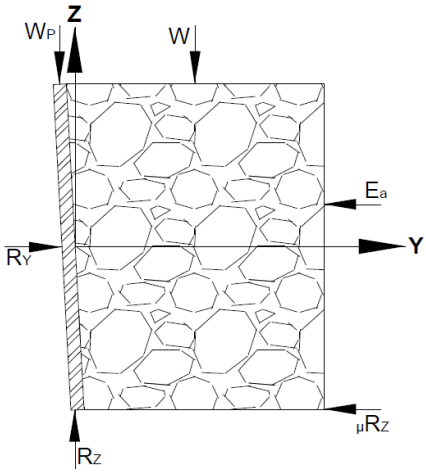


Figura 33: Representación de las fuerzas en el sistema paleta-masa de la cascarilla de arroz húmeda. Plano Y-Z.

Fuente: El Autor.

El volumen de cada paleta está dado por:

$$V = h\ b\ e$$

$$V = (0.05\ m)(0.09\ m)(0.003\ m)$$

$$V = 0.0000135\ m^3$$

Donde:

- h: altura de cada paleta, 5 cm.
- b: longitud de la paleta desde la manzana, 9 cm.
- e: espesor, 3 mm.

Empleando la ecuación (48) para determinar la masa de cada paleta:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = 7850\frac{Kg}{m^3} \cdot 0.0000135\ m^3$$

$$m = 0.1\ Kg$$

Donde:

- ρ: Densidad del acero inoxidable AISI 304

De la figura (33), realizando sumatoria de fuerzas se puede decir que:

$$\sum F_Z = 0$$

$$R_z - W - W_p = 0$$

$$R_Z = (4.42\ Kg)\ 9.8\frac{m}{s^2} + (0.1\ Kg)\ 9.8\frac{m}{s^2}$$

$$R_Z = 44.38\ N$$

$$\sum F_Y = m\ a_Y$$

$$R_Y - \mu R_Z - E_a = 0\ (1)$$

Donde:

$$E_a = K_a \frac{\gamma h^2}{2}\ [Ec.47]\ (2)$$

Reemplazando 2 en 1:

$$R_Y = \mu R_Z + K_a \frac{\gamma h^2}{2}\ b$$

$$R_Y = 0.32\ (44.38)\ N + (0.2)\ \frac{6631.46\ \frac{N}{m^3}\ (0.05\ m)^2\ (0.09\ m)}{2}$$

$$R_Y = 14.2\ N + 0.1641\ N$$

$$R_Y = 14.36\ N$$

En donde:

- W= Peso de la mezcla que incide en la paleta = 43.4 N
- W_p = Peso de la paleta = 0.98 N
- R_Y = Reacción en el plano Y
- R_Z = Reacción en el plano Z

- E_a = Presión lateral activa del material debido a su propio peso
- K_a = Coeficiente de la presión activa lateral = 0.22 (Anexo 6)
- γ = Peso específico de la cascarilla de arroz húmeda = 6631.46 $\frac{N}{m^3}$
- h = altura de la paleta = 5 cm
- b = Longitud de la paleta = 9 cm
- μ = Coeficiente de rozamiento entre el acero y la cascarilla = 0.32

La reacción R_Y es la que actúa en cada una de las paletas. Para hallar el torque que se requiere, se debe multiplicar el valor de la reacción por cada una de las distancias de las paletas, así:

$$T = (0.09 + 0.09 + 0.09)\ m * 14.36\ N$$

$$T = 3.87\ Nm$$

Empleando la ecuación (40) se determina la potencia nominal en el eje de la mezcladora:

$$P_n = T * \ \omega_{salida}$$

$$P_n = 3.87\ Nm * 8.9 \frac{rad}{s}$$

$$P_n = 34.4\ W$$

6.12.5 Análisis verificativo del diseño de las paletas del mezclador

Para comprobar si existen fallas en el diseño de las paletas del mezclador, se analizó el esfuerzo generado por flexión en la paleta. Se asume que el aspa se encuentra empotrada en la manzana del mezclador, las fuerzas que actúan en la paleta se encuentran representadas en la Figura 34.

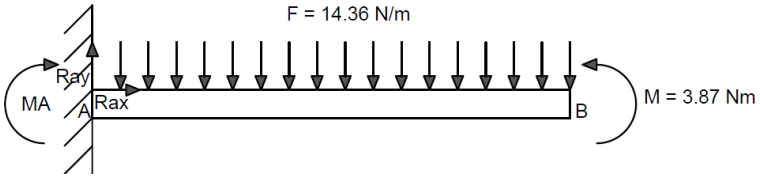


Figura 34: Representación de las fuerzas que actúan en una paleta del mezclador (Vista Superior).

Fuente: El Autor.

Como existe una fuerza distribuida se puede representar como una sola fuerza equivalente, esta fuerza distribuida es rectangular por lo tanto la carga equivalente estara ubicada en el centro del rectángulo, esta se calcula multiplicando el valor de la fuerza equivalente por la base que en este caso es la longitud de la paleta.

$$Fr = 14.36\frac{N}{m} \times 0.09\ m$$

$$Fr = 1.29\ N$$

En el diagrama de cuerpo libre (Figura 35) se puede observar las fuerzas que actuan en una paleta del mezclador

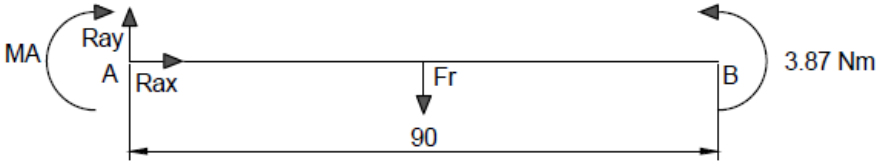


Figura 35: Diagrama del cuerpo libre de la paleta de análisis del mezclador.

Fuente: El Autor.

Realizando sumatoria de momentos en el punto A:

$$\sum MA = 0$$

$$-MA - (0.045\ m)\ 1.29\ N + 3.87\ Nm = 0$$

$$MA = 3.87\ Nm - 0.058\ Nm$$

$$MA = 3.81\ Nm$$

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum Fy = 0$$

$$-Fr + Ray = 0$$

$$Ray = 1.29\ N$$

Una vez calculadas las fuerzas desconocidas se procedió a graficar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector representados en las figuras (36) y (37) respectivamente.

Figura 36: Diagrama de esfuerzo cortante.

Fuente: El Autor.

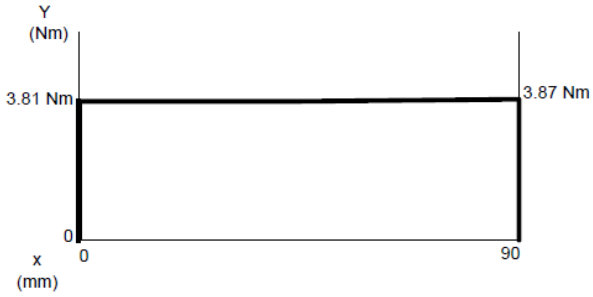


Figura 37: Diagrama del momento flector.

Fuente: El Autor.

Habiendo determinado los resultados de esfuerzo cortante y momento flector se procedió a calcular el esfuerzo máximo de diseño a la flexión mediante la ecuación (3):

$$\sigma_d = \frac{M_f \cdot C}{I}$$

$$\sigma_d = \frac{M_f \cdot C}{\frac{bh^3}{12}}$$

$$\sigma_d = \frac{3.87\ Nm \cdot (0.0015\ m) \cdot 12}{0.09\ m\ (0.003\ m)^3}$$

$$\sigma_d = 28666666.6\ Pa$$

$$\sigma_d = 28.6\ MPa$$

En donde:

- σ_d: Esfuerzo máximo de diseño en MPa.
- M_f : Momento flector máximo 3.87 Nm.
- C: Distancia desde el eje neutro hasta el punto en donde actúa la fuerza.
- I: Momento de inercia de una sección rectangular.

Habiendo calculado el esfuerzo máximo de diseño se procede a determinar el factor de seguridad mediante la ecuación (36):

$$N = \frac{\sigma_y}{\sigma_d}$$

$$N = \frac{276\ MPa}{28.6\ MPa}$$

$$N \approx 9.6$$

Como se puede observar el coeficiente de seguridad es muy alto, esto se debe a que las fuerzas que se aplican en las paletas del mezclador son pequeñas como para causar una deformación en material.

La deflexión máxima producida por las fuerzas que actúan en la paleta se puede calcular de la siguiente manera:

$$Ymax = \frac{-wL^4}{8EI}$$

$$Ymax = \frac{-\left(14.36\frac{N}{m}\right)(0.09m)^4}{8\ (200\ GPa)\frac{bh^3}{12}}$$

$$Ymax = \frac{-(13.6)(0.09m)^4}{8\ (200\ GPa)\frac{(0.09\ m)(0.003\ m)^3}{12}}$$

$$Ymax = \frac{-\ 5.56 \times 10^{-4}\ Nm^3}{306\ Nm^2}$$

$$Ymax = -2.9 \times 10^{-6}\ m$$

$Ymax = -2.9 \times 10^{-3}\ mm$

En donde:

- $Ymax$: Deflexión máxima producida por las fuerzas que actúan en la paleta en mm.
- w: Fuerza distribuida que actúa en la paleta 14.36 N/m.
- L: Longitud de la paleta 0.09 m.
- E: Módulo de elasticidad del Acero AISI 304. 200 GPa
- I: Momento rectangular de inercia.

De los cálculos efectuados se puede concluir que la deflexión causada por las fuerzas que actúan en la paleta es pequeña debido al tipo de material que se seleccionó para el diseño.

6.12.6 Potencia requerida del motor

Como ya se mencionó anteriormente para el sistema de potencia del mezclador se va a utilizar un motorreductor, para calcular la potencia requerida de este se debe multiplicar la potencia nominal que se determinó previamente por un factor de servicio.

Del Anexo 4 se selecciona un factor de servicio de 1.25 que es el recomendado para mezcladores que trabajan con un motor eléctrico. Empleando la ecuación (42) se procede a determinar la potencia de diseño:

$Pmotor = Pnominal\ \times Fs$

$Pmotor = 34.4\ W\ \times 1.25$

$Pmotor = 43\ W$

6.12.7 Selección del motorreductor

El motorreductor a seleccionar debe cumplir con las siguientes características:

- Acople: Frontal
- Potencia: 43 W
- Rpm: 85

- Torque: 3.87 Nm

Del catálogo de la marca Mini Motor (Anexo 8) para motorreductores de acople frontal se seleccionó un motorreductor tipo ACE 244PT que cumple con las solicitaciones.

En la figura (38) se puede observar un motor ACE 244PT.

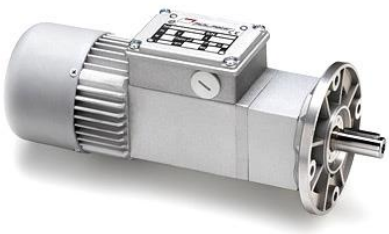


Figura 38: Motorreductor tipo ACE 244PT

Fuente: (27)

6.12.7 Calculo del diámetro del eje del mezclador

Analizando las fuerzas que actúan en el eje se determina que este solamente está sometido a torsión y para este caso el esfuerzo cortante es casi uniforme.

Para el cálculo del diámetro del eje se utilizó la ecuación planteada en la teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$De = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[\left(\frac{T}{\sigma_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Como en el caso del eje de la mezcladora no existen aplicadas fuerzas transversales que causen flexión la ecuación para el cálculo del diámetro del eje se reduce a:

$$De = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[\left(\frac{T}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Para diseños típicos de ejes según (7) se utiliza N = 2, donde hay una confianza promedio en los datos de resistencia del material y de las cargas.

Para el material de construcción se debe emplear un acero inoxidable AISI 304 para el cual se tiene $[\sigma_y]$= 276 MPa, debido a que se encuentra sometido a fluidos.

Reemplazando los datos en la ecuación anterior:

$$De = \left\{ \frac{32\ (2)}{\pi} \left[\left(\frac{3.87\ Nm}{276\ \ MPa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$De = \{20.371\ (8.973 \times 10^{-7}\ m^3)\}^{\frac{1}{3}}$$

$$De = \{2.856 \times 10^{-7}\ m^3\}^{\frac{1}{3}}$$

$$De = 6.58 \times 10^{-3}\ m$$

$$De = 6.58\ mm$$

Como se puede observar el diámetro mínimo que debe de tener el eje es de 6.58 mm. Para asegurar un mayor grado de seguridad se optó por un diámetro mínimo de 8 mm.

Las dimensiones finales del eje se pueden observar en el Anexo 37

6.12.8 Cálculo de la chaveta.

El tipo de chaveta a utilizar es de tipo rectangular, en la Tabla 3 se representan los diferentes tipos de chaveta normalizadas recomendadas según el diametro del eje.

Tabla 3. Chavetas normalizadas de acuerdo al diametro del eje

d		b	h	f	L	r	Kt	Kts	Longitudes de chavetas normalizadas: 8,10,12,14,16,18,20,22,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,160,180,200,220,250,280,320,360,400
Más de	Hasta								
8	10	3	3	d-1.8	6-36	0.2	2.2	2.6	
10	12	4	4	d-2.5	8-45	0.2	2.4	2.8	
12	17	5	5	d-3	10-56	0.3	2.4	2.8	
17	22	6	6	d-3.5	14-70	0.3	2.6	3	
22	30	8	7	d-4	18-90	0.3	2.9	3.2	
30	38	10	8	d-5	22-110	0.5	2.4	2.8	
38	44	12	8	d-5	28-140	0.5	2.8	3.1	
44	50	14	9	d-5.5	36-160	0.5	2.9	3.2	
50	58	16	10	d-6	45-180	0.5	3.2	3.5	
58	65	18	11	d-7	50-200	0.5	3.5	3.8	

Fuente: (28)

De la tabla 3 se selecciona un ancho de la chaveta de $W_c = 3\,mm$ que es el valor recomendado para ejes que van desde 8 a 10 mm.

Generalmente para diseñar una chaveta se debe tener en consideración los esfuerzos cortantes y a compresión a los que se encuentra sometida.

La longitud necesaria de la chaveta tomando en cuenta los esfuerzos cortantes a los que está sometida se calcula mediante la ecuación (32).

$$Lc = \frac{2T}{\tau_d D_e W_c}$$

Generalmente se utiliza un factor de seguridad de hasta N = 3 para chavetas según (7), empleando un acero A 36.

$$\tau_d = \frac{0.5 \times 250\ MPa}{3}$$

$$\tau_d = 41.67\ MPa$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación (32):

$$Lc = \frac{2 \times 3.87 Nm}{(41.67 \times 10^6\ Pa) \times 0.008\ m \times 0.003\ m}$$

$$Lc = 7.74 \times 10^{-3} m = 7.73\ mm$$

La longitud de la lengüeta tomando en cuenta los esfuerzos de compresión a los que está sometida está dada por la ecuación (34):

$$Lc = \frac{4T}{\sigma_d D_e H}$$

En donde $\sigma_d = \frac{S_y}{N}$, que es el esfuerzo de diseño para la compresión del acero ASTM A-36 de la chaveta, y H es la altura de la chaveta (3 mm).

$$\sigma_d = \frac{250\ MPa}{3}$$

$$\sigma_d = 83.33 \times 10^6\ Pa$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación (34), tenemos:

$$Lc = \frac{4 \times 3.87\ Nm}{(83.33 \times 10^6) \times 0.008m\ \times 0.003m}$$

$$Lc = 7.74 \times 10^{-3} m$$

$$Lc = 7.74\ mm$$

Como se puede observar tanto como para compresión y cortante la longitud mínima calculada de la chaveta está bordeando los 7.74 mm, por ende se debe construir una chaveta con una longitud de por lo menos 7.74 mm para que soporte los esfuerzos que actúan en el eje.

Sin embargo en la Tabla 3 la recomendación para la longitud de las chavetas normalizadas para un eje de entre 8 a 10 mm va desde los 6 a los 36 mm, por facilidad en el diseño se decidió utilizar una chaveta de longitud 25 mm.

6.12.9 Rodamientos del eje.

Para el eje se plantea utilizar dos rodamientos rígidos de bolas, que están soportados por sus protecciones o camisas y un seguro de interiores acopladas al tanque alimentador mediante 3 piezas metálicas fabricadas de platina de 1” (ver Anexo 37), las dimensiones finales de la camisa de los rodamientos se pueden observar en el Anexo 37, en la Figura 39 se puede observar una representación en 3D de las camisas acopladas al tanque alimentador

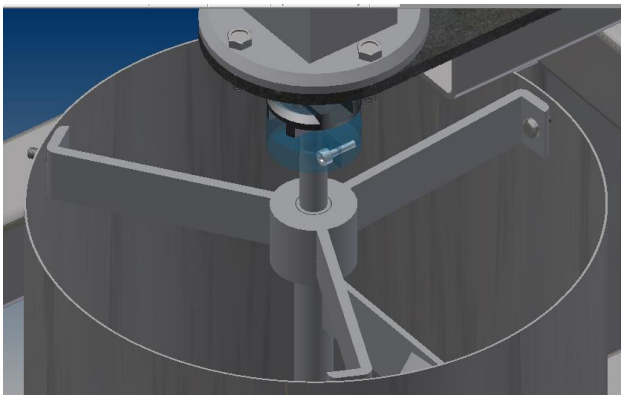


Figura 39: Camisas de los rodamientos acoplados al tanque alimentador

Fuente: El Autor

Las cargas que actúan sobre estos rodamientos son estáticas ya que no existe la presencia de momento flector en el eje, sino únicamente un momento torsor constante, por lo tanto no existe fatiga.

Las cargas que soporta el rodamiento son axiales (debido a que las cargas radiales tienden a cero), y son el peso del mezclador, el eje del mismo y el peso de la mezcla que se encuentra sobre el mezclador.

Se seleccionó un rodamiento rígido de bolas de la marca SKF serie 62 (Ver Anexo 9)

Como la carga sobre el rodamiento es una carga estática y se puede despreciar las fuerzas radiales:

$$\frac{F_a}{F_r} \rightarrow \infty$$

$$\frac{F_a}{F_r} > 0.8$$

Donde:

- F_a: Carga axial sobre el rodamiento
- F_r: Carga radial sobre el rodamiento

Para este tipo de rodamiento debe emplearse valores de X = 0.6 y Y = 0.5 de acuerdo al Anexo 9, empleando la ecuación (39), se tiene:

$$P_o = 0.6F_r + 0.5F_a$$

La carga axial debida al peso del mezclador incluido el eje es de aproximadamente 25.82 N

La carga axial debida al peso de la masa que se encuentra sobre mezclador es aproximadamente 130.1 N

Como $F_r \rightarrow 0$, tenemos:

$$P_o = 0.5\ (25.82 + 130.1)\ N$$

$$P_o = 77.982\ N$$

Se seleccionó un rodamiento de diámetro interior 10 mm. Este rodamiento es el 61800-2Z y su capacidad de carga dinámica es de 1380 N.

- **Vida útil de los rodamientos**

La vida nominal de los rodamientos se puede calcular para determinar las condiciones de fatiga en base a suposiciones estadísticas.

La vida nominal de un rodamiento está dada por la ecuación (37), según la normativa ISO 281:2007 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p}$$

$$L_{10} = \left(\frac{1380N}{77.982\ N}\right)^{3}$$

$$L_{10} = 5541.8\ Millones\ de\ revoluciones$$

En donde:

- C: Capacidad de carga dinámica.
- P: Carga dinámica equivalente.
- p: Exponente de la ecuación de la vida, 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para los rodamientos de rodillos.
- L_{10}: vida nominal (con un 90% de fiabilidad) [millones de revoluciones]

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la [Ec. 38]:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60\ n}\ L_{10}\right)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60\ (85\ rpm)}\ 1000692.6\right)$$

$$L_{10h} = 1'086627.5\ horas\ de\ funcionamiento$$

Donde:

- L_{10h}: vida nominal (con un 90% de fiabilidad) [horas de funcionamiento]

6.12.10 Selección del acople del eje del mezclador al eje del motor

Para el acople entre los ejes del mezclador y motor se seleccionó uno tipo Oldham, este acople tiene que cumplir con las siguientes características:

- El torque a soportar debe ser mayor a 3.87 Nm.
- Las revoluciones que soporte el acople deben superar las 85 rpm.
- Que el diámetro interior sea de 10 mm.

Del catálogo de la marca Ruland (Anexo 10) se seleccionó dos abrazaderas tipo MOCC25-8-Ay un acoplamiento D26/41-NL, algunas de sus características son las siguientes:

- Par recomendado: 3.65 Nm
- Par de rotura: 45.3 Nm
- Velocidad máxima: 4500 rpm
- Diámetro interior: 8 mm

En la figura (40) se puede observar este tipo de abrazadera y acoplamientos.

Figura 40: Abrazadera MOCC25-8-A y acoplamiento D26/41-NL.

Fuente: (29)

6.13 Sistema de conformado de briquetas.

El sistema de conformado de briquetas como su nombre lo indica es el encargado de dar forma las briquetas, está compuesto por un conjunto de mecanismos que permitirá obtener

la briqueta bajo las dimensiones preestablecidas, todo esto accionado mediante un sistema hidráulico, como ya se mencionó.

Los mecanismos principales son:

- Revólver.
- Sistema hidráulico de compresión.
- Sistema de extracción.

6.13.1 Dimensionamiento del revólver.

El revólver es un mecanismo alimentador rotatorio de la máquina, en él se encuentran acoplados los moldes que sirven para conformar a las briquetas, está compuesto por dos placas metálicas circulares, moldes, soportes y un sistema de potencia que le da movimiento (Figura 41).

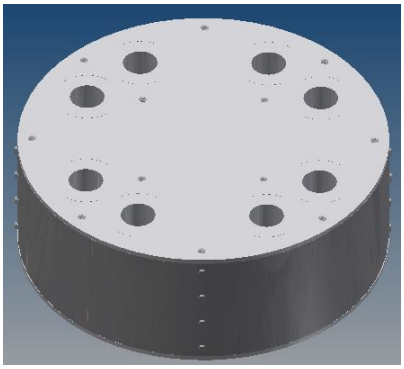


Figura 41: Revolver de la máquina briquetadora.

Fuente: El Autor

6.13.2 Placas superiores e inferiores.

Como se mencionó previamente el revólver está conformado por dos placas metálicas que sirven de apoyo de sujeción para los moldes.

Para el diseño del revólver se consideró que por cada proceso de compresión se debían fabricar dos briquetas y que el revólver posea cuatro estaciones o paradas, es decir que el revólver deberá constar de 8 moldes.

En base a las dimensiones del tanque alimentador se adoptó para el diámetro de las placas una medida de 45 cm y un espesor de 6 mm (ver cálculos en la siguientes secciones), el material recomendado para la fabricación es el acero inoxidable AISI 304.

En las figuras (42) se puede observar una representación en 3D de la placa superior.

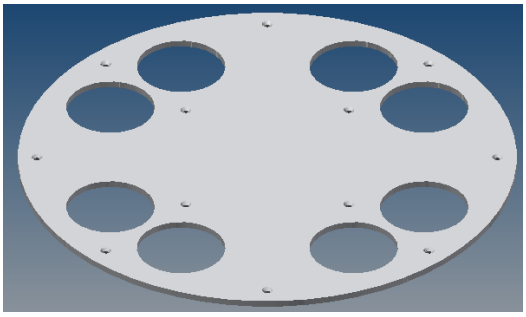


Figura 42: Vista en 3D de la placa superior.

Fuente: El Autor

De manera similar para la placa inferior se adoptó un espesor de 6 mm (ver dimensionamiento en las siguientes secciones) y 45 cm de diámetro, en la figura (43) se puede observar una representación en 3D de esta.

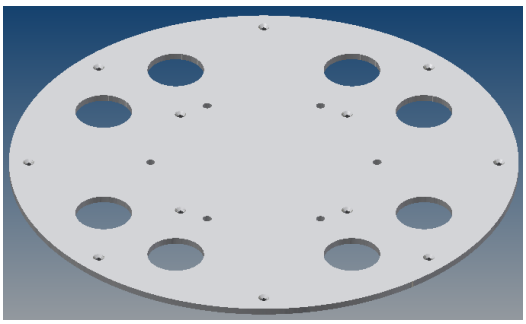


Figura 43: Vista en 3D de la placa inferior.

Fuente: El Autor

Las dimensiones finales de las placas superior e inferior se pueden observar en el Anexo 37 (Planos).

6.13.3 Placas de soporte.

Para ofrecer fijación a los moldes se necesita soldar pequeñas placas que sirven de apoyo para sostener a los mismos, estas placas tienen como finalidad que los moldes no

sobresalgan de la placa superior del revólver y de soportar los esfuerzos debido a la compresión provocada por el cilindro hidráulico, estas se encuentran sujetas mediante soldadura a la placa superior en su lado posterior. En la figura (44) se pueden observar las dimensiones de estas placas.

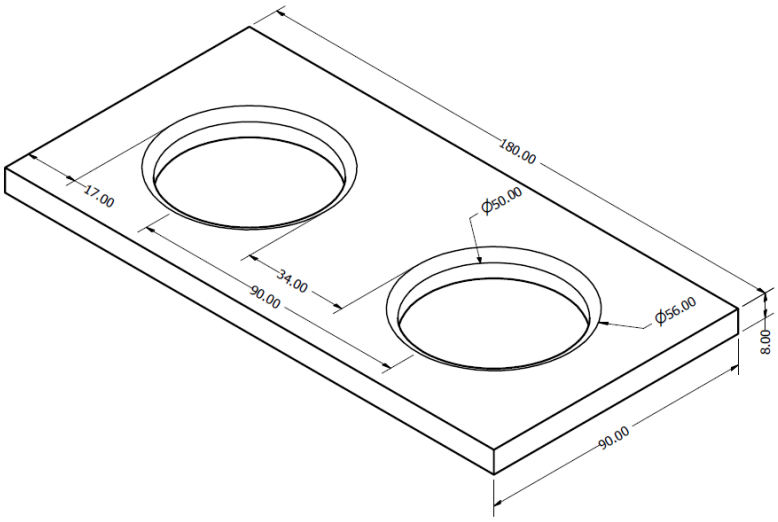


Figura 44: Dimensiones de las placas de soporte.

Fuente: El Autor

En la figura (45) se puede observar una representación en 3D de la placa superior junto a las placas ya soldadas.

Figura 45: Representación en 3D de la placa superior junto a las placas de soporte.

Fuente: El Autor

6.13.4 Análisis y cálculo del espesor de las placas de soporte.

Las placas de soporte al recibir esfuerzos constantes que producen flexión en ellas se encuentran sometidas a fatiga, este esfuerzo es fluctuante como el mostrado en la figura

(46) ya que al momento de la extracción de las briquetas estas placas no reciben ningún esfuerzo, en cambio este esfuerzo es soportado por la placa inferior y transmitida mediante un seguro del cual su dimensionamiento se encuentra en acápites posteriores.

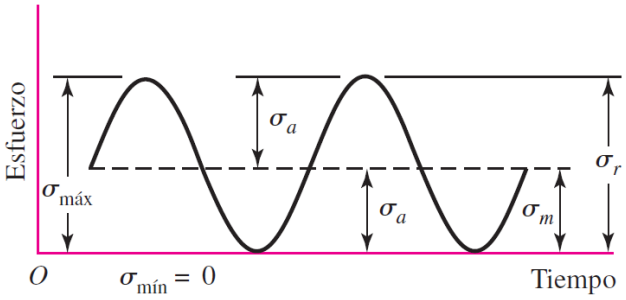


Figura 46: Esfuerzo fluctuante sinusoidal.

Fuente: (12)

Para determinar el espesor de las placas primeramente se procede a calcular la resistencia a la fatiga de las placas mediante la ecuación (27):

$$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut}$$

$$\sigma'_e = 0.5\ (568\ MPa)$$

$$\sigma'_e = 284\ MPa$$

En donde:

- σ_{ut}: Esfuerzo ultimo del acero inoxidable AISI 304: 568 MPa
- σ'_e: Resistencia a la fatiga del elemento

Habiendo calculado la resistencia a la fatiga procede a determinar la resistencia a la fatiga modificada o corregida σ_e mediante la ecuación (28), para ello primeramente se debe determinar los factores que modifican la resistencia a la fatiga.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} \sigma'_e$$

- **Factor de modificación de la condición superficial k_a**

Del Anexo 11 se toma los valores de a y b de acuerdo al acabado del material (laminado en caliente).

