

2022

# Trabajo Final

## Diseño de una máquina amasadora industrial

UNMDP- Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Eléctrica

Autor: Castillo Velardo, Jesús Ariel  
Tutor: Ing. Zucal, Ricardo  
Cotutor: Ing. Fernández, Roberto  
Carrera: Ingeniería Electromecánica  
Evaluadores: Ing. Sosa, Daniel – Ing. Belliski, Gustavo –  
Ing. Blasquez, Héctor  
Proyecto final para optar al grado de Ingeniero Electromecánico  
Lugar y fecha de presentación: Mar del Plata, 23 de Junio 2022  
DNI: 37238056  
Mail: [jesuscastillo14@hotmail.com](mailto:jesuscastillo14@hotmail.com)



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-  
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

2022

# Trabajo Final

## Diseño de una máquina amasadora industrial

UNMDP- Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Eléctrica

Autor: Castillo Velardo, Jesús Ariel  
Tutor: Ing. Zucal, Ricardo  
Cotutor: Ing. Fernández, Roberto  
Carrera: Ingeniería Electromecánica  
Evaluadores: Ing. Sosa, Daniel – Ing. Belliski, Gustavo –  
Ing. Blasquez, Héctor  
Proyecto final para optar al grado de Ingeniero Electromecánico  
Lugar y fecha de presentación: Mar del Plata, 23 de Junio 2022  
DNI: 37238056  
Mail: [jesuscastillo14@hotmail.com](mailto:jesuscastillo14@hotmail.com)

## Resumen de contenido

El siguiente proyecto consta en realizar de manera practica el cálculo y el diseño preliminar de una maquina destinada a la producción de masa que puede tener diversas finalidades según el rubro donde se la implemente; en particular, se implementara para la fabricación de las tapas de los alfajores, un dulce tradicional de Argentina. Para esto será importante hacer un análisis crítico sobre cuáles serán los tipos de materiales a emplear para cada parte de la máquina con su debida justificación. Luego, se diseñará cada elemento de la máquina teniendo en cuenta que variables están involucradas y cuales resultan de mayor relevancia cuando se las selecciona. Por otro lado, de acuerdo a criterios y normas preestablecidas, se verifica cada componente con el fin de asegurar una buena performance de la máquina. Además, se utilizan herramientas de simulación por computadora para comparar los resultados obtenidos analíticamente y así dar un sustento mayor a cada decisión.

Una vez construidas y verificadas las partes mecánicas, se seleccionan los dispositivos de protección eléctrica y aquellos destinados al control de la amasadora. Una alternativa es la utilización un dispositivo programable (PLC), que mediante el software Zelio Soft, se encarga de proporcionar las instrucciones de correcto funcionamiento a la máquina.

Finalmente, se especifica el costo asociado a la fabricación de la amasadora y una comparativa respecto a productos similares que se encuentran en el mercado.

# Dedicatoria

*A mis abuelos, Susana, Graciela, Pascual y en especial para Oscar.*

# Agradecimientos

Este trabajo representa el final de una etapa en mi vida donde tuve que hacer grandes sacrificios y múltiples esfuerzos para alcanzarla. Esto no hubiera sido posible sin el apoyo de varias personas importantes en mi vida.

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres que me apoyaron en los altibajos que se me presentaron a lo largo de mi carrera. Estuvieron presentes desde el principio y me dieron las fuerzas necesarias para llegar hasta el final. Simplemente gracias, mamá y papá.

Por otro lado, el camino universitario es largo y en él se crean relaciones sociales tanto con los integrantes de la Universidad como con alumnos de la misma. Asimismo, quiero agradecer a los profesores que hicieron posible este desafío personal, haciendo una mención especial por Ricardo Zucal, Roberto Fernández y Guillermo Pluchino. Agradezco a los amigos que hice durante la carrera dado que es importante crear un grupo de personas dispuestas a hacer lo posible con tal de alcanzar el objetivo y que a pesar de las incontables horas dedicadas y a las dificultades que se presentan sean capaces de superar cada una de ellas trabajando en equipo.

Agradezco a mi familia: tíos, primos y abuelos.

Castillo Jesus Ariel

23 de junio 2022

# Índice

<b>Introducción</b> .....	<b>1</b>
<b>Objetivos del trabajo</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Descripción del producto</b> .....	<b>2</b>
1.1 ¿Qué es el alfajor? .....	2
1.2 ¿Cómo se hace? .....	3
<b>2. Descripción de la secuencia de diseño</b> .....	<b>5</b>
<b>3. La amasadora</b> .....	<b>7</b>
3.1 Principio de funcionamiento.....	7
3.2 Tipos de amasadora .....	8
3.2.1 Amasadora de espiral .....	8
3.2.2 Amasadora de brazos .....	9
3.2.3. Amasadora de eje oblicuo.....	10
3.2.4. Amasadoras planetarias .....	10
3.2.5. Amasadoras de eje horizontal.....	11
3.2.6. Conclusión del capítulo .....	12
<b>4. Características de los materiales</b> .....	<b>15</b>
4.1 Aceros inoxidables .....	15
4.2 Hierros fundidos .....	18
4.3 Pinturas .....	20
4.4 Polietileno - APM.....	20
<b>5. Análisis de mercado</b> .....	<b>21</b>
5.1 Información de los elaboradores .....	23
<b>6. Diseño mecánico</b> .....	<b>24</b>
6.1 Diseño de la batea .....	24
6.1.1 Aproximación por dimensiones conocidas .....	24
6.1.2 Selección y justificaciones constructivas .....	26
6.2 Selección de las paletas y cálculo del eje .....	28
6.2.1 Selección de las paletas de mezclado .....	28
6.2.1.1. Mezclador de cintas helicoidales.....	28
6.2.1.2 Mezclador de paletas .....	29
6.2.1.3 Mezclador de palas tangenciales .....	29
6.2.1.4 Selección del agitador .....	30
6.2.2 Cálculo del eje .....	31
6.2.2.1 Características del motorreductor .....	34
6.2.2.2 Resumen de parámetros requeridos del reductor .....	35

6.2.2.3	Recomendaciones de instalación .....	36
6.2.2.4	Selección del motorreductor y análisis de casos posibles.....	36
6.2.2.4.1	Caso 1.....	38
6.2.2.4.2	Caso 2.....	45
6.2.2.5	Verificación por Soderberg.....	51
6.2.2.6	Verificación por rigidez a la torsión.....	55
6.2.2.7	Verificación por rigidez a la flexión .....	56
6.2.2.8	Soporte axial del eje .....	57
6.2.2.9	Vinculación entre eje y batea .....	59
<b>6.3</b>	<b>Selección de los rodamientos.....</b>	<b>61</b>
6.3.1	Verificación de la vida de los rodamientos.....	63
<b>6.4</b>	<b>Selección de la transmisión .....</b>	<b>64</b>
6.4.1	Transmisión por cadena .....	64
6.4.2	Transmisión por correa .....	70
6.4.3	Conclusión del capítulo .....	77
6.4.4	Sistema de tensado de la cadena .....	78
<b>6.5</b>	<b>Diseño estructural .....</b>	<b>79</b>
6.5.1	Fijación del motorreductor a la estructura .....	84
<b>6.6</b>	<b>Conclusiones del capítulo .....</b>	<b>85</b>
<b>7.</b>	<b>Diseño eléctrico .....</b>	<b>88</b>
7.1	Esquemas eléctricos .....	88
7.1.1	Circuitos eléctricos.....	88
7.1.2	Diagrama de borneras.....	92
7.2	Selección de elementos .....	95
<b>8.</b>	<b>Selección del elemento neumático.....</b>	<b>101</b>
<b>9.</b>	<b>Costos .....</b>	<b>109</b>
<b>10.</b>	<b>Mantenimiento.....</b>	<b>111</b>
<b>11.</b>	<b>Trabajo a futuro.....</b>	<b>113</b>
<b>12.</b>	<b>Anexo 1 - Segmentos de código alimentario argentino .....</b>	<b>115</b>
<b>13.</b>	<b>Anexo 2 – Catalogo de selección del motorreductor .....</b>	<b>120</b>
<b>14.</b>	<b>Anexo 3 - Programación del PLC en Zelio Soft .....</b>	<b>123</b>
<b>15.</b>	<b>Anexo 3 – Hoja de datos del variador de velocidad.....</b>	<b>126</b>
<b>16.</b>	<b>Anexo 4 - Catálogo del rodamiento y soporte .....</b>	<b>129</b>
<b>17.</b>	<b>Anexo 5 - Catálogo de la cadena .....</b>	<b>134</b>
<b>18.</b>	<b>Anexo 5 – Especificaciones del cilindro neumático, electroválvula y filtro FRL</b>	<b>135</b>
<b>19.</b>	<b>Bibliografía.....</b>	<b>141</b>

## Resumen de contenido

En el siguiente proyecto se diseñarán y calcularán los elementos que componen una máquina de amasado industrial. Previo a dichos cálculos se analizarán los distintos tipos de amasadoras existentes, las normas y reglamentos que deben cumplirse para su utilización en la industria y se realizará un análisis del mercado sobre el cual la misma tiene impacto. El objetivo es que la amasadora sea capaz de producir una cantidad de masa destinada a la producción de un dulce tradicional de la región, el alfajor. Para llegar a dicho destino se seleccionarán los elementos mecánicos, eléctricos y neumáticos y se verificarán con el objetivo de obtener un correcto funcionamiento del conjunto.

## Introducción

En la industria alimentaria, cosmética, veterinaria y farmacéutica, se amasan, mezclan, baten y humectan una gran diversidad de materiales viscosos y densos, tales como harinas, levaduras, etcétera. Cuando se requieren grandes producciones resulta de gran importancia optimizar los procesos de manera de reducir tiempos y costos para obtener un producto de buena calidad cuya venta dará como resultado una ganancia. En la ciudad de Mar del Plata, específicamente, se sitúan diversas empresas que desean introducirse en el mercado y necesitan resolver este inconveniente, estas pueden ser tanto de marcas de renombre como de pequeña pyme. Dado que todo proceso productivo consta de varias etapas, en las cuales la materia prima virgen se transformará para finalmente obtener el producto final, se requieren diversas máquinas para lograr este cambio. La tecnología tiene un rol fundamental en lo que es diseño de máquinas ya que avanza día a día y logra mejorar la rapidez, la calidad y los costes de fabricación. Por otro lado, los principios y funcionamientos en los que la mecánica y la electricidad se basan permanecen invariantes por lo tanto la capacidad del diseñador para obtener resultados sobresalientes es un factor crítico y fundamental.

## Objetivos del trabajo

El objetivo de este trabajo consta en proponer una alternativa posible a la solución del problema planteado y la realización del prediseño de una máquina destinada al amasado, facilitando así los procesos de mezclado de productos con una densidad considerable, sustituyendo el trabajo manual y optimizando la calidad de la producción. Como la amasadora tiene múltiples usos, se hará énfasis en su utilización en la industria alfajorera. Esto no quiere decir que la maquina no pueda ser utilizada para otros fines dado que su diseño debe resultar de utilidad general. Se seleccionarán los materiales óptimos para su construcción en la etapa de diseño, se calcularán y verificarán los distintos elementos, se detallará el funcionamiento en conjunto de los mismos, tanto las mecánicas como las eléctricas, se propondrá una solución final al problema con sus respectivas conclusiones y se plantearan soluciones alternativas con respecto a la inicial. En este diseño se destaca la posibilidad de darle al usuario la elección de distintas velocidades de amasado, distinguiendo así la máquina de las amasadoras comerciales que solo poseen una velocidad fija.

Existen dos tipos de piezas o mecanismos que podemos diferenciar. Las primeras son aquellas que solo se seleccionaran a partir de catálogos (por ejemplo, los rodamientos, cadenas etc.); al momento de realizar mantenimiento de dichos elementos se facilita el replazo dado que se encuentran en gran cantidad y diversidad en el mercado. Por otra parte, las segundas, son aquellas que se deberán diseñar y serán propias de la

amasadora. Esto quiere decir que estas piezas no se podrán seleccionar de un catálogo de un fabricante, se las tendrá que construir de la manera más sencilla y confiable para obtener un producto final que resulte accesible para las empresas en el mercado. Todo lo descripto anteriormente se realiza de manera práctica y concisa.

## 1. Descripción del producto

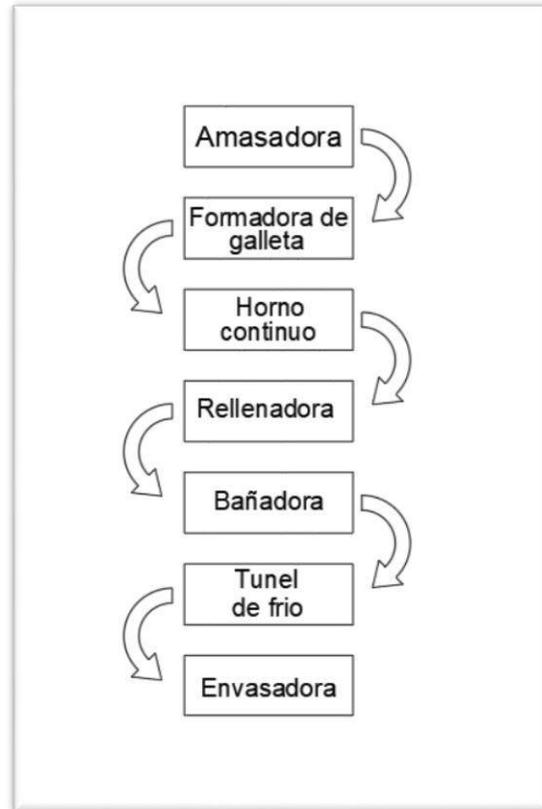
### 1.1 ¿Qué es el alfajor?

El alfajor es un postre dulce que está compuesto de dos o más galletas unidas por un relleno dulce (puede ser dulce de leche, mousse de chocolate, mermelada de frutas, miel, entre otras) y puede encontrarse tanto bañado en chocolate o glaseado con azúcar impalpable. Su origen es árabe e inicialmente estaba hecho a base de una pasta de almendras, nueces y miel. En principios del siglo VIII el alfajor se introdujo en España, la cual fue derrotada por los árabes, donde se volvió un postre muy consumido que posteriormente, con la colonización, se trasladó al continente americano. Este delicioso dulce se difundió rápidamente en muchos países hispanoamericanos como Argentina, Bolivia, Costa Rica, México, Uruguay etc. En Argentina, específicamente, lleva elaborándose y consumiéndose desde tiempos coloniales, pero a partir de la década del 50' esta golosina se empezó a producir de manera masiva. Los primeros pioneros que desarrollaron este producto fueron empresas que al día de hoy son conocidas tanto a nivel local como internacional tales como Havanna y Balcarce. Posteriormente, con el pasar de los años, se sumarian alrededor de 30 marcas al mercado que competirían con las que iniciaron el negocio en el país. De acuerdo a la región en la que nos encontremos situados dentro del territorio argentino, existen variantes en la elaboración del alfajor. Por ejemplo, se destaca el alfajor cordobés que contiene un relleno de dulces de frutas; el santafesino cuyas tres tapas son hojaldradas y su principal característica para reconocerlos es que no poseen el baño de chocolate en su parte inferior; por ultimo encontramos el tucumano, conocido también como "clarita", que está hecho con unas galletitas crocantes como tapas y su relleno es de dulce hecho con miel de caña. Según un estudio realizado en Argentina por Ibope en 2004 en el país existen más de 12 millones de consumidores de alfajores y el consumo diario es alrededor de 6 millones de unidades.



## 1.2 ¿Cómo se hace?

El proceso de producción de un alfajor consta de varias etapas y se necesitan diversas materias primas, máquinas y personal para llevarlo a cabo. Todo comienza en la amasadora donde se producen las tapitas de los alfajores. En esta etapa se introducen materias primas, que pueden variar de acuerdo al productor pero que mantienen una base, y la amasadora se encarga de unir las en un proceso de mezclado. Una vez obtenida la mezcla para las galletas, la siguiente etapa consiste en darle la típica forma “redonda” y esto se realiza en la formadora de galleta. La masa obtenida en la primera etapa se introduce de manera manual o automatizada, según como se haya diseñado el proceso y de la disponibilidad de equipos, en una tolva que se comunica con un rodillo que posee un molde. Este es intercambiable con el fin de variar el diámetro y su objetivo es darle la forma circular y plana. Además de darle forma, la formadora despega la tapita y la deposita en una cinta transportadora la cual la traslada a la siguiente etapa del proceso. En esta instancia se produce la cocción de la galleta que se lleva a cabo en un horno, que puede ser del tipo rotativo o continuo, donde la masa cambiará sus propiedades al estar en contacto con el calor del horno. Esto dependerá de la velocidad de la cinta, la temperatura a la cual se encuentre durante la cocción la masa y la longitud del recorrido de la galleta. Luego de salir del proceso de horneado las tapitas formadas se recogen de manera manual de la cinta. El proceso continúa en la rellenedora donde se introduce mediante unos inyectores de múltiples picos el relleno deseado sobre la tapita inferior y a continuación se pone la tapita superior de manera manual o automática según la tecnología que posea la máquina. Nuevamente, a partir de una cinta transportadora, el alfajor llega a la etapa de bañado donde la bañadora se encarga de recubrirlo con chocolate. La misma posee un sistema de bombas que le hace llegar chocolate tanto en la parte superior como inferior de manera de que el alfajor quede completamente sellado. Para asegurar que el chocolate recubra homogéneamente a las tapas se lo seca en un túnel de frío y al igual que en el proceso de horneado el producto recorre una trayectoria en una cinta transportadora que pasa por distintas temperaturas llevándolo al secado final.



**Figura 1.2.1 – Etapas del proceso de formación**

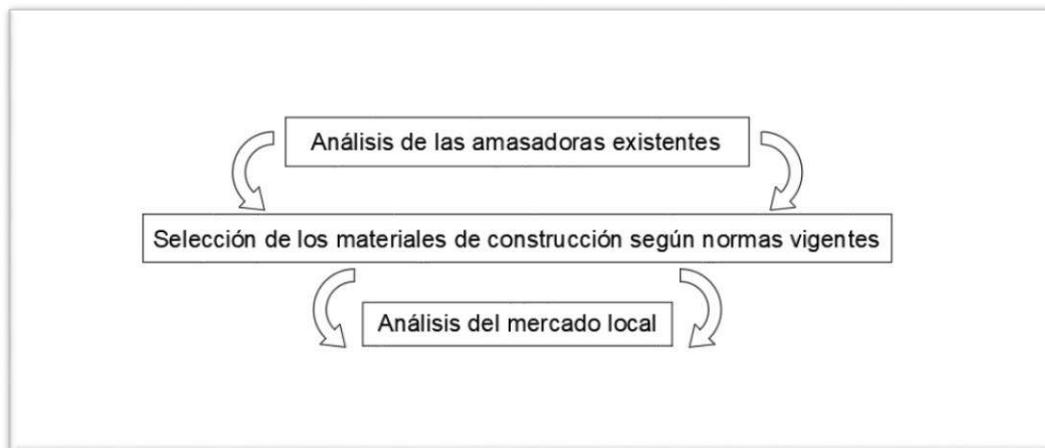
Para que pueda llegar en manos de un consumidor hay que envolverlo en la etapa de envasado. Existen dos tipos de envasados: uno es el tradicional donde una maquina se encarga de realizar distintos plegados al papel que recubren el alfajor; el otro, hoy en día cada vez más utilizado, es el flow-pack o conocido comúnmente como sellado al vacío donde no se requieren pliegues, sino que se encierra el producto en un envoltorio y se lo cierra con calor. Finalmente se ponen en cajas, normalmente de seis y doce unidades, y serán los distribuidores los encargados de llevar el bien a la siguiente etapa de la cadena de comercialización. Las etapas y maquinas descritas anteriormente las podemos ver en las figuras 1.2.1 y 1.2.2.



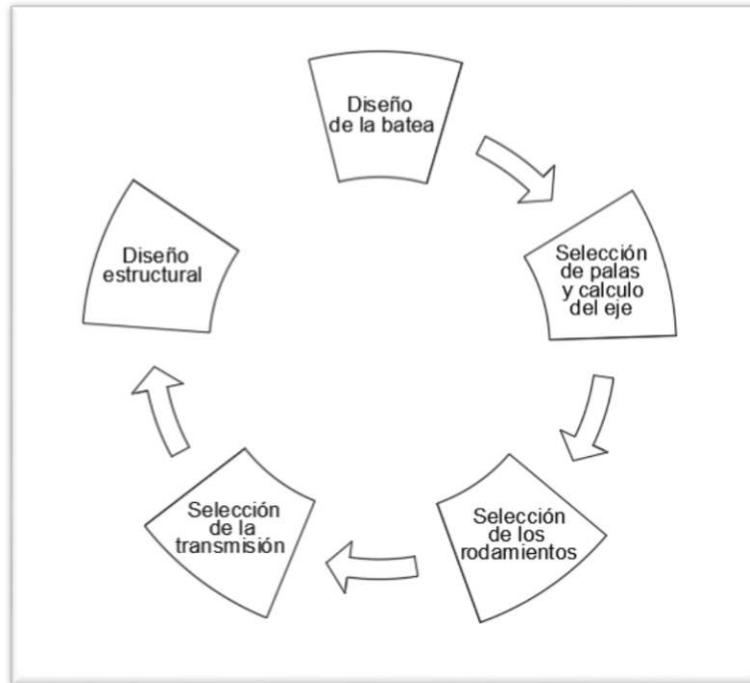
**Figura 1.2.2 – Proceso de formación del alfajor**

## 2. Descripción de la secuencia de diseño

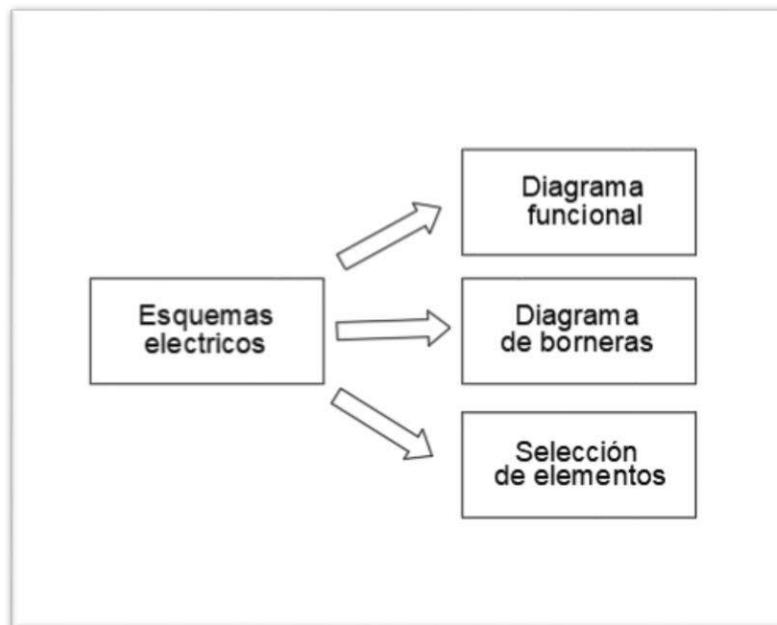
En los siguientes capítulos se divide el diseño en dos partes: la mecánica y la eléctrica. En la primera se diseñarán y seleccionarán los elementos correspondientes en un determinado orden ya que los valores obtenidos en las primeras instancias serán necesarios en los apartados sucesivos para su cálculo y/o selección. Mientras que en la parte eléctrica se elaboraran los esquemas eléctricos necesarios para interconectar los distintos elementos que componen la máquina y se seleccionaran los mismos para luego, en conjunto con los elementos mecánicos, realizar un análisis del costo que involucra la posible fabricación de la máquina. Previo a dichos cálculos se analizarán los distintos tipos de amasadoras existentes y se compararán sus respectivas características con el fin de seleccionar la más adecuada para la producción de nuestro bien, el alfajor. Además, se investigarán a través de un análisis de mercado las cualidades y funcionalidades que requieren los distintos fabricantes con el fin de mejorar y automatizar su producción teniendo en cuenta las normas existentes que deben respetar las maquinas en el sector alimenticio, lo cual involucra la selección de lo materiales permitidos por la misma. En la figura 2.1 vemos los pasos previos al diseño propio y dicho mientras que la secuencia de diseño mecánico y eléctrico la vemos en las figuras 2.2 y 2.3.



**Figura 2.1 – Análisis previo al diseño**



**Figura 2.2 – Secuencia de trabajo del diseño mecánico**



**Figura 2.3 –Esquema de trabajo del diseño eléctrico**

## 3. La amasadora

Es una máquina que se especializa en la mezcla y amasado de ingredientes logrando así homogeneizarlos y transformarlos en una masa de características bien definidas con el fin de crear una diversidad de recetas. Este aparato está constituido generalmente por: un recipiente, la batea; las palas de mezclado; un motor que se encarga de generar el movimiento; la transmisión; la base de soporte; y los comandos (generalmente son pulsadores). Estos pueden variar sus dimensiones, materiales y tecnología lo cual hará que el costo de la misma se incremente o disminuya de acuerdo a la alteración de estas variables. Existen varios tipos de amasadoras, desde las domésticas que son de reducido tamaño, hasta las que se utilizan en la industria cuya capacidad puede variar de acuerdo a la necesidad de producción. Estas máquinas son muy utilizadas en pastelería por la cantidad de trabajo que eliminan reduciendo los tiempos de producción y la mano de obra necesaria para la elaboración del bien deseado. Las características deseadas en esta máquina son: ajustes de velocidad, versatilidad, limpieza y mantenimiento sencillo, la posibilidad de contar con distintas funciones a partir de una tarjeta digital programable y finalmente y no menos importante el ahorro de energía.

### 3.1 Principio de funcionamiento

Antes de poner en marcha la máquina, se carga la misma con los ingredientes en las proporciones requeridas para el producto final en la batea. Una vez finalizada la carga, las palas de amasado que se encuentran fijadas a un eje comienzan a girar impulsadas por un motor. A través de un sistema de transmisión y reducción, la potencia del motor se transfiere al eje y por consecuencia a las palas de mezclado de acuerdo a la velocidad, tiempo y torque requerido. Una vez obtenida la mezcla homogénea la máquina puede detenerse de manera manual o ser programada mediante el uso de timers programables en el tablero de control. Una vez finalizada la etapa de mezclado, un cilindro neumático (que puede o no estar equipado en la máquina) actúa sobre la batea haciendo que esta oscile entorno a su eje permitiendo así el vaciado de la misma.

## 3.2 Tipos de amasadora

Según cuál sea la finalidad que se desea existen varios tipos de amasadoras, entre ellas encontramos:

- Amasadora de espiral
- Amasadora de brazos
- Amasadora de eje oblicuo
- Amasadoras planetarias
- Amasadoras de eje horizontal

La principal diferencia que existe entre todas estas es la forma que tiene las palas de mezclado. De acuerdo a cuál sea la forma de estas, cambiara el tipo de diseño para llevar a cabo el amasado. Esto hace que la configuración física de la maquina varié, pero sus componentes principales siguen siendo los mismo.

### 3.2.1 Amasadora de espiral

Con la aparición no hace muchos años de este tipo de amasadoras, se implanta una nueva forma de amasar a mayor velocidad. Existen varias clases de amasadoras en espiral, diferenciándose unas de otras por la presencia o no del eje central y por la velocidad. Las que no tienen dicho eje o vástago central, acarrear un problema de enrollamiento o aglutinación de la masa alrededor del brazo espiral, lo que provoca un gran recalentamiento en la masa. Las más usuales son las que poseen dicho vástago, lo que impide el enrollamiento de la masa y reduce de esta forma el calentamiento. Hay que destacar de este tipo de amasadoras que el amasado se realiza en un plano horizontal lo que significa que la masa esta



menos expuesta al oxígeno del aire. El resultado es la falta de fuerza en la masa y menor tolerancia durante la fermentación en comparación a otros tipos de amasadoras donde la masa es más oxigenada. En el aspecto negativo también hay que destacar el recalentamiento de la masa y en lo positivo permite elaborar masas pequeñas y por su alta velocidad reducir el tiempo de amasado.

**Figura 3.2.1.1- Amasadora de espiral**

Ventajas	Desventajas
Escaso volumen de la maquina	Recalentamiento de la masa
Amasado rápido	Poca fuerza
Permite hacer masas grandes y pequeñas	Baja oxigenación
Fácil descarga invirtiendo el sentido del mezclador	No adecuada para masas duras
Precisión en el tiempo de amasado	
Adecuada para el pan pre-cocido	

**Tabla 3.2.1.1- Ventajas y desventajas de la amasadora de espiral**

### 3.2.2 Amasadora de brazos



**Figura 3.2.2.1- Amasadora de brazos**

La velocidad del amasado es relativamente baja, necesita un tiempo de desarrollo de entre 14 y 20 minutos para la elaboración de las masas, por lo que la producción de Kg. masas es baja. También hay que llamar la atención cuando se emplee este tipo de amasadora que si las dosis de levadura fuesen altas pueden originar durante el amasado gasificaciones prematuras y exceso de tenacidad. Entre sus virtudes podemos citar, el buen desarrollo del gluten, buena absorción de agua, airea perfectamente las masas y no recalienta.

Ventajas	Desventajas
No recalienta la masa	Velocidad lenta
Poco derrame de harina al inicio del amasado	Demasiada fuerza
Fácil manejo para trabajadores no iniciados	Mucha oxidación
Apta para masas blandas y bollería	Panes voluminosos
Reduce el tiempo de fermentación	En masas blandas hay que añadir el agua de a partes para reducir el tiempo de amasado
Se adapta a masas blandas y duras	La levadura se debe agregar al final del amasado

**Tabla 3.2.2.1- Ventajas y desventajas de la amasadora de brazos**

### 3.2.3. Amasadora de eje oblicuo

Uno de los problemas que presenta, es que en la mayoría de ellas tienen la cazuela loca y solamente es impulsada a la rotación cuando trabaja con un mínimo de un 50% de su capacidad. Por lo que no es posible elaborar masas más pequeñas.



**Figura 3.2.3.1- Amasadora de eje oblicuo**

Ventajas	Desventajas
No recalienta la masa	Mucho volumen de la maquina
Flexibilidad de corrección de las condiciones de amasado por la utilización del freno de la batea	No permite masas grandes porque derrama parte de la harina
Bajo recalentamiento	No permite masas pequeñas
Se adapta bien tanto a masas duras como a blandas	Hay que prestar mucha atención al amasado
	No apta para trabajadores no iniciados

**Tabla 3.2.3- Ventajas y desventajas de la amasadora de eje oblicuo**

### 3.2.4. Amasadoras planetarias

Existen amasadoras de batea cerrada con una velocidad que se aproxima a la de una batidora (entre 180 y 240 vueltas por minuto según las marcas). Esta amasadora posee un sistema de amasado planetario lo que provoca que el brazo amasador remueva en todos los sentidos la masa obteniéndose buena plasticidad. El tiempo de amasado oscila entre 6 y 8 minutos. Tiene un sistema de batea extraíble lo que proporciona la posibilidad de reposar las masas en bloque (1º fermentación) a voluntad del panadero.