$k_a = a \cdot {\sigma_{ut}}^b$

$k_a = 57.7\ MPa \cdot (568\ MPa)^{-0.718}$

$k_a = 0.6$

- **Factor de tamaño k_b**

Para determinar el factor de tamaño k_b cuando no es una sección circular rotatoria se procede a calcular la dimensión efectiva d_e para una sección rectangular, ya que aún no se posee el espesor de las placas se adoptó un espesor de 1 cm para el dimensionamiento de este factor.

$d_e = 0.808\sqrt{hb}$

$d_e = 0.808\sqrt{(10\ mm)\ (92\ mm)}$

$d_e = 0.0245\ m = 24.5\ mm = 0.96\ pulg$

En donde:

- d_e: dimensión efectiva
- h: espesor de la placa = 1cm
- b: ancho de la placa = 9.2 cm

Del Anexo 12 se selecciona la ecuación adecuada para el dimensionamiento de este factor, ya que d_e esta entre $0.11\ \leq d_e \leq 2\ pulg$ se tiene:

$k_b = 0.879\ {d_e}^{-0.107}$

$k_b = 0.879\ (24.5\ mm)^{-0.107}$

$k_b = 0.62$

- **Factor de la carga k_c**

Del Anexo 13 se selecciona un factor de carga k_c de acuerdo al tipo de carga para flexión:

$k_c = 1$

- **Factor de temperatura k_d**

Ya que las temperaturas de funcionamiento bordean entre la 20 y 50 °C se seleccionó del Anexo 14 un factor $k_d = 1$

- **Factor de confiabilidad k_e**

Para el diseño de las placas se decidió utilizar un porcentaje de confiablidad del 90% del Anexo 15 se toma su valor en donde $k_e = 0.897$

- **Factor de modificación de efectos varios k_f**

Para determinar el valor de k_f se procede a determinar por la siguiente formula:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

En donde:

- k_t: Factor de concentración de esfuerzos
- k_f: Factor de efectos varios
- q: coeficiente de sensibilidad del material

Del Anexo 16 se obtiene $k_t = 1.3$.

Para aceros aleados de alta resistencia el valor de q tiende a la unidad de acuerdo a (30) para el diseño se adoptó un valor de 0.9, (12) recomiendan que cuando se desconoce el valor de q se utilice $k_t = k_f$.

Reemplazando el valor de k_t y empleando un valor de $q = 0.9$ en la ecuación anterior:

$$k_f = 1 + 0.9\ (1.3 - 1)$$

$$k_f = 1.27$$

Habiendo determinado los factores que modifican la resistencia a la fatiga se procede a calcular la resistencia a la fatiga corregida:

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} {\sigma'}_e$$

$$\sigma_e = (0.6) \cdot (0.62) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (1.27)^{-1} \cdot (284\ MPa)$$

$$\sigma_e = 74.61\ MPa$$

De las diferentes teorías de falla por fatiga es recomendable utilizar la adecuada para el tipo de carga a la cual se encuentre sometido el elemento en cuestión, (30) recomienda que cuando se tenga elementos sometidos a cargas de flexión o tracción se utilice la Teoría de Gerber:

$$\frac{N\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

En donde:

- σ_a: Componente de la amplitud.
- σ_e: Esfuerzo a la fatiga corregido.
- σ_{ut}: Esfuerzo ultimo del acero inoxidable AISI 304.
- σ_m: componente del esfuerzo medio.
- N: Factor de seguridad.

Como se puede observar en la figura (46) cuando se tiene un esfuerzo fluctuante de ese tipo el $\sigma_{mín} = 0$:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{máx} - \sigma_{mín}|}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

En donde:

- $\sigma_{máx}$: Esfuerzo máximo.
- σ_{mix}: Esfuerzo mínimo

Por lo tanto $\sigma_m = \sigma_a$, para el diseño a fatiga se adopta un factor de seguridad de 2 recomendado por (30) para este tipo de elementos, reemplazando los datos en la fórmula de la Teoría de Gerber se obtiene:

$$\frac{N\sigma_m}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{2\,\sigma_m}{74.61MPa} + \left(\frac{2\,\sigma_m}{568\,MPa}\right)^2 = 1$$

$$0.0268\,\sigma_m + 1.239 \times 10^{-5}\,{\sigma_m}^2 - 1 = 0$$

$$1.239 \times 10^{-5}\,{\sigma_m}^2 + 0.0268\,\sigma_m - 1 = 0$$

Resolviendo la ecuación cuadrática de la forma $ax^2 + bx + c = 0$:

$$\sigma_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$\sigma_m = \frac{-0.0268\ \pm \sqrt{(0.0268)^2 - 4(1.239 \times 10^{-5})(-1)}}{2(1.239 \times 10^{-5})}$$

$$\sigma_{m1+} = 36.691\,MPa$$

$$\sigma_{m2-} = -2199.7\,MPa$$

En base a la figura (46) el esfuerzo máximo es positivo por el tipo de fluctuación a la cual se encuentra sometido el elemento y el esfuerzo mínimo es cero, por ello se descarta la solución σ_{m2-} y se utiliza σ_{m1+} como el esfuerzo del componente medio.

Habiendo determinado el esfuerzo medio se procede calcular el esfuerzo máximo, ya que $\sigma_{mín} = 0$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

$$\sigma_{máx} = 2\,\sigma_m$$

$$\sigma_{máx} = 2 \cdot (36.691\,MPa)$$

$$\sigma_{máx} = 73.382\,MPa$$

Para verificar la resistencia de las placas de sujeción se analiza el espesor en dicho elemento asumiendo que soporta carga a flexión a manera de una viga cantiléver en su base.

La carga que produce la flexión se calcula mediante la ecuación (29):

$$P = \frac{F_{flex}}{A}$$

$$F_{flex} = 12\ Bar\ \cdot\ \pi \cdot r^2$$

$$F_{flex} = 1.2\ MPa\ \cdot\ \pi \cdot (0.021\ m)^2$$

$$F_{flex} = 1662.5\ N$$

En donde:

- P: Presión necesaria para producir una briqueta.
- F_{flex}: Carga flectora.
- A: Área donde se aplica la fuerza.

El momento flector en la base que soporta los moldes está dado por la ecuación (30):

$$Mf = \frac{F_{flex}\ (D_{molde} - D_{int_{molde}})}{2}$$

$$Mf = \frac{1662.5\ N\ (0.080\ m - 0.050\ m)}{2}$$

$$Mf = 24.93\ Nm$$

En donde:

- D_{molde}: Diámetro de las cavidades de la placa superior 80 mm
- $D_{int_{molde}}$: Diámetro de las cavidades de las placas de soporte 50 mm

Reemplazando estos datos en la ecuación (31) se procede a determinar el espesor mínimo de las placas de soporte.

$$\sigma_{máx} = \frac{6\ Mf}{2\pi \cdot Rm \cdot e^2}$$

$$73.882\ MPa = \frac{6\ (24.93\ Nm)}{2\pi \cdot (7.5 \times 10^{-3}\ m) \cdot (e)^2}$$

$$e^2 = \frac{6\ (24.93\ Nm)}{73.882\ MPa \cdot 2\pi \cdot (7.5 \times 10^{-3}\ m)}$$

$$e = \sqrt{4.3 \times 10^{-5}\ m^2}$$

$$e = 0.006557\ m = 6.557\ mm$$

En donde:

- e: espesor mínimo de las placas de soporte.
- Rm: radio medio entre las cavidades de las placas de superior y soporte.
- $\sigma_{máx}$: esfuerzo máximo.

Como se puede observar el espesor mínimo que deben de tener las placas de soporte es de 6.55 mm, sin embargo de las diferentes placas normalizadas se selecciona una de 8 mm para el diseño.

6.13.5 Análisis de las soldaduras de las placas de soporte

Para asegurar las placas de soporte con las placas superiores, se debe realizar soldadura en los extremos de la placa de soporte.

El tipo de soldadura a emplearse es de tipo filete y el electrodo recomendado para realizar la soldadura es el 7018, sus características pueden observarse en el Anexo 17.

La longitud mínima que deben de tener los cordones de soldadura se puede determinar partiendo de la ecuación (1):

$$\sigma_d = \frac{F}{A_{soldadura}} \quad (1)$$

En donde:

- σ_d: Esfuerzo de diseño
- A: Área de la soldadura
- F: Fuerza que debe soportar la soldadura

El área de la soldadura está dada por la siguiente ecuación:

$A_{soldadura} = 2 \cdot h \cdot L \cdot \cos\alpha$, (2)

Donde:

- h: Garganta del cordón de soldadura (Ver Anexo 18).
- L: Longitud mínima de soldadura.
- α: Angulo en que se realiza la soldadura.

Reemplazando (2) en (1):

$$\sigma_d = \frac{F}{2 \cdot h \cdot L \cdot \cos\alpha}$$

El esfuerzo de diseño se determinó mediante la ecuación (36), empleando un factor de seguridad de 3 debido a que el elemento se encuentra sometido a fatiga, (12) recomiendan usar un factor de 2 o superior:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{474\ MPa}{3}$$

$$\sigma_d = 158\ MPa$$

Para elementos de ¼" hasta ½" (12) recomienda emplear un tamaño mínimo de soldadura h de 3/16" es decir 4.76 mm, para el dimensionamiento se emplea un espesor de 5 mm, utilizando un ángulo de soldadura de 45°.

Por lo tanto la longitud mínima de los cordones de soldadura empleando un electrodo 70-18 es:

$$L = \frac{F}{2 \cdot h \cdot \sigma_d \cdot \cos\alpha}$$

$$L = \frac{3325\ N}{2 \cdot (0.005\ m) \cdot (158\ MPa) \cdot \cos 45}$$

$$L \approx 3\ mm$$

De los cálculos efectuados se puede observar que la longitud mínima de soldadura por cada cara de la placa de soporte es de 3 mm, esto se debe a las características del electrodo empleado y a la fuerza de aplicación que están soportando, sin embargo se recomienda emplear más puntos de soldadura en el contorno de la pieza de soporte como los mostrados en la figura (47).

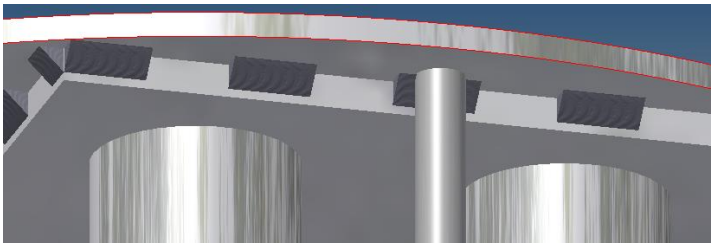


Figura 47: Cordones de soldadura en la placa de soporte.

Fuente: El Autor

6.13.6 Diseño de los moldes.

Los moldes pueden ser fabricados por dos formas, la primera mediante el torneado de un barra cilíndrica hueca y la segunda mediante fundición, el material de fabricación recomendado es el acero inoxidable AISI 304 pero se puede emplear alguna aleación de similares características, en la figura (48) se puede observar una representación en 3D de uno de los moldes.

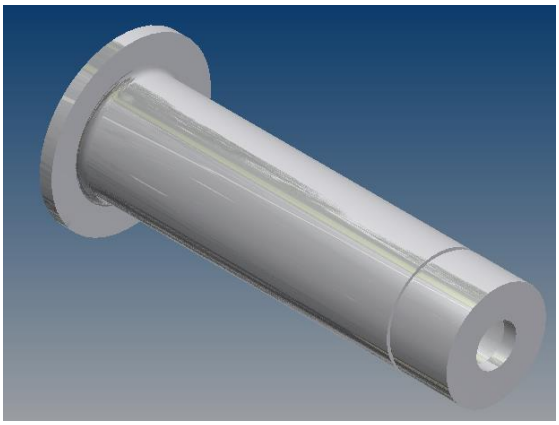


Figura 48: Representación de un molde en 3D.

Fuente: El Autor

La relación de densidades calculada para producir una briqueta de las características solicitadas es de 1.77, es decir que para producir una briqueta de 10 cm de longitud se

tiene que comprimir aproximadamente 7.7 cm, por ende la longitud interior del molde debe ser igual a 17.7cm.

De las pruebas realizadas en el taller mecánico de la Universidad Nacional de Loja se observó que para extraer una briqueta de cascarilla de arroz húmeda de un molde cilindro se requiere de una gran fuerza, para facilitar la extracción de las briquetas se diseñó el molde con medio grado de conicidad a partir de los 7.7 cm hasta la parte posterior de los moldes, para evitar la salida de la biomasa se recomienda emplear tapas circulares de 6 mm.

Alguna de las dimensiones del molde se muestran en la figura (49).

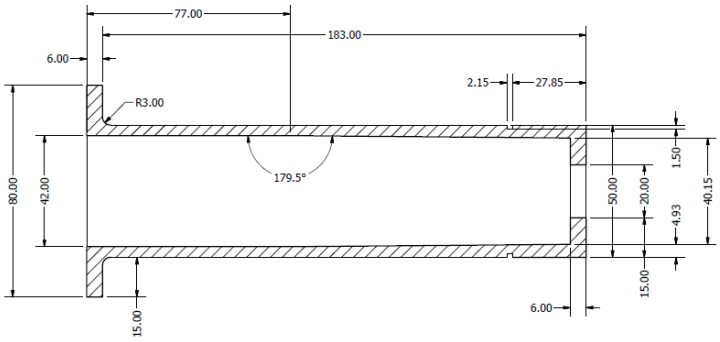


Figura 49: Dimensiones de los moldes.

Fuente: El Autor

Para realizar el diseño completo de los moldes se procede a realizar los siguientes cálculos:

- Cálculo del espesor de los moldes.
- Cálculo del espesor del soporte superior.
- Cálculo del espesor del soporte inferior.

6.13.7 Cálculo del espesor de los moldes.

Para determinar el espesor de los moldes (Figura 50), se procede de manera similar al cálculo realizado para obtener el espesor de las placas de soporte.

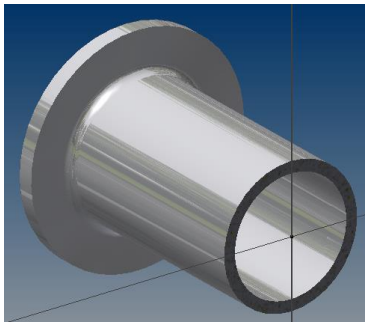


Figura 50: Espesor de los moldes.

Fuente: El Autor

- **Cálculo del esfuerzo a la fatiga**

$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut}$

$\sigma'_e = 0.5\ (568\ MPa)$

$\sigma'_e = 284\ MPa$

- **Factor de modificación de la condición superficial k_a**

Del Anexo 11 se toma los valores de a y b de acuerdo al acabado del material (maquinado o estirado en frío).

$k_a = a \cdot {\sigma_{ut}}^b$

$k_a = 4.51\ MPa \cdot (568\ MPa)^{-0.265}$

$k_a = 0.84$

- **Factor de tamaño k_b**

Para determinar el factor de tamaño k_b cuando no es una sección circular rotatoria se procede a calcular la dimensión efectiva d_e para una sección circular hueca, como aún se desconoce el espesor de los moldes, para el cálculo del factor se empleó el diámetro interior que ya es conocido (42 mm).

Del Anexo 12, para una sección circular no rotativa se tiene:

$d_e = 0.370\ d$

$d_e = 0.370\ (42\ mm)$

$d_e = 15.44\ mm$

De acuerdo al Anexo 12 cuando el diámetro esta entre $2.79 \leq 15.44 \leq 51\ mm$ se emplea la siguiente ecuación:

$k_b = 1.24\ d^{-0.107}$

$k_b = 1.24\ (15.44\ mm)^{-0.107}$

$k_b = 0.93$

- **Factor de la carga k_c**

Del Anexo 13 se selecciona un factor de carga k_c de acuerdo al tipo de carga, para flexión:

$k_c = 1$

- **Factor de temperatura k_d**

Ya que las temperaturas de funcionamiento bordean entre la 20 y 50 °C se seleccionó del Anexo 14 un factor $k_d = 1$

- **Factor de confiabilidad k_e**

Para el diseño del espesor del molde se decidió utilizar un de confiablidad del 90% del Anexo 15 se toma su valor en donde $k_e = 0.897$

- **Factor de modificación de efectos varios k_f**

Para determinar el valor de k_f se procede a determinar por la siguiente formula:

$k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Del Anexo 16, con un filete de r = 4 mm, se obtiene $k_t = 1.5$.

Para aceros aleados de alta resistencia el valor de q tiende a la unidad de acuerdo a (30) para el diseño se adoptó un valor de 0.9.

Reemplazando el valor de k_t y empleando un valor de $q = 0.9$ en la ecuación anterior:

$k_f = 1 + 0.9\ (1.5 - 1)$

$k_f = 1.45$

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida**

$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} \sigma'_e$

$\sigma_e = (0.84) \cdot (0.93) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (1.45)^{-1} \cdot (284\ MPa)$

$\sigma_e = 137.247 MPa$

De las diferentes teorías de falla por fatiga (30) recomienda que cuando se tenga elementos sometidos a cargas de flexión o tracción se utilice la Teoría de Gerber:

$$\frac{N\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{2\ \sigma_m}{137.247\ MPa} + \left(\frac{2\ \sigma_m}{568\ MPa}\right)^2 = 1$$

$$0.0145\ \sigma_m + 1.239 \times 10^{-5}\ {\sigma_m}^2 - 1 = 0$$

$$1.239 \times 10^{-5}\ {\sigma_m}^2 + 0.01\ \sigma_m - 1 = 0$$

Resolviendo la ecuación cuadrática de la forma $ax^2 + bx + c = 0$:

$$\sigma_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$\sigma_m = \frac{-0.0145\ \pm \sqrt{(0.0145)^2 - 4(1.239 \times 10^{-5})(-1)}}{2(1.239 \times 10^{-5})}$$

$$\sigma_{m1+} = 65.320\ MPa$$

$$\sigma_{m2-} = -1235.6\ MPa$$

Se descarta σ_{m2-} y se utiliza σ_{m1+} como el esfuerzo del componente medio, por las razones planteadas en el cálculo del espesor de las placas de soporte (ver página 77).

Habiendo determinado el esfuerzo medio se procede calcular el esfuerzo máximo, ya que $\sigma_{mín} = 0$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

$$\sigma_{máx} = 2\,\sigma_m$$

$$\sigma_{máx} = 2 \cdot (65.320\ MPa)$$

$$\sigma_{máx} = 130.64\ MPa$$

Para determinar el espesor del cilindro se procede a calcular mediante la ecuación del esfuerzo tangencial para el diseño, reemplazando el esfuerzo máximo por el esfuerzo tangencial, se tiene:

$$\sigma_T = \frac{Pr}{h}$$

$$130.64\ MPa = \frac{1.2\ MPa\ (42\ mm)}{h}$$

$$h = 0.3857\ mm$$

Donde:

- σ_T: Esfuerzo tangencial
- P: Presión
- r: radio
- h: espesor

De los cálculos efectuados se puede observar que el espesor mínimo a seleccionar es de 0.3857 mm esto se debe a las características del material de fabricación del molde (AISI 304), sin embargo para el diseño se toma un espesor de 2.5 mm para que soporte la ranura del seguro de exteriores y de 4 mm para el resto del molde.

6.13.8 Selección del seguro de exteriores

El seguro de exteriores es un elemento mecánico que permite asegurar y fijar ciertos elementos (Figura 51).

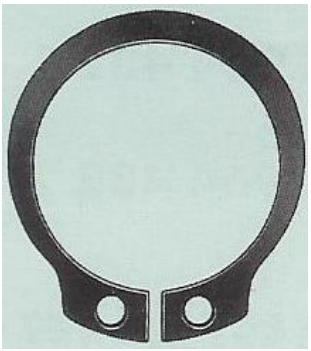


Figura 51: Seguro de exteriores.

Fuente: (31)

En el caso de la máquina briquetadora este permite la sujeción del molde con la placa metálica inferior, para que en el momento de la extracción los moldes no se salgan de su sitio y este a su vez transmita los esfuerzos hacia la placa inferior, su selección se basa principalmente en las medidas del elemento al que se sujeta y la fuerza que puede soportar el mismo.

Del Anexo 20 se selecciona un seguro de exteriores para un diámetro de 47 mm.

6.13.9 Cálculo del espesor del soporte superior

Para determinar el espesor de las placas de soporte superior de los moldes se procede a calcular de manera similar que para las placas de soporte, en la figura (52) se puede observar una representación en 3D del soporte superior.

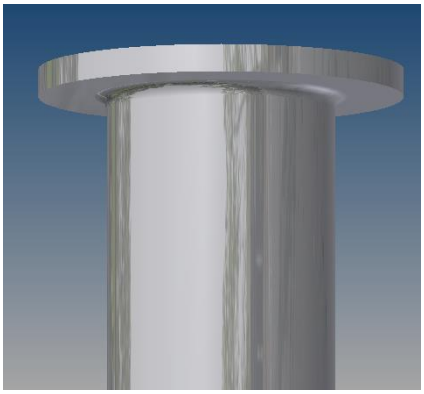


Figura 52: Soporte superior del molde en 3D.

Fuente: El Autor

- **Cálculo del esfuerzo a la fatiga**

$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut}$

$\sigma'_e = 0.5\ (568\ MPa)$

$\sigma'_e = 284\ MPa$

- **Factor de modificación de la condición superficial k_a**

Del Anexo 11 se toma los valores de a y b de acuerdo al acabado del material (maquinado o estirado en frío).

$k_a = a \cdot {\sigma_{ut}}^b$

$k_a = 4.51\ MPa \cdot (568\ MPa)^{-0.265}$

$k_a = 0.84$

- **Factor de tamaño k_b**

Para determinar el factor de tamaño k_b cuando no es una sección circular rotatoria se procede a calcular la dimensión efectiva d_e para una sección circular hueca, empleando el diámetro exterior de 82 mm y utilizando la ecuación recomendada por el Anexo 12, para una sección circular no rotativa se tiene:

$d_e = 0.370\ d$

$d_e = 0.370\ (82\ mm)$

$d_e = 30.34\ mm$

Del Anexo 12, cuando el diámetro está entre 51 < 254 mm se emplea la siguiente formula:

$k_b = 1.51\ d^{-0.157}$

$k_b = 1.51\ (30.34\ mm)^{-0.157}$

$k_b = 0.88$

- **Factor de la carga k_c**

Del Anexo 13 se selecciona un factor de carga k_c de acuerdo al tipo de carga, para flexión:

$k_c = 1$

- **Factor de temperatura k_d**

Ya que las temperaturas de funcionamiento bordean entre la 20 y 50 °C se seleccionó del Anexo 14 un factor $k_d = 1$

- **Factor de confiabilidad k_e**

Para el diseño de las placas se decidió utilizar un de confiablidad del 90% del Anexo 15 se toma su valor en donde $k_e = 0.897$

- **Factor de modificación de efectos varios k_f**

Para determinar el valor de k_f se procede a determinar por la siguiente formula:

$k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Del Anexo 16, asumiendo que el ancho de la placa es igual al diámetro se obtiene $k_t = 1.3$.

Para aceros aleados de alta resistencia el valor de q tiende a la unidad de acuerdo a (30) para el diseño se adoptó un valor de 0.9.

Reemplazando el valor de k_t y empleando un valor de $q = 0.9$ en la ecuación anterior:

$k_f = 1 + 0.9\ (1.3 - 1)$

$k_f = 1.27$

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida**

$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} {\sigma'}_e$

$\sigma_e = (0.84) \cdot (0.88) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (1.27)^{-1} \cdot (284\ MPa)$

$\sigma_e = 148.27\ MPa$

De las diferentes teorías de falla por fatiga es recomendable utilizar la adecuada para el tipo de carga a la cual se encuentre sometido el elemento en cuestión, (30) recomienda

que cuando se tenga elementos sometidos a cargas de flexión o tracción se utilice la Teoría de Gerber:

$$\frac{N\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

Como $\sigma_m = \sigma_a$, para el diseño a fatiga se adopta un factor de seguridad de 2 recomendado por (30) para este tipo de elementos, reemplazando los datos en la fórmula de la Teoría de Gerber se obtiene:

$$\frac{N\sigma_m}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{2\,\sigma_m}{148.27\,MPa} + \left(\frac{2\,\sigma_m}{568\,MPa}\right)^2 = 1$$

$$0.01348\,\sigma_m + 1.239 \times 10^{-5}\,{\sigma_m}^2 - 1 = 0$$

$$1.239 \times 10^{-5}\,{\sigma_m}^2 + 0.01348\,\sigma_m - 1 = 0$$

Resolviendo la ecuación cuadrática de la forma $ax^2 + bx + c = 0$:

$$\sigma_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$\sigma_m = \frac{-0.01348\ \pm \sqrt{(0.01348\ )^2 - 4(1.239 \times 10^{-5})(-1)}}{2(1.239 \times 10^{-5})}$$

$$\sigma_{m1+} = 69.717\,MPa$$

$$\sigma_{m2-} = -1157.7\,MPa$$

Se descarta σ_{m2-} y se utiliza σ_{m1+} como el esfuerzo del componente medio, por las razones planteadas en el cálculo del espesor de las placas (ver página 77).

Habiendo determinado el esfuerzo medio se procede calcular el esfuerzo máximo, ya que $\sigma_{mín} = 0$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

$$\sigma_{máx} = 2\,\sigma_m$$

$$\sigma_{máx} = 2 \cdot (69.717\ MPa)$$

$$\sigma_{máx} = 139.434\ MPa$$

Reemplazando estos datos en la ecuación (31) se procede a determinar el espesor mínimo del soporte superior de los moldes.

$$\sigma_{máx} = \frac{6\ Mf}{2\pi \cdot Rm \cdot e^2}$$

$$139.434\ MPa = \frac{6\ (24.93\ Nm)}{2\pi \cdot (0.0075\ m) \cdot (e)^2}$$

$$e^2 = \frac{6\ (24.93\ Nm)}{139.434\ MPa \cdot 2\pi \cdot (7.5 \times 10^{-3}\ m)}$$

$$e = \sqrt{2.27648 \times 10^{-5}\ m^2}$$

$$e = 0.0047712\ m \approx 4.8\ mm$$

Como se puede observar el espesor mínimo que deben de tener el soporte superior de los moldes es de 4.8 mm sin embargo para el diseño se selecciona opta por un espesor de 6 mm

6.13.10 Cálculo del espesor del soporte inferior.

Para determinar el espesor de las placas de soporte inferior de los moldes (Figura 53) se procede a calcular de manera similar que para el soporte superior.

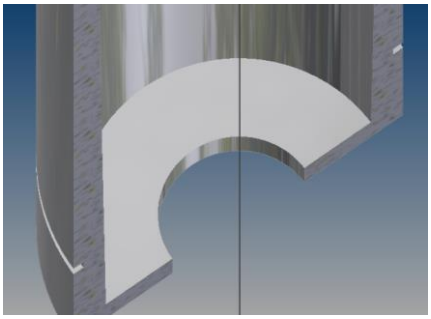


Figura 53: Soporte inferior.

Fuente: El Autor

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga.**

$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut}$

$\sigma'_e = 0.5\ (568\ MPa)$

$\sigma'_e = 284\ MPa$

- **Factor de modificación de la condición superficial k_a**

Del Anexo 11 se toma los valores de a y b de acuerdo al acabado del material (maquinado o estirado en frío).

$k_a = a \cdot {\sigma_{ut}}^b$

$k_a = 4.51\ MPa \cdot (568\ MPa)^{-0.265}$

$k_a = 0.84$

- **Factor de tamaño k_b**

Para determinar el factor de tamaño k_b cuando no es una sección circular rotatoria se procede a calcular la dimensión efectiva d_e para una sección circular hueca, empleando el diámetro de 40 mm y utilizando la ecuación recomendada por el Anexo 12, para una sección circular no rotativa se tiene:

$d_e = 0.370\ d$

$d_e = 0.370\ (40\ mm)$

$d_e = 14.8\ mm$

De acuerdo al Anexo 12 cuando el diámetro esta entre $2.79 \leq 14.8 \leq 51\ mm$ se emplea la siguiente ecuación:

$k_b = 1.24\ d^{-0.107}$

$k_b = 1.24\ (14.8\ mm)^{-0.107}$

$k_b = 0.93$

- **Factor de la carga k_c**

Del Anexo 13 se selecciona un factor de carga k_c de acuerdo al tipo de carga para flexión:

$k_c = 1$

- **Factor de temperatura k_d**

Ya que las temperaturas de funcionamiento bordean entre la 20 y 50 °C se seleccionó del Anexo 14 un factor $k_d = 1$

- **Factor de confiabilidad k_e**

Para el diseño de las placas se decidió utilizar un de confiablidad del 90% del Anexo 15 se toma su valor en donde $k_e = 0.897$

- **Factor de modificación de efectos varios k_f**

Para determinar el valor de k_f se procede a determinar por la siguiente formula:

$k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Del Anexo 16, asumiendo que el ancho de la placa es igual al diámetro se obtiene $k_t = 1.3$.

Para aceros aleados de alta resistencia el valor de q tiende a la unidad de acuerdo a (30), (12) recomiendan que cuando se desconoce el valor de q se utilice $k_t = k_f$.

Reemplazando el valor de k_t y empleando un valor de $q = 0.9$ en la ecuación anterior:

$k_f = 1 + 0.9\ (1.3 - 1)$

$k_f = 1.27$

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida**

$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} {\sigma'}_e$

$\sigma_e = (0.84) \cdot (0.93) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (1.27)^{-1} \cdot (284\ MPa)$

$\sigma_e = 156.7\ MPa$

Para determinar el esfuerzo medio se empleó la Teoría de Gerber:

$$\frac{N\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

Como $\sigma_m = \sigma_a$, para el diseño a fatiga se adopta un factor de seguridad de 2 recomendado por (30) para este tipo de elementos, reemplazando los datos en la fórmula de la Teoría de Gerber se obtiene:

$$\frac{N\sigma_m}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{2\ \sigma_m}{153.08\ MPa} + \left(\frac{2\ \sigma_m}{568\ MPa}\right)^2 = 1$$

$$0.013\ \sigma_m + 1.239 \times 10^{-5}\ {\sigma_m}^2 - 1 = 0$$

$$1.239 \times 10^{-5}\ {\sigma_m}^2 + 0.013\ \sigma_m - 1 = 0$$

Resolviendo la ecuación cuadrática de la forma $ax^2 + bx + c = 0$:

$$\sigma_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$\sigma_m = \frac{-0.013\ \pm \sqrt{(0.013\ )^2 - 4(1.239 \times 10^{-5})(-1)}}{2(1.239 \times 10^{-5})}$$

$$\sigma_{m1+} = 71.984\ MPa$$

$$\sigma_{m2-} = -1121.2\ MPa$$

Se descarta σ_{m2-} y se utiliza σ_{m1+} como el esfuerzo del componente medio, por las razones planteadas en el cálculo del espesor de las placas (ver página 77).

Habiendo determinado el esfuerzo medio se procede calcular el esfuerzo máximo, ya que $\sigma_{mín} = 0$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

$$\sigma_{máx} = 2\,\sigma_m$$

$$\sigma_{máx} = 2 \cdot (71.984\,MPa)$$

$$\sigma_{máx} = 143.97\,MPa$$

Ya que el soporte inferior posee un agujero de 2 cm de diámetro para el ingreso de los machos del extractor, se emplea la ecuación (31) para determinar el espesor mínimo del soporte inferior:

$$\sigma_{máx} = \frac{6\,Mf}{2\pi \cdot Rm \cdot e^2}$$

$$143.97\,MPa = \frac{6\,(24.93\,Nm)}{2\pi \cdot (0.005\,m) \cdot (e)^2}$$

$$e^2 = \frac{6\,(24.93\,Nm)}{143.97\,MPa \cdot 2\pi \cdot (0.005\,m)}$$

$$e = \sqrt{5.75076 \times 10^{-5}\,m^2}$$

$$e = 0.00575076\,m \approx 5.75\,mm$$

Como se puede observar el espesor mínimo que deben de tener las placas de soporte es de 5.75 mm, sin embargo para el diseño se optó por un espesor de 6 mm.

6.13.11 Cálculo de las columnas de soporte.

Para ayudar a reducir la flexión en la placa superior del revólver es necesario diseñar columnas que soporten las cargas a las cuales se encuentran sometidas dichas placas.

Para el cálculo de las columnas se consideró conveniente utilizar dos por estación o parada del revólver, la posición de estas se puede observar en la figura (54).

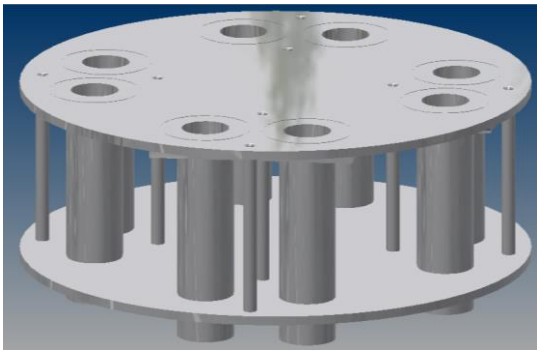


Figura 54: Columnas de soporte del revólver.

Fuente: El Autor

Las columnas se encuentran sujetas mediante pernos cabeza avellanada plana M5-20 (Ver Anexo 21), la ubicación de las hendiduras para los tornillos se puede observar en las figuras (55) y (56), cabe recalcar que la ubicación de estas hendiduras es similar a las de la placa inferior.

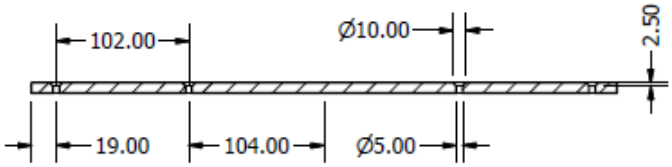


Figura 55: Medidas de la placa superior.

Fuente: El Autor

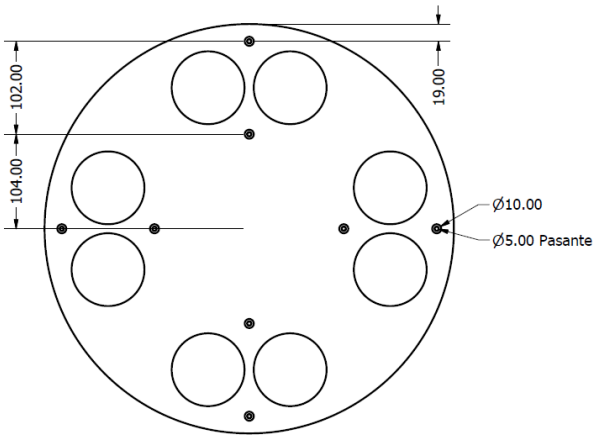


Figura 56: Vista en 3D de la placa superior.

Fuente: El Autor

Para el cálculo de las columnas se adoptó una carga critica de pandeo P_a: 3325 N que es la carga que se aplica cuando se produce el proceso de compresión.

Para el diseño de columnas (7) recomienda utilizar un factor de seguridad de $N = 3$, además se consideró utilizar una constante de fijación en los extremos de $K = 2.1$ ver Anexo 2, ya que es muy difícil obtener un extremo verdaderamente empotrado de una columna por la falta de rigidez total del soporte o del medio de fijación, (7) recomienda emplear el valor más alto de K, para el diseño se analizó la columna como si estuviera empotrada en un lado y libre en el otro que es el caso más crítico de análisis.

La columna se procede a diseñar con una longitud de $L = 14.3\ cm$, que es la distancia de separación entre las placas de soporte superior e inferior.

Para el cálculo de columnas (7) y (12) recomiendan utilizar un proceso iterativo para encontrar sus dimensiones y el tipo de columnas al que pertenecen, para ello se procede a calcular primeramente la constante de columna mediante la ecuación (24):

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (206.8\ GPa)}{207\ MPa}}$$

$$C_c = 140.42$$

En donde:

- C_c: Constante de columna
- σ_y: Resistencia a la fluencia del material de construcción de la columna (AISI 1020)
- E: Módulo de elasticidad del acero AISI 1020

Asumiendo que la columna es larga, se emplea la ecuación de Euler (Ecuación 25) y se procede a determinar el diámetro de la columna:

$$D = \left[\frac{64\ N\ P_a\ (KL)^2}{\pi^2\ E}\right]^{\frac{1}{4}}$$

$$D = \left[\frac{64\ (3)\ (3325\ N)\ (2.1 \cdot (0.143\ m))^2}{\pi^2\ (206.8\ GPa)}\right]^{\frac{1}{4}}$$

$$D = [2.82067 \times 10^{-8}\ m^4]^{\frac{1}{4}}$$

$$D = 0.013\ m = 13\ mm$$

En donde:

- N: Coeficiente de seguridad
- P_a: Carga critica de pandeo
- K: Constante de fijación en los extremos
- L: Longitud de la columna
- D: Diámetro mínimo de la columna

Para verificar la columna se debe calcular la relación de esbeltez mediante la ecuación (23):

$$\frac{KL}{r}$$

Del Anexo 3, para una sección transversal redonda solida el radio de giro está dado por:

$$r = \frac{D}{4}$$

$$r = \frac{13\ mm}{4} \approx 3.25\ mm$$

Reemplazando el valor de r radio de giro en la ecuación anterior:

$$\frac{2.1\ (0.143\ m)}{3.25 \times 10^{-3}\ m} = 92.4$$

Si $\frac{KL}{r} > C_c$, la columna es larga y se emplea Euler caso contrario la columna es corta y se emplea J. B. Johnson

Como $\frac{KL}{r} < C_c$ $(92.4 < 140.42)$, por lo tanto la columna es corta y se debe emplear la ecuación de J. B. Johnson (Ecuación 26) para el dimensionamiento:

$$D = \left[\frac{4\ N\ P_a}{\pi\ \sigma_y} + \frac{4\ \sigma_y\ (KL)^2}{\pi^2\ E}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = \left[\frac{4\ (3)\ (3325\ N)}{\pi\ (207\ MPa)} + \frac{4\ (207\ MPa)\ (2.1\ (0.143))^2}{\pi^2\ (206.8\ GPa)}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = [9.7939 \times 10^{-5}\ m^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 9.89 \times 10^{-3}\ m = 9.89\ mm$$

Recalculando la relación de esbeltez:

$$\frac{KL}{r} = \frac{2.1\ (0.143\ m)}{\frac{0.00989\ m}{4}} = 121.45$$

Como $\frac{KL}{r} < C_c$ $(121.45 < 140.42)$ la columna es corta, por lo tanto las dimensiones calculadas son las correctas, por ende el diámetro mínimo que debería tener la columna es de 9.89 mm, sin embargo para el diseño se empleó un diámetro de 12 mm.

6.13.12 Dimensionamiento de las placas superiores e inferiores.

Para el cálculo de los espesores de las placas superiores e inferiores debido a la dificultad en su cálculo, ya que los esfuerzos no se encuentran uniformemente distribuidos por la geometría de las placas, se planteó realizar los análisis del espesor de las mismas, de forma iterativa mediante software de ingeniería empleando el método de elementos finitos. En base al espesor del soporte superior de los moldes se realizó una prueba con un espesor de 6 mm, los resultados obtenidos fueron satisfactorios y se pueden observar en las figuras (57) y (58).

La presión aplicada fue de 1.2 MPa por cada molde, que representaría un proceso de compresión, la tensión máxima de Von Mises obtenida fue de 57.51 MPa (figura 57).

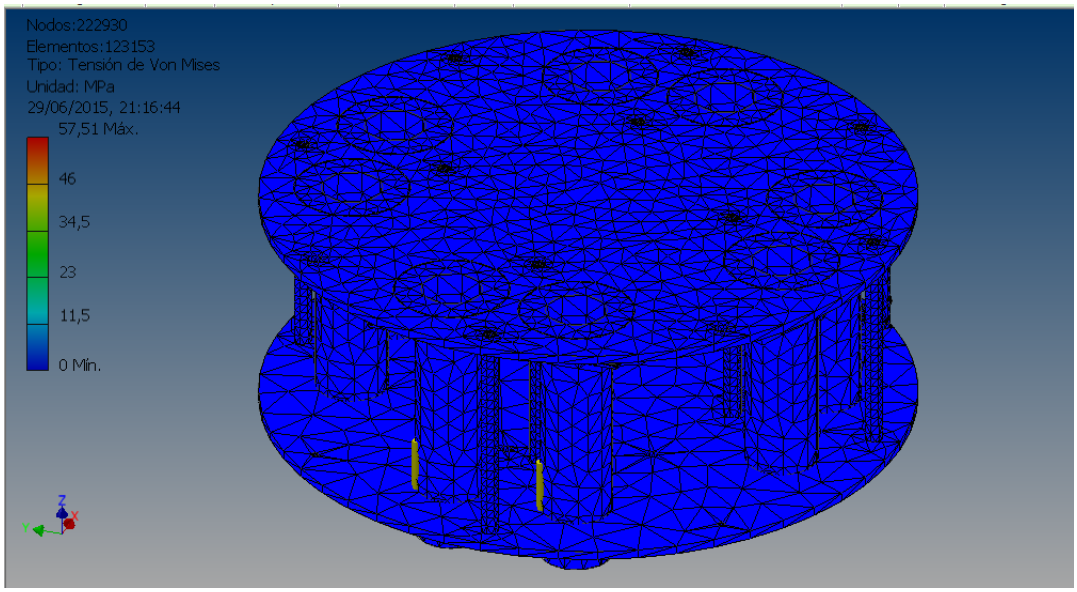


Figura 57: Tensión maxima de Von Mises en el revólver.

Fuente: El Autor

El desplazamiento máximo calculado fue de 0.00536 mm (figura 58), que se puede considerar como despreciable.

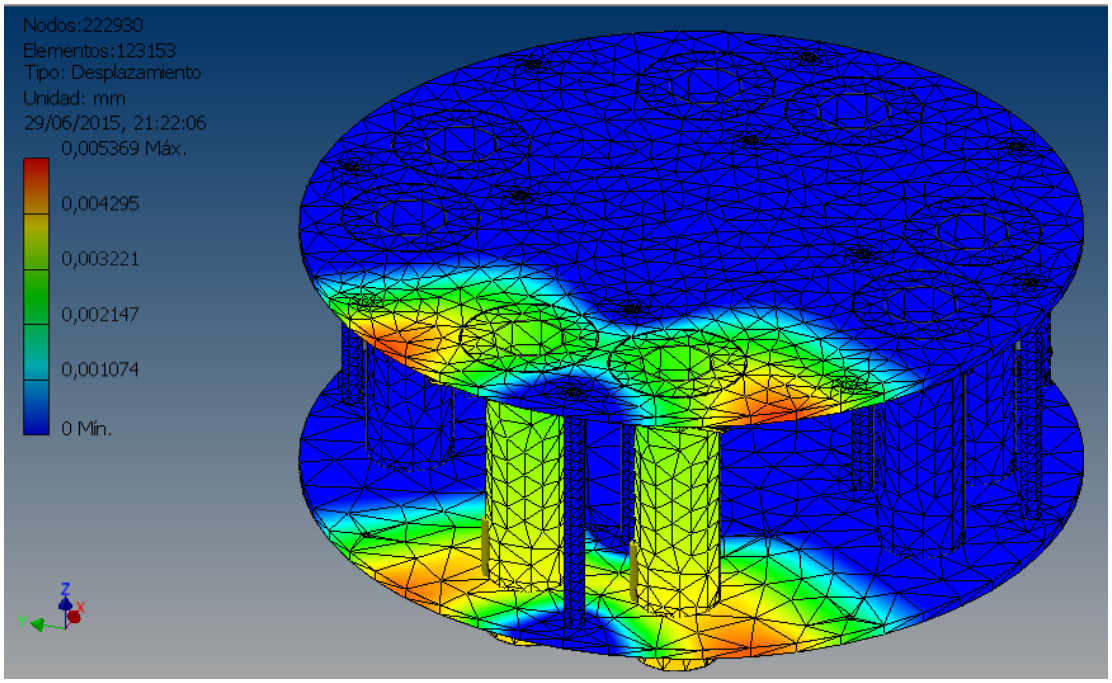


Figura 58: Desplazamiento máximo.

Fuente: El Autor

6.13.13 Cálculo de la placa de soporte del revólver.

La placa de soporte del tambor es la que permite la unión entre el eje principal y revólver, para determinar el espesor de la placa de soporte sometido a esfuerzos de fatiga se procede de similar forma que en cálculos anteriores, para el diseño de las placas se seleccionó un acero AISI 1020.

En la figura (59) se puede observar una representación gráfica de la misma, las dimensiones finales se pueden observar en el Anexo 37.

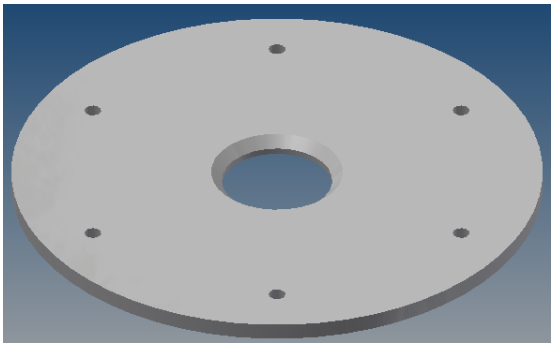


Figura 59: Vista en 3D del soporte del tambor.

Fuente: El Autor

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga**

$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut}$

$\sigma'_e = 0.5\ (379\ MPa)$

$\sigma'_e = 189.5\ MPa$

- **Factor de modificación de la condición superficial k_a**

Del Anexo 11 se toma los valores de a y b de acuerdo al acabado del material (laminado en caliente).

$k_a = a \cdot {\sigma_{ut}}^b$

$k_a = 57.7\ MPa \cdot (379\ MPa)^{-0.718}$

$k_a = 0.81$

- **Factor de tamaño k_b**

$d_e = 0.370\ d$

$d_e = 0.370\ (250mm)$

$d_e = 92.5\ mm$

Del Anexo 12, cuando el diámetro está entre 51 < 254 mm se emplea la siguiente formula:

$k_b = 1.51\ d^{-0.157}$

$k_b = 1.51\ (92.5\ mm)^{-0.157}$

$k_b = 0.74$

- **Factor de la carga k_c**

Del Anexo 13 se selecciona un factor de carga k_c de acuerdo al tipo de carga para flexión:

$k_c = 1$

- **Factor de temperatura k_d**

Ya que las temperaturas de funcionamiento bordean entre la 20 y 50 °C se seleccionó del Anexo 14 un factor $k_d = 1$

- **Factor de confiabilidad k_e**

Para el diseño de las placas se decidió utilizar un de confiablidad del 90% del Anexo 15 se toma su valor en donde $k_e = 0.897$

- **Factor de modificación de efectos varios k_f**

Del Anexo 16 se obtiene $k_t = 1.5$.

$k_f = 1 + q(k_t - 1)$

$k_f = 1 + 0.9\ (1.5 - 1)$

$k_f = 1.45$

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida**

$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} {\sigma'}_e$

$\sigma_e = (0.81) \cdot (0.74) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (1.45)^{-1} \cdot (189.5\ MPa)$

$\sigma_e = 70.26\ MPa$

De las diferentes teorías de falla por fatiga es recomendable utilizar la adecuada para el tipo de carga a la cual se encuentre sometido el elemento en cuestión, (30) recomienda que cuando se tenga elementos sometidos a cargas de flexión o tracción se utilice la Teoría de Gerber:

$$\frac{N\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

Como $\sigma_m = \sigma_a$ (ver cálculos anteriores) y empleando un coeficiente de seguridad de N = 2 se tiene:

$$\frac{N\sigma_m}{\sigma_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{2\ \sigma_m}{70.26\ MPa} + \left(\frac{2\ \sigma_m}{379\ MPa}\right)^2 = 1$$

$0.0284\ \sigma_m + 2.785 \times 10^{-5}\ {\sigma_m}^2 - 1 = 0$

$2.785 \times 10^{-5}\ {\sigma_m}^2 + 0.0284\ \sigma_m - 1 = 0$

Resolviendo la ecuación cuadrática de la forma $ax^2 + bx + c = 0$:

$$\sigma_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$\sigma_m = \frac{-0.0284\ \pm \sqrt{(0.0284)^2 - 4(2.785 \times 10^{-5})(-1)}}{2(2.785 \times 10^{-5})}$$

$\sigma_{m1+} = 34.1\ MPa$

$\sigma_{m2-} = -1053.8\ MPa$

Se descarta la solución σ_{m2-} y se utiliza σ_{m1+} como el esfuerzo del componente medio.

Habiendo determinado el esfuerzo medio se procede calcular el esfuerzo máximo, ya que $\sigma_{mín} = 0$ se tiene:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{máx}}{2}$$

$$\sigma_{máx} = 2\,\sigma_m$$

$$\sigma_{máx} = 2 \cdot (34.1\ MPa)$$

$$\sigma_{máx} = 68.2\ MPa$$

La fuerza que produce la flexión es:

$$F_{flex} = 3325\ N$$

El momento flector en la base que soporta los moldes está dado por la ecuación (30):

$$Mf = \frac{F_{flex}\,(D_{ext} - D_{int})}{2}$$

$$Mf = \frac{3325\ N\ (0.25\ m - 0.05\ m)}{2}$$

$$Mf = 340.81\ Nm$$

Reemplazando los datos obtenido en la ecuación (31) se procede a determinar el espesor mínimo de las placas de soporte.

$$\sigma_{máx} = \frac{6\ Mf}{2\pi \cdot Rm \cdot e^2}$$

$$68.2\ MPa = \frac{6\ (340.81\ Nm)}{2\pi \cdot (0.1025\ m) \cdot (e)^2}$$

$$e^2 = \frac{6\ (340.81\ Nm)}{68.2\ MPa \cdot 2\pi \cdot (0.1025\ m)}$$

$$e = \sqrt{4.65 \times 10^{-5}\ m^2}$$

$e = 0.0068231\ m = 6.82\ mm$

De los cálculos efectuados se puede observar que el espesor mínimo que deben tener las placas de soporte es de 6.82 mm, sin embargo de las diferentes placas normalizadas se selecciona una de 8 mm para el diseño.

6.14 Análisis y cálculo del sistema de transmisión.

Para aprovechar al máximo el tamaño y la forma del tambor se planteó realizar el diseño de la transmisión mediante una rueda de fricción apoyada a la placa inferior de soporte del tambor como se puede observar en la figura (60).

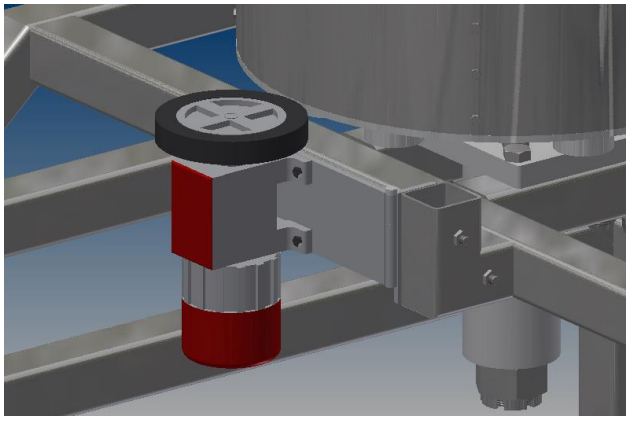


Figura 60: Rueda de fricción apoyada en la placa inferior del tambor.

Fuente: El Autor

Las fuerzas a vencer para que se produzca movimiento en el tambor son: el peso del mismo y la fuerza de rozamiento entre la cascarilla de arroz y la placa superior, por ende es necesario determinar el torque necesario para producir movimiento para cada una de estas fuerzas y calcular su total.

Para determinar el torque necesario para producir movimiento en el tambor debido a su peso es necesario calcular la inercia de cada uno de los elementos que conforman al mismo, para simplificar el cálculo, a través de software de ingeniería se determinó la inercia total del sistema.

En la figura (61) se puede observar que respecto al eje z, que es el eje de rotación del tambor, la inercia total del sistema es igual a $780096.21 kg\ mm^2$ o $0.78\ kg\ m^2$ con un error porcentual del 0.4%.

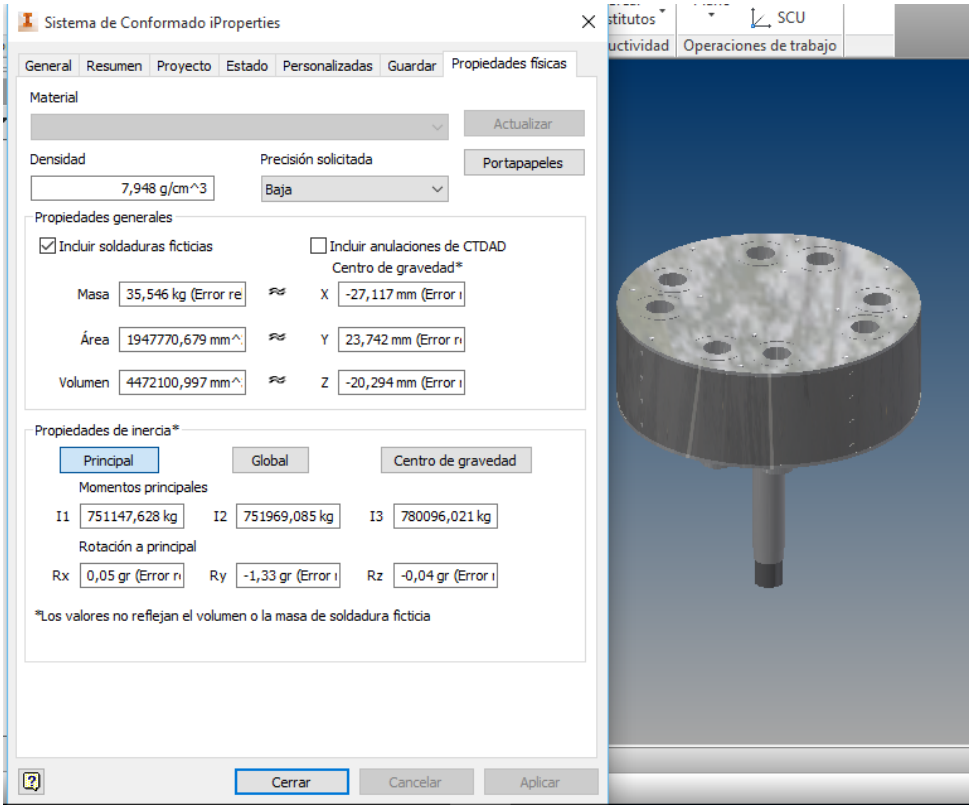


Figura 61: Inercia del sistema de conformado en los diferentes ejes

Fuente: El Autor

La velocidad angular está definida por la siguiente ecuación:

$$\omega = \omega_0 + \alpha t$$

En donde:

- ω_0: Velocidad angular inicial
- α: Aceleración angular
- t: Tiempo

Como el tambor parte del reposo $\omega_0 = 0$, por lo tanto la aceleración angular es igual a:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

Considerando las dimensiones del tambor se adoptó un tiempo de posicionamiento de 1 segundo para una posición de 1.57 rad o un cuarto de vuelta, además para el

dimensionamiento se adoptó una velocidad angular en el tambor de $\omega = 1.57\frac{rad}{s}$ equivalente a 15 rpm, donde la aceleración angular es igual a:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{1.57\frac{rad}{s}}{1\,s} = 1.57\frac{rad}{s^2}$$

El torque debido al peso del tambor está definido por la siguiente ecuación:

$$T_i = I \cdot \alpha$$

$$T_i = 0.78\,kg\,m^2 \cdot \left(1.57\frac{rad}{s^2}\right)$$

$$T_i = 1.46\,Nm.$$

Para determinar el torque debido a la acción de la fuerza de rozamiento entre la placa superior del tambor y la cascarilla de arroz, se determina la fuerza de rozamiento equivalente que está dada por:

$$F_r = N\mu$$

$$F_r = 13.28\,Kg\,\left(9.8\,\frac{m}{s^2}\right)(0.32)$$

$$F_r = 41.64\,N$$

Una vez determinada la fuerza de rozamiento se calculó el torque:

$$T_r = F_r\,D$$

$$T_r = 41.64N \cdot (0.155\,m)$$

$$T_r = 6.41\,Nm$$

Donde:

- D: Es la distancia del centro del eje al centro de los moldes

En donde el torque total necesitado para producir movimiento en el sistema es de:

$$T_t = T_i + T_r$$

$$T_t = 1.46\ Nm + 6.41\ Nm$$

$$T_t = 7.87\ Nm$$

Para el cálculo de la potencia nominal del motor (ecuación 40), se adoptó una velocidad angular en el revolver de $\omega = 1.57 \frac{rad}{s}$ equivalente a 0.25 rev/s.

$$P_n = T\ \omega$$

$$P_n = (7.87\ Nm)\left(1.57 \frac{rad}{s}\right)$$

$$P_n = 12.35\ W$$

6.14.1 Potencia en el eje del motor

Considerando un factor de servicio de 1.25, y mediante la ecuación (42) se determinó la potencia de diseño de la máquina:

$$P = 12.35\ W \cdot 1.25$$

$$P = 15.44\ W$$

Teniendo en cuenta el rendimiento de la rueda de transmisión equivalente a 0.75 (14), la potencia a transmitir (ecuación 41) es igual a:

$$P_{eje_motor} = \frac{P}{\eta_{transmisión}}$$

$$P_{eje_motor} = \frac{15.44\ W}{0.75}$$

$$P_{eje_motor} \approx 20.58\ W$$

Del catálogo de la marca Mini Motor se seleccionó un motorreductor PA 140M2T cuyas características pueden verse en el Anexo 22

6.14.2 Cálculo de la relación de transmisión

Para la transmisión del sistema como ya se mencionó se va a emplear una rueda de goma, para el cálculo de la transmisión y de las fuerzas que ejerce está en el sistema se empleó el método planteado por (14).