**Figura 3.2.4.1- Amasadora planetaria**

Ventajas	Desventajas
Tiempo de amasado reducido	Tamaño y peso excesivo
Batea extraíble	Ruido excesivo
Utensilios intercambiables	Generan vibraciones
Permite elaborar un amplio y variado surtido de productos	Precio elevado
El variador de velocidad permite distintos niveles de mezcla	

**Tabla 3.2.4- Ventajas y desventajas de la amasadora planetaria**

### 3.2.5. Amasadoras de eje horizontal

Amasadora horizontal con sistema de barras horizontales giratorias. Este principio se basa en el sobado o fricciónado que generan las barras sin cortar la masa, formando el Gluten de la harina de forma inmejorable. Estructura y sistema de potencia con transmisión a cadena, resistente, robusta y de fácil acceso para mantenimiento. Sistema de ejes de amasado, transmisión y sellos sanitarios de fácil limpieza.



**Figura 3.2.5.1- Amasadora de eje horizontal**

Ventajas	Desventajas
Permite trabajar con masas extremadamente blandas	Su principal desventaja es su lentitud
Homogenización de los ingredientes	Oxigena poco la masa
Obtención de alta calidad de masa	
Facilidad de extracción de la masa de la batea	
Mantenimiento sencillo	
Facilidad de limpieza	
Son útiles y funcionales	

**Tabla 3.2.5- Ventajas y desventajas de la amasadora horizontal**

### 3.2.6. Conclusión del capítulo

Como vimos existen diversos tipos de amasadoras que poseen determinadas características proporcionando ciertas ventajas y desventajas al producto final y al funcionamiento que el operario le dé. La masa para elaborar las tapitas de los alfajores está compuesta por varios ingredientes, pero no posee levaduras por lo que la misma no requiere de oxigenación ni fermentación como si requieren las masas para los panes, pastas, etc. La etapa de formación de la masa requiere una perfecta homogenización de sus ingredientes dado que los mismos se unen de la siguiente manera: primero se mezclan los ingredientes líquidos para lograr una emulsión de los mismos tales como la manteca, huevo, esencia de vainilla, etc. de esta forma no se desarrolla la trama de gluten; en la segunda etapa se agregan a partir de un tamizado los sólidos tales como harina, bicarbonato de sodio, bicarbonato de amonio, cacao entre otros. El producto de esta mezcla es una masa comúnmente llamada masa “arenosa” que presenta características de poca elasticidad, es quebradiza, escaso gluten desarrollado, se quiebran con facilidad y se deshacen velozmente. Además de analizar las características de la masa, se analiza el proceso productivo de la misma donde se requiere un proceso productivo ininterrumpido y automatizado dado que estamos elaborando la misma a niveles industriales. A continuación, se presenta en la tabla.... una ponderación de las distintas características de las amasadoras descriptas anteriormente en una escala de 4 niveles:

✘	malo
✓	bueno
✓✓	muy bueno
✓✓✓	excelente

Amasadoras vs características	Amasadora de espiral	Amasadora de brazos	Amasadora de eje oblicuo	Amasadora planetaria	Amasadora de eje horizontal
Volumen ocupado por la maquina	✓	✓	✓	✗	✓
Amasado rapido	✓✓✓	✓	✓	✓✓✓	✗
Facilidad de volcado de la masa	✓	✓	✓	✓✓	✓✓✓
Adecuada para masas duras	✗	✓✓	✓✓✓	✓✓✓	✓✓
No permite derrame de ingredientes	✓✓	✓✓✓	✗	✓	✓✓
Facilidad de manejo para operadores no iniciados	✓	✓✓	✗	✓	✓✓
Apta para masas blandas	✓✓	✓✓	✓✓✓	✓✓✓	✓✓✓
Reduccion del tiempo de fermentacion	✓	✓✓✓	✓	✓✓	✓
Permite volcado automatico	✗	✗	✗	✗	✓✓✓
Facilidad de limpieza	✓✓	✓	✓	✓	✓✓✓
Mantenimiento sencillo	✓	✓	✓	✗	✓✓✓
Variador de velocidad permite distintos niveles de mezcla	✓	✓	✓	✓✓✓	✓✓✓
Nivel de ruido producido durante el trabajo	✓	✓	✓	✗	✓
Utensillos intercambiables	✗	✗	✗	✓✓✓	✗
Tiempo de amasado seleccionable	✓	✗	✗	✓	✓✓✓
Independencia del operador durante el amasado	✓✓	✓	✗	✓	✓✓✓
Fuerza ejercida a la masa	✗	✓✓✓	✓	✓	✓✓
Oxigenacion de la masa	✓	✓✓✓	✓	✓	✗
Recalentamiento de la masa	✗	✓✓✓	✓✓✓	✓	✓
Costo de la maquina	✓	✓	✓	✗	✓✓
Homogenizacion de ingredientes	✓	✓	✓	✓✓	✓✓✓

Tabla 3.2.6- Ponderación de características de las amasadoras

A partir de ello se selecciona la amasadora de eje horizontal por los siguientes motivos:

- Sus características de volcado manual o automática evitan que el operario tenga que levantar peso, reduciendo así posibles esfuerzos ergonómicos.
- La cadena cinemática para transmitir la potencia es mucho más sencilla que en los otros modelos. De esta manera se facilita tanto el diseño como su mantenimiento resultando sencillo y fructuoso.
- Este modelo escasea en el mercado por lo que la producción del mismo y su ingreso al mercado como producto innovador facilitaría su venta.
- Resulta muy factible conseguir los materiales para su construcción dado que los mismos son de uso habitual y accesibles en el mercado.
- Permite que el proceso productivo sea ininterrumpido gracias a la automatización del mismo.
- Garantiza la homogenización de la masa obteniendo el producto con las características deseadas
- Su costo no es excesivamente alto

## 4. Características de los materiales

Antes de comenzar con el diseño propio y dicho de la máquina debemos conocer los distintos tipos de materiales que podemos emplear para su construcción. Estos se encuentran reglamentados en Argentina por la Ley 18284 que establece las normas para la producción, elaboración y circulación de alimentos de consumo humano en todo el país. Dicha Ley se encuentra dentro del Código Alimentario Argentino y la hallamos en el Anexo 1. A continuación, conociendo ahora cuales pueden ser utilizados, analizamos los tipos de materiales de construcción de la amasadora.

### 4.1 Aceros inoxidables

Los aceros inoxidables se eligen como materiales de ingeniería principalmente por su excelente resistencia a la corrosión en muchos ambientes. Esta característica se debe a su alto contenido de cromo (Cr). Un acero inoxidable tiene que tener por lo menos un 12% de Cr siendo este el encargado de formar un “óxido” superficial que protege de la corrosión a la aleación de hierro-cromo subyacente. En general existen cinco tipos principales de aceros inoxidables: ferríticos, martensíticos, austeníticos, dúplex y endurecidos por precipitación.

#### ❖ Aceros inoxidables ferríticos

Estos tipos de aceros son aleaciones binarias de hierro-cromo que contienen entre 12 y 30 % de Cr. Son los que presentan un contenido de Cr superior al de otros tipos de familias de aceros y al mismo tiempo un porcentaje de carbono bajo. Esto hace que la ferrita sea la única fase estable en todo el rango de temperaturas. De acuerdo a estas propiedades estos aceros tienen las siguientes características:

- Resistencia a la corrosión buena, se encuentra ligada con el contenido de cromo y algunas aleaciones de molibdeno
- Son magnéticos
- Soldabilidad mayor que los martensíticos, pero menor que los austeníticos resultando ser pobre
- Buena resistencia a la corrosión bajo tensión, SCC “Stress Corrosion Cracking”
- Costo bajo debido a que no contienen de Níquel
- Usualmente se les aplica un tratamiento de recocido para obtener mayor suavidad, ductilidad y resistencia a la corrosión

- Dado que su dureza es pobre, el uso se limita a procesos de formado en frío
- Muestran buena ductilidad inicial gracias a su estructura ferrítica
- No son endurecibles bajo tratamiento térmico, solo pueden ser endurecidos por deformación plástica en frío, pero con tasas de endurecimiento menor que los austenítica
- Susceptibilidad al crecimiento de grano con el aumento de la temperatura cuya consecuencia resulta en una disminución de la tenacidad
- No presentan buenas propiedades mecánicas

Se utilizan como materiales para la construcción donde se requieren resistencia especial a la corrosión y al calor (por ejemplo, tubos para intercambiadores de calor).

#### ❖ Aceros inoxidable austeníticos

Los aceros inoxidable austeníticos se caracterizan por una adición importante de níquel y/o también de manganeso (elementos gammagenos), cuyo efecto es contrario al del cromo, es decir, que la adición de níquel aumenta el rango térmico de estabilidad del acero según la forma austenítica. Estas aleaciones son del tipo ternarias por estar compuestas fundamentalmente de hierro-cromo-níquel. La austenita tiene una estructura FCC que le brinda las siguientes características:

- Presentan mayor resistencia a la corrosión que los ferríticos y martensíticos (siempre y cuando tenga un enfriamiento rápido a partir de altas temperaturas)
- Se añade molibdeno para evitar la corrosión por picaduras en caliente
- Son aceros de baja resistencia y gran capacidad de deformación
- No son ferromagnéticos
- Son de naturaleza dúctil, blanda y tenaz
- Buenas propiedades mecánicas a temperaturas criogénicas
- Se los puede endurecer por deformación en frío
- Son susceptibles a la corrosión intergranular (sensibilización del acero)
- Excelente soldabilidad
- Excelente factor de higiene y limpieza

Estos aceros son los que más aplicaciones han tenido, tanto en sectores de la industria alimentaria y farmacéutica, la química y petroquímica, en caldería y fabricación de tubos etc.

❖ Aceros inoxidables martensíticos

La familia de los aceros inoxidables martensíticos son esencialmente aleaciones de hierro-cromo que contienen entre 12 y 17 % de cromo y tienen suficiente carbono para que se pueda producir mediante el templeado una estructura martensítica. Estas aleaciones se denominan así porque son capaces de desarrollar una estructura de ese tipo después de un tratamiento térmico de austenitizado y templeado. A través del temple y revenido estos aceros alcanzan buenas propiedades mecánicas. A continuación, se enlistan sus propiedades:

- Moderada resistencia a la corrosión, inferior a la de los aceros austeníticos y ferríticos
- Son aceros muy duros pero muy frágiles
- Baja soldabilidad (varia con el contenido de carbono)
- Alta templabilidad
- Son magnéticos

Se los utiliza como aceros de cuchillería, la fabricación de material quirúrgico, hojas de afeitar, instrumental dental, muelles, válvulas, etc.

❖ Aceros inoxidables dúplex

Los aceros inoxidables dúplex o de estructura austeno-ferrítica combinan aspectos característicos y a la vez diferenciadores de las familias de aceros austeníticos y ferríticos. Son aleaciones de cromo-niquel-molibdeno que combinan tanto las ventajas como algunos inconvenientes de las dos familias y muestran las siguientes propiedades:

- Buena resistencia a la corrosión bajo tensión en medios que contienen cloruros
- Poseen una ductilidad y tenacidad intermedia entre ambas familias
- Limite elástico apreciablemente mayor que los ferríticos y austeníticos
- Muy buena resistencia a la corrosión por picaduras
- Mayor resistencia a la tracción y punto de fluencia que los austeníticos y ferríticos
- Buen comportamiento a la corrosión intergranular
- Presentan un problema en cuanto a la posibilidad de precipitación de fases complejas que pueden fragilizar seriamente el acero y/o reducir su resistencia a la corrosión
- Son magnéticos
- No pueden ser endurecidos por tratamientos térmicos
- Buena soldabilidad

Las aplicaciones típicas de este tipo de acero es la fabricación de tuberías para intercambiadores térmicos, tuberías para la conducción de petróleo, plataformas de ultramar, pozos de gas, etc.

❖ Aceros inoxidables endurecibles por precipitación

Se los conoce también por “PH” y se los utiliza en piezas resistentes a la corrosión con responsabilidad estructural. Son una alternativa a los austeníticos cuando se requiere buenas características mecánicas y de maquinabilidad. Son aleaciones de hierro-cromo-níquel que se caracterizan por la resistencia mecánica obtenida a partir del endurecimiento por tratamiento térmico de envejecimiento.

## 4.2 Hierros fundidos

A diferencia de los aceros, las fundiciones son aleaciones de hierro-carbono-silicio en las que el contenido de carbono es superior al carbono de saturación de la austenita y generalmente contienen hasta un 3% en peso de silicio. Esto permite controlar la cinética de formación de carburos formando grafito en lugar de cementita durante la solidificación. Existen también fundiciones aleadas que contienen cantidades sensibles de otros elementos de aleación (cobre, níquel, aluminio, etc.) para modificar las propiedades físicas y mecánicas como por ejemplo la resistencia al desgaste, a la abrasión o la corrosión. Se utilizan los hierros fundidos para moldeo ya que resultan excelentes por sus temperaturas de fusión y viscosidad (relativamente bajas) obteniendo así formas complejas. Estas aleaciones tienen amplio rango de resistencia y dureza y, en la mayoría de los casos, son fáciles de maquinar. Por otro lado, los valores de resistencia al impacto y ductilidad son relativamente bajos, limitando así su uso para algunas aplicaciones. Existen distintos tipos de fundición, entre ellas encontramos: fundiciones blancas, grises, dúctiles, maleables y atruchadas.

❖ Fundiciones blancas

Este tipo de hierro se forma cuando, durante la solidificación, gran parte del carbono de un hierro colado derretido forma carburo de hierro en lugar de grafito (se puede apreciar esto en su microestructura). Para que este tipo de hierro pueda retener el carbono en forma de carburo de hierro, su contenido de carbono y silicio se debe mantener relativamente bajo y la tasa de solidificación debe ser alta. Son duras, frágiles y difíciles de mecanizar. No se pueden forjar ni templar a causa de que las tensiones llevan a la rotura de las mismas. Las fundiciones de este tipo se utilizan cuando se requiere una excelente resistencia al desgaste y la abrasión; otra función que tienen es servir como materia prima para fabricar hierros fundidos maleables. Algunos ejemplos son palas de molinos o en rodillos de laminación.

❖ Fundiciones grises

El hierro fundido gris es un material importante en la ingeniería por dos razones: su costo relativamente bajo y sus útiles propiedades. Esta fundición se forma cuando el carbono de la aleación supera la cantidad que puede disolverse en la austenita y se precipita como escamas de grafito en lugar de cementita. Las características que poseen estas aleaciones son: una excelente facilidad de maquinado en niveles de dureza que ofrecen buena resistencia al desgaste, resistencia al roce por frotamiento con poca lubricación y una óptima capacidad de amortiguamiento ante la presencia de vibraciones.

❖ Hierros fundidos dúctiles

Estas fundiciones combinan las ventajas del procesamiento del hierro fundido gris con las ingenieriles del acero obteniendo así una mejora de las propiedades mecánicas. Presentan una buena fluidez y moldeabilidad, excelentes cualidades de maquinado y buena resistencia al desgaste. Además, presenta propiedades similares a las del acero como: alta resistencia, tenacidad, ductilidad y la posibilidad de ser trabajado en caliente.

❖ Hierros fundidos maleables

Para producir este tipo de aleación se parte de hierros fundidos blancos, que contienen grandes cantidades de carburos de hierro y no poseen grafito, y se los calienta en un horno de maleabilización. Este proceso hace que el carburo de hierro se disocie del hierro blanco y convertirlo así en grafito y hierro (dicho proceso es un tratamiento térmico de dos etapas). La aplicación de este tipo de fundición es importante en la ingeniería dado que presentan propiedades deseables en términos de fundición, maquinado, una moderada resistencia, tenacidad y resistencia a la corrosión.

❖ Fundiciones atruchadas

Son un tipo de fundiciones intermedias entre la blanca y la gris.

### 4.3 Pinturas

Como se mencionó antes, existen normas que regulan el tipo de material con el cual está en contacto con el producto. Existen también partes de la máquina que nunca entran en conexión directa con el alimento, pero al mismo tiempo deben cumplir ciertas características higiénicas. Estas partes pueden presentar un recubrimiento, pinturas o barnices, que no deben producir una acción perjudicial sobre el producto final y se debe garantizar que los niveles de toxicidad sean nulos con el fin de obtener una máxima higiene. De no ser así, estos recubrimientos podrían transferir olores y sabores a los productos lo cual resulta indeseable. Entre las más utilizadas, por ejemplo, encontramos las pinturas epóxicas de uso alimentario. Son especialmente creadas para evitar posibles migraciones tóxicas en los recubrimientos de superficies que van a estar en contacto directo o indirecto con alimentos, sólidos o líquidos, de consumo tanto humano como el destinado a los animales. Algunas propiedades deseables para estas pinturas son:

- Buena adherencia sobre materiales de construcción
- Alta resistencia a la abrasión, rayado e impacto
- Facilidad de higienización
- Estanqueidad total de líquidos
- Alto espesor de aplicación
- Elevada dureza y resistencia mecánica

### 4.4 Polietileno - APM

Este material es un plástico que se destaca por sus propiedades siendo estas tales como la absorción de humedad, su gran resistencia química, su bajo coeficiente de rozamiento, etc. Su nombre comercial es justamente APM ó PE y según su composición química, pureza y proceso de sintonización, existiendo así diversos tipos como por ejemplo PE-500 ó PE-1000 entre otros. Este material es compatible para estar en contacto con los alimentos dado que está aprobado por el SENASA. Combinando a sus propiedades físicas y mecánicas este resulta de gran utilización en la industria alimenticia. Dentro de sus propiedades encontramos:

- Flota. (Densidad > 1 gr/cc.)
- Buen resistente a los agentes químicos
- Buena flexibilidad y elasticidad.
- Absorben muy poca agua, casi nada.
- Resistencia a la temperatura <100°C en constante.
- Resistencia a la temperatura <130°C en punta.
- Buenos aislantes eléctricos (incluso con altas frecuencias)
- Buenos aislantes térmicos.

- Elevado Coeficiente de Dilatación Térmica (10 veces la del acero).
- Buenas características antiadhesivo.
- Sistemas específicos de soldadura.
- Difícil de lacar. Proceso complicado y caro resuelto en la industria del automóvil.
- Fáciles de trabajar a torno o fresadora.
- Las piezas son de poca precisión por la elevada expansión térmica.

## 5. Análisis de mercado

Antes de comenzar con el diseño de la máquina se realiza una investigación en la ciudad de Mar del Plata sobre la utilización de amasadoras. Esta sección tiene como finalidad investigar qué tipo, cantidad y características presentan las máquinas que utilizan las empresas, que capacidades requieren, que costo representa la inversión en la compra de una unidad de distintos fabricantes y que mejoras les simplificarían el trabajo diario. Como se mencionó anteriormente los usos que esta máquina puede tener son múltiples, así que se decidió restringir la búsqueda a fábricas locales de alfajores y como adicional se consultaron algunas panaderías. Si bien este proyecto se focaliza en el sector alfarero, esto no significa que la máquina no pueda ser utilizada en rubros similares. De ser así se tendría que crear una amasadora específica para cada uso, cosa que resulta infructuoso. La primera fábrica donde se realizó una consulta fue la de *“Los T’ Puales”* la cual posee una sola unidad de amasado con capacidad de 120 kg de masa final, un motor de 3 HP de potencia y presentaba una batea semicircular. El tipo de amasadora era de brazos, pero con palas distintas a las que se mostraron en la figura del apartado 3.2. Esto se debía a que la amasadora era un modelo muy antiguo. La producción de esta fábrica era de aproximadamente 600 kg de masa por día y amasan tres veces por semana para cumplir con los pedidos de los clientes. El siguiente fabricante fue el de los pioneros de alfajores en la ciudad, la compañía *“Balcarce”*. Esta empresa posee tres amasadoras: la primera de ellas de marca Fornisud con una capacidad de 200 kg de masa final, un motor de 15/25 CV y del tipo horizontal; la segunda es de la marca Kemper de 150 kg de capacidad; y la última es de Aperia, también de 150 kg de capacidad. La siguiente empresa a la que se consultó fue a la reconocida marca de churros en la ciudad, *“Manolo”*. Si bien es una reconocida marca en la ciudad, esta empresa se integró al mundo de los alfajores hace un tiempo muy corto (aproximadamente en 2018) por lo que su participación en el mercado es muy reciente. A pesar de esto la empresa posee dos amasadoras: una de 18 kg impulsada con un motor de 4 HP y la posibilidad de intercambiar las palas de mezclado; y otra de 9 kg con velocidades regulables impulsada por un motor de 1,5 HP. Por último, se consultó a la productora más conocida y grande que tenemos en la ciudad, la marca reconocida a nivel internacional: *“Havanna”*. Su capacidad de producción está muy por encima en comparación a las demás dado que la misma posee dos máquinas amasadoras de 250 kg de masa final abastecidas por motores de 15 HP. Dado que su capacidad de producción es muy superior al resto, no se la considera en los valores de producción diaria y semanal, pero si se tuvo en cuenta los datos constructivos de su unidad de amasado resultando ser estos muy provechosos en la investigación. Si bien el fin de la amasadora en este proyecto es para realizar las tapitas de los alfajores, también la misma puede ser utilizada para la producción de pan. La panadería *“Independencia”* consta de una sola unidad de amasado con capacidad de 70 kg de masa final, tiene un motor de 5,5 HP y el

tipo de amasadora es la de eje oblicuo. Si bien esta panadería solo dispone de una sucursal, también hace pedidos especiales de pan como por ejemplo para las embarcaciones del puerto de la ciudad. Su producción varía entre 50-75 kg de pan, 50 kg de facturas y 50 kg de fugazas. Estos se realizan de manera separada dado que los ingredientes para obtenerlos son distintos. A partir de estos datos se concluyó que el nicho del mercado a la cual apunta la amasadora a diseñar es aquella a la de una empresa que ya se encuentra establecida en el mercado y desea expandirse. Otra posibilidad resulta ser la sustitución de maquinaria antigua por una nueva, disminuyendo los procesos de mantenimiento e integrando nueva tecnología lo cual puede favorecer su etapa en la producción. En la siguiente tabla comparativa se muestran las empresas que se tendrán en cuenta para el diseño, las maquinas que poseen y la producción diaria-semanal que requieren:

	Los T´ Puales	Balcarce	Manolo	Panadería Independencia
Cantidad de amasadoras	1 unidad	3 unidades	2 unidades	1 unidad
Producción diaria	600 [kg/día]	1500[kg/día]	72[kg/día]	150-175 [kg/día]
Producción semanal	1800 [kg/semana]	4500 [kg/semana]	360 [kg/semana]	750 [kg/semana]
Capacidad de la maquina	120 [kg]	200;150;150[kg]	9;18[kg]	70 [kg]
Velocidad de rotación utilizada en la mezcla	25 rpm	30 rpm	20 rpm	20rpm

### 5.1 Información de los elaboradores

Además de haber recabado información de la cantidad y modelo de las maquinas que posee cada empresa se les cuestiono cuales son las facilidades que requiere el proceso productivo para ser lo más eficiente posible. Dicha información solo se obtuvo de las fábricas de Los T'Puales, Manolo y de la panadería Independencia dado que son pequeñas pyme en crecimiento y no de Havanna que ya es una empresa multinacional. Todas ellas hicieron hincapié en la etapa de volcado por dos motivos: el primero es que al elaborar grandes cantidades el peso de la masa final es elevado para que el operador lo vuelque en la siguiente etapa del proceso (formadora de galleta) por lo que se requiere por lo menos dos operarios para dicha tarea; la segunda es que se realizan varios amasados durante la jornada diaria y durante la semana por lo que la reiteración de esa tarea hace que se pierda tiempo en otras tareas y eleva la posibilidad de que exista un sobreesfuerzo por parte de un empleado; por ultimo estas pequeñas pymes en crecimiento solo disponen de una unidad de amasado por lo que la parada de la amasadora para mantenimiento hace que toda la línea productiva se detenga ya que es la etapa inicial y fundamental del proceso productivo.

## 6. Diseño mecánico

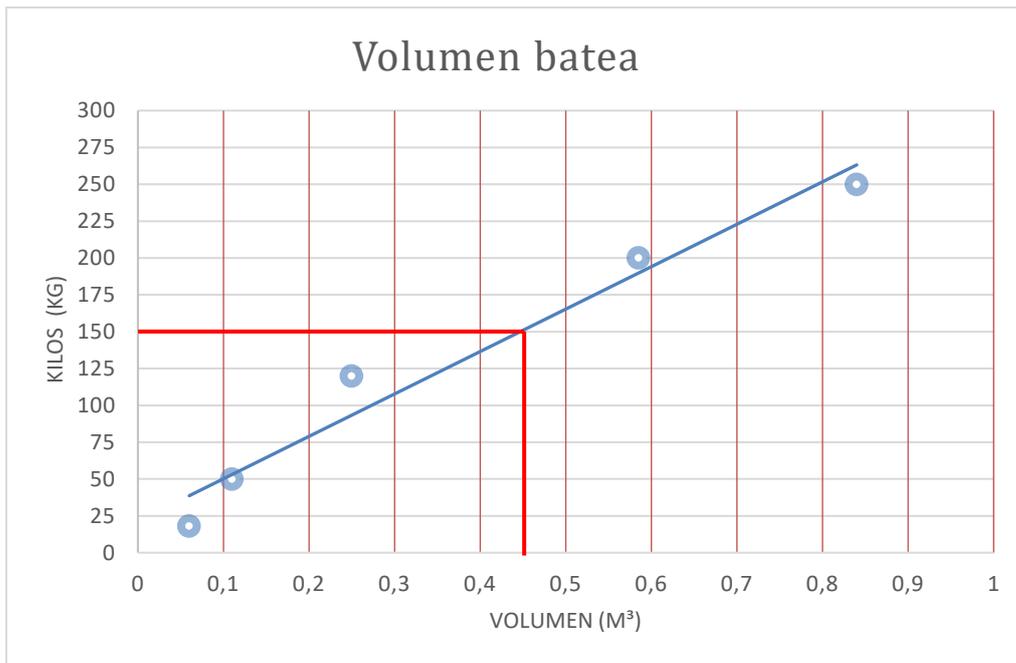
### 6.1 Diseño de la batea

#### 6.1.1 Aproximación por dimensiones conocidas

Para conocer las dimensiones del volumen de la batea, se utilizan los valores obtenidos a partir del análisis de mercado de las amasadoras de las fábricas de Havana, los T'Puales, la panadería Independencia y la de Manolo. La primera tenía una capacidad de 250 kg de masa final y las dimensiones de la artesa resultan de 110x90x85 cm; la de Manolo dispone de una capacidad de masa final de 18 kg; la de Balcarce consta de una amasadora del tipo horizontal siendo sus medidas de volumen de 75x83x94; los T'Puales tenían una amasadora con la forma de la batea semiesférica con dimensiones 98x40 cm; y, finalmente, la panadería Independencia con una capacidad de 50 kg y sus dimensiones fueron de 76,5x34 cm (también con forma semiesférica). Con dichos valores se realizó un gráfico de capacidad de producción en kilos vs volumen del recipiente y se obtuvo el valor de la capacidad correspondiente para 150 kg de masa final siendo este el deseado para el diseño. A continuación, se muestra una tabla 6.1.1 de valores y el grafico 6.1.1 realizado:

kilos [kg]	volumen [m <sup>3</sup> ]
18	0,06
50	0,11
120	0,25
200	0,585
250	0,84

**Tabla 6.1.1 – Kilos vs Volumen**

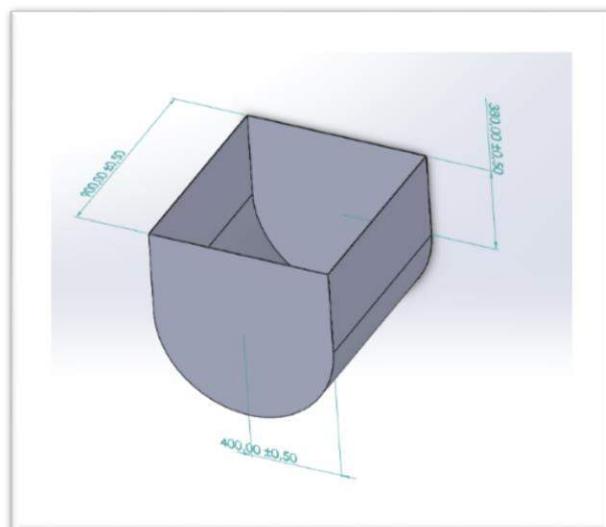


**Gráfico 6.1.1 – Kilos vs Volumen**

A partir de dicho gráfico se obtuvo el valor final del volumen siendo este de  $0,45 \text{ m}^3$ . Como durante el proceso de cálculo existen ciertos errores, los cuales hacen que las medidas tengan una cierta desviación, resulta conveniente sobredimensionar el elemento. También hay que tener en cuenta que en la elaboración de la masa final los ingredientes según cada fabricante pueden variar, siendo este un motivo adicional para justificar la sobredimensión. El diseño de la batea se incrementa en un 10% siendo el valor final de volumen de almacenamiento:

$$V = 0,45 + 10\% = 0,495 \cong 0,5 \text{ m}^3$$

Para facilitar su construcción a partir de una determinada chapa y de un espesor a seleccionar, cuya elección y justificación la encontramos en el apartado 6.1.2, se utilizó el programa de modelado Solid Works resultando las dimensiones que cumplen con el volumen de almacenamiento deseado y que se muestran en la figura 6.1.1:



**Figura 6.1.1 – Forma y dimensiones de la batea**

### 6.1.2 Selección y justificaciones constructivas

En esta sección se justifican las variables en cuanto a al material, forma y espesor que tendrá la batea. Partimos de la selección del material a emplear y dado que la misma alberga un producto destinado al consumo alimenticio debe respetar las normas que regulan la seguridad e higiene con la finalidad de no transmitir sustancias tóxicas, olores ni sabores a los alimentos. De acuerdo a esto existe la posibilidad de seleccionar entre dos tipos de materiales: acero inoxidable y hierro fundido. Dichos materiales se encuentran regulados según el artículo 186 del Código Alimentario Argentino que encontramos en el Anexo 1. Ambos cumplen con las normativas impuestas por el código por lo que la decisión de utilizar uno u otro es puramente un tema económico. Dado que el objetivo es diseñar una máquina que pueda competir con las empresas líderes de mercado se seleccionan materiales que den una calidad excepcional además de cumplir con sus respectivas funciones. Por esto resulta que el acero inoxidable posee propiedades que, comparadas con el hierro fundido, son superiores. Finalmente se opta por un acero inoxidable AISI 304. El segundo ítem corresponde a la forma que se le da a la batea que como vimos en la sección 3.2 varía de acuerdo al tipo de amasadora. El volumen de almacenamiento que se calculó en la sección anterior, con la finalidad de alojar una cierta capacidad de masa, está ligado a la variable de la forma. Los valores asignados que corresponden al volumen requerido están ligados a la siguiente ecuación:

$$V = \frac{(\pi * r^2)}{2} * l + l * a * b$$

Siendo:

- V: volumen de la batea
- r: radio (0,4 m)
- l: largo (0,9 m)
- a: ancho (0,8 m)
- b: alto (0,38 m)

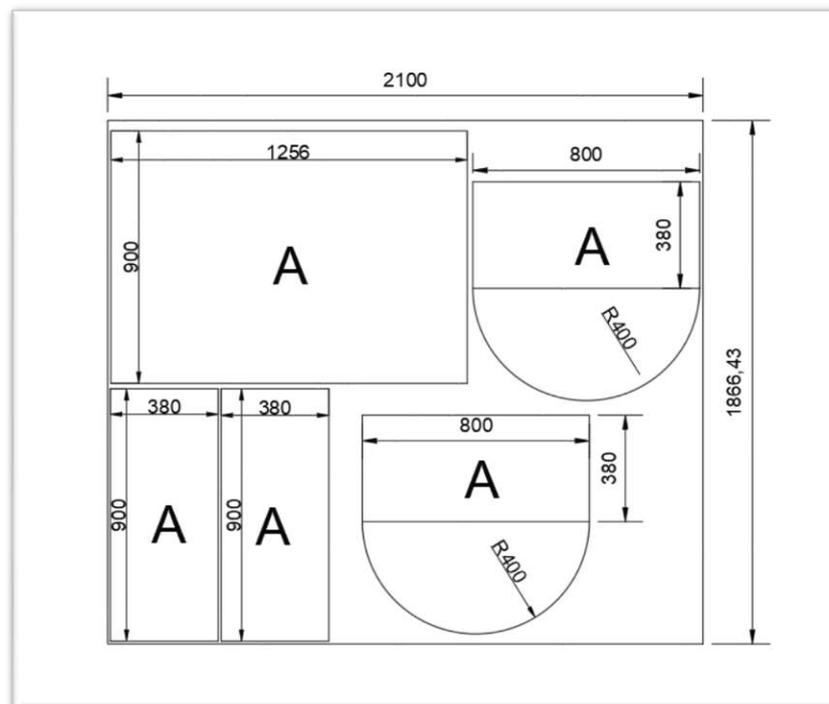
Reemplazando:

$$V = \frac{(\pi * 0,4^2)}{2} * 0,9 + 0,9 * 0,8 * 0,38 = 0,5 \text{ m}^2$$

Esta batea podría tomar diversas formas como vimos en los distintos tipos de amasadora, pero de acuerdo a su principio de funcionamiento de eje horizontal, se reducen las posibilidades que tomara la misma. Una alternativa simple sería con una forma de prisma rectangular, pero en las uniones de ángulo recto podría alojarse masa que los brazos de amasado nunca pudieran arrastrar resultando inevitable su

estancamiento. Resulta entonces conveniente, por este motivo, que el fondo de la batea presente una forma semiesférica. Por último, se debe seleccionar el espesor de chapa para la construcción del recipiente. Este puede tomar distintos valores, pero resulta conveniente seleccionar uno adecuado. Si optamos por un espesor demasiado chico y economizamos en la cantidad de material puede que en la utilización de la maquina lleve a la deformación de la batea por el contacto entre la misma y la masa que se mueve de acuerdo a la potencia que le transfiere el motorreductor. También puede que durante la limpieza de la misma el operario dañe este elemento que carece de rigidez. Por lo contrario, si el espesor es demasiado grande estaríamos sobredimensionando innecesariamente la batea aumentando así los costos de fabricación. Finalmente se opta por una chapa de acero inoxidable de 2,5 mm de espesor.