Del catálogo de ruedas AFO (Anexo 23) se seleccionó una rueda de goma con diámetro de 14 cm que se ajusta a las necesidades del sistema.

La relación de transmisión está dada por la ecuación (43):

$$i = \frac{D_2}{D_1(1 - s)}$$

$$i = \frac{45\ cm}{14\ cm\ (1 - 0.03)}$$

$$i = 3.31$$

6.14.3 Verificación de la velocidad angular de salida

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$\omega_1\ i = \omega_2$$

$$\omega_2 = (4.5\ rpm)(3.31)$$

$$\omega_2 = 14.9\ rpm$$

6.14.4 Fuerzas resultantes de la transmisión por fricción

Las fuerzas que resultan de aplicar una transmisión por fricción en ejes paralelos son la fuerza normal o de aplicación S o Q y la fuerza de rozamiento P (Figura 62).

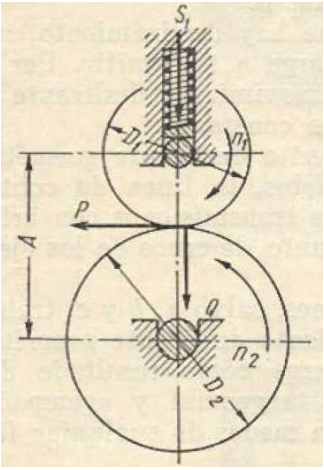


Figura 62: Fuerzas resultantes en transmisiones por fricción en ejes paralelos.

Fuente: (14).

6.14.5 Cálculo de la fuerza de aplicación S

Empleando la ecuación (44), se tiene:

$$S = Q = 71620 \cdot \frac{\beta}{\mu} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{i+1}{Ai}$$

En donde $A = \frac{(i+1)D_2}{2i}$ reemplazando en la ecuación anterior:

$$S = Q = 71620 \cdot \frac{\beta}{\mu} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{i+1}{\frac{(i+1)D_2}{2i} i}$$

$$S = Q = 71620 \cdot \frac{\beta}{\mu} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{2}{D_2}$$

$$S = Q = 71620 \cdot \frac{1.5}{0.6} \cdot \frac{0.0633\ CV}{14.9\ rpm} \cdot \frac{2}{45\ cm}$$

$$S = Q = 33.8\ Kg = 331.3\ N$$

6.14.6 Cálculo de la fuerza de rozamiento P

$$P = S \cdot \mu$$

$P = 331.3\ N\ (0.6)$

$P = 198.7\ N$

En donde:

- μ: Coeficiente de rozamiento entre el acero y la goma = 0.6

6.14.7 Cálculo del resorte

Para ofrecer la fuerza de ajuste necesaria entre la rueda del motorreductor y el revólver se planteó acoplar un resorte de tracción entre la bisagra que soporta al motorreductor y la estructura.

Para que el resorte ofrezca el ajuste deseado es necesario utilizar un tortillo ajustable acoplado a la estructura de la máquina como se muestra en la figura (63).

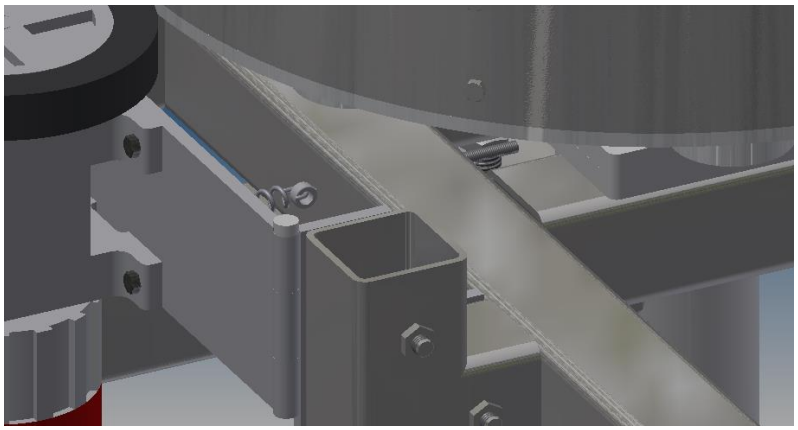


Figura 63: Tornillo ajustable acoplado a la estructura.

Fuente: El Autor

Del catálogo de la marca Oldisfer se seleccionó el resorte de tracción TC 33355 (ver Anexo 24), el resorte posee una longitud de 60 mm, puede estirarse hasta 74 mm y resistir cargas de 342.74 N o menos.

Para calcular la longitud que necesitaría estirarse el resorte para ofrecer una fuerza de 331.3 N, se procede a determinar el estiramiento longitudinal a través de la ley de Hooke:

$F = kx$

$$331.3\ N = \left(25\frac{N}{mm}\right)x$$

$$x = 13.2\ mm$$

El resorte debe ajustarse aproximadamente 13.2 mm para lograr una fuerza de 331.3 N equivalente a la fuerza normal ocasionada por motorreductor.

6.14.8 Cálculo del diámetro del eje principal

Para la construcción del eje principal se plantea su fabricación en un acero AISI 1040 HR cuyas características son las siguientes (Anexo 25):

- Esfuerzo ultimo $\sigma_{ult} = 524\ MPa$
- Esfuerzo a la fluencia $\sigma_y = 290\ MPa$

En las figuras (64) y (65) se puede observar que la mayor concentración de esfuerzos en el eje se encuentra la sección A-B, para acortar de manera significativa el cálculo del mismo se realiza un análisis del momento flector máximo desde el punto A al B por las razones antes mencionadas. En la figura (64) se puede observar los esfuerzos a los que el eje se encuentra sometido en el plano Z-X.

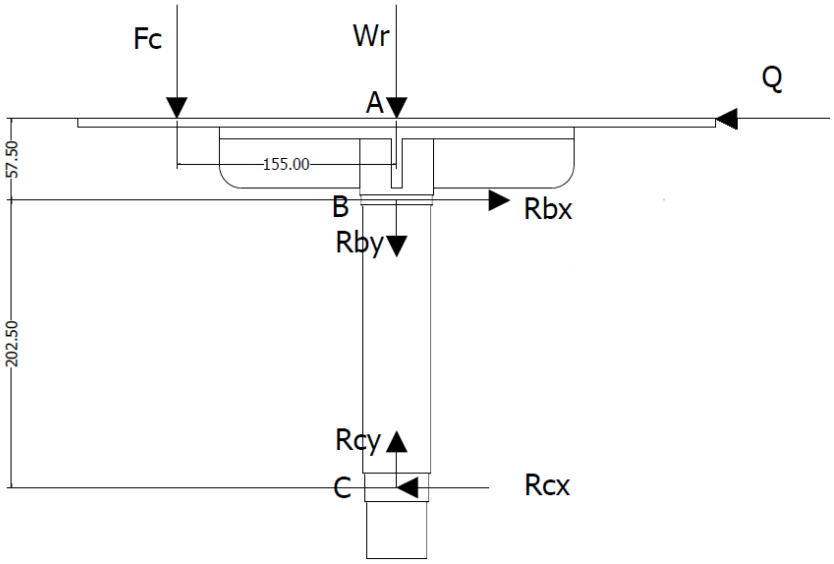


Figura 64: Reacciones en el plano Z-X del eje principal.

Fuente: El Autor

Para diseño de ejes (7) y (12) recomiendan un factor de seguridad de $N = 2$:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} = \frac{290\ MPa}{2} = 145\ MPa$$

Cálculo del momento flector el eje Y:

$$Meje_y = Q \cdot Dp + Fc \cdot (0.155\ m)$$

$$Meje_y = 331.3\ N\ (0.0575\ m) + 3325\ N\ (0.155m)$$

$$Meje_y = 534.1\ Nm$$

En la figura (65) se puede observar los esfuerzos a los que el eje se encuentra sometido en el plano X-Y.

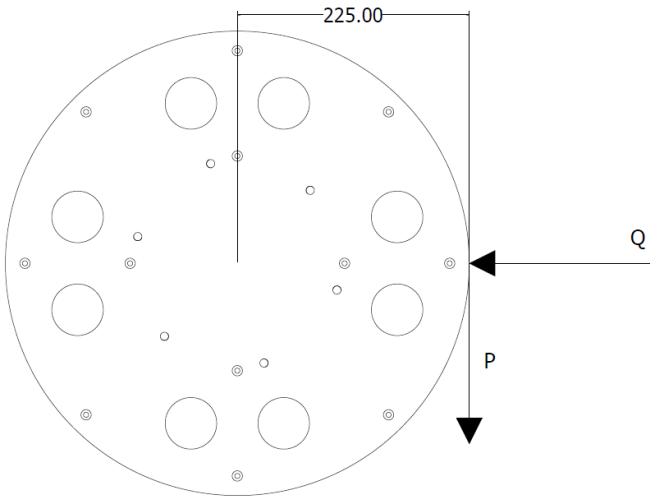


Figura 65: Reacciones en el plano X-Y del eje principal.

Fuente: El Autor

En el plano X-Y en la sección A-B el eje se encuentra sometido a una fuerza P que causa flexión en él.

$$Meje_x = P\ (Dp)$$

$$Meje_x = 198.7\ N\ (0.0575\ m)$$

$$Meje_x = 11.4\ Nm$$

En el eje Z el eje se encuentra sometido a torsión:

$$T = P \cdot R$$

$$T = 198.7\ N \cdot (0.225\ m)$$

$$T = 44.7\ Nm$$

- **Cálculo del momento flector total**

$$M_{ft} = \sqrt{{Meje_x}^2 + {Meje_y}^2}$$

$$M_{ft} = \sqrt{(11.4\ Nm)^2 + (534.1\ Nm)^2}$$

$$M_{ft} = 534.2\ Nm$$

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje principal se debe tener en consideración que este se encuentra bajo la influencia de esfuerzos combinados, por lo que el diámetro se procede a determinar partiendo de la ecuación (6):

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_d} \cdot \sqrt{T^2 + {M_{ft}}^2}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 145\ MPa} \cdot \sqrt{(44.7\ Nm)^2 + (534.2\ Nm)^2}}$$

$$D = 0.033\ m = 33\ mm$$

De los cálculos efectuados se puede observar que el diámetro mínimo que debe tener el eje principal es de 33 mm, sin embargo para verificar este diámetro se procede a comprobar el eje a la fatiga por flexión.

- **Análisis a la fatiga por flexión del eje principal**

Para verificar el eje por flexión a la fatiga se procede a determinar el esfuerzo por flexión producido por las cargas que actúan en el mediante la ecuación (3):

$$\sigma_{flex} = \frac{M_f \cdot D}{2\ I}$$

En donde:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_f \cdot D}{2\ \frac{\pi\ D^4}{64}}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{32\ M_f}{\pi D^3}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{32\ (534.2\ Nm)}{\pi\ (0.033\ m)^3}$$

$$\sigma_{flex} = 151.4\ MPa$$

Habiendo determinado el esfuerzo a la flexión, se procede a determinar el esfuerzo a la fatiga del acero AISI 1040:

$$\sigma'_e = 0.5\ \sigma_{ut}$$

$$\sigma'_e = 0.5\ (524\ MPa)$$

$$\sigma'_e = 262\ MPa$$

Para determinar la resistencia a la fatiga corregida primeramente se debe determinar los factores que modifican a la misma:

- **Factor de modificación de la condición superficial k_a**

Del Anexo 11 se toma los valores de a y b de acuerdo al acabado del material (maquinado o estirado en frío).

$$k_a = a \cdot {\sigma_{ut}}^b$$

$$k_a = 4.51\ MPa \cdot (524\ MPa)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.86$$

- **Factor de tamaño k_b**

Determinando la dimensión efectiva:

$$d_e = 0.370\ d$$

$d_e = 0.370\ (33\ mm)$

$d_e = 12.21\ mm$

Del Anexo 12, cuando el diámetro está entre $2.79 \leq 12.21 \leq 51\ mm$ se emplea la siguiente formula:

$k_b = 1.24\ d^{-0.107}$

$k_b = 1.24\ (12.21)^{-0.107}$

$k_b = 0.95$

- **Factor de la carga k_c**

Del Anexo 13 se selecciona un factor de carga k_c de acuerdo al tipo de carga, para flexión:

$k_c = 1$

- **Factor de temperatura k_d**

Ya que las temperaturas de funcionamiento bordean entre la 20 y 50 °C se seleccionó del Anexo 14 un factor $k_d = 1$

- **Factor de confiabilidad k_e**

Para el diseño de las placas se decidió utilizar un de confiablidad del 90% del Anexo 15 se toma su valor en donde $k_e = 0.897$

- **Factor de modificación de efectos varios k_f**

Para determinar el valor de k_f se procede a determinar por la siguiente formula:

$k_f = 1 + q(k_t - 1)$

Del Anexo 16, considerando un cambio de sección de 2 mm por sección se tiene $k_t = 1.5$.

Para aceros aleados de alta resistencia el valor de q tiende a la unidad de acuerdo a (30) para el diseño se adoptó un valor de 0.9.

Reemplazando el valor de k_t y empleando un valor de $q = 0.9$ en la ecuación anterior:

$k_f = 1 + 0.9\ (1.5 - 1)$

$k_f = 1.45$

- **Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida**

$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e {k_f}^{-1} \sigma'_e$

$\sigma_e = (0.86) \cdot (0.95) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.897) \cdot (1.45)^{-1} \cdot (262\ MPa)$

$\sigma_e = 132.41\ MPa$

- **Cálculo de los esfuerzos**
- **Esfuerzo máximo $\boldsymbol{\sigma_{máx}}$**

$\sigma_{máx} = \sigma_{flex} = 151.4\ MPa$

- **Esfuerzo máximo $\boldsymbol{\sigma_{mín}}$**

De acuerdo al tipo de esfuerzos al que se encuentran sometidos el eje posee una carga fluctuante como la observada en la figura (64), por ende $\sigma_{mín} = 0$

- **Esfuerzo medio $\boldsymbol{\sigma_m}$**

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{151.4\ MPa}{2}$$

$\sigma_m = 75.7\ MPa$

- **Esfuerzo de amplitud $\boldsymbol{\sigma_a}$**

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{151.4\ MPa}{2}$$

$\sigma_a = 75.7\ MPa$

Para elementos sometidos a torsión (30) recomienda emplear la Teoría de Goodman Modificada:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} = \frac{1}{N}$$

$$\frac{75.7\ MPa}{132.41\ MPa} + \frac{75.7\ MPa}{524\ MPa} = \frac{1}{N}$$

$$0.57 + 0.14 = \frac{1}{N}$$

$$N = 1.41$$

De los cálculos efectuados se puede observar que el eje soporta los esfuerzos a los que se encuentra sometido obteniendo un factor de seguridad de $N = 1.41$, sin embargo para garantizar un factor de seguridad de $N = 2$ recomendado por (7) y (12) se procede a realizar un recálculo del diámetro.

6.14.9 Recálculo del diámetro del eje principal.

Estableciendo un factor de seguridad de $N = 2$ y empleando el esfuerzo a la fatiga corregido, se calcula el esfuerzo admisible σ_{adm}:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{132.41\ MPa}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 66.205\ MPa$$

El esfuerzo admisible de diseño es igual al esfuerzo por flexión que se calculó empleando la ecuación (3), en donde:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_f \cdot D}{2\ I}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{M_f \cdot D}{2\ \frac{\pi\ D^4}{64}}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{32\ M_f}{\pi D^3}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32\ M_f}{\pi \cdot \sigma_{flex}}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32\ (534.2\ Nm)}{\pi \cdot 66.205\ MPa}}$$

$$D = 0.042\ m = 42\ mm$$

De los cálculos efectuados se logró determinar el diámetro mínimo que debe tener el eje para ofrecer un factor de seguridad de 2 siendo este de 42 mm, sin embargo para cada cambio de sección se consideró un aumento de 2 a 3 mm al diámetro del mismo.

La forma, material y dimensiones definitivas del eje principal se especifican en el Anexo 37.

6.14.10 Cálculo de los rodamientos.

Para el cálculo de los rodamientos se establecen las reacciones que existen en los rodamientos debido a los esfuerzos a los que se encuentran sometidos.

Realizando sumatoria de momentos en el punto B en base a la figura (64) respecto al eje X:

$$(0.0575\ m)\ Q + Mfc - Rcx\ (0.2055\ m) = 0$$

$$Rcx = \frac{515.375\ Nm + (331.3\ N \cdot 0.0575\ m)}{0.2055\ m}$$

$$Rcx = 2600.6\ N$$

Efectuando la sumatoria de fuerzas que actúan en el eje X:

$$-Q + Rbx - Rcx = 0$$

$$Rbx = 2600.6 + 331.3\ N$$

$$Rbx = 2931.9\ N$$

Los momentos que se ejercen hacia el punto donde esta aplicada la fuerza de compresión respecto al eje Y son:

$$-Wr\ (0.155\ m) - Rby\ (0.0575\ m) + Rcy\ (0.26\ m) = 0$$

$$-\ Rby = \frac{\left(35\ Kg \times 9.8\frac{m}{s^2}\right)(0.155\ m) - Rcy\ (0.26\ m)}{0.0575\ m}$$

$$Rby = -\frac{\left(35\ Kg \times 9.8\frac{m}{s^2}\right)(0.155\ m) - Rcy\ (0.26\ m)}{0.0575\ m}$$

$$Rby = -924.6\ N + 4.52\ Rcy$$

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje:

$$-Fc - Wr - Rby + Rcy = 0$$

Reemplazando el resultado obtenido de Rby:

$$-Fc - Wr - 924.6\ N + 4.52\ Rcy + Rcy = 0$$

$$-3325\ N - 343\ N - 924.6\ N + 4.52\ Rcy + Rcy = 0$$

$$Rcy = \frac{3325\ N + 343 + 924.6\ N}{5.52}$$

$$Rcy = 823.1\ N$$

En donde:

$$Rby = -924.6\ N + 4.52\ (823.1\ N)$$

$$Rby = 2795.1\ N$$

- **Cálculo del rodamiento del punto B**

Para el rodamiento ubicado en el punto B (ver figura 64), se ha seleccionado un rodamiento de bolas rígido ya que pueden soportar cargas axiales como radiales, la carga dinámica equivalente está dada por la ecuación (39):

$$P = X * Fr + Y * Fa$$

Los valores de X y Y se obtienen del Anexo 26:

$$\frac{F_a}{F_r} > 0.8$$

$$\frac{2795.1}{2931.9} > 0.95$$

$$P = 0.6 * (2931.9\ N) + 0.5 * (2795.1\ N)$$

$$P = 3156.7\ N$$

Del catálogo de la marca SKF (Anexo 26) para un diámetro de 50 mm se seleccionó un rodamiento rígido de bolas serie 61810 que tiene una capacidad de carga dinámica de 6760 N.

La vida nominal de un rodamiento está dada por la ecuación (37) según la normativa ISO 281:2007 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación anterior:

$$L_{10} = \left(\frac{6760\ N}{3156.7\ N}\right)^3$$

$$L_{10} = 9.82\ Millones\ de\ revoluciones$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación (38):

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60\,n}\,L_{10}\right)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60\,(14.9\,rpm)}\,9.82\right)$$

$$L_{10h} = 10984.3\ horas\ de\ funcionamiento$$

- **Cálculo del rodamiento del punto C**

Para el rodamiento ubicado en el punto C (figura 64), en base a los cálculos realizados para el rodamiento ubicado en el punto B, se ha seleccionado un rodamiento rígido de bolas de la marca SKF serie 6209 sus características se pueden observar en el Anexo 27.

6.15 Cálculo de la estructura.

Para soportar los elementos y esfuerzos a los que se encuentra sometida la máquina se diseñó una estructura metálica, mostrada en la figura (66), en base a las dimensiones de los componentes de la máquina.

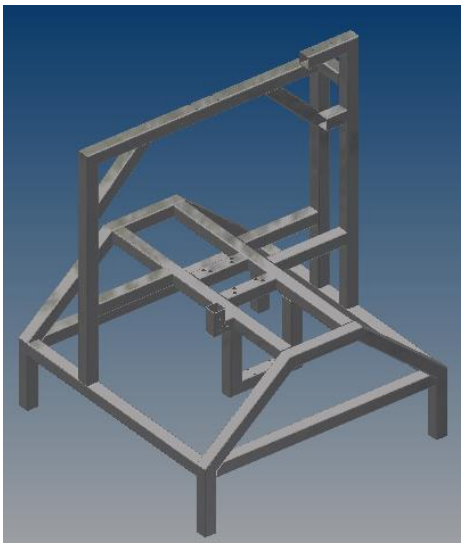


Figura 66: Estructura de soporte.

Fuente: El Autor

La viga más crítica de la estructura, es decir las que presenta mayores cargas es el pórtico superior.

6.15.1 Cálculo del pórtico.

El cálculo del pórtico (figura 67) se desarrolló mediante la teoría planteada por (11), el pórtico se encuentra empotrado en ambos extremos.

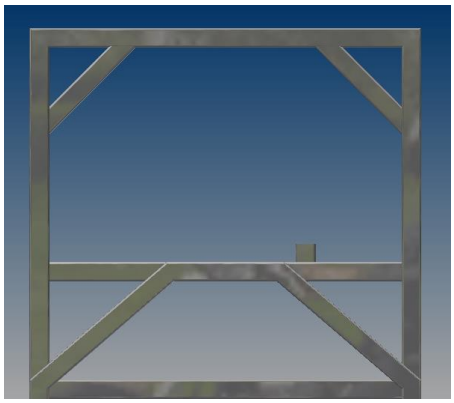


Figura 67: Pórtico superior

Fuente: El Autor

El pórtico en su parte superior soporta al cilindro hidráulico que realiza la compresión, el cilindro se encuentra acoplado a la mitad de la viga superior.

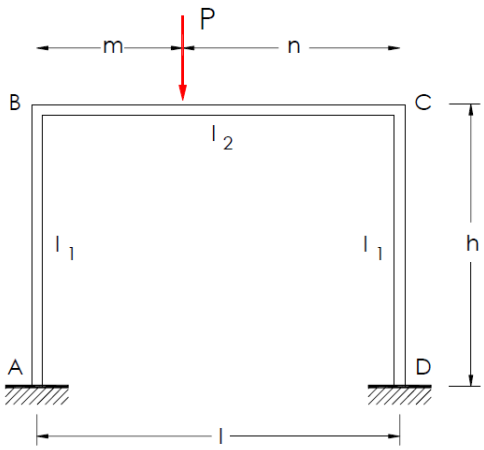


Figura 68: Longitudes de la teoría de pórticos

El pórtico se diseñó sin tener los apoyos en ángulo mostrados en la figura (67), estos se colocaron como apoyo adicional, sus dimensiones basadas en la figura (68) son:

- n: 0.5 m
- m: 0.5 m
- L: 1 m

- h: 0.895 m
- $l2$: 0.895 m
- $l1$: 0.895 m

- **Cálculo de los momentos flectores del pórtico.**

El momento flector en el punto B está dado por la ecuación (17), debido a la ubicación de la fuerza de aplicación el momento en los puntos B y C son iguales

$$M_B = -\frac{Pmn}{L}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{n-m}{2L\,(6k+1)}\right)$$

En donde

$$k = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{h}{L}\ (ecuación\ 21)$$

$$k = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{h}{L}$$

$$k = \frac{0.895\ m}{0.895\ m} \cdot \frac{0.895\ m}{1\ m}$$

$$k = 0.895$$

- k: coeficiente de longitud de pandeo

$$M_B = -\frac{Pmn}{L}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{n-m}{2L\,(6k+1)}\right)$$

$$M_B = -\frac{3325\ N\ (0.5\ m)(0.5\ m)}{1\ m}\left(\frac{1}{k+2} + \frac{0.5\ m - 0.5\ m}{2L\,(6k+1)}\right)$$

$$M_B = -\frac{3325\ N\ (0.5\ m)(0.5\ m)}{1\ m}\left(\frac{1}{0.895+2}\right)$$

$$M_B = -287.1\ Nm$$

El momento flector máximo ocurre en el punto donde se aplica la fuerza de compresión del cilindro hidráulico, está dado por la ecuación (20):

$$M_p = \frac{Pmn}{L} + \frac{nM_B}{L} + \frac{mM_C}{L}$$

$$M_p = \frac{3325\ N\ (0.5\ m)(0.5\ m)}{1\ m} + 2\left(\frac{0.5\ m\ (-278.6\ Nm)}{1\ m}\right)$$

$$M_p = 831.25\ Nm - 278.6\ Nm$$

$$M_p = 552.65\ Nm$$

Para el diseño de la estructura se seleccionó un tubo estructural cuadrado, fabricantes como DIPAC (Anexo 28) indican que este tipo de elementos estructurales se encuentran fabricados con un acero ASTM A-500 clase B cuyas características pueden observarse en el Anexo 29.

Con los datos obtenidos de Anexo 28 y mediante la ecuación (36) se determina el esfuerzo de diseño:

$$\sigma_d = \frac{[\sigma_y]}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{[317\ MPa]}{2}$$

$$\sigma_d = 158.5\ MPa$$

Donde:

σ_y: Esfuerzo a la fluencia del acero ASTM A-500

De la ecuación (3), se determina el módulo de sección que debe tener la estructura para soporta los esfuerzos a los que se encuentra sometida:

$$\sigma_d = \frac{M_p}{W}$$

$$W = \frac{521.1\ Nm}{158.5\ MPa}$$

$$W = 3.28 \times 10^{-6} m^3 = 3.28\ cm^3$$

Del catalogo de DIPAC (ver Anexo 28) se puede observar que el tubo de acero estructural cuadrado de 40 X 40 X 2 cm tiene un módulo de sección de 3.46 cm^3 cumple con los requerimientos de la estructura, sin embargo por geometria de los elementos se realizo el diseño de toda la estructura en tubo de acero estructural cuadrado 50 X 50 X 2 cm.

6.16 Sistema Hidráulico

El sistema hidráulico de la máquina es el encargado de comprimir la biomasa y extraer las briquetas ya conformadas, está compuesto por los siguientes elementos:

- Cilindros Hidráulicos (Compresor y extractor)
- Bomba
- Elementos hidráulicos
- Piezas de compresión y extracción

En la figura (69) se puede observar una representación grafica de los sistemas de compresión y extraccion en 3D.

Figura 69: Sistemas de compresión y extracción.

Fuente: El Autor

6.16.1 Cilindro hidráulico de compresión.

Para el diseño del sistema hidráulico de compresión primeramente se debe proceder a determinar la fuerza necesaria que actúa en el cilindro hidráulico en el proceso de compresión.

Al cilindro hidráulico se encuentra acoplada una pieza metálica que está conformada por una placa de soporte empernada a dos machos que realizan la compresión, esta pieza es la que permite la fabricación de dos briquetas a la vez, el diseño de esta pieza se encuentra en acápites posteriores.

En la figura (70) se representa las fuerzas que actúan en la misma.

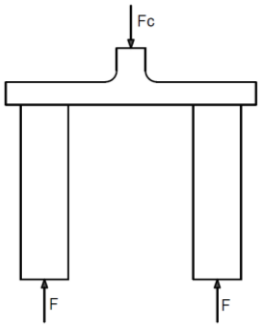


Figura 70: Fuerzas que actúan en los machos de compresión.

Fuente: El Autor.

Partiendo de que para producir una briqueta de las dimensiones solicitadas se necesita la presión de 12 Bar y además considerando el área en que debe realizarse el proceso de compresión (4.2 cm) en cada una de las secciones cilíndricas de la pieza, la fuerza que actúa en un proceso de compresión total es:

$$Fc = 3325\ N$$

- **Presión que actúa en el émbolo del cilindro hidráulico.**

Para el cálculo de la presión en el émbolo del actuador, primeramente se va adoptar un diámetro para el mismo de los diferentes actuadores normalizados, para el dimensionamiento de la máquina se seleccionó un diámetro de 40 mm con una capacidad de 3.5 MPa, no se emplea uno de menor diámetro ya que se requeriría de un cilindro hidráulico que soporte una mayor presión y por ende un mayor costo.

Calculando la presión que actúa en el émbolo mediante la ecuación (50):

$$Pc = \frac{Fc}{A}$$

$$Pc = \frac{3325\ N}{\pi\ (0.02)^2} = 2.65\ MPa$$

- **Selección del actuador hidráulico.**

El actuador hidráulico del sistema de compresión debe de cumplir con las siguientes características:

- Tipo: Doble Efecto
- Diámetro del émbolo = 40 mm
- Presión de trabajo > 2.65 MPa
- Carrera ≥ 10 cm
- Sujeción: Brida trasera

Del catálogo de la marca SMC (Anexo 30) se seleccionó el cilindro serie CH2E-FB 40-150-A53 de 3.5 MPa que cumple con las características mencionas.

- **Verificación del cilindro seleccionado.**

Para verificar completamente si el cilindro cumple con los requerimientos del sistema, es necesario hacer el cálculo del diámetro del vástago, a través del análisis de pandeo.
La fuerza de pandeo en el vástago está dado por la siguiente ecuación:

$$Fc = \frac{E\ I\ \pi^2}{N\ {L_k}^2}$$

En donde:

- L_k: Longitud efectiva del vástago (Ver Anexo 30): 150 mm
- E: Módulo de elasticidad del acero: 210000 MPa
- I: Momento de inercia de la sección
- N: Coeficiente de seguridad

La sujeción del cilindro va a ser por dos extremos fijos tal como se muestra en la figura (71).

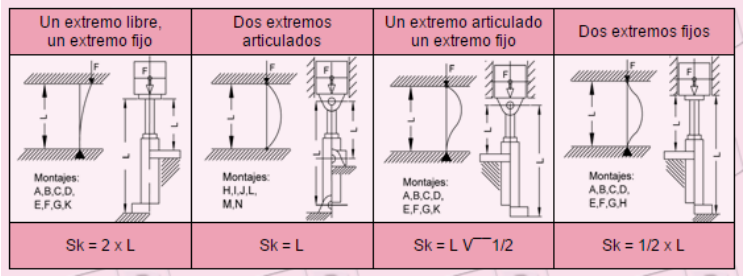


Figura 71: Coeficiente de sujeción del cilindro hidráulico.

Fuente: (32).

Por lo tanto la longitud efectiva para el cálculo va a ser:

$$L_k = 0.5\ L$$

El vástago necesita salir 7,7 cm para realizar la compresión a esto hay que añadir una distancia de separación entre el revólver y la pieza de compresión de 1.4 cm dando un total de 9.1 cm.

$$L_k = 0.5\ L$$

$$L_k = 0.5\ (0.091m)$$

$$L_k = 0.0455\ m$$

Se procede a determinar el momento de inercia del eje y luego su diámetro para un factor de seguridad de N = 3 entonces:

$$I = \frac{Fc \cdot N \cdot {L_k}^2}{\pi^2 \cdot E}$$

$$I = \frac{3325\ N \cdot 3 \cdot (0.0455\ m)^2}{\pi^2 \cdot 210000\ MPa}$$

$$I = 9.96 \times 10^{-12}\ m^4$$

El momento de inercia para una sección redonda está dada por:

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot (9.96 \times 10^{-12}\ m^4\ )}{\pi}}$$

$$d = 3.77 \times 10^{-3}\ m = 3.77\ mm$$

Por lo tanto el diámetro mínimo que debe tener el vástago es de 3.77 mm, como se puede observar el diámetro es pequeño esto se debe a que las fuerzas empleadas no son lo suficientemente elevadas como para requerir un diámetro de mayor tamaño, sin embargo el diámetro del vástago del cilindro seleccionado tiene 20 mm, por lo tanto el cilindro seleccionado cumple con las necesidades del sistema.

6.16.2 Cálculo del caudal y dimensionamiento de bomba.

Para empezar se establecerá la velocidad de salida del vástago a través de un tiempo en los que se estima la salida total del cilindro, el cual tendrá una carrera de 9.1 cm:

$$v = \frac{s}{t}$$

Donde:

- v: es la velocidad del vástago.
- s: es la carrera del vástago.
- t: es el tiempo de salida del vástago.

$$v = \frac{0.091\ m}{3\ s}$$

$$v = 0.03\frac{m}{s} = 30\ \frac{mm}{s}$$

Para el dimensionamiento de la bomba hidráulica se debe tener en consideración el área del cilindro hidráulico comercial:

$$A_{CC} = \frac{\pi \cdot {D_{CC}}^2}{4}$$

Dónde:

- D_{CC}: Diámetro del emboló del cilindro hidráulico comercial 40 mm
- A_{CC}: Área del cilindro hidráulico comercial

$$A_{CC} = \frac{\pi \cdot (0.04\ m)^2}{4}$$

$$A_{CC} = 1.26 \cdot 10^{-3}\ m^2$$

Mediante la ecuación (51) se determina el caudal mínimo:

$$Q_{min} = v \cdot A_{CC}$$

$$Q_{min} = 0.03 \frac{m}{s} \cdot (1.26 \times 10^{-3} m^2)$$

$$Q_{min} = 3.78 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.0378 \frac{L}{s} = 2.26 \frac{L}{min}$$

La presión total en el sistema será igual a:

$$P_T = P_c + P_{tub}$$

Donde:

- P_c: Presión de compactación 2.65 MPa
- P_{tub}: Perdidas en la tubería (páginas 153 - 155)

$$P_T = 2.65\ MPa + 0.01\ MPa$$

$$P_T = 2.66\ MPa$$

Una vez determinado el caudal necesario y la presión total en el sistema para el accionamiento del cilindro, se procede a calcular la potencia de accionamiento de la bomba a través de la ecuación (52):

$$N_A = \frac{P_T \cdot Q_{min}}{\eta_B}$$

- $\eta_B = 0.7$ Rendimiento de la bomba (Ver Anexo 31)

$$N_A = \frac{2.66\ MPa \cdot 3.78 \times 10^{-5}\ \frac{m^3}{s}}{0.7}$$

$$N_A = 143.6\ W$$

- **Selección de la bomba**

La bomba del sistema debe cumplir con las siguientes características:

- Caudal ≥ $2.26\ L/min$
- Presión otorgada > 2.66 MPa
- Potencia necesitada por el sistema = 143.6 W

Del catálogo de la marca Marzocchi Pompe, para el diseño se seleccionó una bomba de engranajes externos GHP1-D3 que cumple con las características solicitadas por el sistema, las curvas de rendimiento se presentan en el Anexo 31.

- **Selección del motor de la bomba**

Del Anexo 4, se emplea un factor de servicio recomendado para bombas de 1.25 y mediante la ecuación (42) se calcula la potencia de diseño:

$$P_d = N_A \cdot Fs$$

$$P_d = 143.6\ W \cdot 1.25$$

$$P_d = 179.5\ W$$

En base a las curvas características de la bomba seleccionada y a la potencia de diseño, del catálogo de la marca Nord Technik se seleccionó un motor de la serie MS6324 que otorga unas revoluciones por minuto de 1360 rpm y tiene una potencia de 0.18 kW.

Sus características se pueden observar en el Anexo 32.

6.16.3 Tuberías

Para el dimensionamiento de las tuberías y mangueras se tomó como base la salida de los cilindros hidráulicos la cual tiene una dimensión de 3/8”, tanto para las mangueras como para los adaptadores les corresponde una medida de 3/8”, para todas las partes que se

encuentren desde la salida de la bomba hasta antes de la salida de la electroválvula que estarán sometidas a la mayor presión.

Del catálogo de la marca YACO se seleccionó una manguera de 3/8” sus características se pueden ver en el Anexo 33.

Para las tuberías de la entrada a la bomba y las salidas al tanque se deberá emplear tubería galvanizada de ½” la cual corresponde las entradas de la base del filtro y entrada de la bomba.

Para el cálculo de las pérdidas en las tuberías, primero se debe seleccionar el aceite a usar el cual por las características del trabajo que van a ser moderadas, se va a emplear un aceite ISO 32, que es un aceite hidráulico con las siguientes características:

- Densidad a 15 °C: 875 kg/m^3
- Viscosidad a 40 °C: 32 cSt = 0.000032 m^2/s
- Índice de viscosidad: 102
- Punto de inflamación: 227 °C

Cálculo de la velocidad de circulación del aceite en las tuberías, la cual va a tener un diámetro de 0.9525 cm.

$$v_{tub} = \frac{Q_{min}}{A_{tub}}$$

$$v_{tub} = \frac{(3.78 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s})}{(7.12 \ \times 10^{-5} \ m^2)}$$

$$v_{tub} = 0.53 \ \frac{m}{s}$$

Cálculo del número de Reynolds

$$Re = \frac{v_{tub} \cdot D}{\varsigma}$$

$$Re = \frac{0.53 \ \frac{m}{s} \cdot (9.525 \times 10^{-3} \ m)}{0.000032 \ m^2/s}$$

$Re = 157.75$

Al ser el número de Reynolds menor a 2000, se determina que el flujo es laminar y para el cálculo de la perdida de presión se tomó la ecuación Darcy - Weisbach empleando el criterio de Hagen – Poiseuille, en función de la velocidad:

$$v_{tub} = \frac{P_{tub}\, D^2}{32 \cdot \mu \cdot L}$$

$$P_{tub} = \frac{32 \cdot \varsigma \cdot \delta \cdot L \cdot v_{tub}}{D^2}$$

Donde:

- P_{tub}: Presión de perdida en tuberías Pa
- δ: Densidad del aceite
- L: Largo de la tubería

$$P_{tub} = \frac{32 \cdot \left(0.000032\,\frac{m^2}{s}\right) \cdot 875\,\frac{kg}{m^3} \cdot 2\,m \cdot 0.53\,\frac{m}{s}}{(9.525 \times 10^{-3}\,m)^2}$$

$$P_{tub} = 10468\,Pa \approx 0.01\,MPa$$

6.16.4 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.

La mayoría de los sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano utilizan los tanques o depósitos como base de montaje para la bomba y otros implementos, generalmente se utiliza depósitos que tienen entre 2 a 3 veces el caudal en litros/ minuto, su capacidad se calcula a través de la ecuación (53):

$$V_t = 3 \cdot 60\,seg \cdot Q_r$$

$$V_t = 3 \cdot 60\,s \cdot 3.78 \times 10^{-5}\,\frac{m^3}{s}$$

$$V_t = 6.8 \times 10^{-3}\,m^3 \approx 6.8\,L$$

6.16.5 Diseño de los machos del sistema de compresión.

Para el cálculo de los machos del sistema de compresión, ya que son barras acopladas a una placa metálica que soportan una fuerza de compresión axial se realizó el diseño empleado el método de cálculo de columnas (páginas 109 -113), para ello se adoptó una carga admisible P_a: 1662.5 N, que es la carga que se aplica cuando se produce el proceso de compresión por cada molde.

Las columnas (figura 72), se diseñaron con una longitud de $L = 9\ cm$, la distancia que se introducen en el molde es de 7.7 cm, sin embargo se deja 1.3 cm de espacio para la tuerca de ajuste entre el vástago del cilindro y la placa de soporte.

Figura 72: Machos del sistema de compresión.

Fuente: El Autor.

Cálculo de la constante de columna mediante la ecuación (24):

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 (206.8\ GPa)}{276\ MPa}}$$

$$C_c = 121.61$$

En donde:

- C_c: Constante de columna

- σ_y: Resistencia a la fluencia del material de construcción de la columna (AISI 304)
- E: Módulo de elasticidad del acero inoxidable AISI 304

Asumiendo que la columna es larga, se emplea la ecuación de Euler (Ecuación 25) y se determina el diámetro de la columna:

$$D = \left[\frac{64\ N\ P_a\ (KL)^2}{\pi^2\ E}\right]^{\frac{1}{4}}$$

$$D = \left[\frac{64\ (3)\ (1662.5\ N)\ (2.1 \cdot (0.09\ m))^2}{\pi^2\ (206.8\ GPa)}\right]^{\frac{1}{4}}$$

$$D = [1.86 \times 10^{-9}\ m^4]^{\frac{1}{4}}$$

$$D = 6.6\ mm$$

En donde:

- N: Coeficiente de seguridad
- P_a: Carca critica de pandeo
- K: Constante de fijación en los extremos
- L: Longitud de la columna
- D: Diámetro mínimo de la columna

Para verificar la columna se debe calcular la relación de esbeltez mediante la ecuación (23):

$$\frac{KL}{r}$$

Del Anexo 3, para una sección transversal redonda solida el radio de giro está dado por:

$$r = \frac{D}{4}$$

$$r = \frac{6.6\ mm}{4} = 1.65\ mm$$

Reemplazando el valor de r radio de giro en la ecuación anterior:

$$\frac{2.1\ (0.143\ m)}{1.65 \times 10^{-3}\ m} = 114.54$$

Si $\frac{KL}{r} > C_c$, la columna es larga y se emplea Euler caso contrario la columna es corta y se emplea J. B. Johnson

Como $\frac{KL}{r} < C_c$ por lo tanto la columna es corta y se debe emplear la ecuación de J. B. Johnson (Ecuación 26) para el dimensionamiento:

$$D = \left[\frac{4\ N\ P_a}{\pi\ \sigma_y} + \frac{4\ \sigma_y\ (KL)^2}{\pi^2\ E}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = \left[\frac{4\ (3)\ (1662.5\ N)}{\pi\ (276\ MPa)} + \frac{4\ (276\ MPa)\ (2.1\ (0.09\ m))^2}{\pi^2\ (206.8\ GPa)}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = [4.23 \times 10^{-5}\ m^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 6.5 \times 10^{-3}\ m = 6.5\ mm$$

Recalculando la relación de esbeltez:

$$\frac{KL}{r} = \frac{2.1\ (0.09\ m)}{\frac{0.0065\ m}{4}} = 116.3$$

Como $\frac{KL}{r} < C_c$ la columna es corta, por lo tanto las dimensiones calculadas son las correctas, por ende el diámetro mínimo que debería tener la columna es de 6.5 mm, sin embargo ya que se requiere que los machos realicen el proceso de compresión se adopta una medida de 4.2 cm.

6.16.6 Sistema de extracción

Considerando la inversión a realizarse en la compra de la bomba, el sistema de extracción de las briquetas se va a diseñar empleando actuadores hidráulicos.

El dimensionamiento de este sistema se hace en base a los cálculos realizados para el sistema de compresión, para el cual se emplea un cilindro hidráulico de las mismas

características y unas piezas de extracción de 1.8 cm de diámetro sus dimensiones pueden observarse en el Anexo 37 (Planos).

En la figura (73) se puede observar la ubicación del sistema de extracción en la máquina.

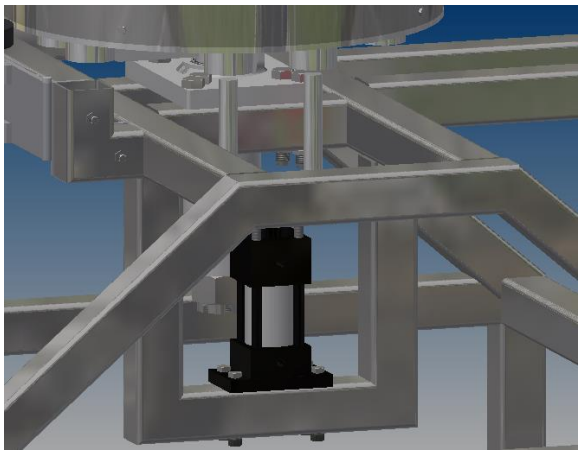


Figura 73: Sistema de extracción.

Fuente: El Autor.

6.16.7 Diagrama hidráulico.

El sistema hidráulico de la máquina está conformado por los siguientes elementos:

- Sistema de potencia (Bomba y motor).
- Cilindro hidráulico #1 (Proceso de compresión).
- Cilindro hidráulico #2 (Proceso de extracción).
- Válvula 4/3 #1 (Proceso de compresión).
- Válvula 4/3 #2 (Proceso de extracción).
- Válvula reguladora de presión.
- Filtros (Cant. 3)

En la figura (74), se puede observar el sistema de de conexiones hidraulicas de la máquina briquetadora.

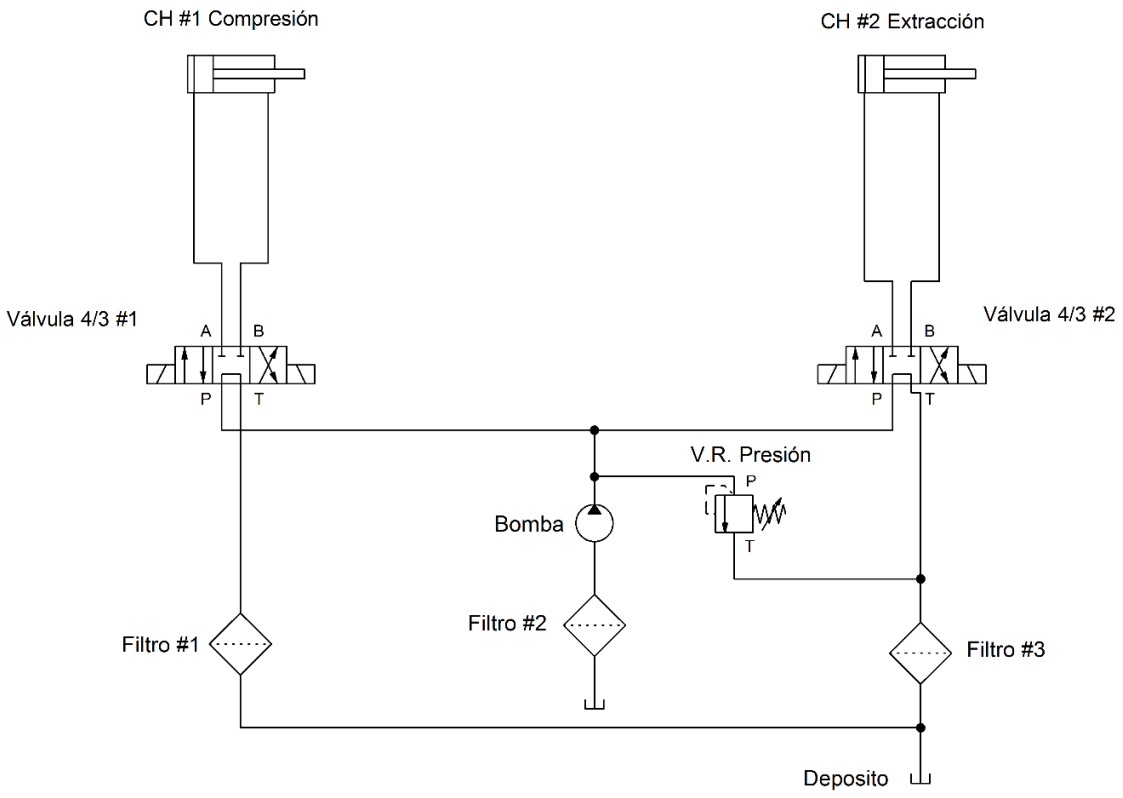


Figura 74: Diagrama de conexiones hidráulicas.

Fuente: El Autor.

6.17 Sistema de control de la máquina

El sistema de control de la máquina se diseñó para ser un proceso semi-automatizado en donde el usuario controle los procesos de compresión, extracción, apagado y encendido de los motores, el control de las electroválvulas estará automatizado respectivamente para cada proceso correspondiente.

Para controlar la posición revólver o tambor se va a emplear un encoder absoluto, este mecanismo tiene la particularidad de que cada cierto número de pasos se produce una vuelta y conservan sus datos de posición durante la pérdida de alimentación eléctrica, al acoplarlo al eje principal y programarlo la función de este será de contar cierto número de pasos y detenerse en la posición para la que fue programado, el encoder seleccionado es un CE-65 SSI (Anexo 34), este encoder cada 8192 pasos da una vuelta completa, es decir que cada 2048 pasos se produce un cuarto de vuelta que es lo necesitado para el diseño.

6.17.1 Salidas

Los sistemas a controlar o salidas son los siguientes:

Q 0.0 Bomba

Q 0.1 Motor del mezclador

Q 0.2 Motor del tambor

Q 0.3 Solenoide de la válvula de compresión (Descenso)

Q 0.4 Solenoide de la válvula de compresión (Ascenso)

Q 0.5 Solenoide de la válvula de extracción (Ascenso)

Q 0.6 Solenoide de la válvula de extracción (Descenso)

6.17.2 Entradas

Las entradas del sistema son las siguientes:

I 1.5 Parada de emergencia

I 0.0 Interruptor de E-A de la bomba

I 0.1 Interruptor de E-A del mezclador

I 0.2 Interruptor del revólver

I 0.3 Pulsador inicio del proceso de compresión

I 0.4 Sensor de posicionamiento del cilindro hidráulico compresor #1

I 0.5 Sensor de posicionamiento del cilindro hidráulico compresor #2

I 0.6 Pulsador inicio del proceso de extracción

I 0.7 Sensor de posicionamiento del cilindro hidráulico extracción #1

I 1.0 Sensor de posicionamiento del cilindro hidráulico compresor #2

I 1.3 Contador del Encoder absoluto

I 1.4 Reseteo del sistema

6.17.3 Programación

El sistema de control se va a diseñar para un PLC S7200 Siemens, la programación se realizó en software de ingeniería los resultados pueden verse a continuación en la figura (75):

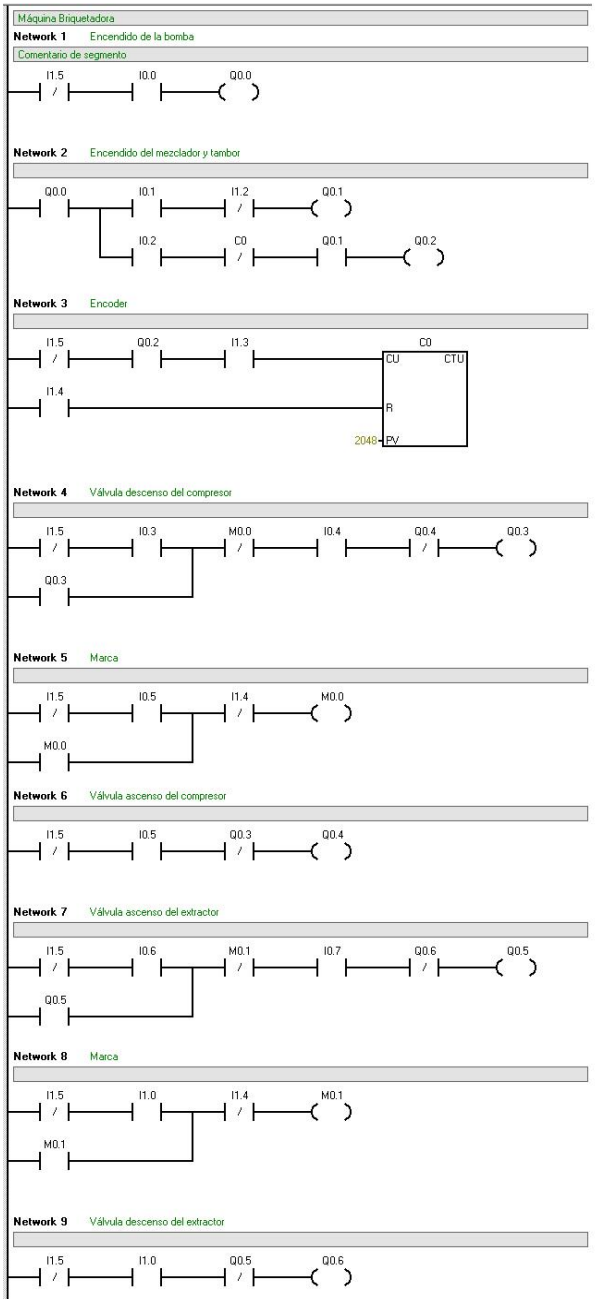


Figura 75: Programa de automatización de la máquina briquetadora.

Fuente: El Autor.

6.17.4 Descripción del proceso de programación.

La Network 1 (Figura 76), controla el encendido y apagado de la bomba (Q 0.0) a través del interruptor I 0.0, todo esto protegido por el botón de parada de emergencia (I 1.5).

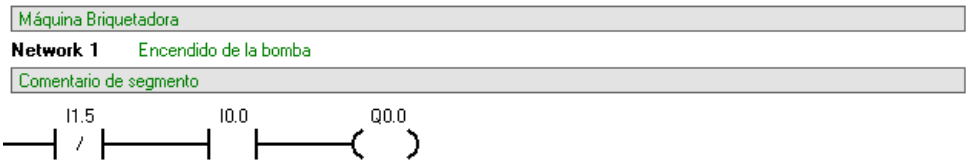


Figura 76: Network 1 programa de automatización.

Fuente: El Autor.

La Network 2 (Figura 77), controla el encendió y apagado del mezclador y el tambor (Q 0.1) y Q (0.2) mediante los interruptores (I 0.1, I 0.2 respectivamente), con la condición de que se encuentre encendida la bomba, además de contar con un contacto normalmente cerrado del contador del encoder que permite el apagado del motor del tambor, para luego volver a encenderlo.

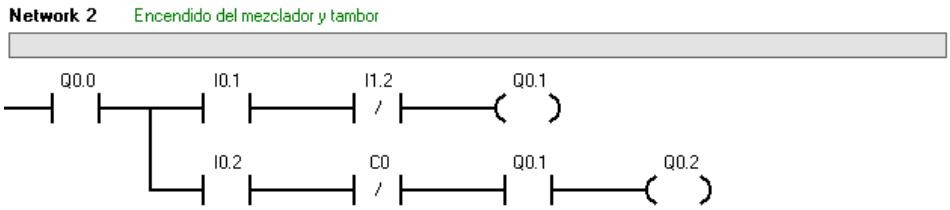


Figura 77: Network 2 programa de automatización.

Fuente: El Autor.

La Network 3 (Figura 88), controla al contador del encoder (C0), teniendo como condición que el tambor este encendido mediante un contacto normalmente abierto de Q 0.2, I 1.4 es el pulsador del reinicio del proceso, una vez se hayan los procesos de compresión y extracción respectivamente.

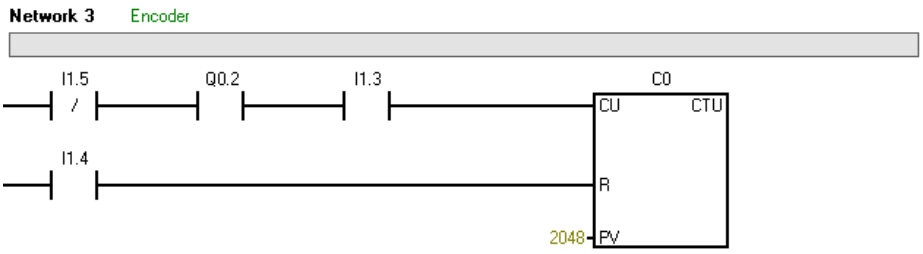


Figura 78: Network 3 programa de automatización.

Fuente: El Autor.

La Network 4 (Figura 79), da inicio al proceso de compresión a través del pulsador I 0.3, además de controlar el solenoide de la electroválvula #1 Q 0.3 en su posición 1, que sirve para realizar el descenso de los machos del cilindro hidráulico de compresión, I 0.4 es un sensor de posicionamiento del cilindro hidráulico representando su posición superior.

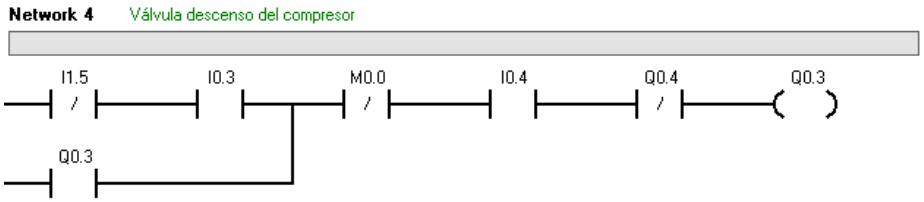


Figura 79: Network 4 programa de automatización.

Fuente: El Autor.

La Network 5 (Figura 80), controla una marca o señal auxiliar M 0.0 que sirve para cambiar de posición el solenoide de la electroválvula 1, I 0.5 es el sensor de posicionamiento #2 del cilindro hidráulico que activa el ascenso del compresor.