A continuación, vemos el nesting realizado en AutoCAD con las dimensiones de chapa requeridas para la construcción de la batea:



**Figura 6.1.2.1 – Nesting para chapa de acero inoxidable**

## 6.2 Selección de las paletas y cálculo del eje

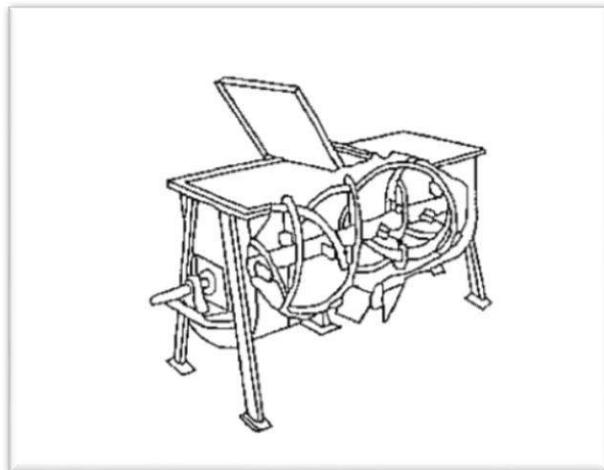
### 6.2.1 Selección de las paletas de mezclado

La amasadora horizontal es un diseño estandarizado y una opción económica para la mayoría de las aplicaciones de mezcla cuyos agitadores tienen la función de llevar los productos en dirección desde los extremos al centro del mezclador. Existen diferentes tipos de paletas para el mezclado dentro de una amasadora y como vimos anteriormente cada tipo de ellas presenta distintas características por lo que su agitador posee ciertas cualidades que varían el resultado del producto final. Según los materiales que se introduzcan, la homogeneidad final requerida y rapidez de mezcla se verán afectadas de acuerdo al tipo de agitador seleccionado. Existen tres tipos de mezcladores horizontales:

- ❖ Mezclador de cintas helicoidales
- ❖ Mezclador de paletas
- ❖ Mezclador de palas tangenciales

#### 6.2.1.1. Mezclador de cintas helicoidales

Este mezclador está constituido por una cubeta horizontal semicilíndrica, provista de dos cintas helicoidales montadas sobre un mismo eje que al girar actúan en sentido contrario. Este tipo de mezclador resulta necesario en procesos de mezcla con exigencias elevadas de uniformidad en materiales como polvos, granos, pastas poco espesas o para sólidos pulverizados. Está diseñada para mezclar materiales secos-secos y secos-líquidos. El tiempo de mezclado depende de la viscosidad de los materiales, de la gravedad específica, grado de los polvos y otros factores como humedad, explosividad, temperatura, etc., pero se puede estimar entre un promedio de 15 a 25 minutos de mezclado efectivo. Los agitadores de cinta helicoidal están equipados con brazos radiales que soportan secciones de palas agitadoras en forma de cinta montadas en una disposición semi-helicoidal. Estos proporcionan una mayor área de superficie que los elementos de paleta y los convierte en el elemento más popular para la aplicación de mezcladoras horizontales.

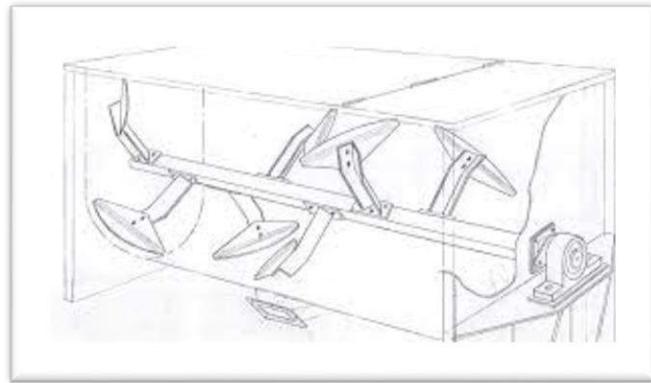


**Figura 6.2.1.1.1: Amasadora horizontal de cintas helicoidales**

### 6.2.1.2 Mezclador de paletas

El mezclador del tipo paletas es ideal para productos pastosos y grumosos. La actuación de las paletas consiste en el “golpeteo” del producto hasta desintegrar los grumos y así unificar la mezcla.

Existen distintos tipos de paletas según el producto que se desea mezclar. Este agitador es el más adecuado para mezclar ingredientes de igual tamaño y densidad y produce mucho menos cizallamiento que el mezclador de tipo cinta. Su construcción consiste en ejes con brazos radiales que soportan numerosas paletas cortas que mueven el material en zonas más pequeñas en distancias más cortas y con mayor acción de corte que las mezcladoras de cinta evitando de esta forma que todo el contenido gire sobre su eje. También resultan muy útiles cuando los materiales de mezcla resultan abrasivos de alta viscosidad, comparado con los de cinta, dado que las placas de acero inoxidable endurecido presentan mayor resistencia a la abrasión y en caso de desgaste pueden ser fácilmente intercambiables.

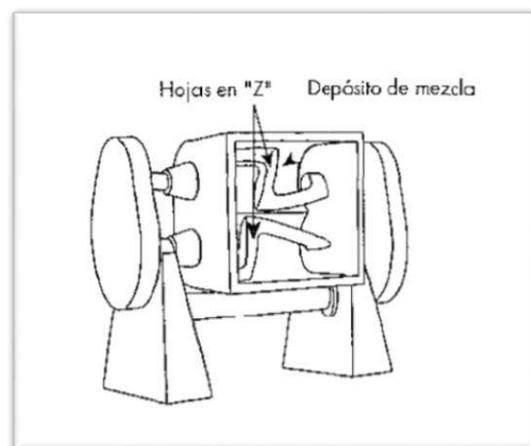


**Figura 6.2.1.2.1: Amasadora horizontal de paletas**

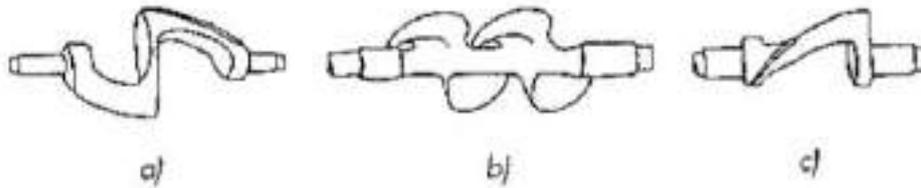
### 6.2.1.3 Mezclador de palas tangenciales

Se utilizan para pastas y masas donde se requiere un amasado más intenso, donde los productos poseen una alta viscosidad, donde su proceso de mezcla crea una excelente dispersión y homogeneidad. Encontramos distintos diseños de palas de mezcla como: en forma de z o sigma que se utiliza para el amasado general donde sus bordes pueden o no estar dentados para provocar una acción de desgarrado o como

doble zeta (donde presentan dos ejes paralelos que giran a distinta velocidad y en sentido convergente); la pala de doble arrastre que resulta particularmente eficaz para polvos o líquidos en masas plásticas; y finalmente las palas masticador que resultan más robustas que las anteriores llegando a tener un diámetro mayor que los ejes que las mueven. En la figura 6.2.1.4 vemos estos tres diseños:



**Figura 6.2.1.3.1: Amasadora horizontal de palas tangenciales**



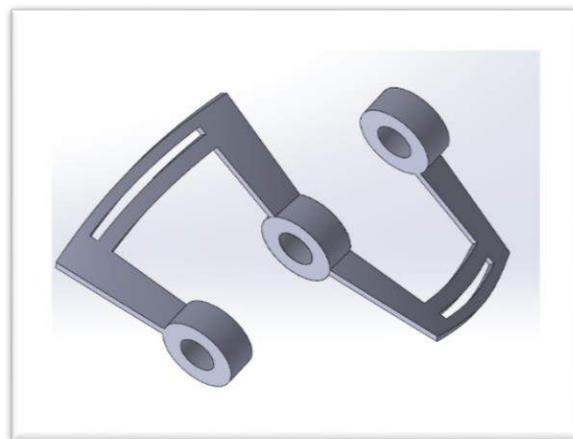
**Figura 6.2.1.3.2 – Diseño de palas de amasado: a) pala forma de sigma, b) pala de doble arrastre, c) pala masticador**

Las características deseadas para nuestro diseño en particular resultan ser las siguientes:

- Homogeneizar todos los ingredientes
- Girar a una velocidad constante
- El material para su construcción debe ser apto para productos alimenticios
- Sus dimensiones deben ser tales que, sin superar la capacidad máxima, no derrame masa fuera de la batea
- Los ingredientes utilizados tienen distintas densidades y alta viscosidad
- Se requiere de un amasado intenso y constante logrando una homogeneidad total

#### 6.2.1.4 Selección del agitador

Para nuestro caso particular se selecciona una paleta de “simple zeta” dado que esta mezcladora está diseñada para procesos de mezcla, humectación y homogeneización de productos pastosos. Este permite alcanzar una mezcla completa de todos los ingredientes llevando la masa de un lado a otro y evitando la existencia de zonas “muertas” donde la mezcla queda estancada. Este agitador es el que cumple con las



**Figura 6.2.1.4.1 – Forma de las palas de mezclado**

condiciones requeridas mencionadas en el apartado anterior para la obtención del producto final. Los mezcladores de cintas y de paletas se descartaron por los siguientes motivos: los de cinta son aptos para otro tipo de ingredientes como polvos o granos, además por la forma que poseen se le dificultaría la mezcla de los ingredientes que poseen los alfajores que resultan ser más espesos y por consecuencia no se alcanzaría la homogeneidad requerida en la masa; por otro lado, los de paleta se utilizan para mezcla de ingredientes con igual densidad y tamaño, cosa que no ocurre en este caso dado que

la densidad de los ingredientes de la masa de los alfajores que resulta variable. Conocidas las dimensiones de la batea, las paletas de mezclado deben respetar ciertos límites para que no haya interferencia de las partes durante el proceso de amasado. Para ello nuevamente utilizamos el software de modelado como vemos en las figuras 6.2.1.4.1 y 6.2.1.4.2



**Figura 6.2.1.4.2 – Forma de las palas de mezclado con chavetero**

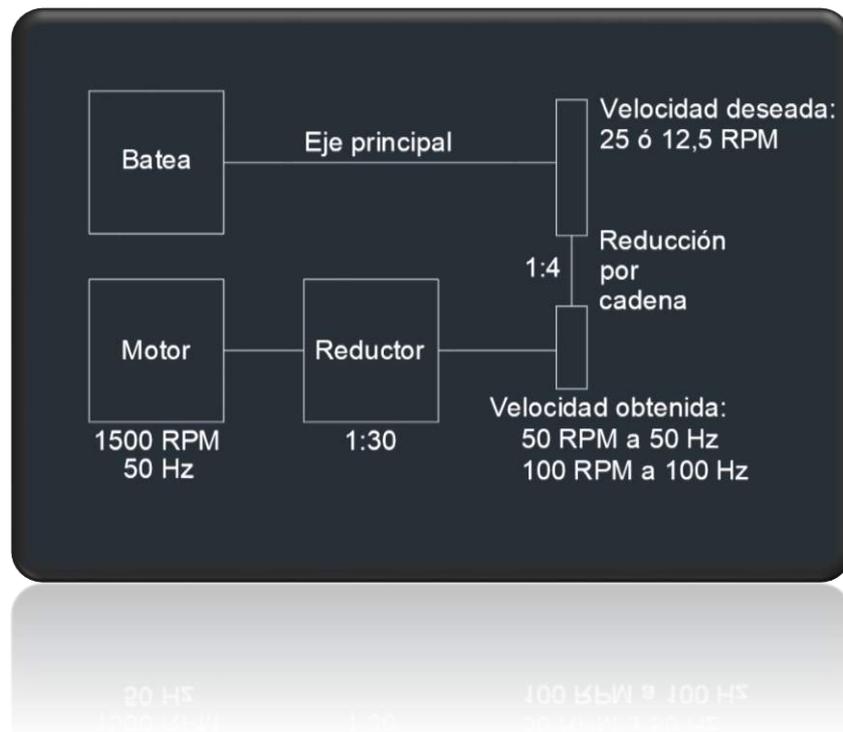
### 6.2.2 Calculo del eje

Cuando la amasadora está en funcionamiento, la masa es llevada por cada pala hacia el centro, uniéndose y transportando los ingredientes que se encuentran estancados en el fondo de manera que se garantice una mezcla homogénea. Las palas de mezclado reciben su movimiento a través del eje que rota gracias a la acción de un motorreductor que le entrega la velocidad y la potencia requerida. Antes de hacer los cálculos que corresponden al eje se necesitan conocer ciertos valores de las variables que participan en las ecuaciones para dimensionar el mismo. Es por ello que se analizará y seleccionará previamente el motorreductor y una vez obtenidos los datos necesarios se procederá al cálculo de este elemento de máquina.

A partir del análisis de mercado realizado en la sección 5 se recabaron las velocidades de rotación que las empresas productoras utilizaban en sus máquinas en el proceso de producción y a partir de tales se realizó un promedio para elegir la velocidad de este diseño. El valor obtenido es de 25 RPM (velocidad rápida) en el eje principal donde la amasadora realiza el proceso de “estirado”; previo a este proceso se lleva a cabo el “fraseado” donde se mezclan los ingredientes a una velocidad más lenta y se tomó como tal la mitad de la velocidad de estirado y soplado, 12,5 RPM.

La alternativa propuesta consiste en partir en la selección de un motor de 1500 RPM, que tras pasar por el reductor 1:30 lleva a una velocidad de salida de 50 RPM y finalmente la relación de cadena 1:4 nos da una velocidad final de 12,5 RPM. Para la velocidad rápida se utiliza un variador de frecuencia y se lleva al motor que trabaja

normalmente a 50 Hz a 100 Hz. Esto provoca un efecto multiplicador y nos da en el eje la velocidad deseada. Este método de incrementar la frecuencia de trabajo del motor por encima de la nominal es típico ya que si el motor trabaja por debajo de la misma se producen dos efectos adversos: el calentamiento de los bobinados por efecto Joule (se incrementa la corriente) pudiendo llevar a la destrucción del motor; y el otro problema que surge cuando se trabaja por debajo de la frecuencia nominal es el desaprovechamiento del motor dado que el rendimiento disminuye. En la figura 6.2.2.1 vemos un esquema representativo de los elementos mecánicos y los valores de velocidades requeridas en cada segmento para nuestro caso de análisis:



**Figura 6.2.2.1 – Esquema de funcionamiento**

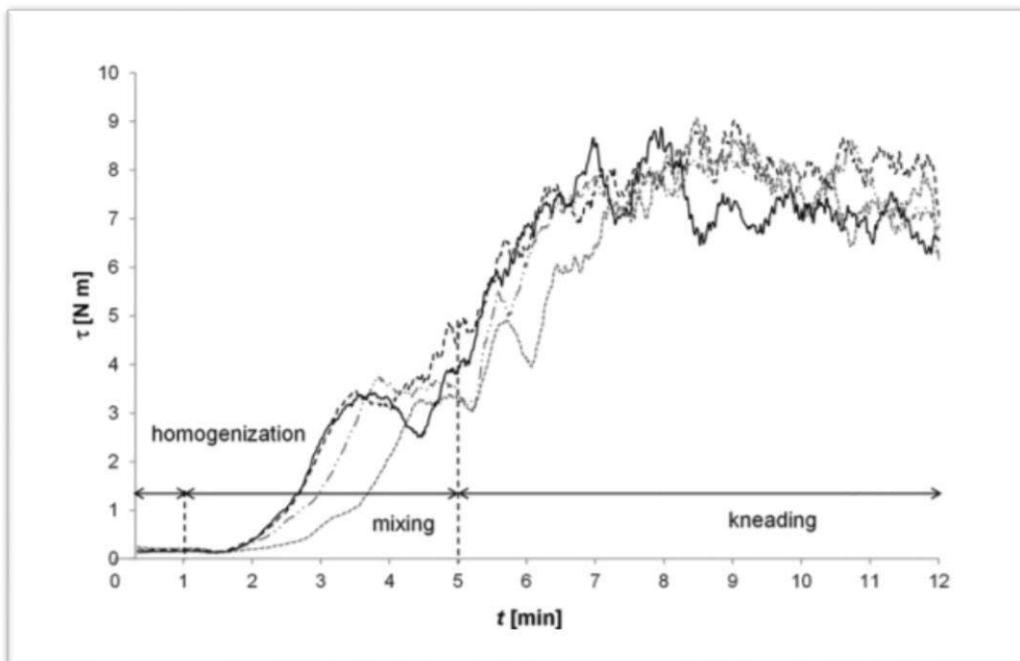
Para determinar la potencia necesaria, con el objetivo de mezclar un fluido de alta viscosidad y a una velocidad de rotación lenta, se parte de un trabajo realizado en la Universidad de San Pablo (Brasil). Allí se realizaron mediciones instantáneas del toque utilizado durante la mezcla de una muestra de masa de 3 kg. Dado que los fluidos de alta viscosidad requieren de un determinado tiempo para fluir, efectuar la mezcla a una velocidad de rotación elevada puede provocar que el mismo se comporte como un cuerpo sólido, por esta razón se controlara la velocidad de la máquina amasadora. Los componentes utilizados para llevar a cabo el experimento fueron: un motor, un reductor, las palas de mezclado y la batea de una amasadora comercial adaptada mecánicamente a un reómetro. Controlando la velocidad de rotación de las palas de mezcla se midió la respuesta del toque generado por la misma y se dividió en 3 etapas de mezclado diferentes: homogenización a una velocidad baja, mezcla a una velocidad media y

amasado a alta velocidad. Además, se siguieron 2 protocolos para distintas condiciones de proceso como vemos en la siguiente tabla:

Protocol	Homogenization		Mixture		Kneading	
	$t$	$\omega$	$t$	$\omega$	$t$	$\omega$
	(min)	(rad/s)	(min)	(rad/s)	(min)	(rad/s)
1	1	2.62	4	10.58	11	26.39
2	1	5.24	4	10.58	6.7	26.39

**Tabla 6.2.2.1 – Condiciones de testeo en ensayos preliminares con reómetro dinámico**

Una vez colocados los ingredientes “secos” en la batea se fue añadiendo agua a un flujo constante durante 4 minutos. Utilizando diferentes tipos de harina y tras realizar varios ensayos se obtuvo la curva de toque en función del tiempo; dicha curva se mejoró tras tomar valores usando un promedio cada 20 segundos, logrando así una función más suave como vemos en la figura 6.2.2.2:



**Figura 6.2.2.2 – Torque en función del tiempo**

Como vemos en la figura 6.2.4 el torque alcanza un valor máximo, que resulta ser de 9,38 N.m para un tiempo de 9,1 minutos, y luego decrece dado que la masa alcanzó su

desarrollo final. Como dicho torque se obtuvo para una muestra de masa mucho menor, para nuestro diseño que resulta ser de 150Kg será:

$$3Kg \leftrightarrow 9,38 N.m$$

$$150 Kg \rightarrow 469 N.m$$

A partir de este valor y conociendo que la relación entre la potencia, el torque y la velocidad se obtiene la potencia necesaria siendo:

$$P = \tau * v = 469 [N.m] * 50 * \frac{2\pi [rad]}{60 [s]} = 2,455 [kW]$$

Dado que no se conocen los ingredientes exactos de las masas utilizadas en los ensayos y también que la maquina amasadora no se diseña para la mezcla de un único producto, como para nuestro caso el alfajor, sino que puede ser utilizada para distintas finalidades se toma un coeficiente de seguridad de aproximadamente el doble resultando la potencia:

$$P \approx 5,5[kW]$$

#### 6.2.2.1 Características del motorreductor

Antes de seleccionar un reductor de un fabricante vamos a analizar en que consiste dicho elemento de máquina, que ventajas y desventajas posee, los parámetros característicos para su selección y las recomendaciones previas a su instalación.

Un reductor es un componente cuya función es variar las r.p.m de entrada y entregar a la salida un valor de r.p.m distintas sin sacrificar demasiado la potencia disponible. Como todo sistema de reducción de velocidad los reductores presentan ciertas ventajas y desventajas que se detallan a continuación:

##### Ventajas:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga
- Buena regularidad de marcha tanto en la velocidad como en la potencia transmitida
- Mayor seguridad en la transmisión
- Dimensiones reducidas para grandes relaciones de transmisión
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje
- Menor tiempo requerido para su instalación
- Seguridad de funcionamiento y larga duración, soportando sobrecargas

Desventajas:

- Mayores pérdidas de potencia que otros sistemas
- A grandes potencias se debe tener muy en cuenta la evaluación del calor del sistema
- Mayores costos de instalación y montaje con equipos de alto rendimiento
- Costos elevados de algunos equipos
- Ruido durante el funcionamiento
- Requieren un mantenimiento más dedicado: control, cambio de lubricante, etc.

Los parámetros característicos son factores que definen un ítem para el caso de un reductor se resultan ser los siguientes:

1. Capacidad de carga, expresada por el par en el árbol de salida (fijada por el fabricante)
2. Par máximo admisible (en el árbol de salida)
3. Velocidad nominal de funcionamiento (en el árbol de entrada)
4. Relación de transmisión
5. Rendimiento: potencia nominal en el árbol de entrada
6. Cargas axiales y radiales admisibles en los arboles de entrada y salida

6.2.2.2 Resumen de parámetros requeridos del reductor

Siguiendo los parámetros característicos que presentan los motorreductores, descritos en el capítulo anterior, y teniendo en cuenta los valores requeridos para nuestra alternativa planteada se seleccionará el elemento de maquina en cuestión. Los valores de las variables requeridas fueron:

- Capacidad de carga mínima: 469 N.m
- Velocidad nominal de funcionamiento aproximada: 1500 RPM
- Relación de transmisión: 1:30
- Potencia mínima requerida: 5 kW

A partir de estos valores de referencia en los siguientes capítulos se seleccionará un motorreductor que cumpla con las condiciones mínimas planteadas.

### 6.2.2.3 Recomendaciones de instalación

Como todo elemento de maquina la instalación del reductor es fundamental para que se verifique su correcto funcionamiento teniendo en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Las unidades deben montarse sobre bases firmes para eliminar vibraciones y desalineamientos en los ejes.
- Si la transmisión de la unidad a la maquina es por acople directo entre ejes, es indispensable garantizar una perfecta alineación y centrado. Si la transmisión se hace por cadenas o correas, la tensión dada a estos elementos debe ser recomendada por el fabricante con una previa alineación entre los piñones o poleas.
- Las unidades de acoplamiento deben montarse cuidadosamente sobre los ejes para no dañar los rodamientos y lo más cercanas a la carcasa para evitar cargas de flexión sobre los ejes.

Antes de poner en marcha los reductores de velocidad es necesario verificar que la conexión del motor sea la adecuada para la tensión de la red eléctrica.

### 6.2.2.4 Selección del motorreductor y análisis de casos posibles

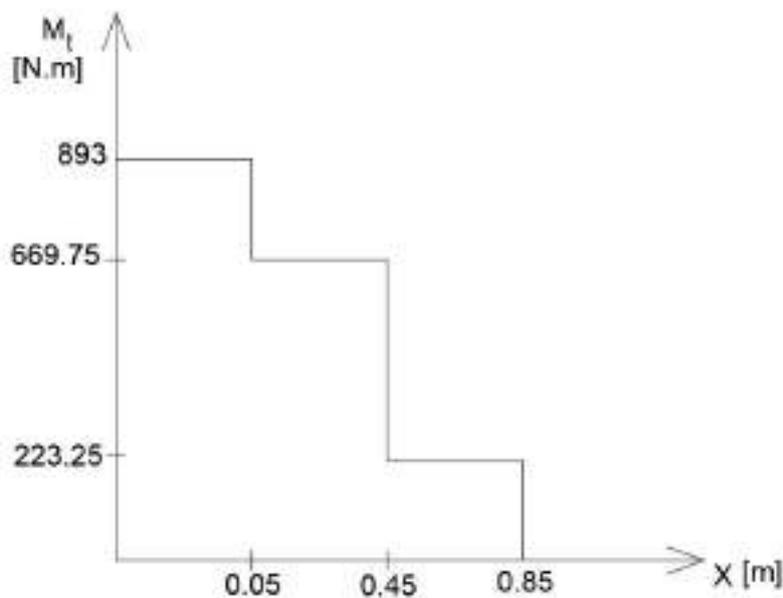
Finalmente se selecciona un motorreductor del fabricante Lentax 7,5 HP, teniendo en cuenta que si en algún momento es necesario reemplazar dicho componente sea de fácil acceso en el mercado local (que sea universal). Seleccionamos un motorreductor sin fin corona de las siguientes características (catalogo en el Anexo 2):

- Potencia: 5,5 kW (7,5 HP)
- Momento útil: 893 Nm
- Relación de transmisión: 29
- Velocidad aproximada de entrada: 1465 RPM
- Velocidad aproximada de salida: 51 RPM

El siguiente paso consiste en tomar algunas hipótesis simplificadoras para el diseño del eje tales como:

- El torque no varía entre la salida del motorreductor y el eje conectado a las palas de mezclado (no hay pérdida de torque en la cadena)
- Las palas de mezclado se reemplazan por vigas en voladizo conectadas al eje y este se encuentra apoyado entre dos puntos
- El torque se reparte de manera equitativa en cada viga ( $\tau_1 = \tau_2 = \tau_3 = \tau_4$ ) y disminuye a lo largo del eje

Estas hipótesis no son las más conservativas, pero son las que se asemejan más a la realidad. Dicho esto, se analizarán dos casos: uno con las palas en posición vertical y otro con las palas en horizontal. En el primer caso solo media pala estará sometida a esfuerzos dado que la otra mitad se encuentra en una zona donde no hay masa; en el segundo toda la pala está en contacto con la masa y por lo tanto están soportando carga. En la figura 6.2.2.4.1 vemos como varia el toque en función de la distancia del eje de acuerdo a las hipótesis planteadas:



**Figura 6.2.2.4.1 – Variación del momento torsor a lo largo del eje**

En cada viga el torque aplicado disminuye un 25% y siendo un total de cuatro a lo largo del eje, el momento se consume en la última.

A partir relación de la relación que existe entre torque, fuerza y distancia, se calcula el valor de la fuerza en cada viga. Consideramos que la misma esta aplicada en el extremo y que la longitud de las palas es “r”.

$$\tau = F * r$$

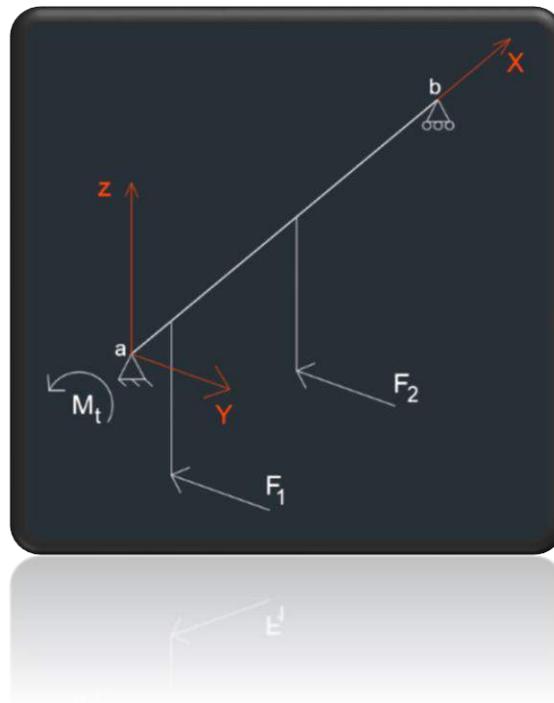
Consideramos además que en la primera viga tenemos todo el toque que nos entrega el motor asumiendo que no se pierde nada en la transmisión. Si reemplazamos para cada viga obtenemos los valores de las fuerzas aplicadas en sus extremos:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = \frac{\tau}{r} = \frac{223,25 \text{ Nm}}{0,38 \text{ m}} = 587,5 \text{ N}$$

La fuerza aplicada a las palas de amasado no es puramente perpendicular pero el ángulo de inclinación posee un valor muy pequeño,  $\theta \ll \ll$ , por lo que consideraremos que la fuerza aplicada es plenamente vertical y la componente axial es depreciable.

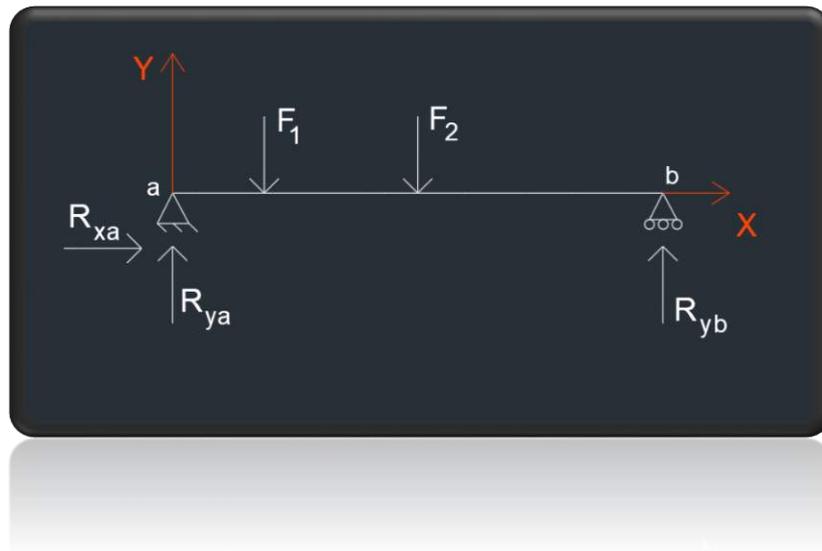
#### 6.2.2.4.1 Caso 1

En este caso de análisis, que corresponde a una barra entre dos apoyos y las vigas están en vertical, solo trabaja la mitad de las palas de mezclado como vemos en la figura 6.2.2.4.1.1:



**Figura 6.2.2.4.1.1 – Análisis de fuerzas aplicadas caso 1**

Tomamos el plano x-y y hacemos sumatoria de fuerzas y momentos para obtener las reacciones en los apoyos como vemos en la figura 6.2.2.4.1.2:



*Figura 6.2.2.4.1.2– Diagrama de fuerzas caso 1*

$$\sum F_y = R_{ya} + R_{yb} - F_1 - F_2 = 0$$

$$\sum M_z^a = R_{yb} * d - F_1 * d_1 - F_2 * d_2 = 0$$

Siendo:

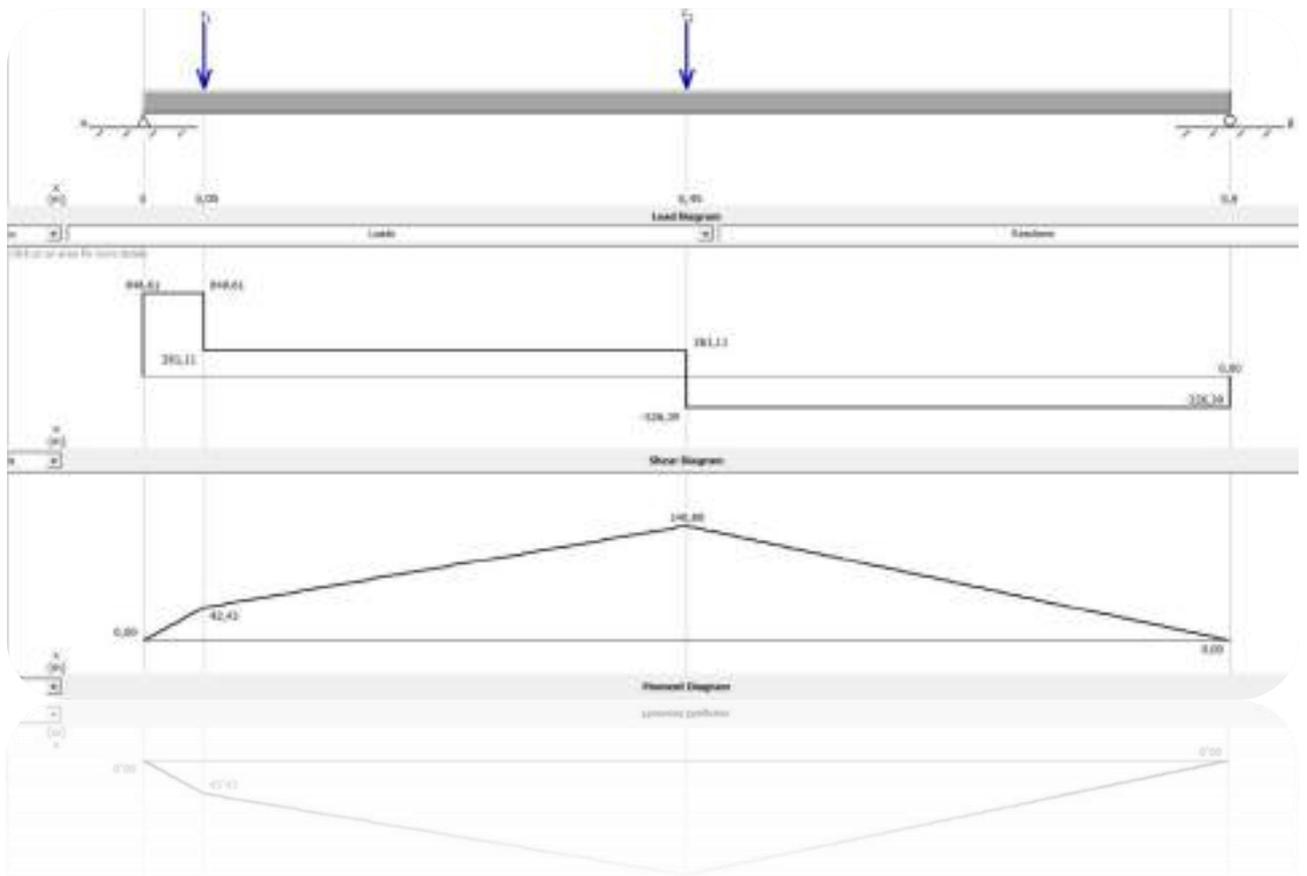
- $d_1 = 0,05 \text{ m}$
- $d_2 = 0,45 \text{ m}$
- $d = 0,9 \text{ m}$

Remplazando los valores se despejan las reacciones en los apoyos:

$$R_{ya} = 848,61 \text{ N}$$

$$R_{yb} = 326,39 \text{ N}$$

Una vez obtenidos dichos valores se graficaron los diagramas de corte y momento utilizando el programa Md Solid:



**Figura 6.2.2.4.1.3 – Diagrama de corte y momento caso 1**

Una vez obtenidos los valores de los momentos flectores y torsores, se calcularon los diámetros de las secciones por Norma ASME a partir de la siguiente ecuación:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm} * (1 - \lambda^4)} * \sqrt{\left(C_f * M_f + \frac{W * F_a * D * (1 - \lambda^2)}{8}\right)^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

Donde:

- $D_e$ : Diámetro mínimo del árbol para la sección analizada.
- $d$ : Diámetro interior del árbol.
- $D$ : Diámetro exterior del árbol.
- $C_f$ : Coeficiente de flexión.
- $C_t$ : Coeficiente de torsión.
- $M_f$ : Momento flector.
- $M_t$ : Momento torsor.
- $\sigma_{adm}$ : Tensión admisible del material.

Y considerando:

- $\lambda = d/D = 0$  (por ser árbol macizo).
- $F_a$  se desprecia.

Entonces:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm}} * \sqrt{(C_f * M_f)^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

Para obtener la tensión admisible se toma el menor de los siguientes valores, tomados de un acero inoxidable AISI 304:

$$0,35 * \sigma_r = 570 \text{ MPa} * 0,35 = 199,5 \cong 200 \text{ MPa}$$

$$0,6 * \sigma_f = 245 \text{ MPa} * 0,6 = 147 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{adm} = 147 \text{ MPa}$$

Los coeficientes  $C_t$  y  $C_f$  se eligieron de acuerdo a la tabla 5.2.1.1:

Carga	constante o gradualmente aplicada	súbita con choques ligeros	súbita con choques importantes
$C_f$	1,2 a 1,5	1,5 a 2	2 a 3
$C_t$	1 a 1,2	1,2 a 1,5	1,5 a 3

**Tabla 6.2.2.4.1.1 – Coeficientes de flexión y torsión**

Se seleccionan valores constantes de carga o gradualmente aplicada siendo:

- $C_t = 1$
- $C_f = 1,2$

Remplazando para los segmentos correspondientes obtenemos:

- Segmento 1 ( $M_f : 42,43 \text{ Nm}$  y  $M_t : 893 \text{ Nm}$ )

$$D_{e1} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 147 \text{ MPa}} * \sqrt{(1,2 * 42,43 \text{ Nm})^2 + (1 * 893 \text{ Nm})^2}} = 39,57 \text{ mm}$$

- Segmento 2 ( $M_f : 146,88 \text{ Nm}$  y  $M_t : 669,75 \text{ Nm}$ )

$$D_{e2} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 147 \text{ MPa}} * \sqrt{(1,2 * 146,88 \text{ Nm})^2 + (1 * 669,75 \text{ Nm})^2}} = 36,34 \text{ mm}$$

Como complemento se realizaron los diagramas de corte, momento, tensión y deformación en Solid Works obteniendo los siguientes resultados:

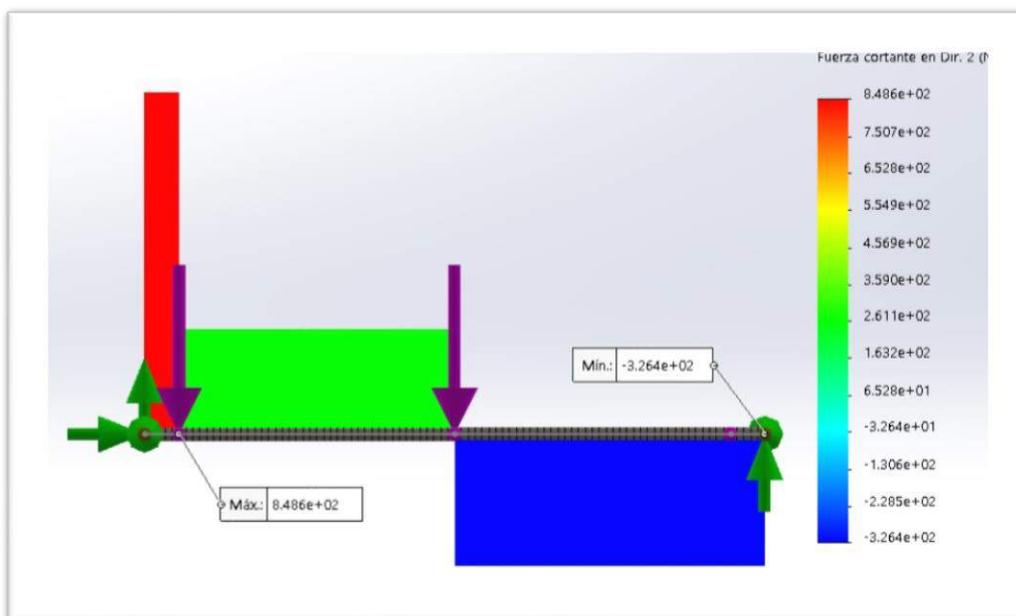


Figura 6.2.2.4.1.4– Simulación del diagrama de corte caso 1

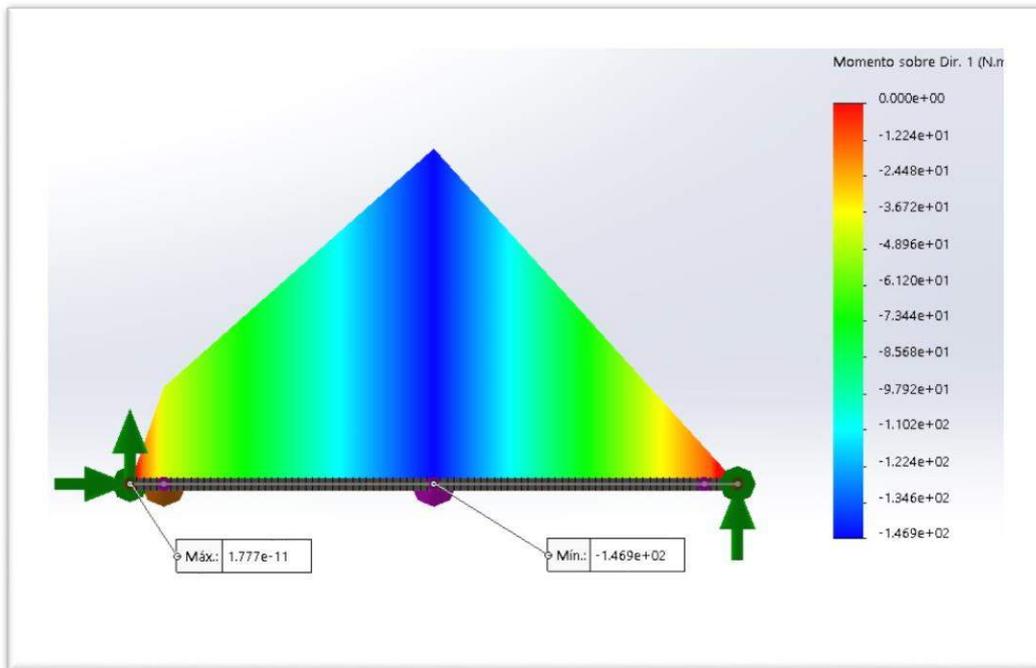


Figura 6.2.2.4.1.5 – Simulación del diagrama de momento caso 1

Los diagramas de corte y momento corresponden a los obtenidos analíticamente. Si analizamos el diagrama de tensiones podemos ver que la máxima tensión está lejos de la admisible y que el desplazamiento máximo se da en el centro de la viga.

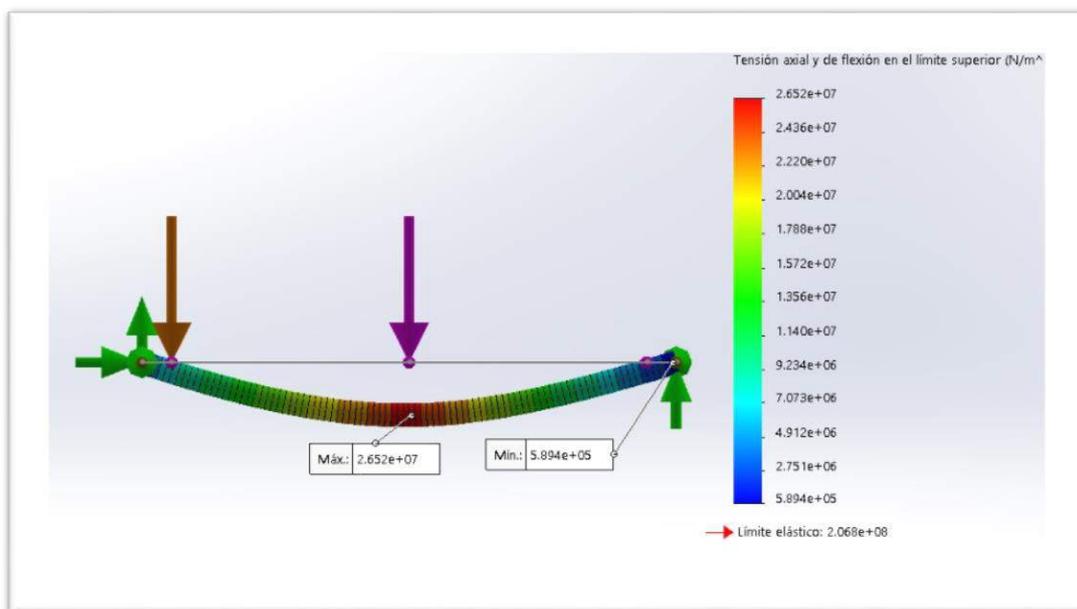
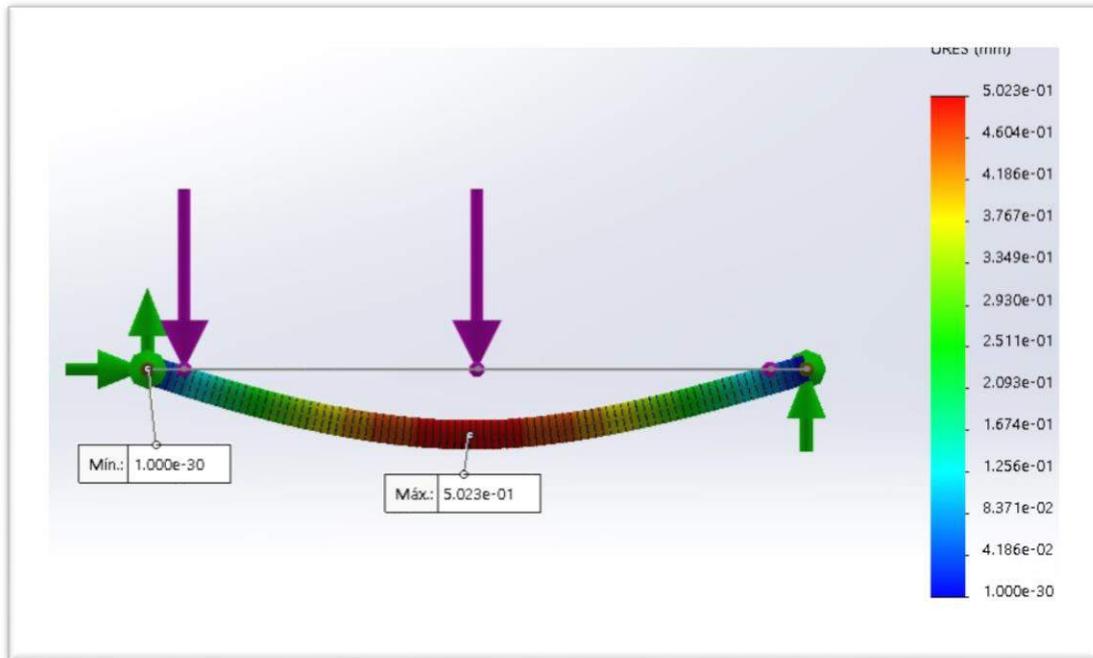


Figura 6.2.2.4.1.6 – Simulación de tensiones del caso 1

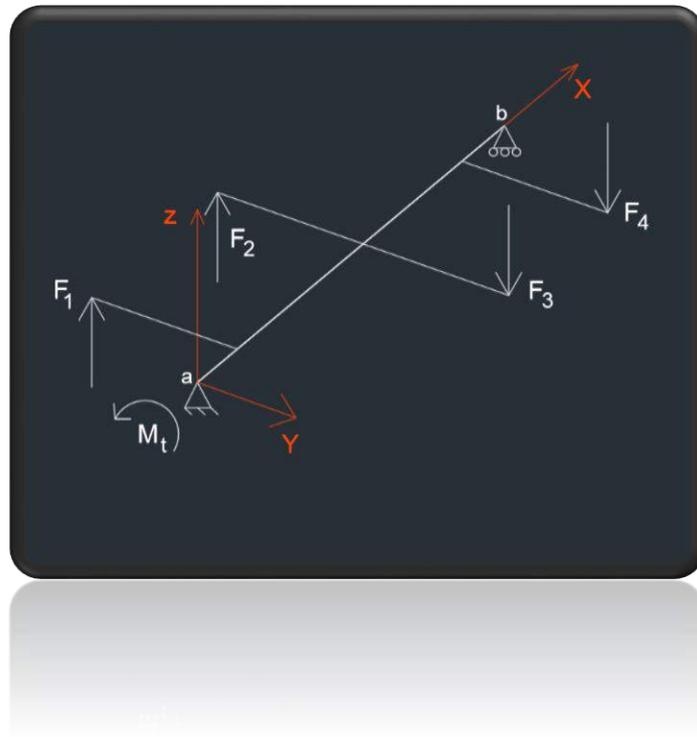


*Figura 6.2.2.4.1.7 – Simulación de flexión del caso 1*

Para todo lo analizado anteriormente los valores obtenidos cumplen con las tensiones admisibles del material seleccionado y su desplazamiento máximo, a pesar de ser de valor reducido, será tenido en cuenta al momento de ensamblar todas las piezas de la máquina.

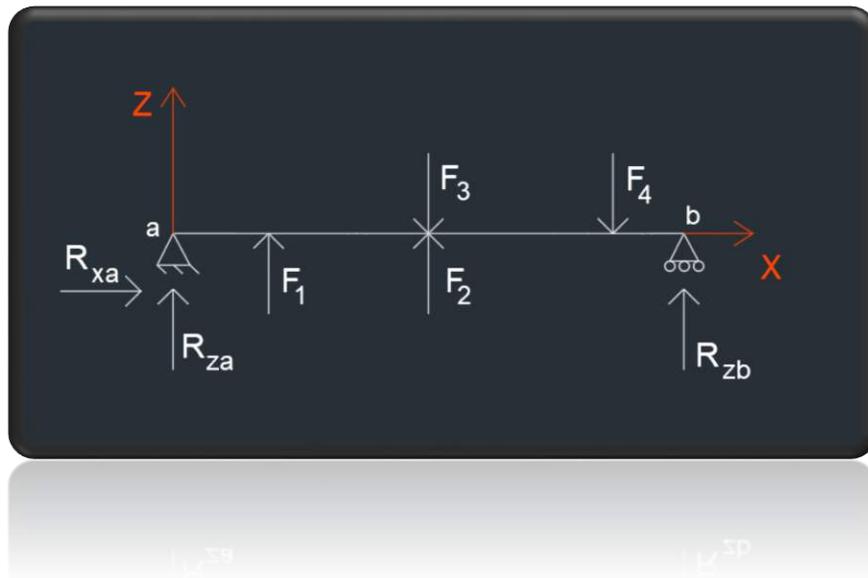
### 6.2.2.4.2 Caso 2

El segundo caso que se analiza corresponde al momento en que las palas de mezclado se encuentran en posición horizontal y por lo tanto todas están sometidas a esfuerzos tales que:



**Figura 6.2.2.4.2.1 - Análisis de fuerzas aplicadas caso 2**

Para este caso se analizó el hecho de que las vigas donde están aplicadas las fuerzas  $F_2$  y  $F_3$  están una saliendo de la masa y la otra entrando. Por lo tanto, existen dos fuerzas: una para liberarse de la masa, como si fuera un efecto ventosa, y otra fuerza que empuja la masa hacia abajo. El peor caso donde esta situación se da es cuando la masa está húmeda. Finalmente, se considera que ambas son iguales y de sentido contrario. Ahora el plano analizado es el z-x por lo tanto se tiene el siguiente esquema de la figura 6.2.2.4.2.2:



**Figura 6.2.2.4.2.2– Diagrama de fuerzas caso 2**

$$\sum F_z = R_{za} + R_{zb} + F_1 + F_2 - F_3 - F_4 = 0$$

$$\sum M_y^a = R_{zb} * d + F_1 * d_1 - F_4 * d_4 = 0$$

\*Aclaración: como  $F_2$  y  $F_3$  tienen el mismo valor y están a la misma distancia entonces se cancelan y no se las tiene en cuenta.

Siendo:

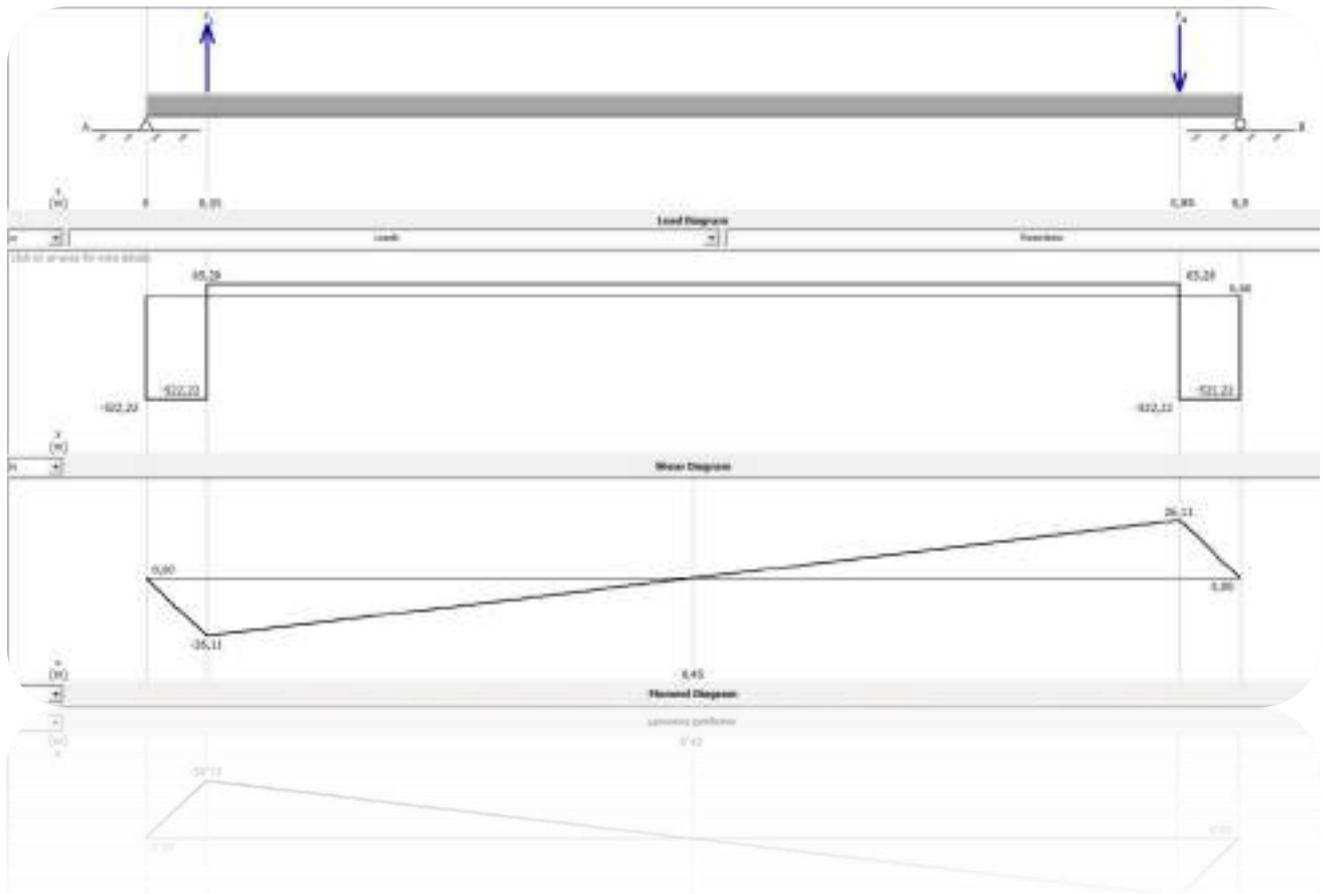
- $d_1 = 0,05 \text{ m}$
- $d = 0,9 \text{ m}$
- $d_4 = 0,85 \text{ m}$

Reemplazando los valores se despejan las reacciones en los apoyos:

$$R_{za} = -522,22 \text{ N}$$

$$R_{zb} = 522,22 \text{ N}$$

Una vez obtenidos dichos valores se graficaron los diagramas de corte y momento utilizando el programa Md Solid:



**Figura 6.2.2.4.2.3– Diagrama de corte y momento caso 2**

Nuevamente aplicamos la fórmula:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm}} * \sqrt{(C_f * M_f)^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

Y considerando:

- $C_t = 1$
- $C_f = 1,2$
- $\sigma_{adm} = 147 \text{ MPa}$



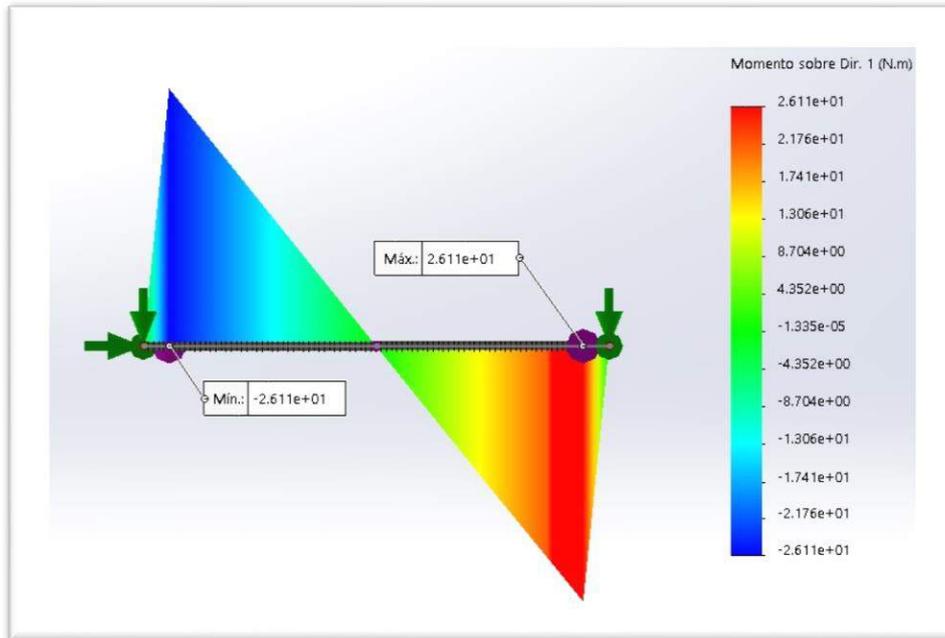


Figura 6.2.2.4.2.5– Simulación del diagrama de momento caso 2

Los diagramas de corte y momento corresponden nuevamente a los obtenidos analíticamente. Si analizamos el diagrama de tensiones podemos ver que la máxima tensión está lejos de la admisible y que el desplazamiento máximo ya no se encuentra en el centro de la viga, sino que está en un punto entre el apoyo y el centro del eje.