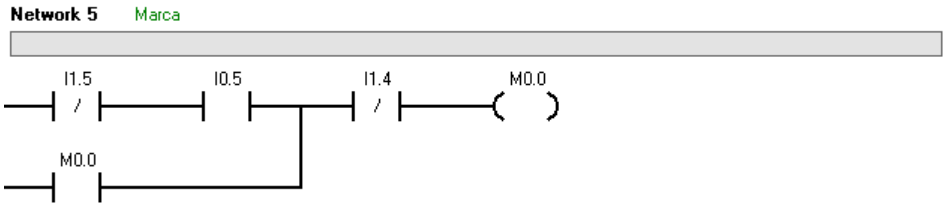


Figura 80: Network 5 programa de automatización.

Fuente: El Autor.

La Network 6 (Figura 81), controla el ascenso del compresor y el cambio de posición del solenoide la electroválvula 1 Q 0.4.

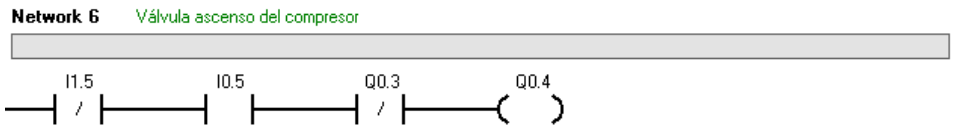


Figura 81: Network 6 programa de automatización.

Fuente: El Autor.

Las Networks 7, 8 y 9 cumplen la misma función que la 4, 5 y 6 para el sistema de extracción.

Para verificar el funcionamiento del programa se realizó la simulación del mismo en el programa S7200 (Figura 82), en donde se pudo corroborar su diseño y comprobar el funcionamiento de la máquina.

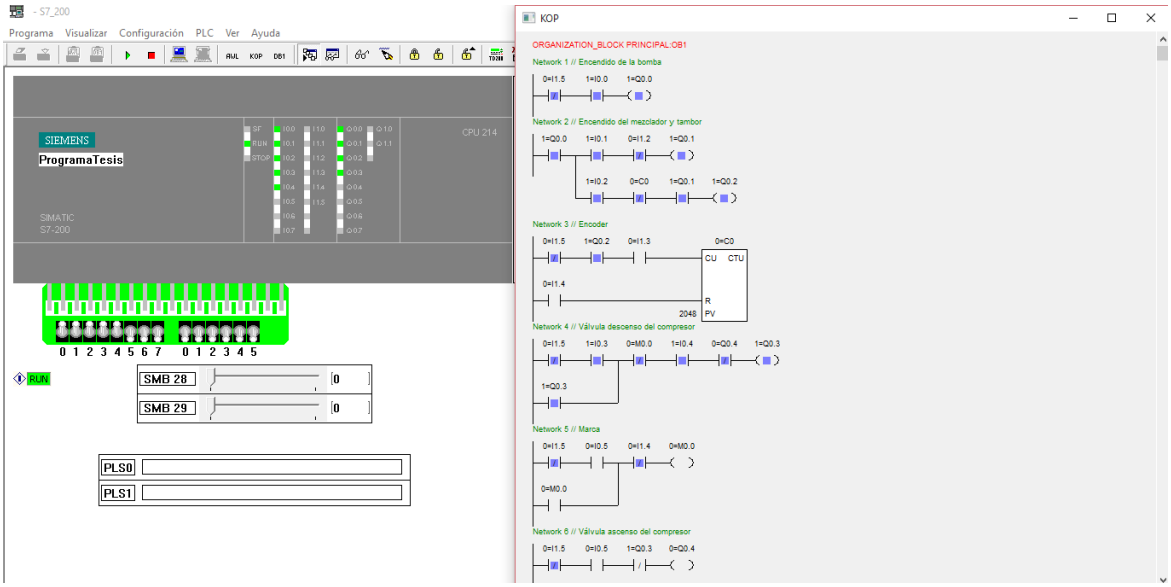


Figura 82: Simulación del programa de automatización

Fuente: El Autor.

Los diagramas de mando y control se pueden observar en la sección de Anexos (36 Planos).

6.18 Máquina Final (Simulación)

A través de software de ingeniería se logró desarrollar una simulación en 3D de la máquina briquetadora y todos sus componentes, las dimensiones finales de estos se encuentran en la sección de anexos (Planos). En las figuras (83) y (84) se puede observar una representación en 3D de la máquina final.

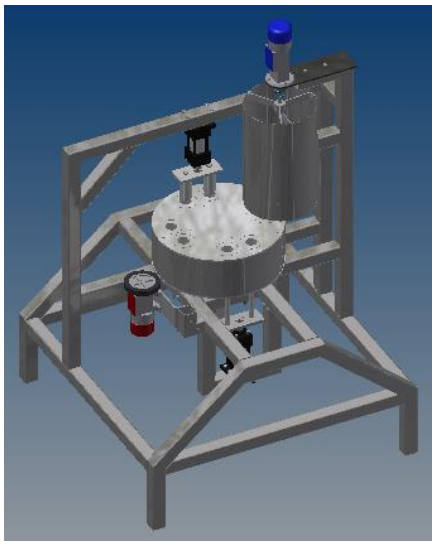


Figura 83: Vista máquina briquetadora final lado izquierdo.

Fuente: El Autor.

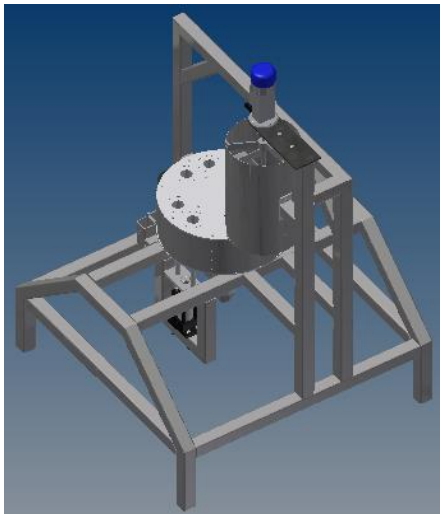


Figura 84: Vista máquina briquetadora final lado derecho.

Fuente: El Autor.

6.19 Análisis Económico.

✓ **Costos Directos.**

Son aquellos costos que se añaden físicamente al producto final. También contempla el trabajo necesario para la manipulación y transformación de la materia prima en producto final.

Los costos directos son los siguientes rubros, que afectan directamente al producto final:

- Materiales que forman parte de la máquina (Tabla 4).
- Servicios de fabricación
- Mano de obra.

❖ **Costos de servicio.**

Son los costos que constituyen el uso de equipos y máquinas herramientas que no se dispone, se detallan en la Tabla 5.

❖ **Costo de la mano de obra directa.**

Es la fuerza de trabajo humana empleada para transformar la materia prima en producto final. En este costo se encuentran las remuneraciones, beneficios sociales, aportes destinados a la seguridad social, horas extraordinarias y comisiones que perciben los obreros que desarrollan su trabajo de forma directa en la transformación de la materia prima.

El valor de trabajo de un obrero se tomará como 2,50 USD/hora. Las actividades realizadas por el obrero son las siguientes:

- Cortes realizados en los perfiles, planchas de acero.
- Sueldas y maquinados.
- Pintura de las piezas terminadas.
- Ensamblajes de la máquina.

Estos costos se detallan en la Tabla 6.

Tabla 4. Materiales y accesorios de la máquina

Descripción	Cantidad	C. Unitario (USD)	Subtotal (USD)
Plancha AISI 304 1000 X 1000 X 6 mm	1	150	150
Plancha A. Galvanizado 1 X 250 X 500 mm	2	9.50	19
Eje AISI 304 Ø12 x 500 mm	1	22.75	22.75
Eje AISI 1040 HR Ø60 X 32 mm	1	32.40	32.40
Barra redonda Ø12 X 15 mm AISI 1020	8	2.40	19.20
Barra circular perforada Ø50 X Ø80 X 50 mm AISI 1020	1	52	52
Plancha 1 cm AISI 1020 200 x 140 mm	2	12	24
Plancha 1 cm AISI 1020 160 x 70 mm	2	10.40	20.80
Plancha 8 mm AISI 304 180 x 90 mm	4	16.35	65.40
Barra circular perforada Ø40 X Ø80 X 20 mm AISI 304	8	42.6	340.80
Platina 1” X 6000 mm X 4.76 mm	1	22	22
Plancha 10 X 32 x 6 mm	1	11.50	11.50
Tubo estructural cuadrado 50 X 50 x 2 mm	3	30.20	90.60
Perno DIN M14 x 90	8	0.60	4.80
Rosca DIN M14 x 8	8	0.20	1.6
Perno ISO 4014 M8 x 65	2	0.45	0.9
Rosca ISO 4036 M8	18	0.15	2.70
Perno ISO 4018 M8 x 25	6	0.18	1.10

Perno ISO 4018 M5 x 20	4	0.10	0.40
Rosca ISO 4036 M5	4	0.15	0.60
Perno ISO 4014 M8 x 70	10	0.30	3
Perno ISO 4015 M6 x 25	4	0.15	0.60
Rosca 4035 M6	4	0.10	0.40
Adicionales (Arandelas, pernos pequeños)	1	3	3
Sistema Hidráulico			
Cilindro Hidráulico CH2E-FB 40-150-A53	2	142.50	285
Bomba Marzocchi Pompe	1	220	220
Válvula de alivio	1	104	104
Electroválvula 4/3	2	109	218
Filtros	3	12.75	38.25
Manómetro de presión	1	12.50	12.50
Manguera 3/8”	2	9	18
Accesorios Hidráulicos (Acoples, empaques etc.)	1	40	40
Motor ¼ Hp	1	137	137
Equipo Eléctrico			
Motorreductor Mezclador	1	272	272
Motorreductor Tambor	1	255	255
Encoder Absoluto	1	62.80	62.80
Pulsadores	2	2.50	5
Pulsador Tipo Hongo NC	1	3.50	3.50
Interruptores	4	2.50	10
PLC S7200	1	242.50	242.50
Adicionales (Protecciones, cables, etc.)	1	70	70
Pintura			
Fondo gris	1	8.40	8.40

Diluyente	2	1.65	3.30
Pintura sintética	1	8.30	8.30
TOTAL			2673.1 USD

Fuente: El Autor.

Tabla 5. Costos de servicios.

Descripción	Cantidad	C. Unitario (USD)	Subtotal
Discos de corte	2	1.25	2.50
Electrodo 7018	5	3.20	16
Adicionales	1	20	20
TOTAL			38.50

Fuente: El Autor.

Tabla 6. Costo de la mano de obra

Descripción	Cant. Horas	C. Unitario (USD)	Subtotal
Mecanizado	48	2.5	120
Fabricación estructura	24	2.5	60
TOTAL			180

Fuente: El Autor.

- ✓ **Costos indirectos.**
- ❖ Son los costos que participan en el proceso productivo, pero que no se añaden físicamente al producto final. Estos costos tienen que ver con el tiempo que duro la producción y no con el producto final, se detallan en la Tabla 7.

Tabla 7. Costos indirectos.

Descripción	Subtotal (USD)
Energía eléctrica	50
Agua	5
Transporte	30
Alimentación	20
TOTAL	105

Fuente: El Autor.

- ✓ **Costos Totales**

Los costos totales es la suma de los costos directos e indirectos de la máquina, representan la inversión total a realizarse, el coste total de fabricación de la máquina se detalla en la Tabla 8.

Tabla 8. Costos Totales

Descripción	**Subtotal (USD)**
Materiales	2673.1
Costos de servicios	38.5
Costos de mano de obra	180
Costos indirectos	105
Subtotal	2996.6 USD
Costos de diseño 25%	749.15
TOTAL	3745.75 USD

Fuente: El Autor.

7 DISCUSIÓN

Los cálculos efectuados, basados en la teoría funcional de diversas máquinas briquetadoras y diseño de elementos de máquinas, permiten justificar el diseño de una máquina que produce briquetas a partir de cascarilla de arroz, ya que basado en los resultados obtenidos se logró establecer un modelo, cuyos principales elementos fueron validados mediante software de análisis por el método de elementos finitos (MEF), lo que garantiza la resistencia y funcionalidad requeridas.

Para determinar las prestaciones óptimas de la máquina briquetadora, fue necesario realizar pruebas de laboratorio en el taller mecánico de la Universidad Nacional de Loja que permitieron fijar los parámetros adecuados para la fabricación de briquetas a partir de cascarilla de arroz, para en base a esos resultados dimensionar adecuadamente los componentes de la máquina.

Los datos necesarios para los cálculos de los mecanismos de la máquina briquetadora han sido seleccionados de varios libros de reconocidos autores que son tomados como base para la enseñanza en el diseño de máquinas.

En el apartado de resultados (6) se explica en forma detallada los procedimientos, cálculos y selección de materiales adecuados concernientes al diseño y dimensionamiento de los componentes de la máquina briquetadora, que tiene una capacidad de producción de $360\ briq/h$ y una capacidad de procesamiento de $60\ kg/h$.

Mediante software de ingeniería se realizó una representación en tercera dimensión de los componentes de la máquina y se logró verificar el funcionamiento de esta mediante la simulación del programa de automatización.

8 CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño conceptual y de detalle de la máquina para producir briquetas a partir de cascarilla de arroz, presentando tres alternativas para la solución del sistema de compactado de la biomasa, analizando el proceso de conformado de las briquetas de cada una de ellas, destacando sus ventajas y desventajas para finalmente seleccionar el sistema de conformado de briquetas por actuadores hidráulicos que en el presente caso es el que mejor cumple los requerimientos planteados como: capacidad, compactar las briquetas en forma autónoma, correcta y eficaz, los resultados de diseño de la máquina se evidencian en el conjunto de planos para su futura construcción.

- Dentro de la fase de desarrollo se logró plasmar el diseño de la máquina briquetadora con las siguientes características: capacidad de producción $(360\ briq/h)$; capacidad de procesamiento $(60\ kg/h)$; la potencia necesaria para el funcionamiento del mezclador $(1/13\ HP)$; revólver $(1/16\ HP)$; bomba hidráulica $(0.25\ HP)$, así como también los materiales recomendados para la construcción de la máquina briquetadora después de haber realizado los diferentes análisis de resistencia, rigidez y fatiga de los materiales a emplearse basados en parámetros de libros de diversos autores.

- Mediante software de ingeniería se logró: validar los principales elementos de la máquina briquetadora verificando su construcción mediante un análisis a través del método de elementos finitos, así como también una representación en tercera dimensión de la máquina y sus componentes, además se desarrolló el sistema de control automático de la máquina que permitió corroborar su funcionamiento.

9 RECOMENDACIONES

- Se recomienda añadir protecciones en las entradas de los machos hacia los moldes para evitar cualquier clase de contacto humano.

- Para futuros estudios de la máquina se recomienda la realización de la simulación dinámica ya que en el presente proyecto se efectuó un análisis de simulación estática en condiciones de trabajo.

- Se recomienda realizar mejoras en el sistema de control de la máquina para añadir mayores opciones de seguridad.

- Se recomienda realizar el estriado de la placa inferior del revólver o tambor para mejorar la fricción entre la placa y la rueda de goma.

10 BIBLIOGRAFÍA

1. **Alain, Damien.** *La biomasa: Fundamentos, tecnologías y aplicaciones.* Madrid : Antonio Madrid Vicente, 2009. ISBN 9788496709171.

2. **Michelena, Camps, Manuel.** *Los biocombustibles.* s.l. : S.A. MUNDI-PRENSA LIBROS, 2008. ISBN 9788484763604.

3. **Fonseca, Edisson y Tierra, Luis.** *Desarrollo de un proceso tecnólogico para la obtención de briquetas de aserrín de madera y cascarilla de arroz y pruebas de producción de gas pobre.* Riobamba : Escuela de Ingeniería Mecánica ESPOCH, 2011.

4. **Jindaporn, Jamradloedluk y Songchai, Wiriyaumpaiwong.** *Production and Characterization of Rice Husk Based Charcoal Briquettes.* Maha Sarakham, Thailand : KKU Engineering Journal Vol. 34 Faculty of Engineering Mahasarakham University, 2007.

5. **Acero, Humberto y Jonnathan, Rodríguez.** *Reemplazar el uso de diesel por cascarilla de arroz empleado para generación de vapor, aspectos técnicos y económicos.* Guayaquil : Facultad de Ingeniería en Electricidad y Computación ESPOL, 2011.

6. **Agropecuarias, INEC – Unidad de Estadísticas.** *Encuesta de Superficie y Producción Agropecuaria Continua.* Quito : Unidad de Estadísticas Agropecuarias - ESAG, 2013.

7. **Mott, Robert L.** *Diseño de elementos de máquinas.* Cuarta. México : Pearson Educación, 2006. ISBN 9789702608127.

8. **Hall, A, Holowenco, A y Laughlin, H.** *Diseño de máquinas.* Primera. Mexico D.F. : Mc Graw Hill companies, 1988.

9. **Pytel, Andrew y Singer, Ferdinand.** *Resistencia de materiales "Introducción a la mecánica de sólidos".* Cuarta. México : HARLA S.A., 1994. ISBN 968-6356-13-4.

10. **Berrocal Ortiz, Luis.** *Resistencia de materiales.* Madrid : Mc-Graw-Hill, 1990.

11. **Pisarenko, G, Yákovlev, A y Matvéev, V.** *Manual de resistencia de materiales.* Segunda. Moscú : M. Moscú, 1979. pág. 694.

12. **Budynas, Richard y Keith, Nisbett.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* Octava. México, D. F. : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2008. ISBN 978-0-07-312193-2.

13. **Solórzano Castillo, Byron Agustín.** *Construcción de un modelo matemático integral de un compresor de tipo reciprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinado a procesos especiales.* La Habana : Instituto Superior Politécnico José António Echeverria CUJAE, 2014.

14. **Dobrovolski, M.** *Elementos de máquinas.* Primera. Moscú : M. Moscú, 1970.

15. **Mott, Robert L.** *Mecánica de fluídos.* Sexta. México D.F. : Pearson Educación, 2006. ISBN 970-26-0805-8.

16. **Nieto, Iván.** Sistema Hidráulicos de Transmisión de Potencia. *Ingeniería Mecánica.* [En línea] 28 de Junio de 2015. [Citado el: 28 de Junio de 2015.] ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html.

17. **Corporation, Parker.** Filtros Hidráulicos Parker. *Parker Productos Hidráulicos.* [En línea] 28 de Junio de 2015. [Citado el: 28 de Junio de 2015.] http://parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.7100150cebe5bbc2d6806710237ad1ca/?vgnextoid=f5c9b5bbec622110VgnVCM10000032a71dacRCRD&vgnextfmt=ES&vgnextdiv=&vgnextcatid=2714288&vgnextcat=LOW+PRESSURE+FILTERS&Wtky=.

18. —. Tubería Hidráulica Parker. *Parker Productos Hidráulicos.* [En línea] 28 de Junio de 2015. [Citado el: 29 de Junio de 2015.] http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.14ecfc66e7a40c1af8500f199420d1ca/?vgnextoid=43cb5242ade5c110VgnVCM10000032a71dacRCRD&Keyword=TUBING&vgnextfmt=ES.

19. **MKS.** Control y regulación de fluídos. *Válvula reguladora de presión roscada MKS.* [En línea] 29 de Junio de 2015. [Citado el: 29 de Junio de 2015.] http://www.mks.es/es/valvula_reguladora_de_pressio_roscada_151.html.

20. **Sotermic.** Productos Industriales: Válvulas de seguridad. *Válvula de seguridad.* [En línea] 29 de Junio de 2015. [Citado el: 29 de Junio de 2015.] http://www.sotermic.cl/valvulas-vapor-trampas/valvula-reductora-de-presion/valvula-de-seguridad/.

21. **Powermatic.** Válvulas Direccionales. [En línea] 29 de Junio de 2015. [Citado el: 29 de Junio de 2015.] http://www.powermatic.com.pe/valvulas.php.

22. **HydropNeu.** Direct Insdustry. *Cilindro hidráulico de doble efecto.* [En línea] 29 de Junio de 2015. [Citado el: 29 de Junio de 2015.] http://www.directindustry.es/prod/hydropneu/product-14757-937197.html.

23. **Ortiz Beltrán, Horacio Willington.** *Compactadora de bloques nutricionales para ganado con una producción de de 150 kg/h en bloques de 20 x 20 x 15 cm.* Ibarra : Universidad Técnica del Norte, 2014.

24. **Tembe, E.T., Adetogun, A.C. y Agbidye, F.S.** *Density of Briquettes Produced from Bambara Groundnut Shells.* Makurdi : Department of Forest Production and Products, University of Agriculture Makurdi, 2014. ISSN 2225-0921.

25. **Madhurjya, Saikia y Deben, Baruah.** *Analysis of Physical Properties of Biomass Briquettes Prepared by Wet Briquetting Method.* Tezpur : Dibrugarh University Institute of Engineering and Technology, 2013. ISSN: 2278-067.

26. **Mora Sánchez, Chrisitan Andrés.** *Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón.* Riobamba : Facultad de Meánica ESPOCH, 2009.

27. **Mini Motor.** Catálogo de Motorreductores. [En línea] 29 de Junio de 2015. [Citado el: 29 de Junio de 2015.] http://www.minimotor.com/downloads/pdf/General_catalogue_USA.pdf.

28. **Marín García, Juan Manuel.** *Apuntes de diseño de máquinas.* Madrid : Club Universitario, 2006. ISBN 8484545717.

29. **Ruland.** Acoplamientos Oldham. [En línea] 29 de Junio de 2015. [Citado el: 13 de Marzo de 2015.] http://www.ruland.com/espanol/acoplamiento-oldham.asp#e-catálogo.

30. **Niemann, G.** *Tratado teórico práctico de elementos de máquinas, cálculo, diseño y construcción.* Segunda. Barcelona : Labor S.A., 1973. ISBN 84-335-6287-8.

31. **Cofan.** Anillos Sigeer Exteriores DIN 471. [En línea] 15 de Junio de 2015. [Citado el: 15 de Junio de 2015.] http://www.cofan.es/es/detalle-producto/1310/anillos-seeger-din-471-para-ejes-exteriores-blister-estandar/.

32. **Cequamac.** Elección del cilindro adecuado. [En línea] 02 de Julio de 2015. [Citado el: 02 de Julio de 2015.] http://www.cecuamaq.com/pdf/Powerteam/Cilindros/Seleccion%20del%20Cilindro%20adecuado.pdf.

33. **Ravenet Catalán, Juan.** *Silos, Volume 1.* Barcelona : IMGESA, 1992. ISBN 84-604-1288-1.

34. **SKF.** *Catálogo Online Gama Popular de Rodamientos.*

35. **Indura.** Electrodos. *Electrodo 7018.* [En línea] 4 de Julio de 2015. [Citado el: 4 de Julio de 2015.] http://www.indura.com.ec/_file/file_1497_7018%20rh.pdf.

36. **Clip, Rotor.** Seguros de interiores. [En línea] 4 de Julio de 2015. [Citado el: 2015 de Julio de 2015.] https://www.rotorclip.com/cat_pdfs/esdho.pdf.

37. —. Seguro de exteriores. [En línea] 4 de Julio de 2015. [Citado el: 4 de Julio de 2015.] https://www.rotorclip.com/cat_pdfs/esdsh.pdf.

38. **Tornilleria Islas.** *Catálogo de tornillos Online.* 2015.

39. **AFO.** *Catálogo de ruedas AFO ONline.*

40. **Oldisfer.** *Catálogo de resortes Online.*

41. **SAE.** *SAE Handbook.* 1986.

42. **DIPAC.** *Catálogo de aceros estructurales.* 2014.

43. **Unicom.** Aceros Estructurales. [En línea] 5 de Julio de 2015. [Citado el: 5 de Julio de 2015.] http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html.

44. **SMC.** *Catálogo de cilindros hidráulicos SMC Online.* 2015.

45. **Marzocchi Pompes.** *Catálogo de Bombas Marzocchi* . 2015.

46. **Nord Technik.** *Catálogo de motores Nord Technik Online.* 2015.

47. **Tuberías YACO.** *Catálogo de tuberías hidráulicas YACO.* 2015.

48. **Nexon Products.** *Catálogo de Encoders Incrementales y Absolutos.*

11 ANEXOS

ANEXO 1

Momentos de inercia

$A =$ área

$G =$ ubicación del centroide

$I_x = \int y^2\, dA =$ segundo momento de área con respecto al eje x

$I_y = \int x^2\, dA =$ segundo momento de área con respecto al eje y

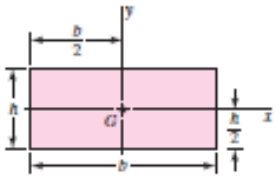
$I_{xy} = \int xy\, dA =$ momento mixto de área con respecto a los ejes x y y

$J_G = \int r^2\, dA = \int (x^2 + y^2)\, dA = I_x + I_y$

$=$ segundo momento polar de área con respecto al eje que pasa por G

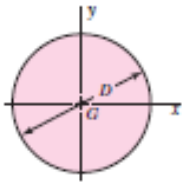
$k_x^2 = I_x / A =$ radio de giro al cuadrado con respecto al eje x

Rectángulo



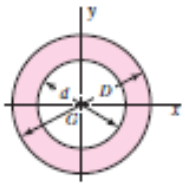
$A = bh \qquad I_x = \frac{bh^3}{12} \qquad I_y = \frac{b^3h}{12} \qquad I_{xy} = 0$

Círculo



$A = \frac{\pi D^2}{4} \qquad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \qquad I_{xy} = 0 \qquad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$

Círculo hueco

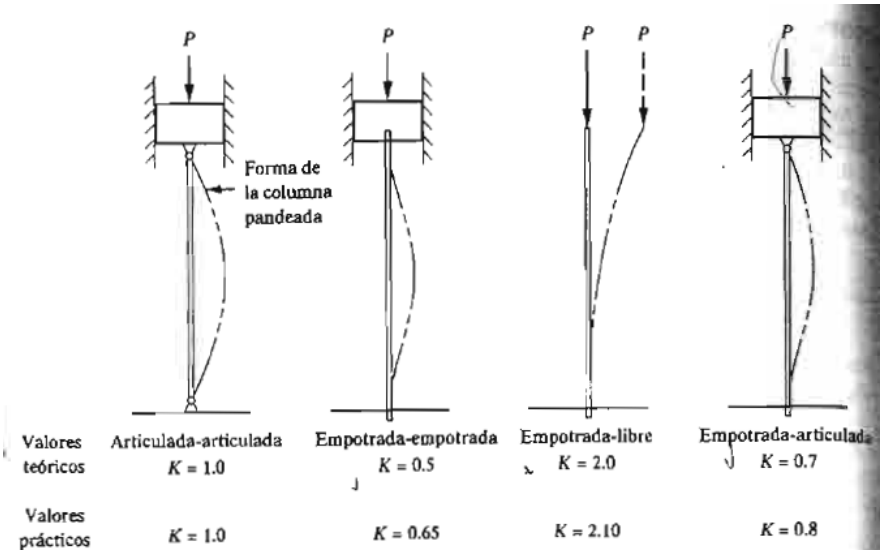


$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \qquad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \qquad I_{xy} = 0 \qquad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$

Fuente: (12)

ANEXO 2

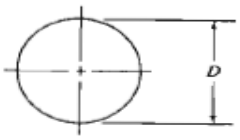
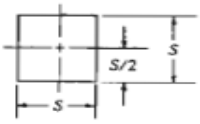
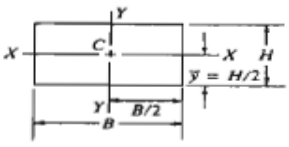
Valores de K para columnas



Fuente: (7)

ANEXO 3

Radios de giro para diferentes secciones

a) Círculo		$A = \pi D^2/4$ $\quad r = D/4$ $I = \pi D^4/64$ $\quad J = \pi D^4/32$ $S = \pi D^3/32$ $\quad Z_p = \pi D^3/16$
b) Círculo hueco (tubo)		$A = \pi(D^2 - d^2)/4$ $\quad r = \sqrt{D^2 + d^2}/4$ $I = \pi(D^4 - d^4)/64$ $\quad J = \pi(D^4 - d^4)/32$ $S = \pi(D^4 - d^4)/32D$ $\quad Z_p = \pi(D^4 - d^4)/16D$
c) Cuadrado		$A = S^2$ $\quad r = S/\sqrt{12}$ $I = S^4/12$ $S = S^3/6$
d) Rectángulo		$A = BH$ $\quad r_x = H/\sqrt{12}$ $I_x = BH^3/12$ $\quad r_y = B/\sqrt{12}$ $S_x = BH^2/6$

Fuente: (7)