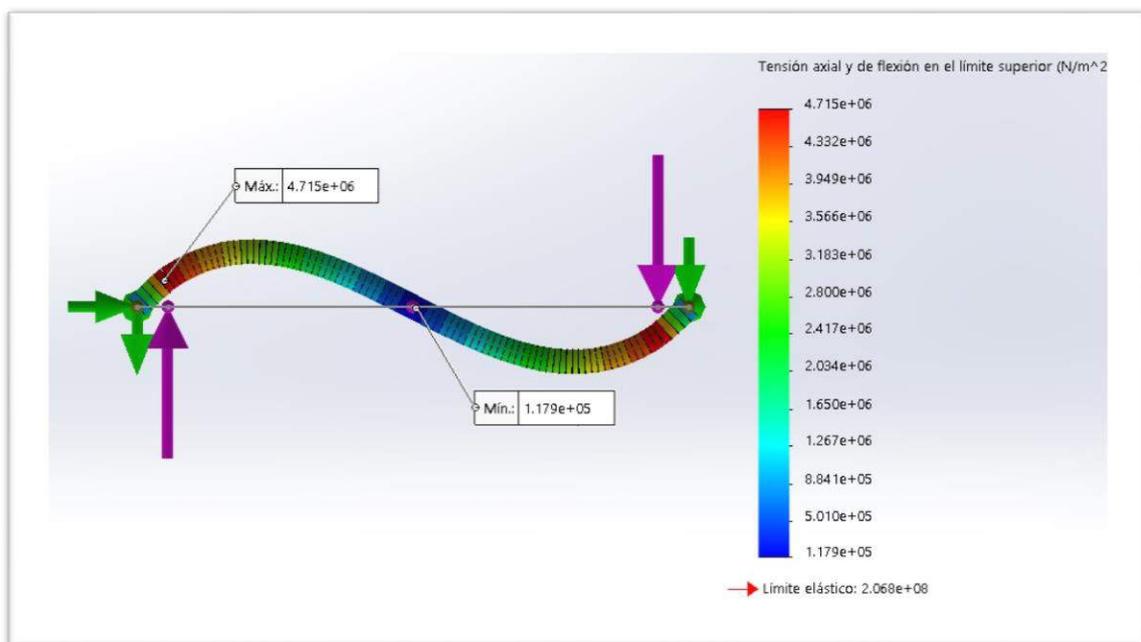
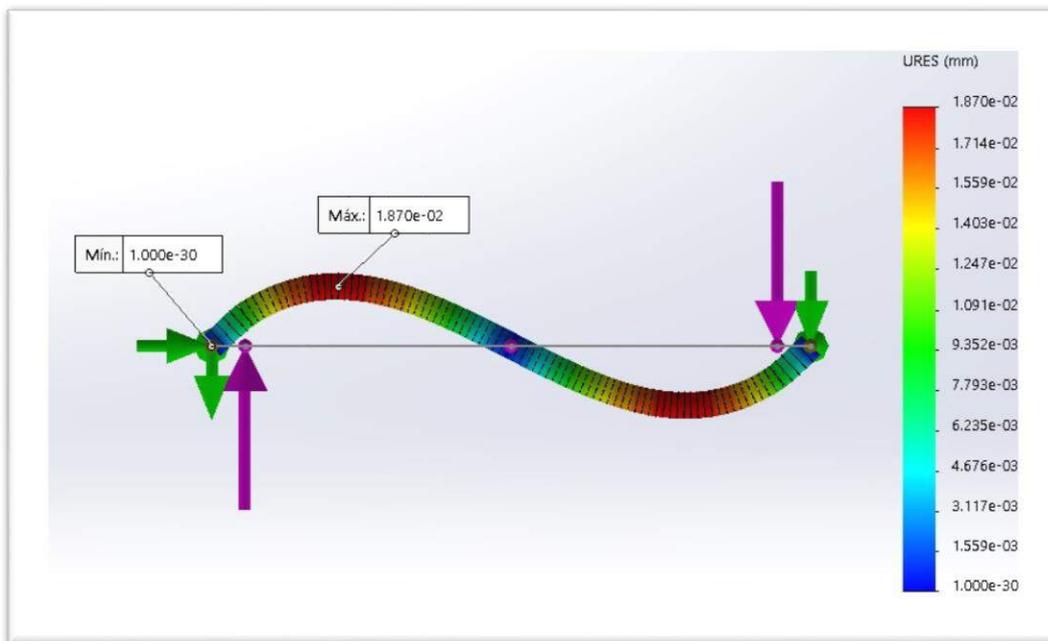


Figura 6.2.2.4.2.6– Simulación de tensiones del caso 2



**Figura 6.2.2.4.2.7– Simulación de flexión del caso 2**

Los resultados obtenidos en el análisis del caso 1 resultaron ser más desfavorables, por lo que se escoge el diámetro del eje obtenido en esa situación. Además, si los resultados de las tensiones y flexiones son admisibles para la suposición hecha, cuando la pala tenga las formas y dimensiones vitas en el inicio del apartado 5.2. su superficie en contacto con la masa será mayor y dichos esfuerzos resultan menores y aceptables. Finalmente, el valor del diámetro es de 40 mm pero siguiendo con los criterios de diseño se opta por sobredimensionar el eje en un factor de 1,5 para un valor final del mismo:

$$D_{final} = D * \text{coeficiente sobredimensionamiento} = 40 * 1,5 = 60 \text{ [mm]}$$

El material de construcción para esta pieza es acero inoxidable AISI 304.

### 6.2.2.5 Verificación por Soderberg

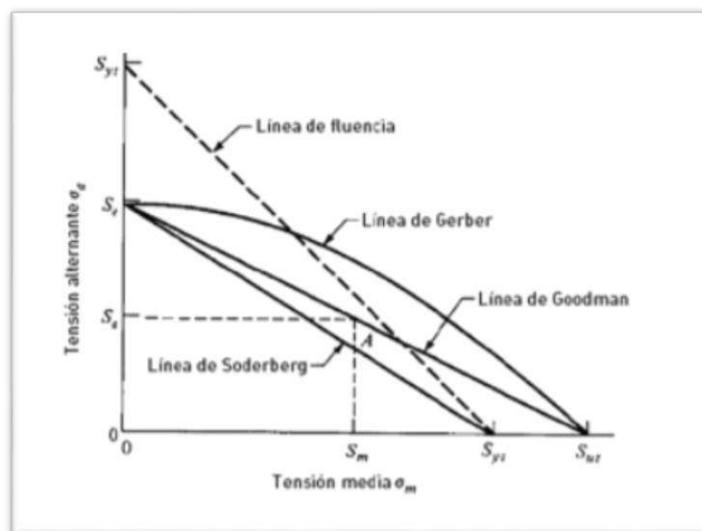
Este criterio de resistencia a la fatiga es utilizado para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes con componente de tensión media positiva. Se basa en los valores de tensión media y alternante en el punto analizado. La ecuación que se utiliza para definir esta teoría de falla es la siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_{yt}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = 1$$

Donde:

- $S_{yt}$ : límite de fluencia a la tensión
- $S_e$ : límite a la fatiga modificado
- $\sigma_m$ : tensión alternante
- $\sigma_a$ : tensión media

A partir de dichos valores se construye el siguiente diagrama:



**Figura 6.2.2.5.1– Criterios de falla por carga fluctuante**

Que es equivalente al siguiente:

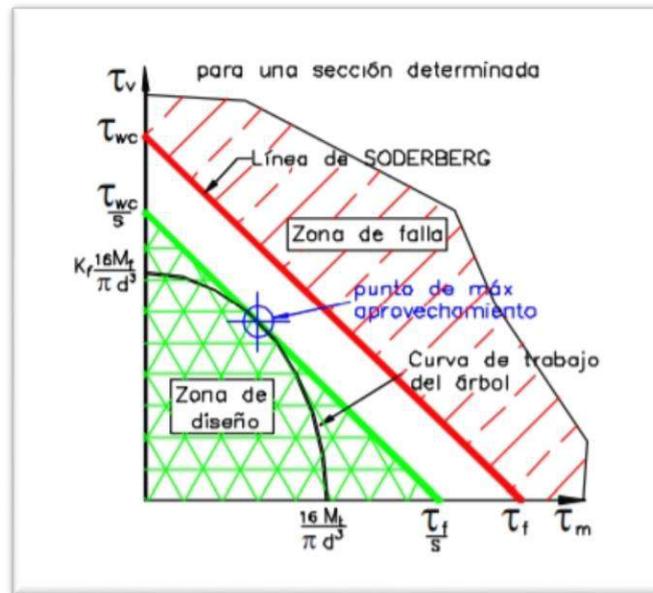


Figura 6.2.2.5.2– Análisis de falla por Soderberg

A partir de la construcción de este gráfico se puede verificar si las secciones adoptadas se encuentran en la zona de diseño aceptable o no. Otro método, que no resulta ser gráfico, consiste en la aplicación de una fórmula a partir de la cual obtenemos el mínimo diámetro requerido para que satisfaga las condiciones de funcionamiento resultando ser:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * s}{\pi} * \sqrt{(M_t / \sigma_f)^2 + (K_f * M_f / \sigma_{wc})^2}}$$

Donde:

- $d$  = diámetro mínimo necesario de la sección analizada (cm)
- $s$  = coeficiente de seguridad
- $M_t$  = momento torsor actuante (kgcm)
- $\sigma_f$  = tensión de fluencia del acero adoptado  $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$
- $K_f$  = concentrador de tensión
- $M_f$  = momento flector actuante (kgcm)
- $\sigma_{wc} = \sigma_w * C_S * C_T * C_C$  límite de fatiga corregido  $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$

Siendo:

$$\sigma_w = 0,5 * \sigma_{rot} \text{ para aceros de } \sigma_{rot} < 14000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_w = 7000 \text{ kg/cm}^2 \text{ si } \sigma_{rot} \geq 14000 \text{ kg/cm}^2$$

Antes de poder calcular el valor del mínimo diámetro aceptable debemos obtener los valores de los coeficientes que están involucrados en su fórmula:

1.  $K_t$ : Factor teórico que tiene en cuenta las discontinuidades geométricas que pueden aparecer tales como: chaveteros, ranuras para seguer, roscas, escalones (salto de diámetro). Para nuestro análisis el eje tendrá el mismo diámetro en toda su longitud y las palas de mezclado estarán sujetadas mediante chaveteros. El valor sale del siguiente grafico dado que el eje estará sometido tanto a esfuerzos de flexión como torsión:

Flexión alternativa	Flexión y torsión alternativas
$K_t = 1,8$ (con topos, c/ fresa cilindrica)	$K_t = 3$
$K_t = 1,4$ (corredera deslizable, c/ fresa disco)	

Por lo tanto,  $K_t=3$ .

2.  $K_f$ : Factor físico que considera que no todos los materiales poseen idéntica sensibilidad ante el mismo  $K_t$ . Este factor incrementa la carga alternativa actuante en la sección analizada y se calcula de la siguiente manera:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

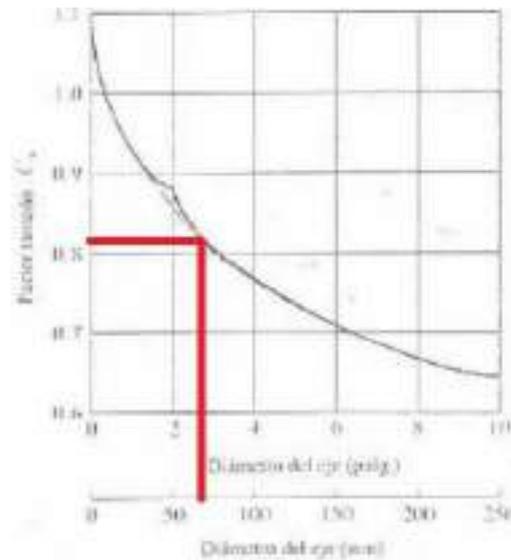
Donde  $q$  es el coeficiente de sensibilidad a las ranuras o a la entalla y su valor, que varía entre 0 y 1, depende del tipo de material. Se toma un valor intermedio entre los extremos y se calcula el  $K_f$  como:

$$K_f = 1 + 0,5(3 - 1) = 2$$

3.  $S$ : Coeficiente de seguridad que considera condiciones de incertidumbre moderada en relación a las propiedades del material y naturaleza de la carga con choques suaves. En situaciones típicas en la industria y para elementos de maquina se adopta un valor de 3.
4.  $C_s$ : factor por superficie o por acabado superficial dado que la terminación de la pieza no se encuentra perfectamente pulida. Este factor tiene en cuenta irregularidades superficiales ya que las mismas son concentradores de tensiones y su presencia disminuye la resistencia a la fatiga de la sección. Su valor puede ser estimado a partir de las siguientes ecuaciones:

Maquinado o estirado en frio: $C_s = 2,70 \sigma_{rot}^{-0,265}$	Rectificado: $C_s = 1,34 \sigma_{rot}^{-0,085}$
--	---

O puede ser estimado mediante el uso de gráficos como para nuestro caso para un eje de 60 mm:



Por lo tanto, se el valor del coeficiente resulta ser de 0,82.

5.  $C_T$ : Factor por tamaño; dado que el diámetro de la probeta de ensayo de fatiga es de 7,6 mm y el de la sección puede ser bastante diferente, este factor disminuye la resistencia a la fatiga de la sección ya que tiene en cuenta el gradiente de tensiones dentro del material y la probabilidad de que una sección presente un defecto que pueda dar lugar a que se inicie una fractura por fatiga. Su cálculo corresponde a:

$7,6\text{mm} < d < 50\text{mm} \dots\dots\dots C_T = 0,85$	$d > \hat{=} 50\text{mm} \dots\dots\dots C_T = 0,75$
---	--

Luego  $C_T = 0,75$  dado que el diámetro resulto ser mayor a 50mm.

6.  $C_C$ : Factor por confiabilidad. La resistencia por durabilidad, resistencia a la fatiga o de vida infinita, obtenida de tablas ó halladas por ensayos consiste en valores promedios que se obtienen con base a varias pruebas lo cual implica una confiabilidad del 50%. Si por algún motivo (condiciones de operación, uso de la máquina, etc.) se considera necesaria una confiabilidad mayor debe ponderarse con este coeficiente lo cual recae en una disminución de la resistencia a la fatiga de la pieza. El valor recomendado lo obtenemos de la siguiente tabla:

Confiabilidad deseada	$C_C$
0,50	1
0,90	0,90
<b>0,99</b>	<b>0,81</b>
0,999	0,75
0,999 999 999	0,52

Valor usual

7.  $W_H$ : tensión de rotura por fatiga o tensión de Wohler, dicho valor corresponde a 7000 kg/cm<sup>2</sup> dado que la tensión de rotura del acero AISI 304 supera los 14000 kg/cm<sup>2</sup>.

Reemplazando todos los coeficientes obtenidos se tiene:

$$\sigma_{wc} = \sigma_w * C_S * C_T * C_C = \frac{7000\text{Kg}}{\text{cm}^2} * 0,82 * 0,75 * 0,81 = 3487,05 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$K_f = 2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi} * \sqrt{(9106/2500)^2 + (2 * 432,7/3487,05)^2}} = 4,813 \text{ cm} = 48,13 \text{ mm}$$

Finalmente, el valor del diámetro requerido para los esfuerzos actuantes resulta ser menor al diámetro seleccionado para el eje de la amasadora por lo que cumple con la verificación por fatiga.

#### 6.2.2.6 Verificación por rigidez a la torsión

Cuando se tiene un árbol de diámetro constante o variable y este está sometido a un momento torsor constante aparecen deformaciones angulares que podemos calcular a partir de la Ley de Hooke, haciendo remplazos correspondientes, según la siguiente formula:

$$\beta = \frac{(180 * M_t * L)}{\pi * G * J_p} \text{ [grados]}$$

Siendo:

- $M_t$ : momento torsor [Kg.cm]
- $L$ : separación entre secciones [cm]
- $G$ : módulo de elasticidad transversal [Kg/cm<sup>2</sup>]
- $J_p$ : momento de inercia polar [cm<sup>4</sup>]

Los ángulos máximos recomendados son:

- < 20 ' / m transmisiones comunes y servicio ordinario
- < 15 ' / m cargas variables o árboles de más de 5 metros
- < 10 ' / m cargas bruscamente aplicadas o invertidas

Para poder obtener el valor de  $\beta$  tenemos que previamente calcular todos los términos que participan en su ecuación. El módulo de elasticidad lineal  $G$  se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)}$$

Donde:

- E: módulo de elasticidad lineal [Pa]
- $\nu$ : coeficiente de Poisson

Para un acero inoxidable AISI 304 el módulo de elasticidad lineal vale aproximadamente 193 GPa y el coeficiente de Poisson es de 0,3, reemplazando:

$$G = \frac{193 \text{ GPa}}{2 * (1 + 0,3)} = 74,23 \text{ GPa} = 1,968 * 10^6 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Mientras que el momento de inercia polar se calcula como:

$$J_p = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * 6^4}{32} = 127,23 \text{ cm}^4$$

Como el eje tiene un diámetro constante resultando ser su longitud de 90 cm y tiene aplicado un momento torsor constante de 9106 Kg.cm reemplazando obtenemos el valor de  $\beta$ :

$$\beta = \frac{(180 * 9106 * 90)}{\pi * 1,968 * 10^6 * 127,23} = 0,18 \text{ [grados]}$$

Como el valor máximo recomendado resulta ser de:

$$\beta_{\text{máx}} = 20 \text{ '}/m * 0,9m = 18^\circ$$

El árbol cumple con la condición dado que el valor obtenido es mucho menor que el máximo recomendado.

#### 6.2.2.7 Verificación por rigidez a la flexión

Con el fin de evitar problemas en el funcionamiento de árboles y ejes se fijan flechas máximas [fm] y cuyos valores deben ser respetados con el fin de asegurar una vida útil del elemento de maquina en cuestión.

$f_{\text{max}}$  recomendadas:

- < 0,8 mm/m árboles comunes
- < 0,01 del módulo donde va colocada un engranaje con montaje muy preciso
- < 0,1 del módulo donde va colocada un engranaje con montaje corriente

- $< 0,0015L$  para cojinetes o buje,  $L$  distancia de la flecha máxima al cojinete

El valor de las flechas máximas obtenidas en los casos 1 y 2 analizados en las secciones 6.2.2.4.1 y 6.2.2.4.2 se obtuvieron a partir del programa de simulación Solid Works y resultaron ser de:

- Caso 1= 0,5023 mm
- Caso 2= 0,0187 mm

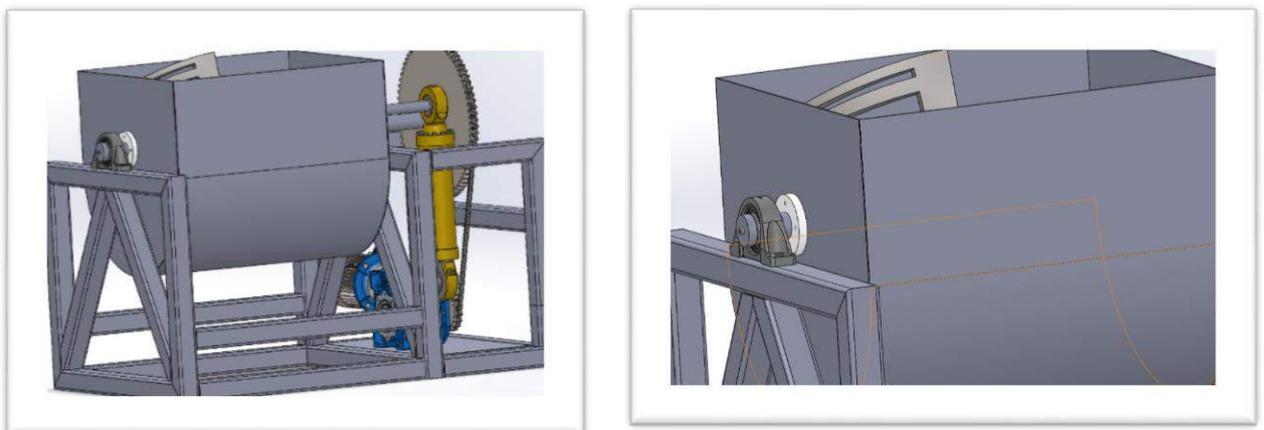
Si comparamos estos valores con el máximo recomendado para arboles comunes que resulta ser:

$$f_{max} = 0,8 \frac{mm}{m} * 0,9m = 0,72 mm$$

Tanto para el caso 1 como para el 2 la flecha máxima se encuentra por valores muy por debajo de la máxima recomendada por lo que cumple con la condición.

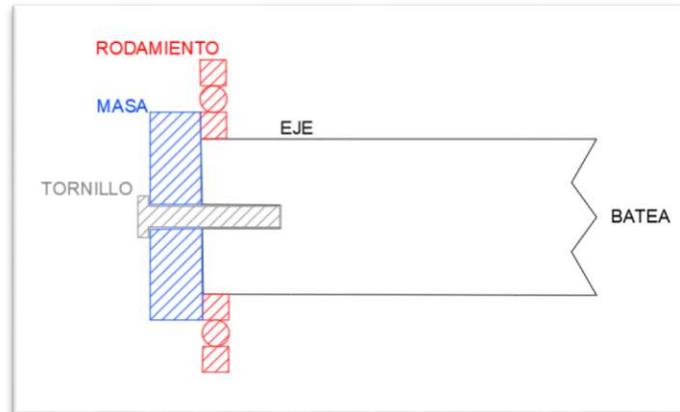
#### 6.2.2.8 Soporte axial del eje

Para soportar axialmente el eje se van a utilizar dos masas de un diámetro determinado con un tornillo que se inserta concéntricamente en el centro de las mismas y se enrosca en un huelgo hecho en la tapa de cada extremo del eje. Como cada uno de estos presenta distintos elementos vamos a analizar cada caso por separado. El primero es el caso donde en el extremo del eje solo se encuentra el portarodamiento que está unido a la estructura como vemos en la siguiente figura:



**Figura 6.2.2.8.1– Masa de retención axial en el extremo con rodamiento**

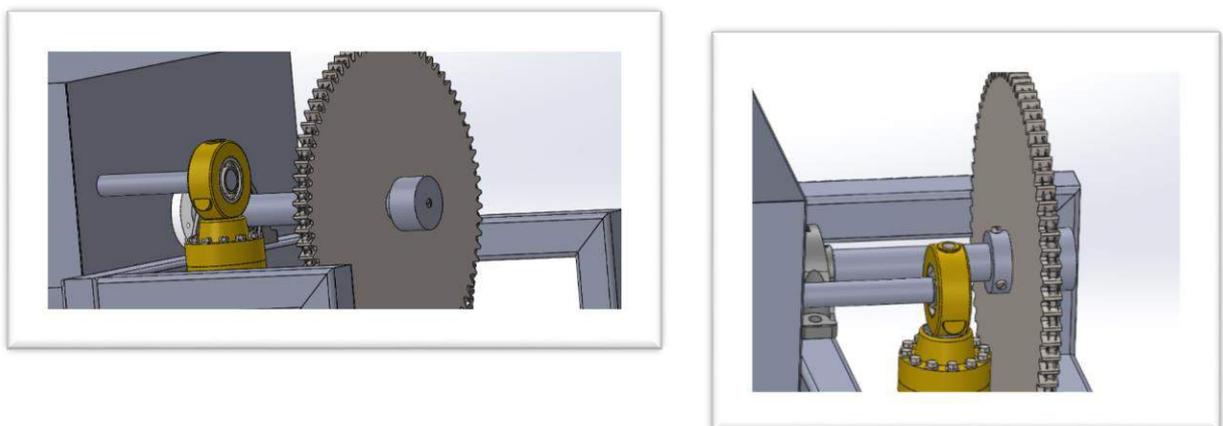
Si analizamos un corte de esta situación encontramos lo siguiente:



**Figura 6.2.2.8.2– Vista en corte del extremo del eje con rodamiento**

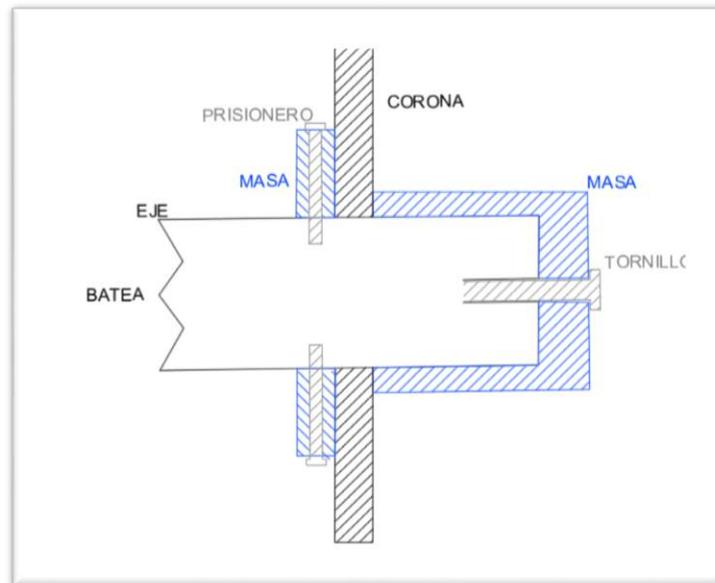
Como vemos el diámetro de la masa coincide con la parte fija del rodamiento. Esto debe ser así dado que cuando la maquina se encuentre en funcionamiento no exista roce entre la masa y la parte móvil del rodamiento lo cual provocaría el desgaste de los mismos. Además, vemos como el tornillo atraviesa tanto la masa como el eje y los une para evitar el desplazamiento axial.

En el extremo opuesto del eje nos encontramos con la corona por lo que se realizaron dos sujeciones axiales como vemos en las siguientes figuras:



**Figura 6.2.2.8.3– Masa de retención y masa con prisionero en ambos lados de la corona**

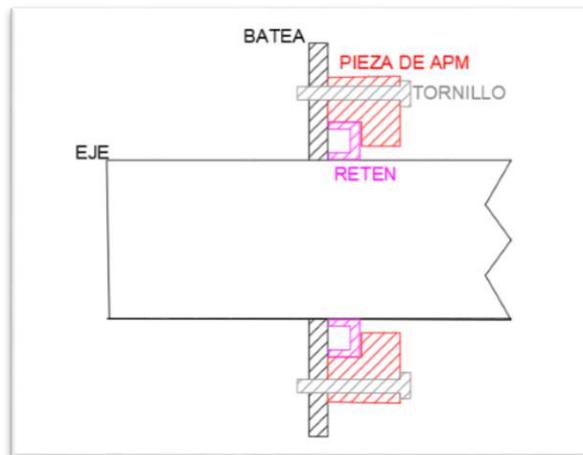
En el extremo se utilizó una masa similar a la del caso anterior con un tornillo pasante a través de su espesor, pero la forma de la misma es distinta dado que en este caso no ejerce contacto contra un rodamiento. Del lado interno de la corona, el más cercano a la batea, se utiliza también una masa en forma de anillo que posee prisioneros que ejercer fuerza sobre el eje y evitan el movimiento de la corona axialmente. De esta manera todos los movimientos quedan totalmente restringidos. En la siguiente figura vemos un corte del mismo con cada elemento en cuestión:



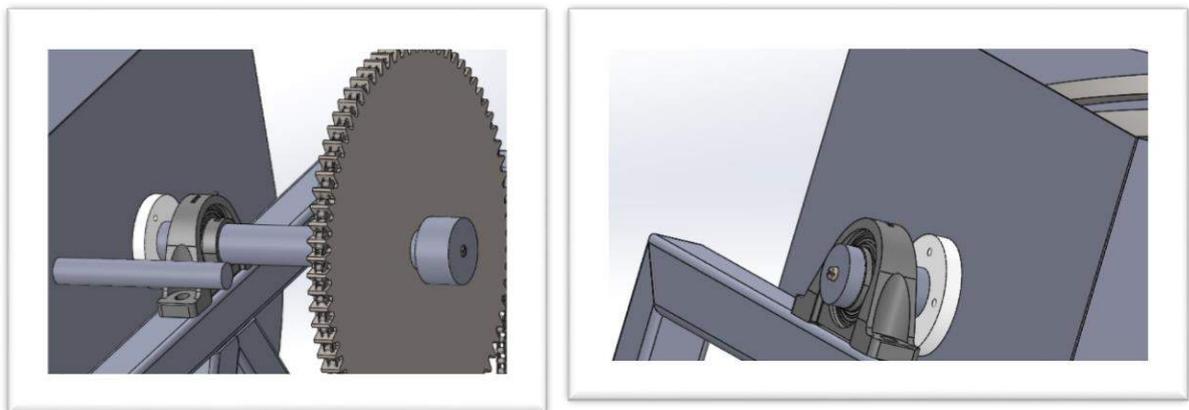
**Figura 6.2.2.8.4– Vista en corte del extremo del eje con corona**

#### 6.2.2.9 Vinculación entre eje y batea

Para enlazar la batea al eje se utiliza una pieza de un material que puede estar en contacto con el producto alimenticio, el APM. Este material plástico se utiliza en conjunto de unos retenes para unir estos elementos y de esta forma se evita la salida del producto durante el funcionamiento de la amasadora. A la pieza de APM se le realizan una serie de agujeros que coincidirán con los respectivos orificios en la batea y a través de un tornillo de acero inoxidable se logra la unión de los mismos, evitando así, el movimiento entre estos. En la siguiente figura vemos un corte de lo explicado anteriormente donde el eje pasa por la batea y por la pieza de APM en forma de anillo, donde se alojan los retenes:



**Figura 6.2.2.9.1– Vista en corte de la batea, pieza de APM, tornillo y reten**



**Figura 6.2.2.9.2– Pieza de APM en ambos del eje en contacto con la batea**

Para seleccionar el reten en cuestión se deben tener en cuenta el diámetro del alojamiento, la altura y el tipo de reten. Para este caso particular seleccionamos el reten de la marca DBH n° 9444 que posee un diámetro de alojamiento de 72 mm, una altura de 8 mm y es del tipo Lx. De acuerdo a estas medidas serán las que correspondan al huelgo interno que llevara la pieza de APM para alojarlos. En cuanto a los tornillos se seleccionan de acero inoxidable M8 por lo que los agujeros tanto en la batea como en la pieza plástica deben ser de diámetro 9 mm.

### 6.3 Selección de los rodamientos

Dado que el eje gira con una cierta velocidad, en sus extremos es necesario montar un elemento de máquina que reduce la fricción y cuyo movimiento resulta ser el de rodadura. Por lo tanto, elegimos rodamientos (uno en cada extremo del eje), cuyas variables de selección resultan:

- Magnitud y dirección de la carga aplicada (axial, radial, etc.)
- Velocidad de giro
- Temperatura
- Rozamiento
- Rigidez del apoyo
- Giro silencioso
- Precisión
- Duración
- Adaptabilidad angular

Para nuestro caso particular nos interesa que el rodamiento soporte la carga aplicada, tanto radial como axial si apareciera, que tenga duración, que tengan tapas laterales (obturadoras) de contaminantes y que sea silencioso. Esto no quiere decir que las demás variables no sean importantes, pero se descartaron dado que para el funcionamiento de la amasadora no resultan fundamentales. Suponiendo que la amasadora funciona 8 horas por día en 20 días por mes y los 12 meses del año, calculamos la vida esperada como:

$$25 \text{ rpm} * 60 = 1500 \frac{\text{rev}}{\text{h}} * 8 \frac{\text{h}}{\text{dia}} = 12000 \frac{\text{rev}}{\text{dia}} * 20 \frac{\text{dias}}{\text{mes}}$$

$$240000 \frac{\text{rev}}{\text{mes}} * 12 \text{ meses} = 2880000 \text{ rev}$$

Los datos para su selección que fueron calculados en las secciones anteriores son:

- Diámetro interior: 60 mm
- Vida esperada: 2880000 rev

A partir de esto se seleccionan rodamientos de bolas del fabricante SKF cuyo catálogo lo encontramos en el Anexo 4. Por más que las cargas axiales sean despreciables, puede que en el funcionamiento de la máquina aparezcan.