ANEXO 4

Factores de servicio para motores

Factores de Servicio Fs	Accionamiento		
Tipo de Máquina	**Motor Eléctrico**	**M. Alt. Multicilindrico**	**M. Alt. Monocilindrico**
Generadores, transportadores de cinta, elevadores, montacargas, batidores etc.	1	1.25	1.5
Accionamiento de máquinas herramientas, montacargas, mecanismos de giro, agitadores y mezcladores, bombas de embolo etc.	1.25	1.5	1.75
Punzonadoras, zizallas, máquinas laminadoras, dragas de cuchara etc.	1.75	2	2.25

Fuente: Industrias Metalúrgicas MG

ANEXO 5

Movimiento deslizante relativo elastico

Materiales de las ruedas de fricción	Movimiento deslizante relativo (elástico) s, en %
Acero sobre acero	0,2
Textolita sobre acero	1,0
Goma sobre acero	3,0

Fuente: (14)

ANEXO 6

Coeficiente Ka de presión activa lateral

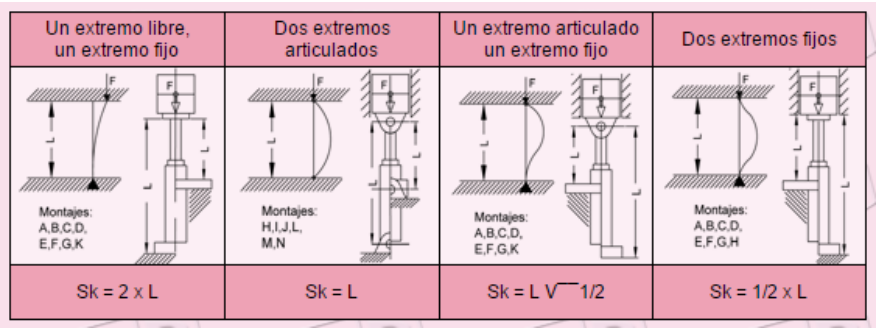
TABLA 7.14 Coeficiente K_a de presión activa lateral

	$\phi =$	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
	$\alpha = 0$	0.70	0.59	0.49	0.41	0.33	0.27	0.22
	$\alpha = 10°$	0.97	0.70	0.57	0.47	0.37	0.30	0.24
$\beta = 0$	$\alpha = 20°$	—	—	0.88	0.57	0.44	0.34	0.27
	$\alpha = 30°$	—	—	—	—	0.75	0.43	0.32
	$\alpha = \phi$	0.97	0.93	0.88	0.82	0.75	0.67	0.59
	$\alpha = 0$	0.76	0.65	0.55	0.48	0.41	0.43	0.29
	$\alpha = 10°$	1.05	0.78	0.64	0.55	0.47	0.38	0.32
$\beta = 10°$	$\alpha = 20°$	—	—	1.02	0.69	0.55	0.45	0.36
	$\alpha = 30°$	—	—	—	—	0.92	0.56	0.43
	$\alpha = \phi$	1.05	1.04	1.02	0.98	0.92	0.86	0.79
	$\alpha = 0$	0.83	0.74	0.65	0.57	0.50	0.43	0.38
	$\alpha = 10°$	1.17	0.90	0.77	0.66	0.57	0.49	0.43
$\beta = 20°$	$\alpha = 20°$	—	—	1.21	0.83	0.69	0.57	0.49
	$\alpha = 30°$	—	—	—	—	1.17	0.73	0.59
	$\alpha = \phi$	1.17	1.20	1.21	1.20	1.17	1.12	1.06
	$\alpha = 0$	0.94	0.86	0.78	0.70	0.62	0.56	0.49
	$\alpha = 10°$	1.37	1.06	0.94	0.83	0.74	0.65	0.56
$\beta = 30°$	$\alpha = 20°$	—	—	1.51	1.06	0.89	0.77	0.66
	$\alpha = 30°$	—	—	—	—	1.55	0.99	0.79
	$\alpha = \phi$	1.37	1.45	1.51	1.54	1.55	1.54	1.51

Fuente: (19)

ANEXO 7

Coeficiente de sujección de cilindro hidraulicos de acuerdo a su fijación



Fuente: (32)

ANEXO 8

Cátalogo de motorreductores Mini Motor (Acople Frontal)

ACE

Type Tipo	Ratio Relación	Delivered power Potencia entregada	Input r.p.m. no-load Revoluciones entrada sin carga	Output r.p.m. no-load Revoluciones salida sin carga	Rated torque Par nominal	Voltage Tensión	Current Intensidad	Capacitor Condensador
	i	HP	rpm	rpm	in-lbs	Vac - 60 Hz	A	µF
ACE 66	37	1/23	3360	90	25.7	115 1Ø	0.82	10
ACE 100P	37	1/18	3360	90	33.6	115 1Ø	0.98	12.5
ACE 160P2	37	1/10	3360	90	57.5	115 1Ø	1.30	16
ACE 44	37	1/56	1680	45	22.1	115 1Ø	0.62	12.5
ACE 80P	37	1/40	1680	45	31	115 1Ø	0.80	16
ACE 110P2	37	1/33	1680	45	38.9	115 1Ø	1	20
ACE 72T	37	1/33	3360	90	17.7	230 3Ø	0.26	-
ACE 244PT	37	1/13	3360	90	46.9	230 3Ø	0.62	-
ACE 320P2T	37	1/9	3360	90	69.9	230 3Ø	0.74	-
ACE 66T	37	1/56	1680	45	20.4	230 3Ø	0.23	-
ACE 110PT	37	1/40	1680	45	28.3	230 3Ø	0.30	-
ACE 145P2T	37	1/33	1680	45	36.3	230 3Ø	0.38	-

Fuente: (27)

ANEXO 9

Rodamiento SKF 6202

Dimensiones d	D	B	Cap. de carga dinám. C	Masa	Designación
mm			kN	kg	–
15	32	8	5,59	0,025	16002
(cont.)	32	8	5,59	0,025	16002-Z
	32	8	5,59	0,025	16002-2Z
	32	9	5,59	0,030	6002
	32	9	5,59	0,030	6002-Z
	32	9	5,59	0,030	6002-2Z
	32	9	5,59	0,030	6002-RS1
	32	9	5,59	0,030	6002-2RS1
	32	13	5,59	0,039	63002-2RS1
	35	11	7,80	0,045	6202
	35	11	7,80	0,045	6202-Z
	35	11	7,80	0,045	6202-2Z
	35	11	7,80	0,045	6202-2RZ
	35	11	7,80	0,045	6202-RS1
	35	11	7,80	0,045	6202-2RS1
	35	14	7,80	0,054	62202-2RS1

Relación de cargas	Carga estática equivalente
$\frac{F_{0a}}{F_{0r}} \leq 0,8$	$P_0 = F_{0r}$
$\frac{F_{0a}}{F_{0r}} > 0,8$	$P_0 = 0,6 \cdot F_{0r} + 0,5 \cdot F_{0a}$

Fuente: (34)

ANEXO 10

Cátalogo Online Ruland Acoplamientos Oldham y Abrazadera

MOCC25-8-A

Cubos de Acoplamiento Oldham | Haga clic en la clave del producto para obtener más informaciín y el archivo CAD												
Abrazadera	Tornillo Prisionero	Agujero B	Usar con Estrella	Diámetro Exterior OD	Longitud de Cubo LH	Longitud L	Pene-tración del Eje	Tornillo Abraz.	Tornillo Fijación	Abrazadera con Chavetero	Tornillo Prisionero con Chavetero	Chavetero
OCT16 MOCT25	OST16 MOST25	1/4" - 1/2" 6 - 12mm	OD16/25	1,000" 25,4mm	Lengths Differ by Style*			M3	M4	OCC16 MOCC25	OSC16 MOSC25	3/32" - 1/8" 2 - 4mm
OCT16-4-A	OST16-4-A	0,250"	OD16/25	1,000"/ 25,4mm	Clamp 0,467"/ 11,9mm Set Screw 0,390"/ 9,9mm	Clamp 1,250"/ 31,8mm Set Screw 1,125"/ 28,6mm	Clamp 0,467"/ 11,9mm Set Screw 0,390"/ 9,9mm	M3	M4	-	-	-
OCT16-5-A	OST16-5-A	0,313"								-	-	-
OCT16-6-A	OST16-6-A	0,375"								OCC16-6-A	OSC16-6-A	3/32"
OCT16-8-A	OST16-8-A	0,500"								OCC16-8-A	OSC16-8-A	1/8"
MOCT25-6-A	MOST25-6-A	6mm								-	-	-
MOCT25-7-A	MOST25-7-A	7mm								MOCC25-7-A	MOSC25-7-A	2mm
MOCT25-8-A	MOST25-8-A	8mm								MOCC25-8-A	MOSC25-8-A	2mm
MOCT25-9-A	MOST25-9-A	9mm								MOCC25-9-A	MOSC25-9-A	3mm
MOCT25-10-A	MOST25-10-A	10mm								MOCC25-10-A	MOSC25-10-A	3mm
MOCT25-11-A	MOST25-11-A	11mm								MOCC25-11-A	MOSC25-11-A	4mm
MOCT25-12-A	MOST25-12-A	12mm								MOCC25-12-A	MOSC25-12-A	4mm

Fuente: (29)

D26/41-NL

Oldham Coupling Disks | Haga clic en la clave del producto para obtener más informaciín y el archivo CAD														
Número de producto	Material	Outside Diameter		Torsional Stiffness		Rated Torque		Static Break Torque		MISALIGNMENT				
										Angular	Parallel		Axial Motion	
		in	mm	(Deg/lb-in)	(Grados/Nm)	(lb-in)	(Nm)	(lb-in)	(Nm)	(Grados)	in	mm	in	mm
OD8/13-AT	Acetal	0.500	12.7	0.072	0.636	6	0.68	34	3.9	0.5°	0.004	0.10	0.002	0.05
OD12/19-AT	Acetal	0.750	19.1	0.043	0.380	20	2.25	93	10.5	0.5°	0.008	0.20	0.004	0.10
OD16/25-AT	Acetal	1.000	25.4	0.033	0.291	42	4.75	168	19.0	0.5°	0.008	0.20	0.004	0.10
OD21/33-AT	Acetal	1.313	33.3	0.009	0.079	70	8.00	350	39.5	0.5°	0.008	0.20	0.006	0.15
OD26/41-AT	Acetal	1.625	41.3	0.008	0.068	130	14.75	480	54.5	0.5°	0.010	0.25	0.006	0.15
OD32/51-AT	Acetal	2.000	50.8	0.005	0.044	250	28.50	750	85.0	0.5°	0.010	0.25	0.008	0.20
OD36/57-AT	Acetal	2.250	57.2	0.003	0.027	375	42.50	1100	125.0	0.5°	0.010	0.25	0.008	0.20
OD8/13-NL	Nylon	0.500	12.7	0.290	2.560	1.5	0.17	25	2.8	0.5°	0.004	0.10	0.002	0.05
OD12/19-NL	Nylon	0.750	19.1	0.140	1.240	5	0.57	85	9.6	0.5°	0.008	0.20	0.004	0.10
OD16/25-NL	Nylon	1.000	25.4	0.126	1.110	10	1.13	140	15.9	0.5°	0.008	0.20	0.004	0.10
OD21/33-NL	Nylon	1.313	33.3	0.052	0.460	18	2.05	300	34.0	0.5°	0.008	0.20	0.006	0.15
OD26/41-NL	Nylon	1.625	41.3	0.037	0.330	32	3.65	400	45.3	0.5°	0.010	0.25	0.006	0.15

Fuente: (29)

ANEXO 11

Factor de superficie ka

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

Acabado superficial	Factor a S_{ut}, kpsi	Factor a S_{ut}, MPa	Exponente b
Esmerilado	1.34	1.58	−0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	−0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	−0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	−0.995

Fuente: (12)

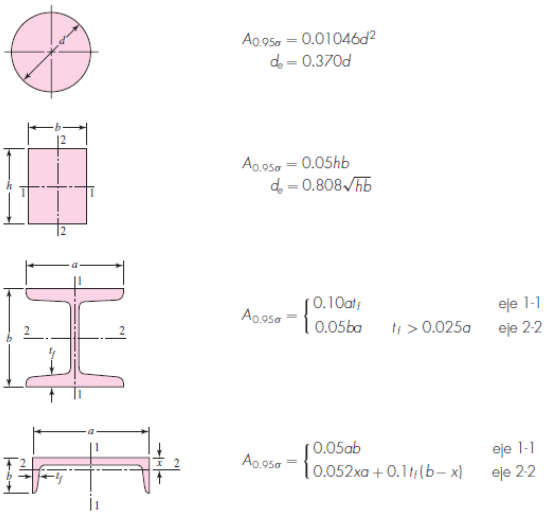
ANEXO 12

Factor de tamaño kb

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: (12)

Dimension efectiva



Fuente: (12)

ANEXO 13

Factor del tipo de carga kc

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente: (12)

ANEXO 14

Factor de temperatura kd

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: (12)

ANEXO 15

Factor de confiabilidad ke

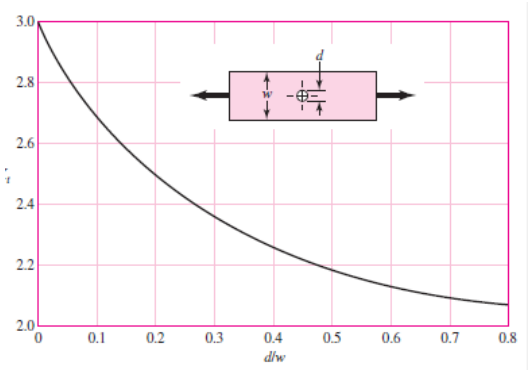
Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (12)

ANEXO 16

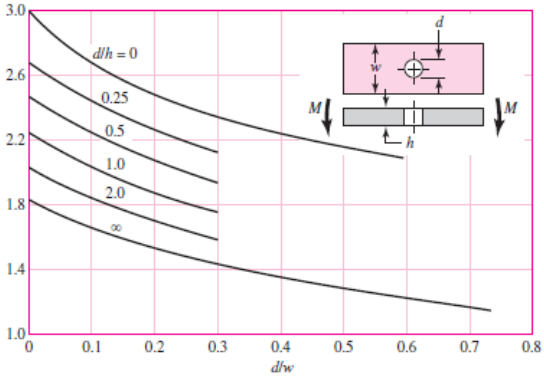
Factores de efectos varios kf

Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal



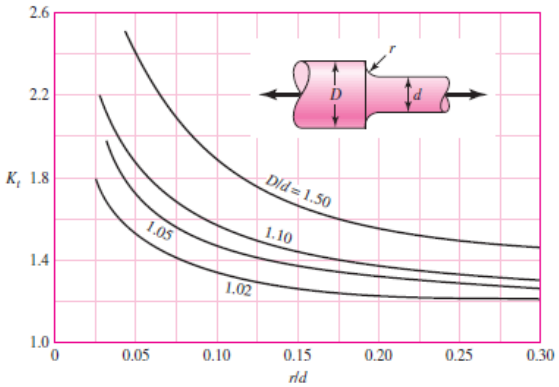
Fuente: (12)

Barra rectangular con un agujero transversal en flexión



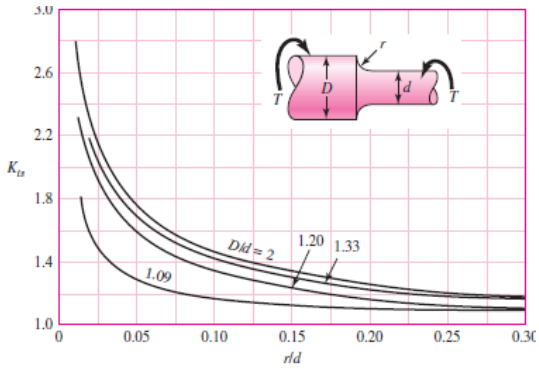
Fuente: (12)

Eje redondo con filete en el hombro en tensión



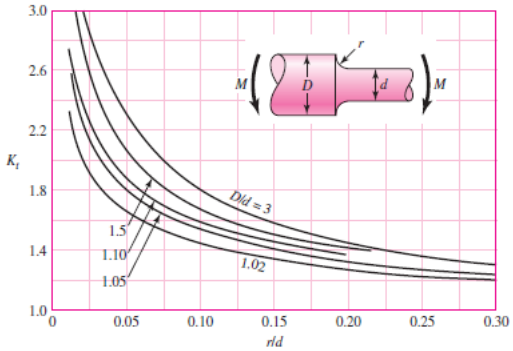
Fuente: (12)

Eje redondo con filete en el hombro en torsión



Fuente: (12)

Eje redondo con filete en el hombro en flexión



Fuente: (12)

ANEXO 17

Electrodo 7018

INDURA 7018-RH	*Clasificación AWS: E-7018 / E-4918*

- Electrodo para acero al carbono
- Revestimiento bajo hidrógeno con hierro en polvo. Color gris
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo
- ***Certificado anualmente por American Bureau*** of Shipping, Lloyd´s Register of Shipping, Germanischer Lloyd y Nippon Kaiji Kyokai

Descripción

El electrodo 7018-RH es de bajo contenido de hidrógeno y resistente a la humedad.

Está especialmente diseñado para soldaduras que requieren severos controles radiográficos en toda posición.

Su arco es suave y la pérdida por salpicadura es baja.

Usos

El 7018-RH es recomendado para trabajos donde se requiere alta calidad radiográfica, particularmente en calderas y cañerías.

Sus buenas propiedades físicas son ideales para ser usado en astilleros.

Aplicaciones típicas

- Aceros Cor-Ten, Mayari-R
- Lukens 45 y 50
- Yoloy y otros aceros estructurales de baja aleación

Procedimiento para soldar

Para soldaduras de filetes horizontales y trabajo de soldadura en sentido vertical descendente, debe usarse un arco corto. No se recomienda la técnica de arrastre.

En la soldadura en posición sobrecabeza debe usarse un arco corto con ligero movimiento oscilatorio en la dirección de avance. Debe evitarse la oscilación brusca del electrodo.

Para mayores detalles ver página 33. Observe las recomendaciones para almacenaje de los electrodos, página 20.

Composición química (típica) del metal depositado:

C 0,06%; Mn 1,05%; Si 0,49%; P 0,015%; S 0,010%

Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.1/A5.1M-04):

Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte		Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos
Resistencia a la tracción	: 535 MPa	490 MPa	130J a -30°C	27J a -30°C
Límite de fluencia	: 445 MPa	400 MPa		
Alargamiento en 50 mm	: 30%	22%		

Amperajes recomendados:

Diámetro mm	Longitud mm	Amperaje mín.	Amperaje máx.	Electrodos x kg aprox.
2,4	300	70	120	55
3,2	350	120	150	28
4,0	350	140	200	20
4,8	350	200	275	14

Fuente: (35)

ANEXO 18

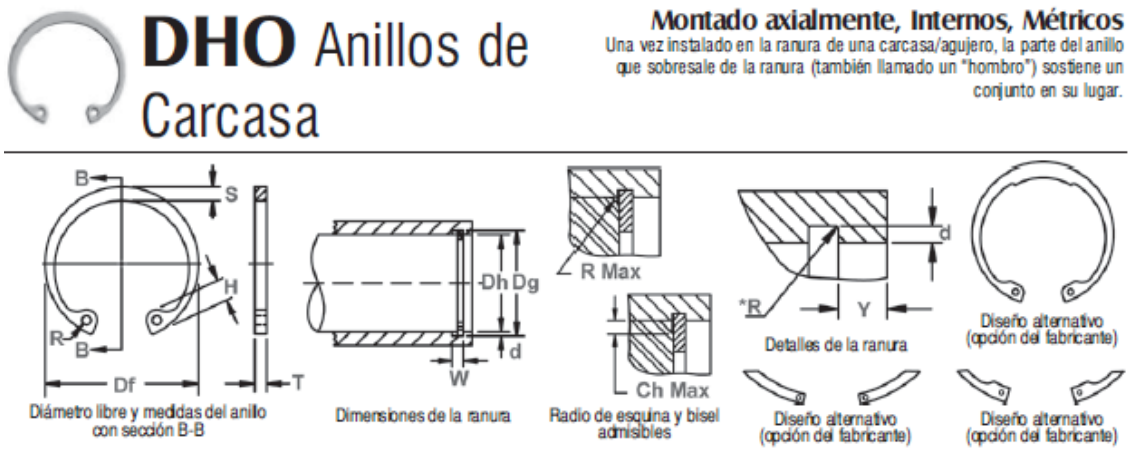
Tamaño mínimo de soldadura del filete h

Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg		Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive		$\frac{1}{8}$
Mayor que $\frac{1}{4}$	Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Mayor que $\frac{1}{2}$	Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
†Mayor que $\frac{3}{4}$	Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Mayor que $1\frac{1}{2}$	Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Mayor que $2\frac{1}{4}$	Hasta 6	$\frac{1}{2}$
Mayor que 6		$\frac{5}{8}$

Fuente: (12)

ANEXO 19

Seguro de Interiores

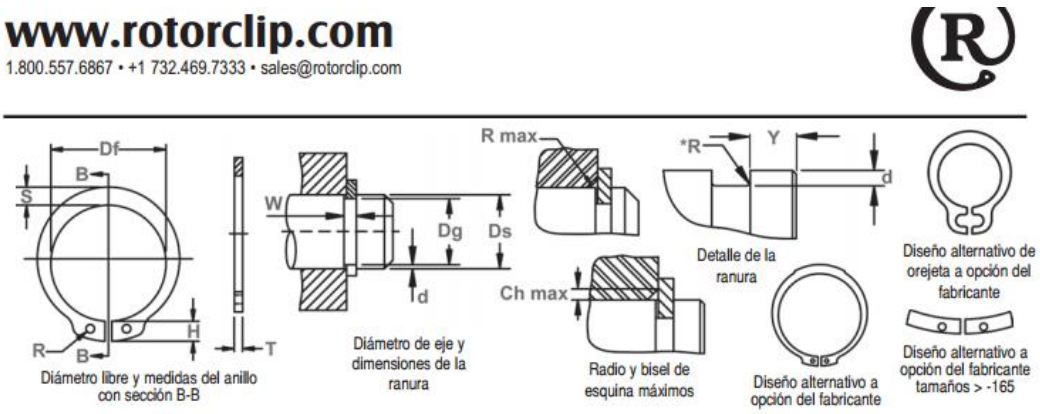


No. de Anillo	CARGA Dia. (mm)	TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO								DATOS SUPLEMENTARIOS				
		DIAMETRO		ANCHURA	PRO-FUNDIDAD	ESPESO ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MIARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel Rad./ admisible	Carga max. c/ R/Ch Max.
	Dh	Dg	Tol.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	Kg/ 1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN
DHO-8	8	8,4	+0,09	0,90	0,20	0,80	-0,05	8,7		2,4	1,1	1,0	0,10	0,6	2,0	0,86	0,5	1,5
DHO-9	9	9,4		0,90	0,20	0,80		9,8		2,5	1,3	1,0	0,13	0,6	2,0	0,96	0,5	1,5
DHO-10	10	10,4		1,10	0,20	1,00		10,8		3,2	1,4	1,2	0,26	0,6	4,0	1,08	0,5	2,2
DHO-11	11	11,4		1,10	0,20	1,00		11,8	+0,36	3,3	1,5	1,2	0,31	0,6	4,0	1,17	0,5	2,3
DHO-12	12	12,5		1,10	0,25	1,00		13,0	-0,10	3,4	1,7	1,5	0,37	0,8	4,0	1,60	0,5	2,3
DHO-13	13	13,6	+0,11	1,10	0,30	1,00		14,1		3,6	1,8	1,5	0,42	0,9	4,2	2,10	0,5	2,3
DHO-14	14	14,6		1,10	0,30	1,00		15,1		3,7	1,8	1,7	0,52	0,9	4,5	2,25	0,5	2,3
DHO-15	15	15,7		1,10	0,35	1,00		16,2		3,7	2,0	1,7	0,56	1,1	5,0	2,80	0,5	2,3
DHO-16	16	16,8		1,10	0,40	1,00		17,3		3,8	2,0	1,7	0,60	1,2	5,5	3,40	1,0	2,6
DHO-17	17	17,8		1,10	0,40	1,00		18,3		3,9	2,1	1,7	0,65	1,2	6,0	3,60	1,0	2,5
DHO-18	18	19,0		1,10	0,50	1,00		19,5		4,1	2,2	2,0	0,74	1,5	6,5	4,80	1,0	2,6
DHO-19	19	20,0		1,10	0,50	1,00		20,5		4,1	2,2	2,0	0,83	1,5	6,8	5,10	1,0	2,6
DHO-20	20	21,0	+0,13	1,10	0,50	1,00		21,5	+0,42	4,1	2,3	2,0	0,90	1,5	7,2	5,40	1,0	2,6
DHO-21	21	22,0		1,10	0,50	1,00		22,5	-0,13	4,2	2,4	2,0	1,00	1,5	7,6	5,70	1,0	2,6
DHO-22	22	23,0		1,10	0,50	1,00		23,5		4,2	2,5	2,0	1,10	1,5	8,0	5,90	1,0	2,7
DHO-23	23	24,1		1,30	0,55	1,20		24,6		4,2	2,5	2,0	1,34	1,7	8,0	6,80	1,0	4,6
DHO-24	24	25,2		1,30	0,60	1,20	-0,06	25,9		4,4	2,6	2,0	1,42	1,8	13,9	7,70	1,0	4,6
DHO-25	25	26,2		1,30	0,60	1,20		26,9	+0,42	4,5	2,7	2,0	1,50	1,8	14,6	8,00	1,0	4,7
DHO-26	26	27,2	+0,21	1,30	0,60	1,20		27,9	-0,21	4,7	2,8	2,0	1,60	1,8	13,8	8,40	1,0	4,6
DHO-27	27	28,4		1,30	0,70	1,20		29,1		4,7	2,9	2,0	1,75	2,1	13,3	10,10	1,0	4,5
DHO-28	28	29,4		1,30	0,70	1,20		30,1		4,8	2,9	2,0	1,80	2,1	13,3	10,50	1,0	4,5
DHO-29	29	30,4		1,30	0,70	1,20		31,1		4,8	3,0	2,0	1,88	2,1	13,6	10,90	1,0	4,6
DHO-30	30	31,4		1,30	0,70	1,20		32,1		4,8	3,0	2,0	2,06	2,1	13,7	11,30	1,0	4,6
DHO-31	31	32,7		1,30	0,85	1,20		33,4		5,2	3,1	2,5	2,10	2,6	13,8	14,10	1,0	4,7
DHO-32	32	33,7		1,30	0,85	1,20		34,4	+0,50	5,4	3,2	2,5	2,21	2,6	13,8	14,60	1,0	4,7
DHO-33	33	34,7	+0,25	1,30	0,85	1,20		35,5	-0,25	5,4	3,3	2,5	2,40	2,6	14,3	15,00	1,0	4,9
DHO-34	34	35,7		1,60	0,85	1,50		36,5		5,4	3,3	2,5	3,20	2,6	26,2	15,40	1,5	6,3
DHO-35	35	37,0		1,60	1,00	1,50		37,8		5,4	3,4	2,5	3,54	3,0	26,9	18,80	1,5	6,4
DHO-36	36	38,0		1,60	1,00	1,50		38,8		5,4	3,5	2,5	3,70	3,0	26,4	19,40	1,5	6,4
DHO-37	37	39,0		1,60	1,00	1,50		39,8		5,5	3,6	2,5	3,74	3,0	27,1	19,80	1,5	6,5
DHO-38	38	40,0		1,60	1,00	1,50		40,8		5,5	3,7	2,5	3,90	3,0	28,2	22,50	1,5	6,7

Fuente: (36)