Del catálogo podemos extraer la capacidad estática y dinámica que posee este rodamiento en particular y cuyos valores resultan:

$$C = 56,1 \text{ kN} (\text{Capacidad dinámica})$$

$$C_0 = 50 \text{ kN} (\text{Capacidad estática})$$

La capacidad de carga de un rodamiento es una variable que indica que tantas revoluciones va a durar el elemento de maquina cuando se le aplica una carga dada. Con ella determino tamaño, duración y fiabilidad del rodamiento. Se puede dividir en dos: la capacidad de carga dinámica es aquella que va a poder soportar el rodamiento asegurando un millón de revoluciones sin que se produzca el fenómeno de pitting. Por otro lado, la capacidad de carga estática es aquella que tiene que soportar el rodamiento para una cierta carga cuasi estática. Otra característica que presentan los rodamientos es la carga equivalente. Esta se define como una carga hipotética que actua en el centro del rodamiento y permite que este tenga la misma vida útil que si tuviese una carga radial o axial pura. Su ecuación es la siguiente:

$$P = x * F_r + y * F_a$$

Donde:

- P: carga equivalente
- x e y: coeficientes que obtenemos a partir de tablas
- $F_r$ : fuerza radial
- $F_a$ : fuerza axial

### 6.3.1 Verificación de la vida de los rodamientos

Dado que los esfuerzos resultantes en los apoyos son:

- $R_{ya} = 848,61 \text{ N}$
- $R_{yb} = 326,39 \text{ N}$
- 

Los elementos seleccionados superan el requerimiento necesario. La vida nominal, que resulta ser el número de revoluciones o de horas que el rodamiento soporta antes de manifestar una falla, se calcula como:



P2B 60M-FM Soportes de pie  
con rodamientos de bolas

Soportes de pie con rodamientos de bolas

$$L_{10h} = \left( \frac{1000000}{60 * n} \right) * \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

Donde  $n$  es la velocidad en revoluciones por minuto,  $C$  es la capacidad dinámica y  $P$  la carga aplicada (se tuvo en cuenta que no hay carga axial, por lo que resulta plenamente radial), ósea la reacción en el apoyo, y  $p$  vale 3 para rodamientos de bolas. La vida en horas de servicio resulta ser:

$$L_{10h} = \left( \frac{1000000}{60 * 25} \right) * \left( \frac{56,1}{0,84861} \right)^3 = 192607364 \text{ horas}$$

El resultado da muy por encima del millón de horas, lo que correspondería hacer es buscar en el catálogo un rodamiento más chico, efectuando un cálculo iterativo, para no sobredimensionar excesivamente el elemento de máquina. En este caso no existe un rodamiento más chico que este. Ante la imposibilidad de seleccionar otro que posea un

diámetro como el requerido, se mantuvo dicha selección y se considera vida infinita. De esta manera resulta verificada la duración de los rodamientos.

Este elemento de máquina debe ir montado sobre un soporte que esta adherido a la estructura de la amasadora, por lo tanto, seleccionamos dicho soporte del fabricante SKF. El catalogo lo encontramos a continuación del rodamiento en el Anexo 4.

## 6.4 Selección de la transmisión

Para transferir la potencia desde la salida del reductor al eje principal de amasado se selecciona una transmisión que consta de una reducción por engranajes de relación 1:4. Se analizaran dos casos posibles de transmisión: por cadena y por correa.

### 6.4.1 Transmisión por cadena

Esta presenta las siguientes ventajas:

- No presenta deslizamiento, por lo tanto  $i = \text{cte}$ .
- Es compacta y no requiere tensión inicial como las correas, disminuyendo así la carga en los arboles
- Cuando el diseño se realiza de manera eficiente la duración de la misma es mayor con respecto a las correas
- Permite trabajar con menores distancias entre centros de poleas, con la consiguiente ventaja económica
- Ante una rotura de uno o varios eslabones es de fácil arreglo
- Son poco sensibles al medio en que trabajan
- Cuando se requieren transmitir potencias elevadas simplemente bastara con emplear múltiples hileras
- Transmiten velocidades bajas para valores de torques elevados
- Rendimiento elevado
- Alta confiabilidad
- Mínimo mantenimiento

Y las siguientes desventajas:

- Son más costosas que las correas
- Son ruidosas y fuente de vibraciones
- Montaje más complicado ya que requieren precisión con el objetivo de evitar que alguna de las caras de la cadena se someta a cargas superiores y falle anticipadamente por fatiga
- Menor capacidad de carga con respecto a engranajes

- Preferentemente los ejes deben ser horizontales para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena

Para la selección de este elemento de máquina se utiliza el método de cálculo proporcionado por el fabricante SKF. El primer paso consiste en el cálculo del factor de servicio que se extrae de la tabla 6.4.1.1:

Application service factor ( $F_a$ )		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine <6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
Uniform load (U)	Agitators; centrifugal blowers; generators; centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
Moderate shock (M)	Centrifugal compressors, kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulversers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools, paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
Heavy shock (H)	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7-1.9

**Tabla 6.4.1.1 – Elección del factor de servicio**

Para motores eléctricos y agitadores el factor de servicio  $F_a$  vale 1. Este valor se utiliza para calcular la potencia de diseño dada por la siguiente ecuación:

$$P_d = P * F_a$$

Siendo:

- $P_d$ : potencia de diseño
- $P$ : potencia del motor
- $F_a$ : factor de servicio

$$P_d = 5,5kW * 1 = 5,5 kW$$

El siguiente paso consiste en calcular la relación de transmisión que corresponde a:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Donde:

- $n_1$ : velocidad del conductor
- $n_2$ : velocidad del conducido
- $z_1$ : número de dientes de la corona
- $z_2$ : número de dientes del piñón

Luego:

$$i = \frac{100 \text{ RPM}}{25 \text{ RPM}} = 4$$

A partir de la tabla 4 del catálogo, que nos recomienda el número de dientes existentes, seleccionamos uno para el piñón:

BS / DIN preferred sprockets											
11	12	13	15	17	19	20	21	23	25	27	30
38	45	57	76	95	114						
ANSI preferred sprockets											
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
28	30	32	35	36	40	42	45	48	52	54	60
70	72	80	84	96	112						

**Tabla 6.4.1.2 – Numero de dientes posibles para el piñón**

Se seleccionan un piñón y una corona teniendo en cuenta que la relación entre ambas sea lo más cercano posible al valor de la relación de transmisión, siendo:

$$z_1 = 19$$

$$z_2 = 76$$

Una vez obtenidos estos valores vamos a la tabla 9f del catálogo y seleccionamos nuestra cadena de acuerdo a la velocidad que gira el piñón y la potencia de diseño calculada anteriormente:

16B-1: (25.4mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)

No of teeth Z	Pitch circle Dia. mm	rpm of small (faster) sprocket $z_1$															
		25	50	75	100	200	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600	1800
13	106.14	1.00	1.85	3.05	3.46	6.45	9.27	12.02	14.68	19.27	19.91	24.60	21.63	16.48	13.05	10.73	8.93
15	122.17	1.15	2.16	3.23	4.04	7.53	10.82	14.08	17.17	20.45	23.26	26.09	26.78	20.42	16.22	13.21	11.07
17	138.23	1.33	2.47	3.97	4.61	8.58	12.44	16.05	19.65	25.11	26.60	32.04	32.27	24.54	19.49	15.97	13.39
19	154.32	1.49	2.79	4.61	5.21	9.70	13.99	18.11	22.15	29.20	30.05	37.27	38.19	29.10	23.09	18.88	15.79
21	170.42	1.67	3.11	5.08	5.80	10.82	15.63	20.26	24.72	32.13	33.48	40.99	44.37	33.81	26.78	21.97	18.36
23	186.54	1.83	3.43	5.54	6.41	11.93	17.17	22.32	27.21	35.04	36.90	44.72	50.81	38.41	29.80	25.15	21.12
25	202.66	2.01	3.76	5.99	7.01	13.05	18.80	24.38	29.87	37.97	40.35	48.44	55.70	43.86	34.84	28.50	23.87
Lubrication method		TYPE 1					TYPE 2					TYPE 3					

Tabla 9f

**Tabla 6.4.1.3 – Selección de la cadena**

Se selecciona inicialmente una cadena 16B-1 de 25,4 mm de paso. Para 19 dientes del piñón y una velocidad de 100 rpm se tiene que la potencia de diseño es de 5,21 pero no es suficiente ya que este valor debe ser mayor a la potencia del motor siendo esta de 5,5 kW. Para solucionar este problema existen dos alternativas: una consiste en seleccionar una cadena más grande, por ejemplo 20B-1, o la otra alternativa que representa la opción más económica es poner la de 16B pero de doble hilera. Seleccionamos esta última y verificamos que pueda transmitir la potencia deseada de acuerdo al factor de multiplicación de la tabla 6 de acuerdo al número de hileras proporcionado por el fabricante:

Table 6

Multiple strand factor			
No. strands	Multiplier K2	No. strands 1	Multiplier K2
1	1.0	4	3.3
2	1.7	5	3.9
3	2.5	6	4.6

1 BS or DIN chain are only available up to "triplex" or 3 strand configuration, unless against special demand (MTO)

**Tabla 6.4.1.4 – Constante multiplicadora de acuerdo al número de hileras**

Para un número de hileras de 2 el factor de multiplicación  $K_2$  resulta ser de 1,7 por lo tanto:

$$P_d * K_2 = 5,21 * 1,7 = 8,86 \text{ kW} > 5,5 \text{ kW}$$

Una vez obtenido el tipo de cadena vamos a calcular los diámetros de piñón y corona de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{z}\right)}$$

Donde:

- p: es el paso
- z: número de dientes

Reemplazando:

$$D_1 = \frac{25,4 \text{ mm}}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)} = 154,31 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{25,4 \text{ mm}}{\text{sen}\left(\frac{180}{76}\right)} = 614,64 \text{ mm}$$

El último cálculo consiste en obtener la longitud de la cadena a partir de la siguiente ecuación:

$$L = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2C + \frac{K}{C}$$

Siendo:

- L: longitud de la cadena
- $z_1$ : número de dientes del piñón
- $z_2$ : número de dientes de la corona
- C: factor que varía entre 30 y 80
- K: factor que se extrae de tabla

A partir de la resta en valor absoluto de los números de dientes obtenemos el valor K de la tabla 8:

$$|z_1 - z_2| = |19 - 76| = 57$$

Table 8

*K factors													
Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K	Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K	Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K	Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K	Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K	Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K	Z <sub>1</sub> -Z <sub>2</sub>	K
1	0.0	11.00	3.06	21.00	11.17	31.00	24.34	41.00	42.58	51.00	65.88	61	94.25
2	0.1	12.00	3.65	22.00	12.26	32.00	25.94	42.00	44.68	52.00	68.49	62	97.37
3	0.2	13.00	4.28	23.00	13.40	33.00	27.58	43.00	46.84	53.00	71.15	63	100.54
4	0.4	14.00	4.96	24.00	14.59	34.00	29.28	44.00	49.04	54.00	73.86	64	103.75
5	0.6	15.00	5.70	25.00	15.83	35.00	31.03	45.00	51.29	55.00	76.62	65	107.02
6	0.9	16.00	6.48	26.00	17.12	36.00	32.83	46.00	53.60	56.00	79.44	66	110.34
7	1.2	17.00	7.32	27.00	18.47	37.00	34.68	47.00	55.95	57.00	82.30	67	113.71
8	1.6	18.00	8.21	28.00	19.84	38.00	36.58	48.00	58.34	58.00	85.21	68	117.13
9	2.1	19.00	9.14	29.00	21.30	39.00	38.53	49.00	60.80	59.00	88.17	69	120.6
10	2.5	20.00	10.13	30.00	22.80	40.00	40.53	50.00	63.33	60.00	91.19	70	124.12
71	127.7	81.00	166.19	91.00	209.76	101.00	258.39	111.00	312.09	121.00	370.86	131	434.69
72	131.3	82.00	170.32	92.00	214.40	102.00	263.54	112.00	317.74	122.00	377.02	132	441.36
73	135.0	83.00	174.50	93.00	219.08	103.00	268.73	113.00	323.44	123.00	383.22	133	448.07
74	138.7	84.00	178.73	94.00	223.82	104.00	273.97	114.00	329.19	124.00	389.48	134	454.83
75	142.5	85.00	183.01	95.00	228.61	105.00	279.27	115.00	334.99	125.00	395.79	135	461.64
76	146.3	86.00	187.34	96.00	233.44	106.00	284.67	116.00	340.84	126.00	402.14	136	468.51
77	150.2	87.00	191.73	97.00	238.33	107.00	290.01	117.00	346.75	127.00	408.55	137	475.42
78	154.1	88.00	196.16	98.00	243.27	108.00	295.45	118.00	352.70	128.00	415.01	138	482.39
79	158.1	89.00	200.64	99.00	248.26	109.00	300.95	119.00	358.70	129.00	421.52	139	489.41
80	162.1	90.00	205.18	100.00	253.30	110.00	306.50	120.00	364.76	130.00	428.08	140	496.47

**Tabla 6.4.1.5 – Factor “K”**

El valor de K resulta de 82,3. Remplazando en la ecuación de la longitud y tomando un valor de 55, intermedio entre 30 y 80, para C obtenemos el valor final de la longitud:

$$L = \frac{19 + 76}{2} + 2 * 55 + \frac{82,3}{55} = 158,9$$

Como L debe ser un valor entero tomamos el próximo mayor, por lo tanto:

$$L = 159 \text{ eslabones}$$

Resumen de selección:

- Cadena 16B-2 (Doble hilera)
- Numero de dientes del piñón: 19
- Numero de dientes de la corona: 76
- Diámetro del piñón: 154,31 mm
- Diámetro de la corona: 614,64
- Longitud de la cadena: 159 eslabones

En el Anexo 5 encontramos las características de la cadena seleccionada.

### 6.4.2 Transmisión por correa

Esta presenta las siguientes ventajas:

- Permiten transferir potencia a grandes distancias
- Transmisión silenciosa
- Absorben impactos y vibraciones
- Pueden ser utilizadas como “fusible” mecánico
- Costo inicial bajo
- Funcionamiento suave
- Transmiten velocidades altas a torques bajos

Y las siguientes desventajas:

- Relación de velocidades poco precisa
- Menor potencia transmitida comparada con la que transmiten los engranajes
- Pérdida de potencia por fricción
- Aparecen cargas sobre árboles y apoyos por lo tanto considerables pérdidas de potencia
- Vida útil baja (si llevo a cabo su montaje con extrema precisión su durabilidad previa a un mantenimiento aumenta)
- Se debe realizar un tensado de las mismas periódicamente
- Imposibilidad de utilización en ambientes corrosivos
- Duración relativamente baja

La potencia “P” transmitida por la correa, está calculada para la hipótesis de una carga constante y arco de contacto de 180°. De no verificarse en la práctica esta condición, es necesario considerar factores de corrección. Por lo que la potencia considerada para el cálculo de las correas será la potencia corregida:

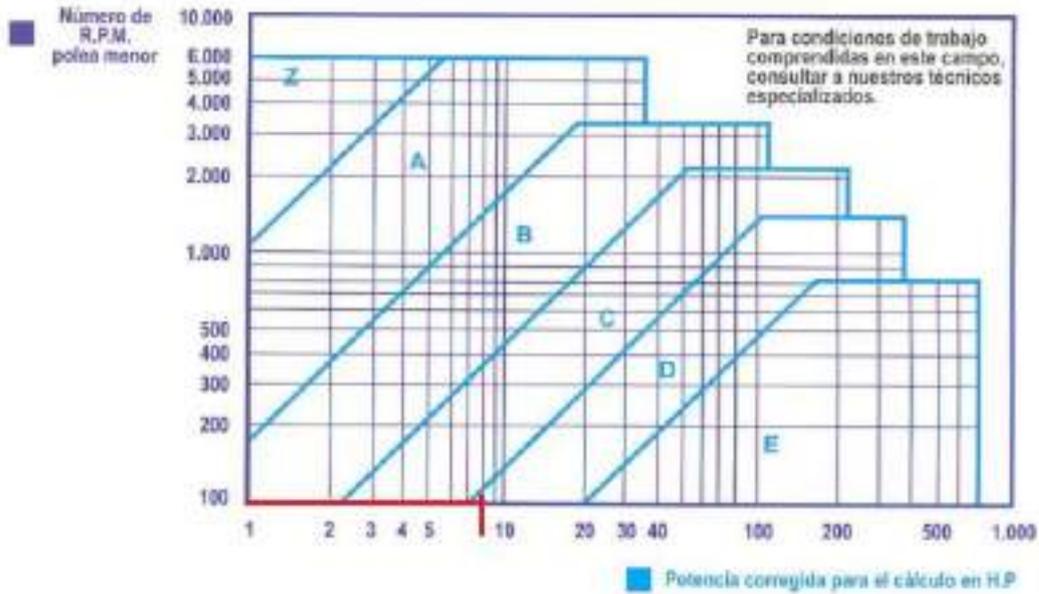
$$P_c = P_t * F_{cp}$$

Donde:

- $P_c$  : Potencia corregida
- $P_t$  : Potencia a transmitir
- $F_{cp}$  : Factor de corrección

El factor de corrección se obtiene de la siguiente tabla que proporciona el fabricante Dunlop donde según el tipo de máquina, las horas de servicio y el tipo de motor da como resultado el valor del factor de corrección. Como la amasadora posee un motor eléctrico alterno, se utiliza en un periodo de hasta 7 horas diarias obtenemos:





Obtenemos una correa del tipo D. Una vez conocida el tipo de correa que utilizaremos vamos a obtener el diámetro de las poleas a partir del mínimo diámetro especialmente recomendado para el piñón que se especifica para una correa de tipo “D” en el catálogo de la siguiente tabla:

Tabla N° 1	Tabla N° 1
mm	mm
50	315
53	355
56	375
60	<b>400</b>
63	425
67	450
71	475
75	500
80	530
90	560
95	600
100	630
106	670
112	710
118	750
125	800
132	900
140	1000
150	1060
160	1120
170	1250
180	1400
200	1500
212	1600
224	1800
235	1900
250	2000
265	2240
280	2500
300	3000

Y sabiendo que:

$$i = K = \frac{N}{n} = \frac{D}{d} = 4$$

Donde:

- $i$  (K): Relación de transmisión
- $N$ : RPM de la polea menor
- $n$ : RPM de la polea mayor
- $D$ : Diámetro de la polea mayor
- $d$ : Diámetro de la polea menor

Luego, despejando de la ecuación obtenemos el valor del diámetro mayor como:

$$D = d * i = 400 * 4 = 1600 \text{ mm}$$

El siguiente paso consiste en calcular la distancia entre ejes y como no estamos limitados por una distancia específica, se opta por seguir la recomendación del fabricante que aconseja tomar una distancia entre ejes mayor o igual al diámetro de la polea mayor (para valores de  $K \geq 3$ ). Luego la distancia entre ejes resulta:

$$I = 1600 \text{ mm}$$

A continuación, calculamos el valor de la longitud primitiva de la correa según la siguiente expresión:

$$L = 2 * I + 1,57 * (d + D) + \frac{(D - d)^2}{4 * I}$$

Reemplazando:

$$L = 2 * 1600 + 1,57 * (1600 + 400) + \frac{(1600 - 400)^2}{4 * 1600} = 6565 \text{ mm}$$

Ahora se debe calcular el factor de corrección de la longitud de la correa según la frecuencia con la que flexiona sobre las poleas. Para ello tomamos dos valores de la tabla 4 proporcionada por el fabricante y extrapolamos el valor para nuestro caso particular:

Tabla N° 4		Sección de la correa					
Longitud (mm)	a	b	c	d	e	f	
16	0.89	-	-	-	-	-	
24	0.93	-	-	-	-	-	
26	0.94	0.81	-	-	-	-	
31	0.93	0.84	-	-	-	-	
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-	
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-	
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-	
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-	
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-	
55	1.00	0.95	0.90	0.81	-	-	
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-	
66	-	1.00	0.95	0.85	-	-	
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-	
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-	
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-	
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-	
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-	
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-	
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-	
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-	
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-	
120	-	1.13	1.07	0.97	0.88	-	
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-	
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-	
156	-	-	1.13	1.02	0.92	-	
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-	
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.81	
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.82	
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94	
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96	
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99	
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01	
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03	
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05	
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07	
420	-	-	-	1.24	1.12	1.08	
480	-	-	-	-	1.16	1.12	
540	-	-	-	-	1.18	1.14	
600	-	-	-	-	1.20	1.17	
660	-	-	-	-	1.23	1.19	

A partir de dichos datos obtenidos y tomando una longitud de 656,5 cm obtenemos el factor de corrección.

$$F_{cl} = 1,228$$

La siguiente etapa consiste en calcular el ángulo de contacto que viene dado por la siguiente ecuación:

$$\alpha = 180 - 57 * \frac{(D - d)}{l} = 180 - 57 * \frac{(1600 - 400)}{1600} = 137,25^\circ$$

Dicho valor también posee un factor de corrección,  $F_{ca}$ , que depende del tipo de polea utilizada y lo obtenemos de la tabla 5 proporcionada por el fabricante y que depende del valor del ángulo de contacto obtenido.

Ángulo de conexión entre poleas (grados)	Factor de conexión	
	Poleas con alfiler	Poleas con tirantes (cable)
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
165°	0.97	0.78
160°	0.96	0.79
155°	0.95	0.80
150°	0.94	0.81
145°	0.93	0.81
140°	0.92	0.82
137°	0.91	0.83
134°	0.90	0.83
130°	0.89	0.84
127°	0.88	0.85
124°	0.87	0.85
120°	0.86	0.86
117°	0.85	0.86
114°	0.84	0.86
110°	0.83	0.87
107°	0.82	0.87
104°	0.81	0.87
100°	0.80	0.88
97°	0.79	0.88
94°	0.78	0.88
90°	0.77	0.89
87°	0.77	0.89
84°	0.76	0.89
80°	0.75	0.90
77°	0.74	0.90
74°	0.73	0.90
70°	0.72	0.91
67°	0.71	0.91
64°	0.70	0.91
60°	0.69	0.92

La siguiente instancia consta de realizar el cálculo de la velocidad de la correa cuyo valor no debe exceder los 30 m/s dado que si fuera de esta manera se deberán utilizar poleas especiales para ese requerimiento de velocidad. El valor de la velocidad tangencial se obtiene como:

$$V_t = \frac{\pi * d * N}{60 * 1000} = \frac{\pi * 400 * 25}{60 * 1000} = 0,524 \text{ m/s}$$

La prestación base, o prestación adicional, es un valor que considera el valor de la relación de transmisión y la obtenemos de la siguiente tabla:

Tabla Nº 2 - Sección D		Potencia Base en HP															Potencia efectiva en HP con el factor de corrección (K) = 0,8																						
D	P	Diámetro primitivo de la rueda (mm)																																					
		100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400							
100	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0				
110	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1				
120	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2			
130	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3			
140	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4			
150	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5			
160	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6			
170	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7			
180	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8		
190	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9		
200	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0		
210	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1		
220	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2		
230	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3		
240	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4		
250	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5		
260	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6		
270	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7		
280	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	
290	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	
300	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
310	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	
320	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	
330	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	
340	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4
350	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
360	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
370	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
380	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
390	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
400	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	

Luego:

$$P_b = P_{bk} + \text{prestación adicional por relación de transmisión}$$

$$P_b = 4,9 + 0,44 = 5,34$$

Ahora calculamos la potencia efectiva por correa para posteriormente obtener el valor de la cantidad de correas necesarias para transmitir la potencia deseada.

$$P_e = P_{bk} * F_{cl} * F_{c\alpha} = 5,34 * 1,228 * 0,88 = 6,42 \text{ HP}$$

Finalmente calculamos la cantidad de correas necesarias dadas por:

$$\text{Cant. de correas} = \frac{\text{Potencia corregida}}{\text{Potencia efectiva}} = \frac{8,25}{6,42} = 1,285 \rightarrow 2 \text{ correas}$$

### 6.4.3 Conclusión del capítulo

Analizando las ventajas y desventajas de ambos sistemas de transmisión seleccionamos una de acuerdo a las características de funcionamiento, mantenimiento y robustez deseadas para nuestra amasadora en particular. En la Tabla 6.4.3.1 vemos las características deseadas y la ponderación según el sistema de transmisión adoptado para nuestro diseño.

x	malo
✓	bueno
✓✓	muy bueno
✓✓✓	excelente

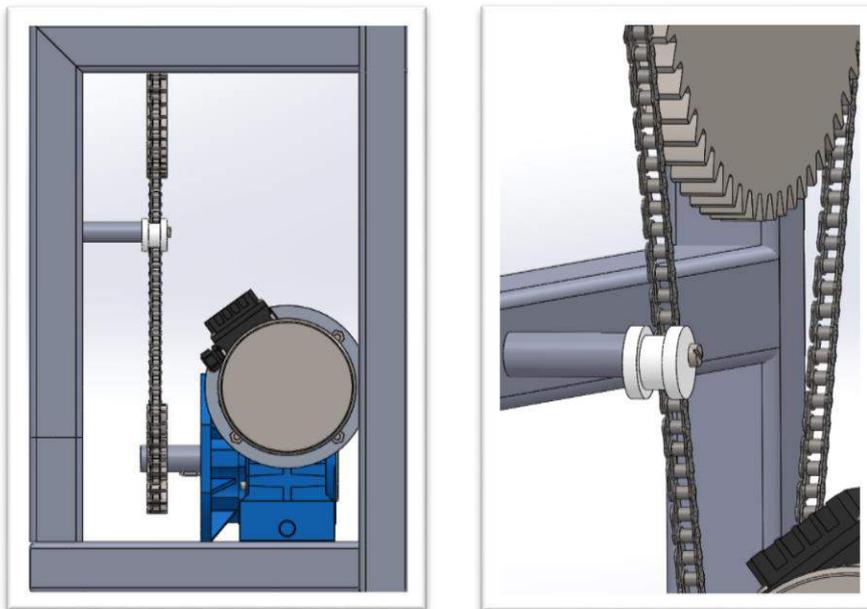
Características deseadas	Transmisión por correa	Transmisión por cadena
Costo	✓✓✓	x
Mantenimiento sencillo	✓	✓✓
Maquina fuera de servicio por rotura del elemento	x	✓✓✓
Deslizamiento nulo	✓	✓✓✓
Carga en los arboles	✓	✓✓✓
Durabilidad	✓	✓✓
Reparabilidad	x	✓✓✓

**Tabla 6.4.3.1 – Análisis ponderativo para la selección de la transmisión**

De acuerdo al análisis realizado para las variables de diseño deseada se llega a la conclusión de que la utilización de transmisión por cadena es la mejor opción y se la selecciona para el diseño de nuestra amasadora.

#### 6.4.4 Sistema de tensado de la cadena

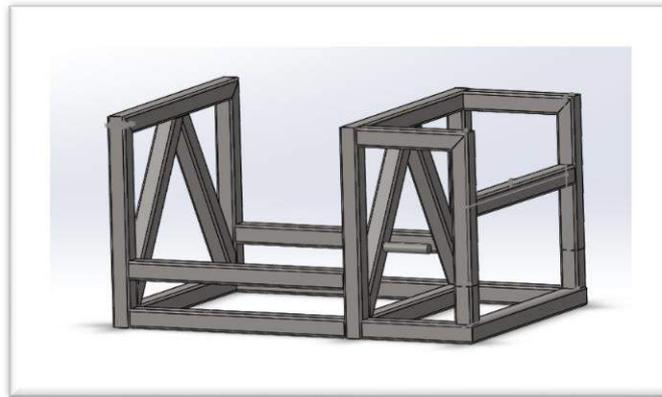
Dado que en el cálculo de la cadena se obtiene una cierta longitud que una vez montada sobre el piñón y la corona no quede del todo tensado se utiliza para ello un sistema que consiste de una pieza de un material que debe ser resistente al roce que ejerce la cadena durante el funcionamiento de la amasadora. Este material es conocido como “*delring*” y la pieza tiene un camino por donde calza la cadena. Para llevar a cabo el tensado, la pieza se vincula mediante un eje sólido que esta soldado a la estructura a través de un tornillo de manera excéntrica. De esta forma cuando se requiere mayor tensado o disminuir el mismo para realizar algún tipo de mantenimiento o desarme, solo se debe desajusta el tornillo excéntrico y la tensión de la cadena disminuirá. A continuación, vemos en la siguiente figura como funciona el sistema de tensado:



***Figuras 6.4.4.1 y 6.4.4.2 – Sistema de tensado***

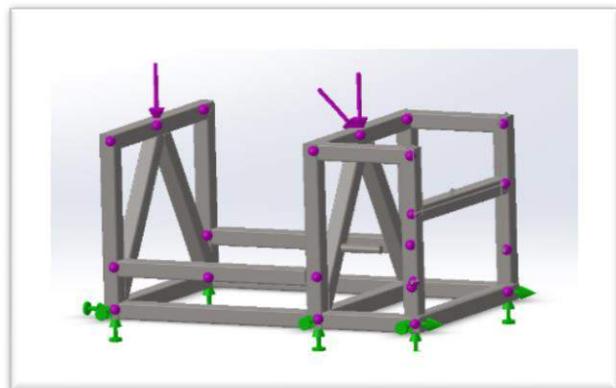
## 6.5 Diseño estructural

Todos los elementos vistos hasta el momento (batea, eje, rodamientos, etc.) tienen que estar montados sobre una estructura que soporte su peso y que se encargue de limitar sus movimientos. Para ello se diseña una estructura que consta de perfiles, ángulos y planchuelas de acero estructural dado que sus características permiten que la soldadura sea más fácil de llevar a cabo. A continuación, en la figura 6.5.1 vemos un esquema del diseño estructural que tendrá la máquina:



**Figura 6.5.1 – Estructura de la amasadora**

En la parte izquierda de la estructura irá montada la batea la cual estará sostenida por los rodamientos que están fijados a los perfiles superiores. Mientras que, del lado derecho, se monta el motorreductor y el sistema de transmisión con cadena. Esta estructura se tapa con planchuelas para que los elementos contaminantes del entorno donde se utiliza la máquina no alcancen, o por lo menos se vea disminuida, los elementos de máquina. Una vez determinada la forma aproximada de la estructura para alojar los distintos componentes se procede a realizar un cálculo resistente de la estructura tomando ciertas consideraciones:



**Figura 6.5.2 – Estructura sometida a cargas**

- La fuerza será aplicada donde se encuentran montados los rodamientos
- Los pesos considerados resultan de: la batea, la masa en su máxima capacidad y el eje con las palas de mezclado
- El material seleccionado para la estructura es acero SAE 1020
- Se consideran los esfuerzos de trabajo
- El peso total se reparte en los 2 apoyos, mientras que la fuerza de la cadena (esfuerzo de trabajo) se aplica en el apoyo más cercano a la corona

El peso total resulta ser la suma de todos los elementos descritos en las hipótesis planteadas y resulta de:

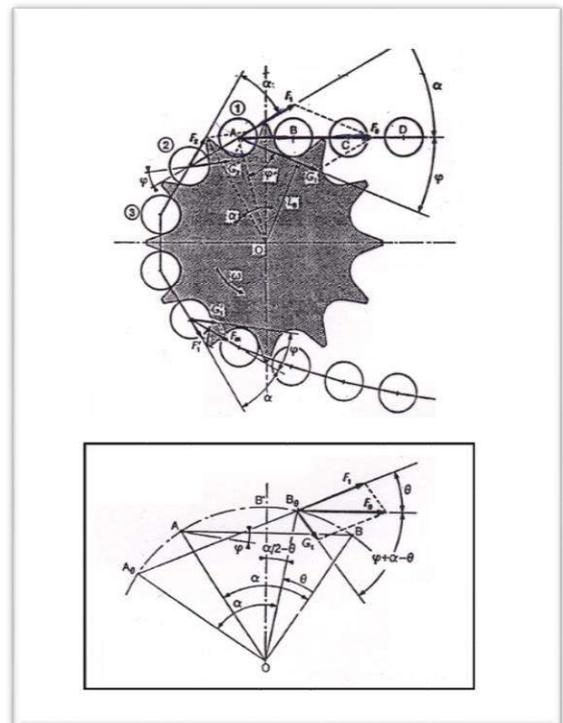
$$Peso\ total = 223,43\ Kg$$

Para obtener el valor de la fuerza, multiplicamos por la constante de la gravedad y asumimos que dicho valor es  $10\ m/s^2$ , la fuerza del peso es

:

$$F_{peso} = 2223,4\ N$$

El valor del esfuerzo que transmite la cadena es máximo en la primera articulación del eslabón que engrana con el engranaje por el ramal tenso de la cadena, a partir de ahí este esfuerzo va gradualmente disminuyendo conforme avanza el arco de engrane hasta salir de él por el ramal flojo donde la sollicitación es mínima. La fuerza de la cadena posee tres componentes y la podemos calcular a partir de la siguiente expresión y vemos en la figura 6.5.3:



**Figura 6.5.3 – Fuerza de la cadena a lo largo de la trayectoria en el engranaje**

$$F_0 = F_u + F_p + F_c$$

Donde:

- $F_u$ : componente útil asociada al par transmitido
- $F_c$ : componente asociada a la fuerza centrífuga
- $F_p$ : componente asociada al peso propio de la cadena o esfuerzo de la catenaria

La fuerza asociada al peso propio de la cadena toma relevancia cuanto mayor es la longitud y el peso de la misma. Dicho esto, como nuestro caso particular las dimensiones de la cadena son pequeñas, podemos despreciar esta componente. Dicho esto, procedemos a calcular las otras dos componentes como:

$$F_u = \frac{\text{Potencia del motor [W]}}{\text{Velocidad lineal promedio}}$$

Como la potencia del motor es dato, procedemos a calcular la velocidad lineal promedio como:

$$v = \frac{p * z * N}{60}$$

Donde:

- $p$ : es el paso de la cadena [m]
- $z$ : es el número de dientes de la rueda considerada
- $N$ : velocidad de giro de la rueda considerada [RPM]

Reemplazando los valores correspondientes a la corona:

- $p$ : 0,0254 [m]
- $z$ : 76
- $N$ : 25 RPM

$$v = \frac{0,0254 * 76 * 25}{60} = 0,804 \text{ [m/s]}$$

Reemplazando en la fórmula de la potencia útil tenemos que:

$$F_u = \frac{5500 [W]}{0,804[m/s]} = 6840,8 [N]$$

El siguiente paso consiste en calcular la fuerza centrífuga dada por la siguiente ecuación:

$$F_c = M * v^2$$

Como ya tenemos el valor de la velocidad lineal promedio solo debemos conocer M que es el peso unitario de la cadena que lo obtenemos del catálogo en el Anexo 5:

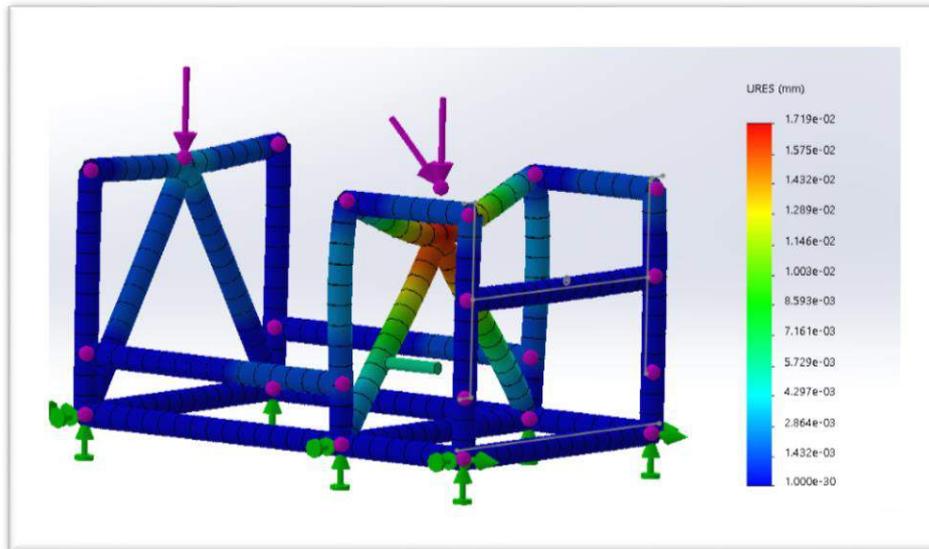
- $M = 2,71 [Kg/m]$

$$F_c = 2,71 * 0,804^2 = 1,75 [N]$$

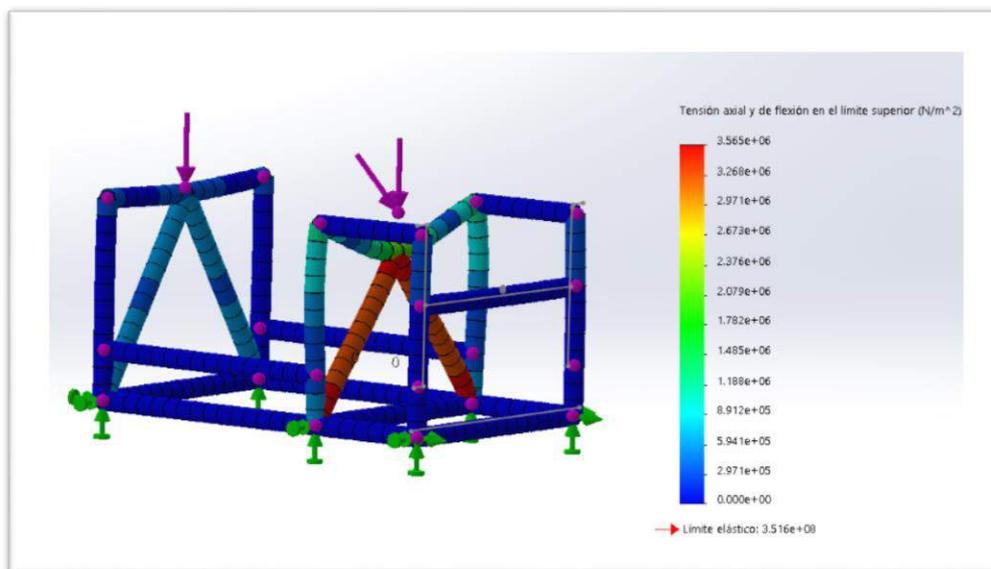
Finalmente, la fuerza total resulta de:

$$F_0 = 6840,8 + 1,75 = 6842,5 [N]$$

Teniendo en cuenta las hipótesis planteadas anteriormente, el valor de las fuerzas calculadas y utilizando nuevamente el programa de modelado computacional Solid Works obtenemos los análisis de tensiones y desplazamientos:



**Figura 6.5.4 – Análisis de desplazamientos de la estructura**

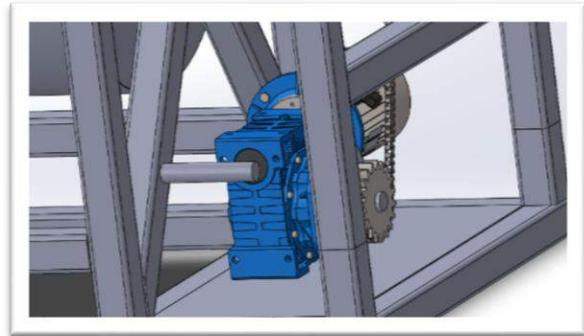


**Figura 6.5.5 – Análisis de tensiones de la estructura**

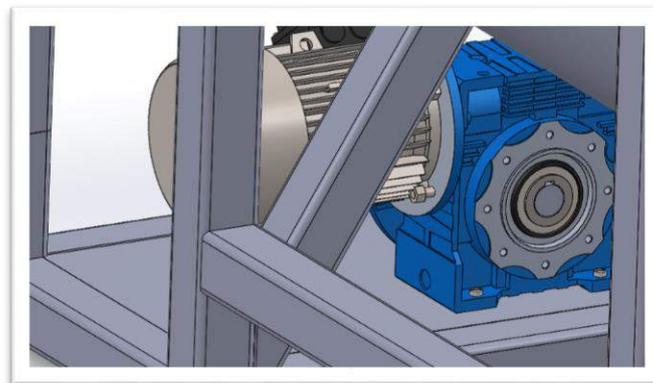
Como vemos en las figuras 6.5.3 y 6.5.4 se tiene una escala de la máxima deformación presentada bajo este estado tensional y resulta de  $1,719 \times 10^{-2}$  mm por lo que dicho efecto es despreciable. Por otro lado, del análisis de tensiones indican un valor máximo de  $3,565 \times 10^{+6}$  y el límite elástico del material presenta un valor de  $3,516 \times 10^{+8}$ . De estos resultados obtenidos llegamos a la conclusión que la estructura soportara adecuadamente los esfuerzos que le serán aplicados.

### 6.5.1 Fijación del motorreductor a la estructura

El motorreductor es el encargado de darle movimiento a la maquina a través del sistema de transmisión, por lo tanto este debe estar fijo en una posición para disminuir las vibraciones y de esta manera hacer que todos los elementos mecánicos funcionen correctamente. Para ello se vincula el motor a la estructura utilizando una chapa de un determinado espesor que debe estar unida, sin posibilidad de movimiento alguno, a la estructura. Dado que el motorreductor viene con agujeros, se le realizan a la chapa los mismos para posteriormente pasar tornillos y turcas para asegurar una restricción total del movimiento. En las figuras 6.5.1.1 y 6.5.1.2 vemos cómo se lleva a cabo la fijación:



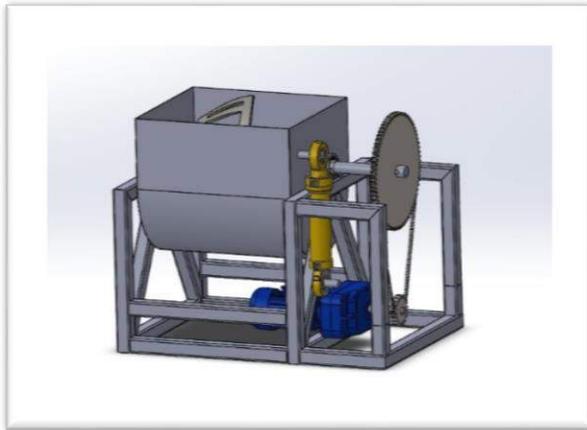
**Figura 6.5.1.1 – Sujeción del motorreductor**



**Figura 6.5.1.2 – Sujeción del motorreductor a la estructura**

## 6.6 Conclusiones del capítulo

Si bien la alternativa propuesta es una posibilidad en la que la maquina puede ser construida, no es la única posible. Una combinación distinta de elementos mecánicos y eléctricos resultarían en obtener el mismo resultado final donde cada uno de ellos tendrá sus ventajas y desventajas. Analizando nuestra alternativa específicamente, se pudieron calcular y verificar los distintos elementos que la componen y el funcionamiento del conjunto resulta posible a partir de las hipótesis planteadas. A pesar de esto una de ellas, que resalta nuestro diseño con respecto de los fabricantes de amasadoras, resulta no ser la mejor opción para obtener múltiples velocidades variables. En nuestro caso particular



**Figura 6.6.1 – Ensamble final**

obtendríamos velocidades, pero en un rango determinado de 0-12,5 RPM, donde no existirían problemas algunos. Pero si se desean velocidades mayores, que son las que se utilizan comúnmente en el amasado, se tiene que incrementar la frecuencia de funcionamiento utilizando el variador de velocidad. Esto hace que, como mencionamos anteriormente, el torque se reduzca cuadráticamente de la siguiente forma:

$$f_{final} = f_{50Hz} * K = 50 \text{ Hz} * K$$

$$\tau_{final} = \frac{\tau_{inicial}}{K^2}$$

Por lo que, para la velocidad alta en el eje de 25 RPM, donde se necesita una frecuencia de 100 Hz, este tendría un valor 4 veces menor siendo  $K=2$ . Esto hace que el torque proporcionado por el motorreductor se reduzca y cuyo valor está por debajo del torque mínimo requerido:

$$\tau_{minimo\ requerido} = 469 \text{ Nm}$$

$$\tau_{disponible} = \frac{\tau_{motorreductor}}{K^2} = \frac{893 \text{ Nm}}{4} = 223,25 \text{ Nm}$$

Por lo que:

$$\tau_{disponible} < \tau_{minimo\ requerido}$$

Esto hace que no se cumplan las condiciones necesarias de funcionamiento de la maquina por lo que no se podría utilizar en esa situación. De todas formas, el desarrollo en la construcción de una maquina es proceso iterativo en el cual pueden surgir estos inconvenientes. A continuación, se muestran las figuras esquemáticas realizadas en Solid Works del diseño preliminar de la alternativa propuesta y un despiece en isometría que muestra el paso a paso de cómo se acoplan los distintos elementos de máquina.

En este último vemos como el eje de amasado pasa a través de un huelgo que posee la batea e internamente se acopla a las palas donde los chaveteros se encargan de transmitir el movimiento entre estos elementos. Todo ese conjunto es sostenido por la estructura y los rodamientos se encargan de restringir los desplazamientos de manera que solo el eje pueda rotar, moviendo las palas de mezclado, y el resto se mantenga estático. El eje de amasado se comunica mediante una relación de cadena donde los engranajes se encargan de reducir la velocidad proporcionada por un motorreductor que se encuentra en la parte inferior y cuyo eje de salida posee el piñón. Finalmente, el elemento neumático se encarga del vuelco del contenido de la batea cuando se acciona y el mismo está conectado entre la batea y la estructura.



## 7. Diseño eléctrico

Para comenzar con esta sección del diseño vamos a enumerar las distintas condiciones tanto para el funcionamiento de la maquina como también para su protección. De esta manera podremos saber cuántos y que tipos de elementos serán necesarios, como será su conexionado y cuál es la función que cumple cada uno en el funcionamiento de la máquina. Finalmente, la amasadora requiere de las siguientes especificaciones:

- Parada del motor cuando la rejilla de seguridad se encuentra abierta
- Velocidad de la máquina variable
- Accionamiento manual y automático (mediante un timer para el mezclado)
- Parada de emergencia
- Vaciado del contenido a través de la acción neumática
- Dispositivos de protección eléctricos

### 7.1 Esquemas eléctricos

Los esquemas eléctricos entendemos representan gráficamente una instalación o maquina en la que queda definido cada uno de los componentes presentes en ella y la interconexión que existe entre los mismos. Para esquemas complejos es conveniente dividir dicha representación en varias partes, para ello se utilizan tres diagramas: multifilar de potencia, esquema funcional y el diagrama de borneras.

#### 7.1.1 Circuitos eléctricos

El multifilar de potencia es un esquema real que da una total comprensión, de forma rápida y sencilla, de todos los elementos que conforman el plano de una maquina o instalación. En él encontramos visibles todos los conductores (puede o no contener la toma de tierra) y los componentes que intervienen (motores, fusibles, entre otros). A continuación, en la figura 7.1.1.1, se muestra el esquema multifilar de la amasadora donde podemos ver los elementos que la componen: el motor trifásico, el variador de velocidad, los fusibles, el interruptor general, el transformador y el respectivo conexionado entre ellos. Además, podemos observar que todos estos elementos están alimentados por una terna trifásica de 380 V. A través de un transformador se alimenta el circuito de comando a 24 Vca. Dicha alimentación es necesaria dado que es a la que el usuario va a estar en contacto directo al momento de maniobrar la máquina. Esta es una práctica habitual para evitar posibles accidentes y, en tal caso que sucedan, disminuir en lo posible el daño que podría causar una falla.

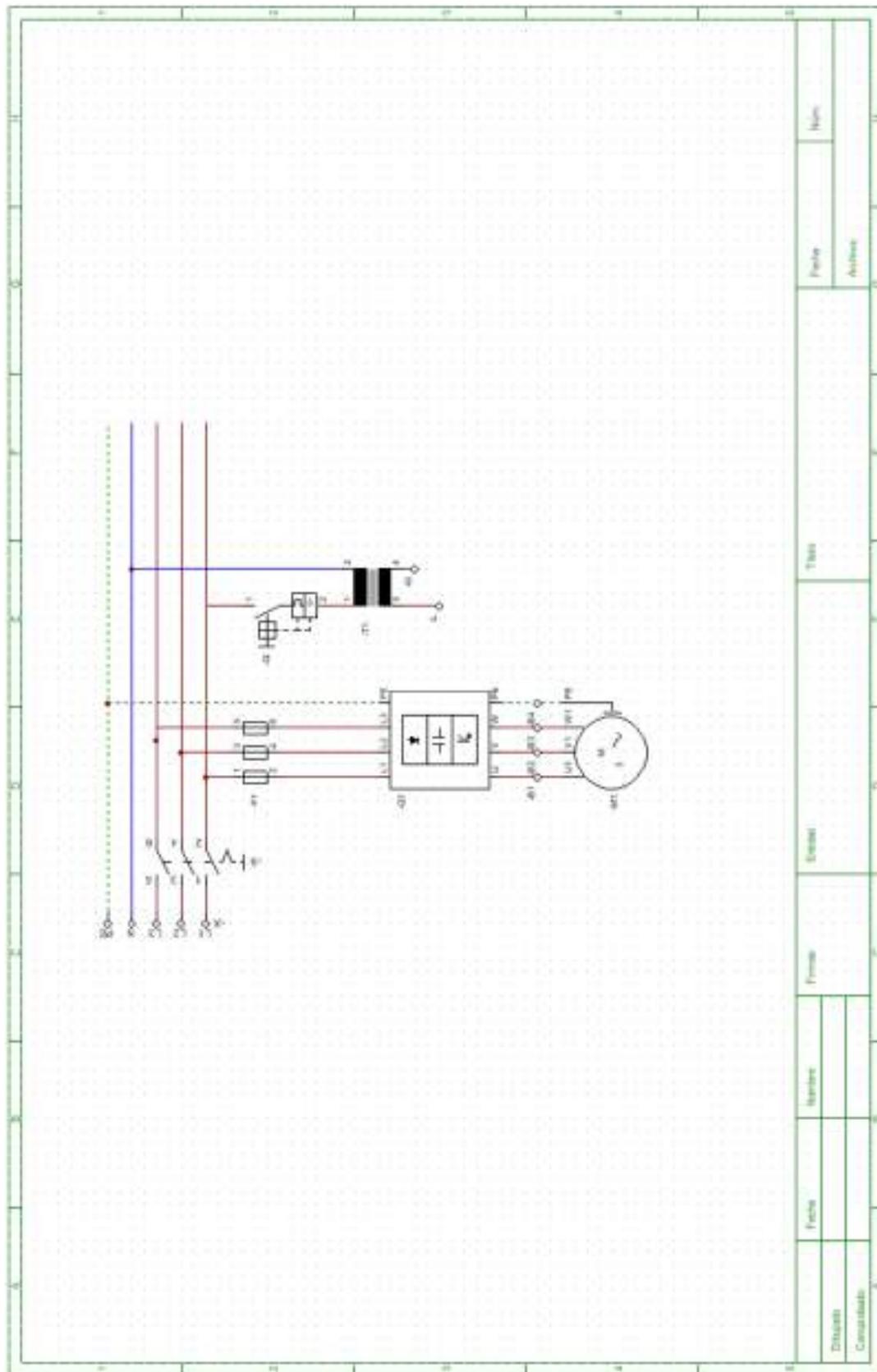


Figura 7.1.1.1 – Esquema de potencia multifilar

En el esquema de potencia encontramos los siguientes elementos:

- M1: Motor de la maquina
- G1: Variador de velocidad
- F1: Fusibles ultra rápidos
- F2: Fusible protección transformador
- TM1: Interruptor automático para el circuito de mando
- TF1: Transformador 24Vca

El segundo esquema utilizado es el funcional. Este esquema tiene la característica de ser de fácil comprensión, sencillo y tiene por finalidad transmitir como es el funcionamiento de la máquina. En la figura 7.1.1.2 se observa el diagrama funcional de la amasadora donde se interconectan los siguientes elementos:

- F1: Fusible ultra rápido
- S1: Pulsador parada de emergencia de la maquina
- S2: Pulsador paro maquina
- S3: Pulsador marcha maquina en manual
- S4: Pulsador marcha maquina en automático
- S5: Pulsador actuador neumático para bajada de la batea
- S6: Pulsador actuador neumático para subida de la batea
- S7: Interruptor general
- B1: Sensor de cierre de tapa
- B2: Sensor fin de carrera bajo
- B3: Sensor fin de carrera alto
- T1: Temporizador para funcionamiento automático (a la desconexión)
- K1: Relé auxiliar
- K2: Relé auxiliar
- K3: Relé auxiliar
- K4: Relé auxiliar
- K5: Relé auxiliar
- H1: Señal luminosa maquina con tensión
- H2: Señal luminosa funcionamiento automático
- H3: Señal luminosa funcionamiento manual
- H4: Señal luminosa tapa cerrada
- H5: Señal luminosa parada de emergencia
- H6: Señal luminosa disparo del fusible
- EV1: Electroválvula

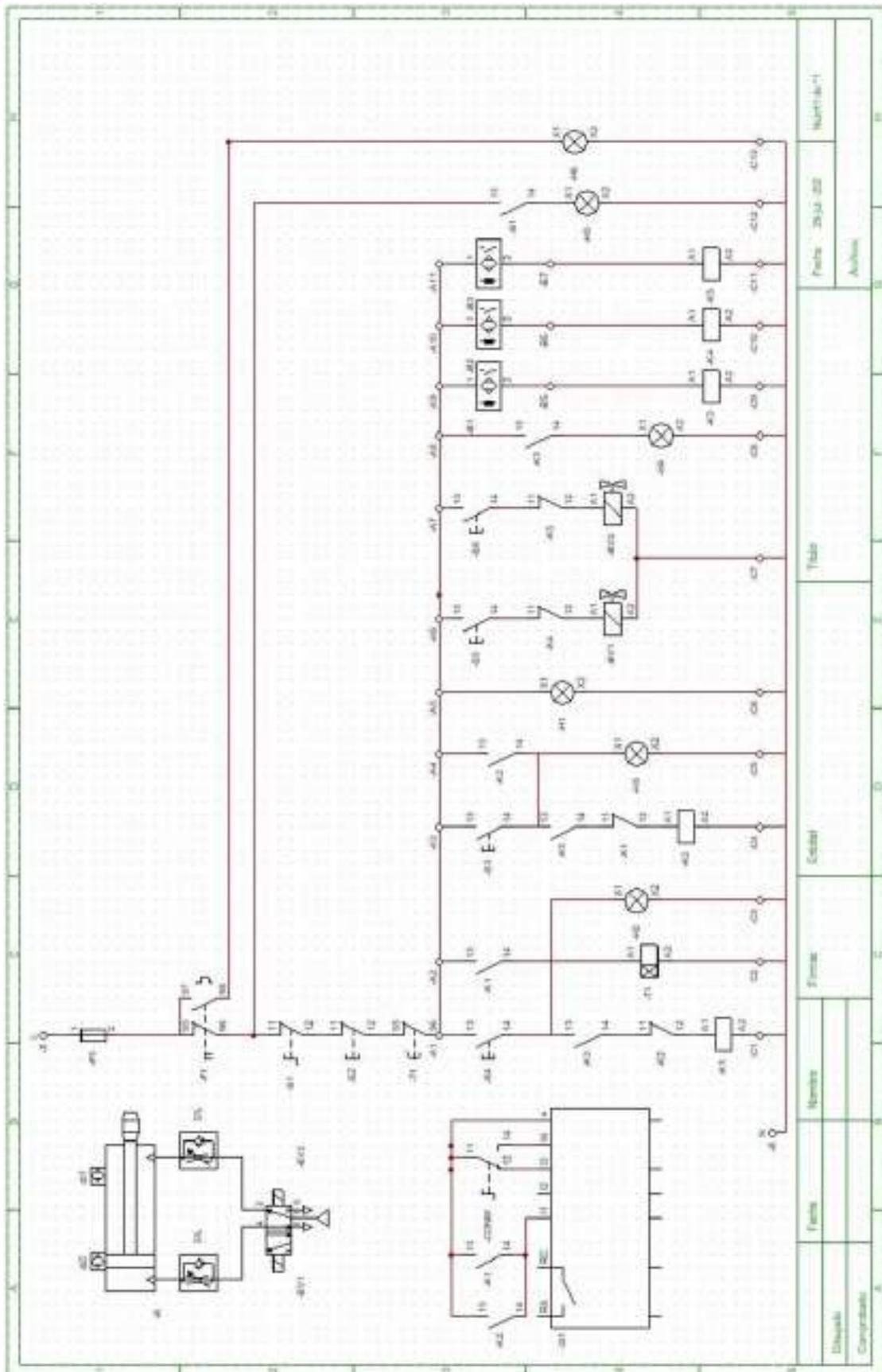


Figura 7.1.1.2 – Diagrama funcional

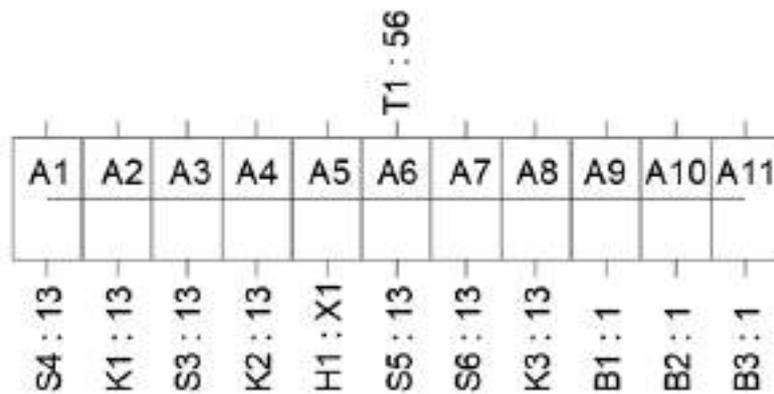
En la figura 7.1.1.2 también podemos apreciar dos representaciones más que corresponden al variador de velocidad y al cilindro neumático. El conexionado al variador consiste en dos contactos, K1 y K2, que se cierran según el tipo de funcionamiento que está desarrollando la máquina (manual o automático); además vemos la llave conmutadora que optara por dar la velocidad lenta o rápida de la máquina; y por último el positivo para cerrar el circuito. Por otro lado, la figura del pistón neumático representa la posición donde se encuentre la batea: en posición de trabajo horizontal o de vuelco de la masa.

Para este caso, al ser muy sencillo las funciones que posee la amasadora, no se utilizó un PLC para la programación del mismo. Además, éste necesita de una fuente de alimentación adicional y ambos dispositivos elevan el costo de fabricación de la máquina. De todas formas, se realizó la programación del mismo en Zelio Soft que encontramos en el Anexo 3 con el respectivo conexionado para el caso en que se lo desee incorporar. Esta decisión, además del valor económico, se debe a que la única función que el PLC simplifica es la de temporización y no de lógicas complejas para el cual se lo utiliza. De tener la empresa una condición especial de amasado con tiempos de parada y agregados de los distintos elementos que componen la masa se puede fácilmente modificar la programación para cumplir con las especificaciones requeridas, pero eso resulta ser un caso particular.

### 7.1.2 Diagrama de borneras

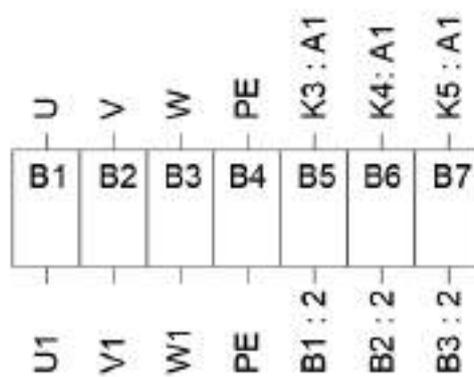
Con el fin de simplificar las conexiones entre los distintos elementos se realiza un diagrama de borneras. El mismo no solo indica cómo realizar el conexionado, sino que también simplifica ante una eventual falla la detección del problema existente. Otra utilidad que nos da el uso de borneras es que podemos, o no, montar el tablero sobre la máquina. A veces, por comodidad del usuario, puede resultar útil disponer del tablero de mando en una ubicación lejana a la máquina por lo tanto tener bien identificadas los bornes facilita el conexionado. A continuación, se presentan los tres diagramas de borneras correspondientes a la amasadora:

*Bornera A (Positivo)*



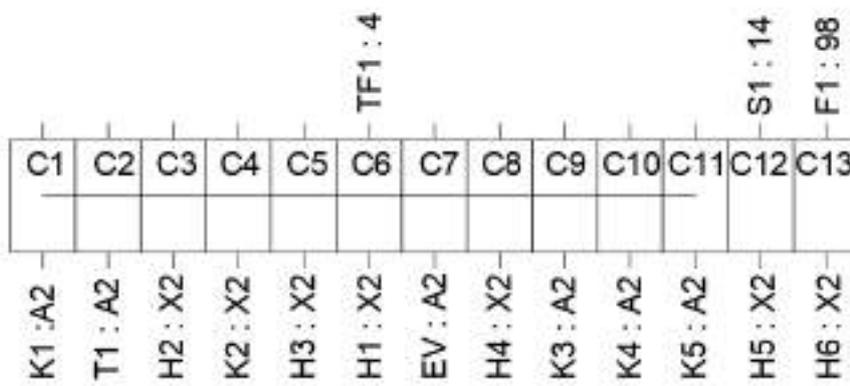
*Figura 7.1.2.1 – Bornera de positivo*

*Bornera B (De conexionado externo)*



*Figura 7.1.2.2 – Bornera de conexionado externo*

*Bornera C (Negativo)*



*Figura 7.1.2.3 – Bornera de negativo*

## 7.2 Selección de elementos

- ❖ Variador de velocidad: para cambiar la frecuencia de trabajo de la maquina se selecciona un variador de velocidad de la marca Schneider correspondiente a la potencia del motor (5,5Kw-7,5HP)  
Selección: Schneider ATV310HU55N4E



- ❖ Sensor de posición. Se encarga de mandar una señal sin la cual el motor no se activa dado que la tapa de la maquina se encuentra abierta. Funciona como un dispositivo de seguridad para evitar accidentes.  
Selección: Festo, micro interruptores S-3-BE-SW



- ❖ Sensor inductivo. Es otro tipo de sensor que se utiliza para que la batea rote hasta una dada inclinación y vuelva a su posición original.  
Festo, sensor de proximidad SIEN-M12B-PS-K-L



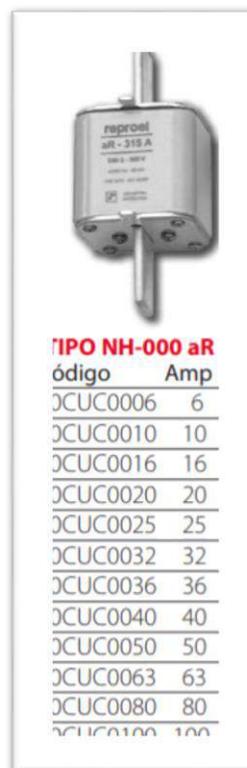
- ❖ Transformador: varia la tensión para alimentar el circuito de mando. De esta manera el operador de la maquina se encuentra expuesto a una tensión reducida y así reduce el riesgo ante una falla eventual.  
Selección: Diloc 220/24V 200W



- ❖ Ojo de buey: indicador visual que pone en alerta de acuerdo a una situación particular.