ANEXO 20

Seguro de Exteriores



No. de ANILLO	EJE DIAMETRO (mm)	TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO								DATOS SUPLEMENTARIOS					LIMITES DE RPM
		DIAMETRO		ANCHURA	PROFUN-DIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga max. c/CH Max.	
	Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/ 1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN	
DSH-36	36	34,0		1,85	1,00	1,75		33,2		5,6	4,0	2,5	5,000	3,0	49,40	18,3	2,0	9,00	14500
DSH-37	37	35,0		1,85	1,00	1,75		34,2	+0,25	5,7	4,1	2,5	5,370	3,0	50,00	18,8	2,0	9,15	14100
DSH-38	38	36,0		1,85	1,00	1,75		35,2	-0,50	5,8	4,2	2,5	5,620	3,0	49,50	19,3	2,0	9,10	13600
DSH-39	39	37,0		1,85	1,00	1,75		36,0		5,9	4,3	2,5	5,850	3,0	49,80	19,9	2,0	9,25	14500
DSH-40	40	37,5		1,85	1,25	1,75		36,5		6,0	4,4	2,5	6,030	3,8	51,00	25,3	2,0	9,50	14300
DSH-41	41	38,5		1,85	1,25	1,75		37,5		6,2	4,5	2,5	6,215	3,8	50,10	26,0	2,0	9,40	13500
DSH-42	42	39,5	-0,25	1,85	1,25	1,75	-0,06	38,5	+0,39	6,5	4,5	2,5	6,500	3,8	50,00	26,7	2,0	9,45	13000
DSH-44	44	41,5		1,85	1,25	1,75		40,5	-0,90	6,6	4,6	2,5	7,000	3,8	48,50	28,0	2,0	9,20	11800
DSH-45	45	42,5		1,85	1,25	1,75		41,5		6,7	4,7	2,5	7,500	3,8	49,0	28,6	2,0	9,35	11400
DSH-46	46	43,5		1,85	1,25	1,75		42,5		6,7	4,8	2,5	7,600	3,8	48,9	29,4	2,0	9,40	10900
DSH-47	47	44,5		1,85	1,25	1,75		43,5		6,8	4,9	2,5	7,500	3,8	49,5	30,0	2,0	9,55	11000
DSH-48	48	45,5		1,85	1,25	1,75		44,5		6,9	5,0	2,5	7,900	3,8	49,4	30,7	2,0	9,55	10000
DSH-50	50	47,0		2,15	1,50	2,00		45,8		6,9	5,1	2,5	10,20	4,5	73,3	38,0	2,0	14.40	11000
DSH-52	52	49,0		2,15	1,50	2,00		47,8		7,0	5,2	2,5	11,10	4,5	73,1	39,7	2,5	11,50	10000
DSH-54	54	51,0		2,15	1,50	2,00		49,8		7,1	5,3	2,5	11,30	4,5	71,2	41,2	2,5	11,30	9000
DSH-55	55	52,0		2,15	1,50	2,00		50,8		7,2	5,4	2,5	11,40	4,5	71,4	42,0	2,5	11,40	9000
DSH-56	56	53,0		2,15	1,50	2,00		51,8		7,3	5,5	2,5	11,80	4,5	70,8	42,8	2,5	11,30	9000
DSH-57	57	54,0		2,15	1,50	2,00		52,8		7,3	5,5	2,5	12,20	4,5	70,9	43,7	2,5	11,40	8000
DSH-58	58	55,0		2,15	1,50	2,00		53,8		7,3	5,6	2,5	12,60	4,5	71,1	44,3	2,5	11,50	8000
DSH-60	60	57,0		2,15	1,50	2,00		55,8		7,4	5,8	2,5	12,90	4,5	69,2	46,0	2,5	11,30	8000
DSH-62	62	59,0		2,15	1,50	2,00	-0,07	57,8		7,5	6,0	2,5	14,30	4,5	69,3	47,5	2,5	11,40	7000

Fuente: (37)

ANEXO 21

Tornillo de cabeza avellanda

t min.	0,32	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,4	3,2
n	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4
k	0,96	1,2	1,5	1,65	2,2	2,5	3	4	5	6	8
dk	3	3,8	4,7	5,6	7,5	9,2	11	14,5	18	22	29

L \ d	M-1,6	M-2	M-2,5	M-3	M-4	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-16
4	*	*	*								
5	*	*	*	*							
6	*	*	*	*	*	*					
8	*	*	*	*	*	*	*				
10	*	*	*	*	*	*	*	*			
12	*	*	*	*	*	*	*	*			
14		*	*	*	*	*	*	*			
16		*	*	*	*	*	*	*	*		
18		*	*	*	*	*	*	*	*		
20		*	*	*	*	*	*	*	*		
22				*	*	*	*	*	*		
25				*	*	*	*	*	*	*	
30				*	*	*	*	*	*	*	*
35				*	*	*	*	*	*	*	*
40				*	*	*	*	*	*	*	*
45					*	*	*	*	*	*	*
50					*	*	*	*	*	*	*

Fuente: (38)

ANEXO 22

Catálogo de motorreductores Mini Motor

PA

Type Tipo	Ratio Relación	Delivered power Potencia entregada	Input r.p.m. no-load Revoluciones entrada sin carga	Output r.p.m. no-load Revoluciones salida sin carga	Rated torque Par nominal	Voltage Tensión	Current Intensidad	Capacitor Condensador
	i	HP	rpm	rpm	in-lbs	Vac - 60 Hz	A	µF
PA 180M2	260.3	1/8	3360	12.8	*177.0	115 1Ø	1.63	20
PA 130M2	260.3	1/18	1680	6.4	*177.0	115 1Ø	1.08	12.5
PA 260M2T	260.3	1/8	3360	12.8	*177.0	230 3Ø	0.6	-
PA 140M2T	260.3	1/16	1680	6.4	*177.0	230 3Ø	0.4	-
PA 180M2	372.8	1/8	3360	9	*177.0	115 1Ø	1.63	20
PA 130M2	372.8	1/18	1680	4.5	*177.0	115 1Ø	1.08	12.5
PA 260M2T	372.8	1/8	3360	9	*177.0	230 3Ø	0.6	-
PA 140M2T	372.8	1/16	1680	4.5	*177.0	230 3Ø	0.4	-

Fuente: (27)

ANEXO 23

Catálogo de ruedas AFO

Serie 56 / Baby Goma

			Kgs	Código	Descripción	P.V.P.
100X18	9	22	30	09940	56/100 GN	
120X20	10	22	40	09960	56/120 GN	
140X21	12	27	50	09860	56/140 GN	

Fuente: (39)

ANEXO 24

Catálogo de resortes Oldisfer

4 **MUELLES TRACCIÓN**

OldisFer

MUELLES TRACCIÓN

MUELLES TRACCIÓN				ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo Parcial	Largo Total	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	L.máx.	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Largo	Carga Máx DaN	L.máx.
15,00	2,00	60	90	33303	TD	0,3641	8,193	112,50	17,881	139,10	33304	TE	0,3034	6,827	112,50	17,013	136,72
15,00	2,00	65	95	33305	TD	0,3361	7,983	118,75	17,881	148,20	33306	TF	0,2801	6,652	118,75	17,013	145,61
15,00	2,00	70	100	33307	TE	0,3121	7,803	125,00	17,881	157,29	33308	TF	0,2601	6,502	125,00	17,013	154,51
15,00	2,00	75	105	33309	TE	0,2913	7,647	131,25	17,881	166,38	33310	TF	0,2428	6,372	131,25	17,013	163,40
15,00	2,00	80	110	33311	TE	0,2731	7,510	137,50	17,881	175,47	33312	TG	0,2276	6,259	137,50	17,013	172,29
15,00	2,00	90	120	33313	TF	0,2428	7,283	150,00	17,881	193,66	33314	TH	0,2023	6,069	150,00	17,013	190,08
15,00	2,00	95	125	33315	TE	0,2300	7,187	156,25	17,881	202,75	33316	TH	0,1916	5,989	156,25	17,013	198,98
15,00	2,00	500	500	33317	SS	-	-	-	-	-	33318	SS	-	-	-	0,000	-
15,00	2,20	18	48	33319	TB	2,0479	-	-	23,601	59,52	33320	TB	1,7066	20,479	60,00	22,455	58,97
15,00	2,20	26	56	33321	TB	1,4178	19,849	70,00	23,601	72,65	33322	TC	1,1815	16,540	70,00	22,455	71,84
15,00	2,20	30	60	33323	TC	1,2287	18,431	75,00	23,601	79,21	33324	TC	1,0239	15,359	75,00	22,455	78,28
15,00	2,20	38	68	33325	TC	0,9700	16,491	85,00	23,601	92,33	33326	TD	0,8084	13,742	85,00	22,455	91,15
15,00	2,20	45	75	33327	TC	0,8191	15,359	93,75	23,601	103,81	33328	TD	0,6826	12,799	93,75	22,455	102,41
15,00	2,20	50	80	33329	TD	0,7372	14,745	100,00	23,601	112,01	33330	TE	0,6144	12,287	100,00	22,455	110,46
15,00	2,20	55	85	33331	TD	0,6702	14,242	106,25	23,601	120,21	33332	TE	0,5585	11,868	106,25	22,455	118,50
15,00	2,20	60	90	33333	TD	0,6144	13,823	112,50	23,601	128,42	33334	TE	0,5120	11,519	112,50	22,455	126,55
15,00	2,20	65	95	33335	TD	0,5671	13,469	118,75	23,601	136,62	33336	TF	0,4726	11,224	118,75	22,455	134,60
15,00	2,20	70	100	33337	TE	0,5266	13,165	125,00	23,601	144,82	33338	TF	0,4388	10,971	125,00	22,455	142,64
15,00	2,20	75	105	33339	TE	0,4915	12,902	131,25	23,601	153,02	33340	TG	0,4096	10,751	131,25	22,455	150,69
15,00	2,20	80	110	33341	TE	0,4608	12,671	137,50	23,601	161,22	33342	TG	0,3840	10,559	137,50	22,455	158,73
15,00	2,20	90	120	33343	TF	0,4096	12,287	150,00	23,601	177,62	33344	TH	0,3413	10,239	150,00	22,455	174,83
15,00	2,20	95	125	33345	TF	0,3880	12,126	156,25	23,601	185,82	33346	TH	0,3233	10,105	156,25	22,455	182,87
15,00	2,20	100	130	33347	TF	0,3686	11,980	162,50	23,601	194,03	33348	TI	0,3072	9,983	162,50	22,455	190,92
15,00	2,20	500	500	33349	SS	-	-	-	-	-	33350	SS	-	-	-	0,000	-
15,00	2,50	18	48	33351	TB	4,1667	-	-	34,288	56,23	33352	TC	3,4722	-	0,00	32,624	55,83
15,00	2,50	26	56	33353	TB	2,8846	-	-	34,288	67,89	33354	TC	2,4038	-	0,00	32,624	67,31
15,00	2,50	30	60	33355	TC	2,5000	-	-	34,288	73,72	33356	TC	2,0833	31,250	75,00	32,624	73,05
15,00	2,50	38	68	33357	TC	1,9737	33,553	85,00	34,288	85,37	33358	TD	1,6447	27,961	85,00	32,624	84,53
15,00	2,50	45	75	33359	TC	1,6667	31,250	93,75	34,288	95,57	33360	TD	1,3889	26,042	93,75	32,624	94,57

Medidas en (mm), k = Constante, Carga en (DaN) = 1,02 Kg (Fuerza)

www.oldisfer.com

Fuente: (40)

ANEXO 25

Propiedades del acero 1040 HR

1 UNS NÚM.	2 SAE Y/O AISI NO.	3 PROCESA-MIENTO	4 RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	5 RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	6 ELONGACIÓN EN 2 in, %	7 REDUCCIÓN EN ÁREA %	8 DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170

Fuente: (41)

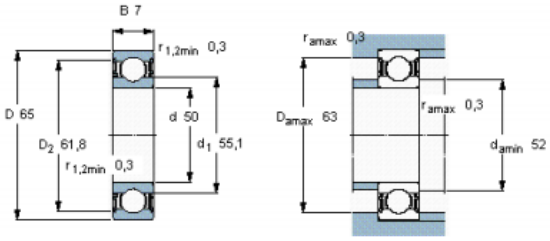
ANEXO 26

Caracteristicas rodamiento rigido de bolas 61810 (SKF)

SKF

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales	
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad
d	D	B	C	C0		
mm			kN		rpm	
50	65	7	6,76	6,8	-	6000



Factores de cálculo

k_r 0,015

f_0 17

$$\frac{F_{0a}}{F_{0r}} > 0,8 \qquad P_0 = 0,6 \cdot F_{0r} + 0,5 \cdot F_{0a}$$

Fuente: (34)

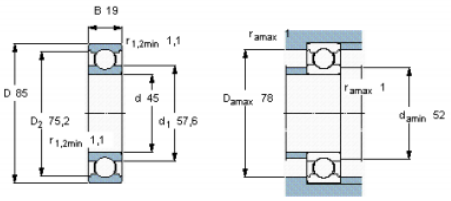
ANEXO 27

Caracteristicas rodamiento rigido de bola rodillos 6209 (SKF)

SKF

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
			dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
d	D	B	C	C0			* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
45	85	19	35,1	21,6	17000	11000	**6209 ***



Factores de cálculo

k_r 0,025

f_0 14

$$\frac{F_{0a}}{F_{0r}} > 0,8 \qquad P_0 = 0,6 \cdot F_{0r} + 0,5 \cdot F_{0a}$$

Fuente: (34)

ANEXO 28

Catálogo DIPAC Acero Estructural

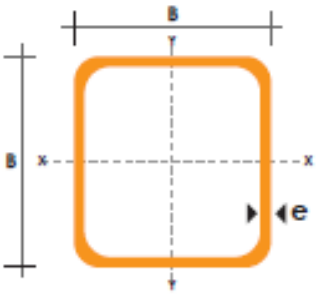
DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97



Fuente: (42)

ANEXO 29

Características ASTM A 500

Norma ASTM A 500 Grado del Acero		Propiedades Mecánicas (mínimas)				
		Límite de Fluencia Mpa (Kg/cm²)	*Límite de Fluencia psi*	*Resistencia a la Tracción Mpa (Kg/cm²)*	*Resistencia a la Tracción psi*	*% Elong*
Circular	A	228 (2.320)	*33,000*	310 (3.170)	*45,000*	25
	B	290 (2.955)	*42,000*	400 (4.080)	*58,000*	23
	C	317 (3.230)	*46,000*	427 (4.360)	*62,000*	21(*)
Cuadrado y rectangular	A	269 (2.740)	*39,000*	310 (3.170)	*45,000*	25
	B	317 (3.230)	*46,000*	400 (4.080)	*58,000*	23
	C	345 (3.515)	*50,000*	427 (4.360)	*62,000*	21(*)

Fuente: (43)

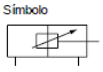
ANEXO 30

Características del cilindro hidráulico CH2E-FB 40-150-A53

Cilindro hidráulico estándar
Doble efecto con vástago simple **Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**

Página 75

Símbolo

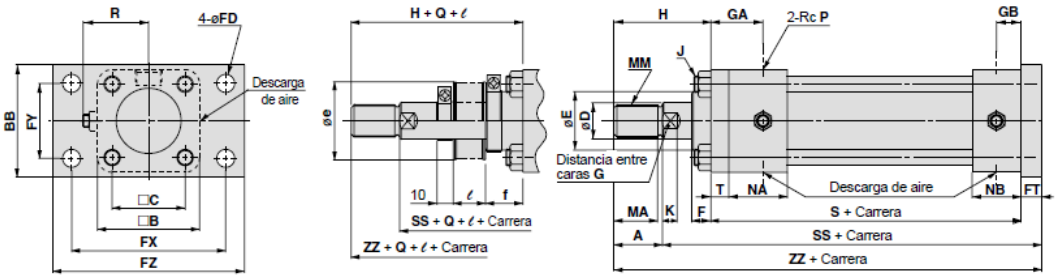


Modelos

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Material del tubo	Aleación aluminio	Acero inoxidable	Acero	Acero inoxidable
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	14MPa
Diámetro	32, 40, 50, 63, 80, 100mm			
Detección magnética	Aplicable	Aplicable	—	Aplicable

Características técnicas

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Funcionamiento	Doble efecto con vástago simple			
Fluido	Aceite hidráulico			
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	
Presión máxima admisible	3.5MPa	Trasera: 9MPa Delantera: Vástago B 13.5MPa : Vástago C 11MPa	Trasera: 18MPa Delantera: Vástago B 18MPa : Vástago C 14MPa	
Presión de prueba	5.0MPa	10.5MPa	21MPa	
Presión mínima de trabajo	Cuando el lado trasero se presuriza: 0.15MPa Cuando el lado delantero se presuriza: 0.2MPa			
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detector magnético: –10° hasta 80°C Con detector magnético: –10° hasta 60°C			
Velocidad del émbolo	8 a 300mm/s			
Amortiguación	Amortiguación interna regulable			
Tolerancia de rosca	Clase 2 JIS			
Tolerancia de longitud de carrera	a 100mm $^{+0.8}_{0}$mm, 101 a 250mm $^{+1.0}_{0}$mm, 251 a 630mm $^{+1.25}_{0}$mm 631 a 1.000mm $^{+1.4}_{0}$mm, 1001 a 1800mm $^{+1.8}_{0}$mm			



Diámetro (mm)	Rango de carrera (mm)	B	BB	C	F	GA	GB	J	NA	NB	P	R	S	T	FD	FT	FX	FY	FZ	SS	Con fuelle e Vást.B	Con fuelle e Vást.C	Con fuelle f	Con fuelle Q	Con fuelle ℓ Vást.B	Con fuelle ℓ Vást.C
32	25 a 1400	58	62	38	16	32	15	M10 x 1.25	37	31	3/8	39	141	11	11	11	88	40	109	182	52	—	21.5	15	1/3.5 carrera	—
40	25 a 1400	65	69	45	12	32	15	M10 x 1.25	36	30	3/8	42	141	11	11	11	95	46	118	182	52	52	12	15		
50	25 a 1400	76	85	52	15	40	19	M10 x 1.25	43	35	1/2	46	155	13	14	13	115	58	145	198	55	52	15	15		
63	25 a 1500	90	98	63	15	42	19	M12 x 1.5	43	35	1/2	52	163	15	18	15	132	65	165	213	65	55	15	20	1/4 carrera	
80	25 a 1800	110	118	80	17	40	22	M16 x 1.5	44	44	3/4	65	184	18	18	18	155	87	190	237	80	65	17	20		
100	25 a 1800	135	150	102	19	42	22	M18 x 1.5	44	44	3/4	75	192	20	22	20	190	109	230	252	100	80	19	15		

Series de vástago (mm)

Diámetro (mm)	Vástago serie B MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	Vástago serie C MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ
32	M16 x 1.5	25	22	18	34	7	14	55	207	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	M20 x 1.5	30	27	22.4	40 (-0.025 -0.064)	9	19	60	212	M16 x 1.5	25	22	18	36	7	14	55	207
50	M24 x 1.5	35	32	28	46	11	24	65	233	M20 x 1.5	30	27	22.4	40 (-0.025 -0.064)	9	19	60	228
63	M30 x 1.5	45	42	35.5	55 (-0.030 -0.076)	13	30	80	258	M24 x 1.5	35	32	28	46	11	24	70	248
80	M39 x 1.5	60	57	45	65	15	41	95	297	M30 x 1.5	45	42	35.5	55	13	30	80	282
100	M48 x 1.5	75	72	56	80 (-0.036 -0.090)	16	50	115	327	M39 x 1.5	60	57	45	65 (-0.030 -0.076)	15	41	100	312

Tolerancia

Diámetro (mm)	FT	FY	FX
32	±0.2	±0.13	±0.18
40			
50		±0.15	
63			±0.2
80	±0.3	±0.18	
100			±0.23

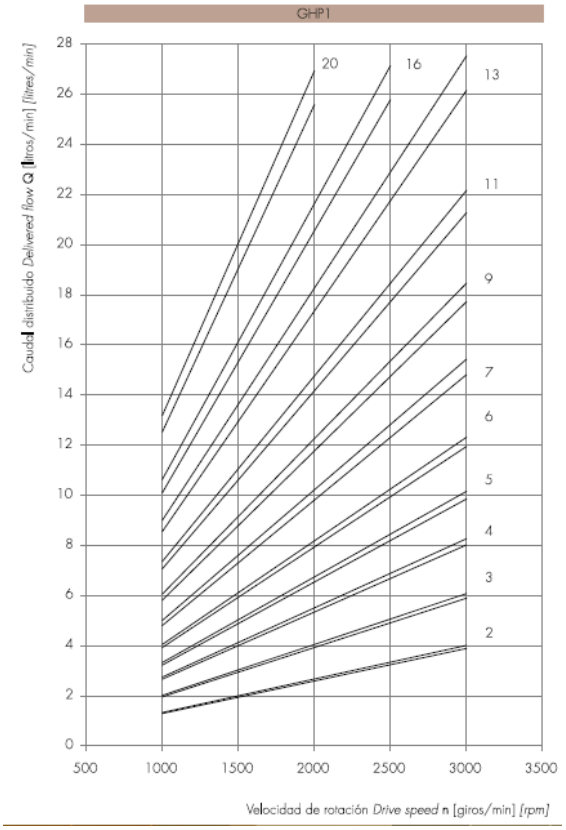
Fuente: (44)

ANEXO 31

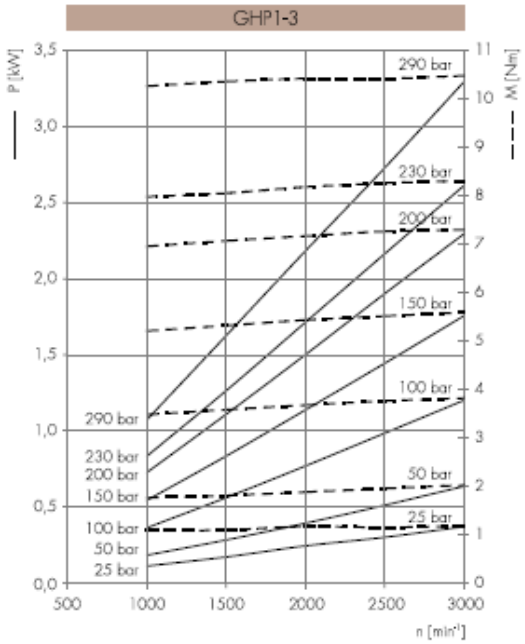
Marzocchi Pompe GHP1-3

TIPO *TYPE*	CILINDRADA *DISPLACEMENT*	CAUDAL a 1500 giros/min *FLOW at 1500 rev/min*	PRESIÓN MÁXIMA *MAX PRESSURE* P_1	P_2	P_3	VELOCIDAD MÁXIMA *MAX SPEED*	DIMENSIONES *DIMENSIONS* L	M
	cm³/giro [cm³/rev]	litros /min [litres/min]	bar	bar	bar	giros/min [rpm]	mm	mm
GHP1-**D**-2	1,4	2,0	270	290	310	6000	40	79
GHP1-**D**-3	2,1	2,9	270	290	310	6000	41	81
GHP1-**D**-4	2,8	3,9	270	290	310	5000	42	83
GHP1-**D**-5	3,5	4,9	270	290	310	5000	43	85
GHP1-**D**-6	4,1	5,9	270	290	310	4000	44	87
GHP1-**D**-7	5,2	7,4	260	275	290	4000	45,5	90
GHP1-**D**-9	6,2	8,8	260	275	290	3800	47	93
GHP1-**D**-11	7,6	10,8	230	245	260	3200	49	97
GHP1-**D**-13	9,3	13,3	210	225	240	2600	51,5	102
GHP1-**D**-16	11,0	15,7	200	215	230	2200	54	107
GHP1-**D**-20	13,8	19,7	180	195	210	1800	58	115

Fuente: (45)



Fuente: (45)



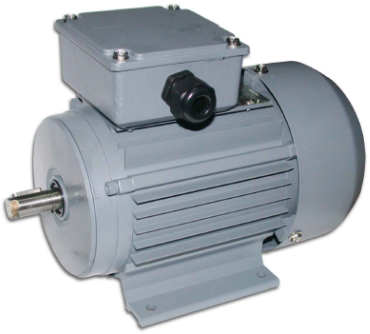
Fuente: (45)

ANEXO 32

Motor MS6324

Características Técnicas

POTENCIA		TIPO MONTAJE	FRAME	MODELO	CORRIENTE (A)	RPM	EFF. (%)	COS (φ
KW	HP							
0,18	0,25	B3	63	MS6324	0,69	1.360	62	0,63
0,25	0,33	B3	71	MS7114	0,90	1.370	67	0,66
0,37	0,5	B3	71	MS7124	1,25	1.380	69	0,68
0,55	0,75	B3	80	MS8014	1,62	1.380	72	0,72
0,75	1	B3	80	MS8024	2,20	1.390	74	0,74
1,1	1,5	B3	90	MS90S4	2,90	1.390	75	0,76
1,5	2	B3	90	MS90L4	3,70	1.390	76	0,78
2,2	3	B3	100	MS100LA4	5,20	1.400	80	0,80
3	4	B3	100	MS100LB4	7,20	1.420	81	0,80
4	5,5	B3	112	MS112M4	9,00	1.430	84	0,81
5,5	7,5	B3	132	MS132S4	11,90	1.440	85	0,83
7,5	10	B3	132	MS132M4	16,10	1.450	86	0,84
11	15	B3	160	MS160M4	22,60	1.460	87	0,85



Fuente: (46)

ANEXO 33

Catálogo de mangueras YACO

Mangueras para Circuitos Hidraulicos

MANGUERAS PARA CIRCUITOS HIDRAULICOS

SAE 100 R1 AT

Utilizada para el transporte de aceites minerales, aceites hidraulicos, emulsiones de agua, aceite, etc.

Codigo	Diam. Pulg	Diam. Int. mm	Diam. Ext. mm	P. Trabajo bar	P. Prueba bar	P. Estallido bar	R. curvatura mm
2.49	1/4	6.4	13.6	195	390	780	102
3.49	3/8	9.6	17.6	160	320	640	127
4.49	1/2	12.7	21.5	140	280	560	178

- Tubo interior de caucho sintetico de alta calidad
- Con refuerzo de una trenza de acero de alta resistencia

Fuente: (47)

ANEXO 34

Catálogo de Encoders Nexon Products

CE-65 SSI

P = programable

Max. Pasos/Vuelta	8192 Pasos / Vuelta
Max. Vueltas Multi- / Uni-vuelta	4096 / 1 Vuelta(s)
Interface	Serie Síncrona
Programación	PC / Terminal de programación
Tensión de alimentación	11 - 27 V DC
Transmisión de datos	RS422
Consumo (sin carga)	< 4 W
Temperatura de trabajo	-20 °C hasta +70 °C
Protección (DIN 40 050)	hasta IP 67, s/configuración
Carga máxima axial / radial	40 N / 60 N (al final del eje)
Max. Velocidad (RPM)	6000
Particularidades	Bits de señal programable

Fuente: (48)

ANEXO 35

Características de algunos metales

$(E_e, \sigma_{ced_e}, \sigma_{comp_e} \sigma_{-1_e}, \sigma_{-1_c_e}, \sigma_{ut_e}, \tau_{ced_e}, \tau_{-1_e}, \tau_{ut_e}, \rho_e, c_{m_e}, E_{me_e}, \alpha_e) = f_{(mat_e)}$														
m_{at_e}	E_e	σ_{ced_e}	σ_{comp_e}	σ_{-1_e}	$\sigma_{-1_c_e}$	σ_{ut_e}	τ_{ced_e}	τ_{-1_e}	τ_{ut_e}	ρ_e	c_{m_e}	E_{me_e}	α_e	k_{calor_e}
	(Gpa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(Kg/m^3)	(USD/kg)	Kwh/m^3	-	W/m°K
Hierro gris (C-20)	66.15	-	572.0	69.0	290	152	-	48.64	179	7272	5.00*	1500	-	52
Hierro gris (C-30)	89.57	-	752.0	96.5	380	221	-	71.04	276	7272	6.00*	1500	-	52
Hierro dúctil **	158.50	324.0	359.0	206.7	182	448		143.36	337	6900	6.20*	1500	0.010	43
Acero AISI 10-20	206.80	207.0	312.0	189.3	153	379	120	109.91	226	7800	2.50*	2500	0.010	54
Acero inoxidable (AISI 304)	189.60	276.0	333.1	234.0	184**	568	150	164.72	334	7800	4.81*	1389	0.010	73
Aluminio fundido (molde)	70.90	172.0	137.8	83.0	45**	234	-	51.48	193	2702	9.00*	240	0.025	164
Aluminio fundido (arena)	70.90	165.0	124.1	69.0	40**	248	-	54.56	180	2702	10.00*	240	0.025	164
Aluminio aleado**	71.70	73.0	145.3	90.0	47	182	-	40.04	203	2800	12.00*	278	0.025	164
Bronce fosforado**	111.00	131.0	186.1	213.0	79	324	-	87.48	-	8010	32.30*	888	0.020	56
Bronce al aluminio**	101.00	310.0	317.1	194.5	134	565	-	152.55	-	8666	28.23*	888	0.020	83
PTFE (DIN 53479)	0.70	25.3	41.4	-	-	34.5	-	-	-	2100	78.80*	-	-	0.25

Fuente: (13)

ANEXO 36

Diagramas de control y mando de la máquina briquetadora (Adjuntos a continuación).

ANEXO 37

Planos de construcción de la máquina (Adjuntos a continuación).