- ❖ Fusibles ultra rápidos Ar o gr: se encargan de proteger al variador de velocidad dado que es un dispositivo de gran valor económico. Dado que la corriente de línea del variador es de 14,3 A.  
Selección: Reproel NH-000 aR- 16A



\*Alternativas: se podrían utilizar tanto un interruptor termomagnético como un guardamotor para proteger al variador de velocidad, pero ambas opciones incrementan el costo de la máquina. El variador de velocidad tiene protección contra:

- Sobretensión suministro línea
- Tensión baja suministro línea
- Sobre intensidad entre fases de salida y tierra

- Protección sobrecalentamiento
- Cortocircuito entre fases del motor
- Contra pérdida de fase de entrada en fase trifásica
- Protección térmica del motor

Por lo tanto, sería innecesario agregar una protección extra.

- ❖ Fusibles gTr: se encarga de proteger al transformador en el bobinado de alta tensión. Se selecciona de acuerdo a la corriente que circula por el mismo. La misma se puede calcular como:

$$I = \frac{Pot}{V} = \frac{200W}{220V} = 0,9 A$$

\*Alternativa 1: Fusible BAW de A.C.R.- Ø 10x38 mm - 1ª 400V - gL



Dicho fusible debe insertarse en una fusilera por lo tanto se selecciona la misma siendo:



\*Alternativa 2: dado que en la industria existe la posibilidad de que, una vez que el fusible se quema, sea reemplazado por otro que no posea el mismo calibre (lo que haya disponible en stock) para que la maquina continúe funcionando, se recomienda optar por un interruptor termomagnético. Este debería ser seleccionado de acuerdo a la misma corriente, 1 A, pero como el costo de una térmica de mayor calibre es menor (por ejemplo, una de 6 A), generalmente se suele sobredimensionar. Esto no debería ser así, pero por otro lado la posibilidad de que haya un corto en el circuito de mando es muy improbable. Dicha térmica se utiliza comúnmente para quitar la alimentación del circuito de mando y así poder trabajar sobre el mismo cuando la situación lo requiera. Por lo descripto anteriormente se opta por la térmica siendo esta:

Selección: Interruptor termomagnético Schneider Ic60H – 1P – 1ª – Curva C



- ❖ Interruptor general: corta la alimentación de toda la máquina, tanto para el circuito de mando como para la parte de potencia.

Selección: Llave interruptor 0/1 Vefben



- ❖ Timer (temporizador): se ajusta para que la amasadora funcione en un periodo de tiempo determinado y luego del mismo se apague de forma automática.

Selección: Omron H3CR-A (11pines)



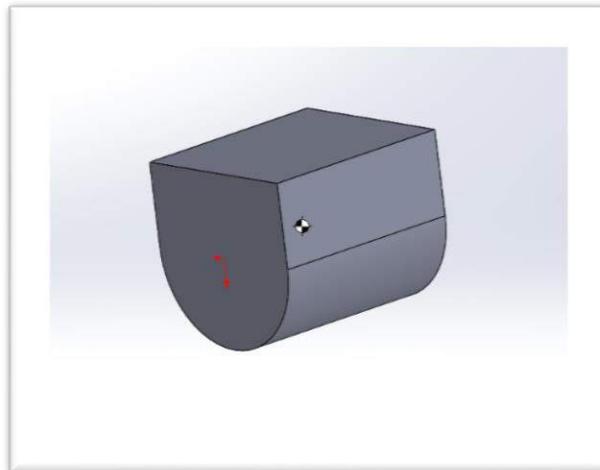
- ❖ Relé: da la orden de ejecución al cerrar un contacto cuando es energizado.

Selección: Omron 24VAC



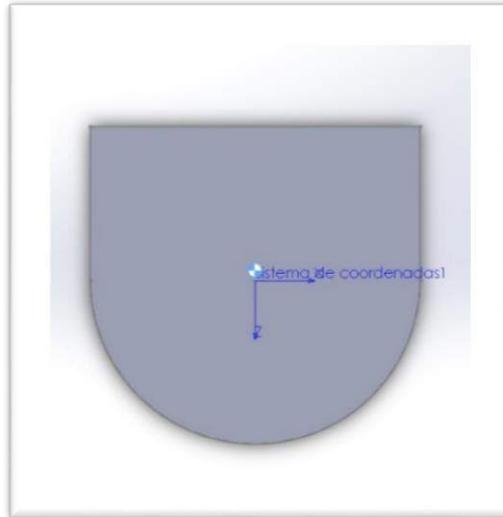
## 8. Selección del elemento neumático

Para facilitar el vaciado de la batea se utiliza un elemento neumático controlado por una electroválvula que es accionada por un botón en el tablero de mando. Se seleccionaron dos posiciones posibles: la de trabajo, donde la batea está totalmente horizontal y la de volcado, a  $90^\circ$  respecto a la posición de trabajo. Cada una de esas condiciones es controlada por los sensores montados sobre la estructura que tienen la función de acotar el movimiento. Para seleccionar el elemento neumático vamos a utilizar el programa Solid Works para encontrar la posición del centro de masas en la peor condición posible, ósea cuando la batea este completamente llena. En la figura 8.1 vemos el centro de masas en 3 dimensiones:

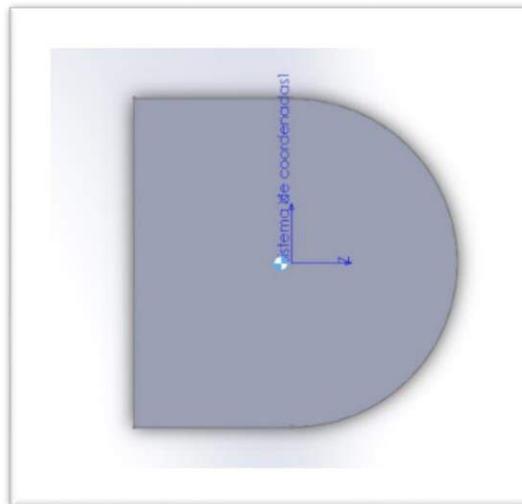


***Figura 8.1 – Centro de masas en 3 dimensiones***

Para facilitar los cálculos vamos a proyectar dicho centro de masas sobre una de las caras laterales:



**Figura 8.2 – Proyección del centro de masas sobre cara lateral en posición de trabajo**

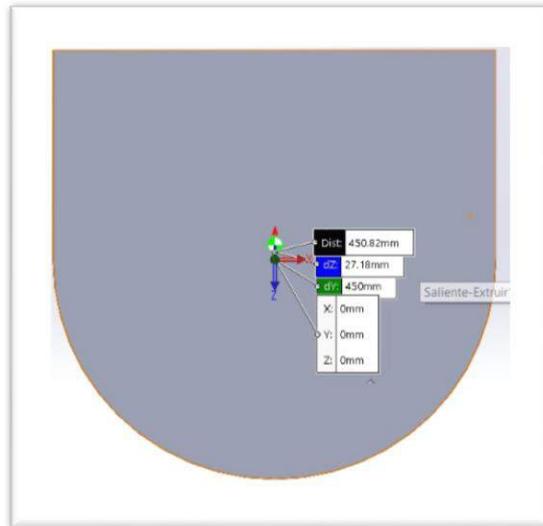


**Figura 8.3 – Proyección del centro de masas sobre cara lateral en posición de volcado**

Teniendo en cuenta que el centro de giro es el centro de la circunferencia se calcula la distancia entre este y el centro de masas en 2 ocasiones como muestran las figuras 8.2 y 8.3:

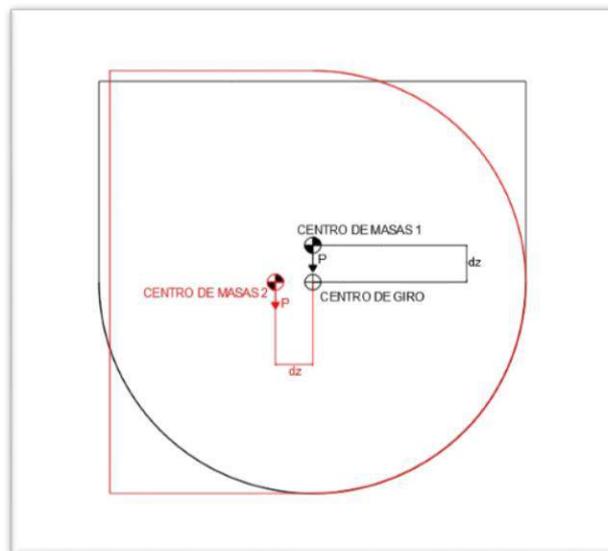
- Cuando la bodega está en posición de trabajo
- Cuando la bodega está en posición de volcado

Se considera que la distancia entre estos dos puntos permanece constante en ambas posiciones, resultando ser “dz” como vemos en la figura 8.4:



**Figura 8.4 – Distancia entre centro de giro y centro de masas**

El valor de la distancia “dz” resulto ser de 27,18 mm. El peor caso para el elemento neumático se da cuando la batea está en posición de volcado dado que en ese instante la fuerza del peso, ubicada en el centro de masas, se encuentra a una distancia “dz” respecto del centro de giro y en dirección vertical. Por lo contrario, en la posición de trabajo dicha fuerza, que también tiene dirección vertical, pasa por el centro de giro por lo que la fuerza necesaria para rotar la batea es mínima. En la figura 8.5 vemos en color negro y rojo para las respectivas posiciones del centro de masas y la fuerza del peso “P”:



**Figura 8.5 – Posición del centro de masas para dos posiciones posibles**

Sabiendo que el momento de una fuerza resulta de la siguiente ecuación:

$$M = F * d$$

Donde:

- M: momento de la fuerza
- F: fuerza
- d: distancia

Calculamos el momento mínimo necesario para llevar la batea desde la posición de volcado a la de trabajo:

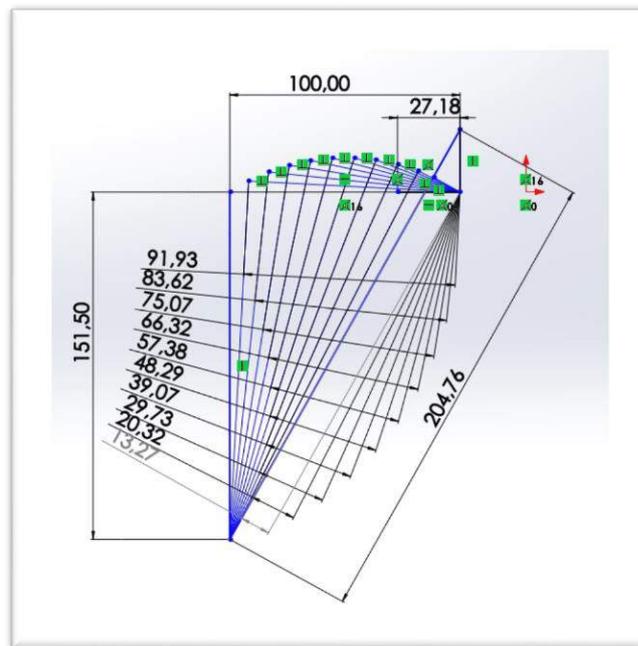
$$M = 150 \text{ Kg} * 0,02718 \text{ m} = 4,077 \text{ Nm}$$

A partir de este valor, seleccionamos un cilindro neumático del fabricante Festo cuyo catálogo encontramos en el Anexo 15 y vemos en la figura 7.5.



**Figura 8.6 – Cilindro neumático seleccionado**

El cilindro se monta en dirección vertical a una distancia de 100 mm del centro de giro y en la posición de trabajo. Para corroborar que el momento aplicado sea punto a punto mayor que el requerido, acción que hará rotar la batea, utilizamos nuevamente Solid Works para calcular las distancias al punto de aplicación de la fuerza tomando valores desde la posición inicial a la final donde el vástago del elemento neumático se estira como vemos en la figura 7.6:



**Figura 8.7 – Esquema de posiciones y distancias del actuador neumático**

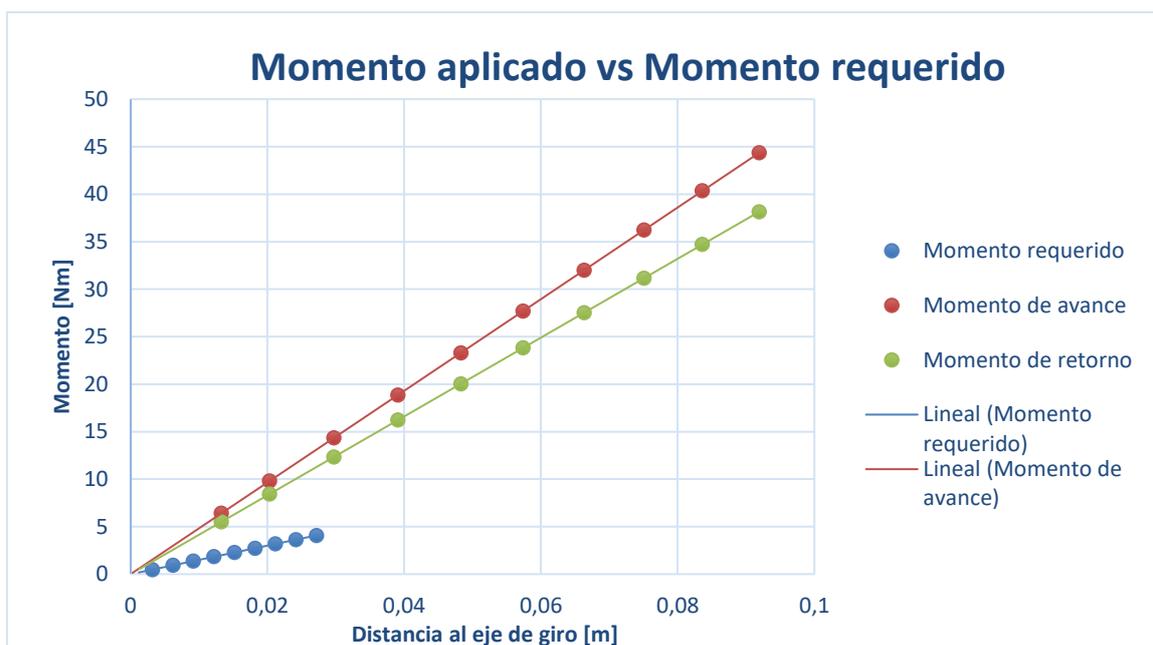
En la figura 8.7 la longitud del cilindro neumático retraído resulta de 151,5 mm, dato extraído del catálogo, y cuando extiende resulta de 204,76 mm. Esta última distancia debe resultar menor que la suma de los valores del cilindro retraído y la carrera que el mismo posee. Dado que el actuador posee una carrera de 200 mm esta condición se cumple. A partir de las distancias obtenidas en el programa de simulación se verifica que el momento aplicado punto a punto sea mayor que el requerido. En las tablas 8.1 y 8.2 vemos los valores obtenidos que luego se muestran en la figura 8.8:

Fuerza de avance [N]	Fuerza de retorno [N]	Distancia al centro de giro respecto al punto de aplicación de la fuerza [m]	Momento de avance [Nm]	Momento de retorno [Nm]
482,5	415	0,09193	44,356225	38,15095
482,5	415	0,08362	40,34665	34,7023
482,5	415	0,07507	36,221275	31,15405
482,5	415	0,06632	31,9994	27,5228
482,5	415	0,05738	27,68585	23,8127
482,5	415	0,04829	23,299925	20,04035
482,5	415	0,03907	18,851275	16,21405
482,5	415	0,02973	14,344725	12,33795
482,5	415	0,02032	9,8044	8,4328
482,5	415	0,01327	6,402775	5,50705

**Tabla 8.1 – Valores de fuerzas, distancias y momentos**

Peso[Kg]	Distancia al centro de giro [m]	Momento necesario [Nm]
150	0,02718	4,077
150	0,02418	3,627
150	0,02118	3,177
150	0,01818	2,727
150	0,01518	2,277
150	0,01218	1,827
150	0,00918	1,377
150	0,00618	0,927
150	0,00318	0,477

**Tabla 8.1 – Momento requerido para girar batea**



**Figura 8.8 – Momento aplicado vs momento requerido**

De la figura 8.8 vemos como el momento aplicado tanto en el avance como en el retroceso del actuador siempre se mantiene mayor que el momento requerido para rotar la batea.

Para que el cilindro neumático actúe cuando se lo desea se selecciona una electroválvula 5/2 monoestable del mismo fabricante y en el Anexo 5 se presenta la hoja de datos del mismo. En la figura 8.9 vemos el elemento seleccionado:



**Figura 8.9 – Electroválvula VSNC-FC-M52-MD-G14-FN-3AA1+G**

Dado que el tablero de mando puede ser montado sobre la máquina o en otra ubicación permitiendo comandar la misma de manera remota, se utiliza la electroválvula que es accionada mediante pulsadores situados en el panel de control.

Una práctica recomendada para todos los sistemas que requieren aire comprimido es conectar un filtro por cada herramienta de trabajo que se encuentre en una fábrica. Estos filtros se encargan de regular la presión de aire y de lubricar la herramienta donde se los instala, entre el conducto del aire comprimido y el cilindro neumático de la amasadora en este caso, garantizando así el mayor rendimiento posible. Por lo tanto, se seleccionan un filtro FRL del fabricante Festo como vemos en la figura 8.10 de acuerdo a la presión de funcionamiento del actuador que está entre 1 y 10 bares:



***Figura 8.10 – Filtro FRL***

El último elemento seleccionado es un regulador de caudal unidireccional cuya función es una combinación entre la regulación de flujo y un antiretorno. La selección es la siguiente:



***Figura 8.11 – Regulador de caudal unidireccional***

## 9. Costos

Una vez seleccionados todos los elementos que conforman la maquina se realiza un listado de los mismos donde podemos identificar la cantidad que se requieren de cada uno y el costo, tanto unitario como por la cantidad requerida, que poseen en el mercado. Esto se realiza con el fin de comparar el valor final de la amasadora creada con una producida por los distintos fabricantes en el mercado argentino. En la siguiente tabla encontramos los costos y materiales utilizados:

Elemento	Cantidad	Costo unitario	Costos por cantidad
Batea	1	54087	54087
Pala de mezclado	2	-	-
Motorreductor	1	504447	504447
Cadena	1	36784	36784
Engranajes (piñon/corona)	2	13310/49610	62920
Eje	1	34364	34364
Estructura (barras)	4	2081	8324
Rodamientos	2	5300	10600
Variador velocidad	1	102317	102317
Sensor inductivo	2	9479	18958
Sensor de posición	1	2760	2760
Transformador	1	6400	6400
Ojo de buey	6	1030	6180
Fusible NH aR	3	970	2910
Interruptor general	1	5768	5768
Interruptor para transformador	1	2100	2100
Timer	1	15000	15000
Cilindro neumático	1	18146	18146
Relé	5	2100	10500
Pulsador	6	657	3943
Electrovalvula	1	18678	18678
Regulador caudal	2	2000	4000
Filtro FLR	1	13714	13714

**Tabla 9.1 – Costos de los elementos constructivos**

El valor de la unidad monetaria que corresponde a cada elemento es el peso argentino. Para estimar los costos que involucran la mano de obra para soldar, cortar y plegar las piezas de acero inoxidable para la obtención de la batea, las palas y la estructura se añade un valor adicional del 30% con respecto al valor de los materiales siendo este de 941800\$ pesos. Los costos finales de los elementos constructivos de la amasadora resultan:

$$\text{Costo final} = 1225440\$ \text{ [pesos]}$$

\*Aclaración: tanto la batea como las palas de mezcla se construyen a partir de una chapa de acero inoxidable de 2,5 mm de espesor el valor de la misma solo se tiene en cuenta en el ítem batea en la tabla 9.1

Para poder comparar el costo final con el valor de amasadoras de otros fabricantes se pasa el valor a dólar oficial teniendo esta la siguiente relación:

$$1 \$ \text{ USD} = 103,75 \$ \text{ pesos}$$

Luego:

$$\text{Costo final} = 11811 \text{ USD } \$ \text{ [dolar]}$$

Comparando el valor final obtenido con los fabricantes de amasadoras tenemos:

Fabricante	Tipo de amasadora	Precio [USD \$]
Imepa	Espiral	25200
Arfemec	Eje Horizontal	11000

Se concluye que el costo de la amasadora, habiendo utilizado una buena calidad de materiales, compite en el mercado por lo que el proyecto es viable.

## 10. Mantenimiento

Una práctica que debe ser habitual en las empresas es la de mantenimientos predictivos de todas sus máquinas. Este se desarrolla de manera rutinaria con el fin de que durante la vida útil de cada aparato se asegure un correcto funcionamiento, resguardando así cada uno de sus componentes. El objetivo de esta tarea es identificar lo antes posible una señal de defecto para minimizar el riesgo de averías no programadas, reduciendo de esta forma la necesidad de realizar mantenimiento correctivo. Los beneficios de realizar mantenimiento preventivo son:

- El equipo no pierde garantía con el servicio de mantenimiento
- Puede reducir reparaciones y costos innecesarios
- Garantiza que los equipos se encuentren calibrados de acuerdo a normas del fabricante
- Prolonga la vida útil del equipo y obtiene el rendimiento ideal
- Aumenta la productividad e ingresos

En la tabla 10.1 se explican cuáles son las tareas de mantenimiento preventivo requeridas para cada parte de la amasadora y con qué frecuencia se realiza cada una.

Elemento	Tarea a realizar	Frecuencia
Motorreductor	Comprobar la alineación del eje	cada 6 meses
	Comprobar el toque de los tornillos de sujeción	cada 6 meses
	Verificar el estado y cantidad de grasa de los rodamientos del motor	cada 6 meses
	Controlar el nivel de aceite	cada 6 meses
	Limpieza interior y exterior	cada 6 meses
	Constatar temperatura de los componentes de la caja reductora	cada 6 meses
	Comprobación que el ruido de funcionamiento sea el correcto	diario
Cadena	Verificar el estado de lubricación	semanal
	Controlar la tensión de la cadena	mensual
	Limpieza utilizando aire comprimido	diario
Rodamientos	Verificar la temperatura de los rodamientos	cada 6 meses
	Verificar la lubricación de los rodamientos	cada 6 meses
	Verificación de la pista interior y exterior	cada 6 meses
Palas y batea	Limpieza y desinfección	diario
Tablero electrico	Limpiar con aspiradora	mensual
	Ajuste de bornes	mensual
	Limpieza utilizando aire comprimido	mensual
Estructura	Limpieza general	diario
Engranajes	Verificar el desgaste de los engranajes	cada 6 meses
	Verificar que la sujeción al eje sea la correcta, no estén flojos	cada 6 meses
	Verificar posibles fallas o fisuras	cada 6 meses

**Tabla 10.1 – Tareas de mantenimiento**

Antes de comenzar con cualquier tarea de mantenimiento se debe desenergizar la máquina. Esto no solo implica que la misma esté parada, sino que nadie pueda ponerla en marcha. Otra de las ventajas de realizar mantenimiento preventivo recae en los costos. Cuanto más se invierta en ellos menos se invierte en los correctivos que suelen ser de valor más elevado. De todas formas, se tiene que buscar un punto de equilibrio entre los dos tipos de mantenimiento optimizando así las inversiones en equipos y mantenimiento.

## 11. Trabajo a futuro

En este último capítulo, dado que la alternativa propuesta no es la óptima, se describen tanto las alternativas de posibles soluciones al diseño final de la maquina como también los trabajos que se pueden realizar a futuro para llevar a cabo la idea propuesta. Se proponen a continuación distintas soluciones al problema:

1. Cambiar el motorreductor por uno de 3000 RPM que posea un torque de la misma magnitud que el seleccionado y a través del variador de velocidad regularlo para obtener las velocidades deseadas. De esta forma con el reductor de 1:30 obtendríamos a la salida 100 RPM para la frecuencia nominal y 50 RPM para un valor de frecuencia menor por lo que ya no tendríamos problema con la reducción del torque.
2. Utilizar un motorreductor con velocidad variable mecánicamente por lo que ya no sería de utilidad el variador. Nuevamente tendríamos solucionado el problema de la reducción del torque, pero estos equipos solo pueden variar la velocidad en muy pocas alternativas mientras que con el variador solo se debe programar para obtener la deseada.
3. Un caso particular del ítem anterior sería la utilización de la caja reductora Norton que se encuentra en tornos paralelos. De esta manera podemos variar la velocidad mecánicamente, nuevamente ya no sería necesario el variador, entre varias alternativas posibles. El inconveniente es que ya no se fabrican y al estar en desuso ante una rotura de la misma causaría severos problemas al usuario al momento de la reparación de la misma.
4. Utilizar un motor cuyo torque sea superior sería otra alternativa para solucionar el problema. En este caso estaríamos sobredimensionando y los costos se incrementarían por lo que no resultaría la mejor solución a implementar desde el punto de vista ingenieril.
5. Si utilizamos parte del sistema planteado y dejamos el motorreductor con el variador de velocidad, nos deshacemos del sistema de transmisión, y conectamos la salida del reductor directamente al eje de amasado utilizando un acople mecánico ya no tendríamos que modificar la frecuencia por encima de la nominal para las velocidades deseadas. Hasta velocidades de 50 RPM se trabajaría por debajo o a la frecuencia nominal por lo que el torque no se reduciría. De todas formas, hay que tener en cuenta que, si utilizamos el motor a una determinada frecuencia, menor a la nominal, se produciría un calentamiento de los devanados. Esto se puede solucionar implementando un sistema de ventilación forzada por lo que no traería grandes problemas a la alternativa propuesta para la solución del problema.

Una vez analizadas y seleccionada la mejor alternativa solo habría que reiterar los cálculos efectuados en los capítulos anteriores para cada elemento de máquina, si se lo requiere en la alternativa propuesta, y verificar que los mismos cumplan las condiciones necesarias para el correcto funcionamiento del equipo. De esta forma, a través de un proceso de iteración, se obtendrían los resultados finales para el proyecto planteado.

Para complementar el trabajo propuesto en este proyecto final se podrían agregar los planos de fabricación de la amasadora con sus correspondientes medidas para cada elemento de máquina y también los procesos de fabricación de cada uno de ellos si es que este no se adquiriera directamente de un proveedor. De esta manera el proyecto quedaría completamente definido para una posible futura fabricación.

## 12. Anexo 1 - Segmentos de código alimentario argentino

### Capítulo II – Condiciones generales de las fábricas y comercios de alimentos

#### Anexo I

##### 4.1.4. Equipos y utensilios.

###### 4.1.4.1. Materiales.

Todo el equipo y los utensilios empleados en las zonas de manipulación de alimentos y que puedan entrar en contacto con los alimentos deben ser de un material que no transmita sustancias tóxicas, olores ni sabores y sea no absorbente y resistente a la corrosión y capaz de resistir repetidas operaciones de limpieza y desinfección. Las superficies habrán de ser lisas y estar exentas de hoyos y grietas y otras imperfecciones que puedan comprometer la higiene de los alimentos o sean fuentes de contaminación. Deberá evitarse el uso de madera y otros materiales que no puedan limpiarse y desinfectarse adecuadamente, a menos que se tenga la certeza de que su empleo no será una fuente de contaminación. Se deberá evitar el uso de diferentes materiales de tal manera que pueda producirse corrosión por contacto.

###### 4.1.4.2. Diseño y construcción.

4.1.4.2.1. Todos los equipos y los utensilios deberán estar diseñados y contruidos de modo de asegurar la higiene y permitir una fácil y completa limpieza y desinfección y, cuando sea factible deberán ser visibles para facilitar la inspección. Los equipos fijos deberán instalarse de tal modo que permitan un acceso fácil y una limpieza a fondo, además deberán ser usados exclusivamente para los fines que fueron diseñados.

### Capítulo IV – Utensilios, recipientes, envases, envolturas, aparatos y accesorios

#### **RESOLUCIÓN GMC N° 003/92 Incorporada por Resolución MSyAS N° 003 del 11.01.95**

Se deroga toda legislación del Código Alimentario Argentino que se oponga a la presente Resolución.

## **CRITERIOS GENERALES DE ENVASES Y EQUIPAMIENTOS ALIMENTARIOS EN CONTACTO CON ALIMENTOS**

Art 1° - Los envases y equipamientos destinados a entrar en contacto con los productos alimenticios que se comercialicen entre los Estados Partes del MERCOSUR deberán cumplir con las exigencias establecidas en el documento "CRITERIOS GENERALES DE ENVASES Y EQUIPAMIENTOS ALIMENTARIOS EN CONTACTO CON ALIMENTOS" que se incluye como Anexo I.

Art 2° - Lo establecido en el Artículo 1 no se aplicará obligatoriamente a los alimentos envasados destinados a la exportación a terceros países.

Art 3° - Instar a los organismos competentes de los Estados Parte del MERCOSUR que arbitren los medios para poner en vigencia las disposiciones legislativas, reglamentarias y administrativas necesarias para la plena implementación de lo dispuesto en la presente Resolución y que comuniquen el texto de las mismas al Grupo Mercado Común.

### **ANEXO I:**

#### **1- ALCANCE O CAMPO DE APLICACIÓN**

El presente documento será aplicado a envases y equipamientos alimentarios que entran en contacto con alimentos durante su producción, su elaboración, su fraccionamiento, su almacenamiento, su distribución, su comercialización y su consumo. En este documento no se incluyen los materiales que forman una unidad con los alimentos y se consumen con ellos (por ejemplo, la corteza de ciertos quesos, tripas naturales de algunos embutidos, recubrimiento de frutas).

#### **2- TERMINOLOGÍA**

2.1 Envase alimentario, es el artículo que está en contacto directamente con alimentos destinado a contenerlos desde su fabricación hasta su entrega al consumidor con la finalidad de protegerlos de agentes externos de alteración y contaminación, así como de adulteración.

2.2 Equipamiento alimentario es todo artículo en contacto directo con alimentos que se usa durante la elaboración, fraccionamiento, almacenamiento, comercialización y consumo de alimentos. Se incluye con esta denominación recipientes, maquinarias, cintas transportadoras, cañerías, aparatos, accesorios, válvulas, utensilios y similares.

2.3 Revestimiento, es una sustancia o producto aplicado sobre la superficie de envases o equipamientos alimentarios cuya finalidad es protegerlos y prolongar su vida útil.

2.4 Migración es la transferencia de componentes desde el material en contacto con los alimentos hacia dichos productos, debido a fenómenos fisicoquímicos.

2.4.1 Migración total o global es la cantidad de componentes transferida desde los materiales en contacto con los alimentos, hacia los alimentos o sus simulantes en las condiciones habituales de empleo, elaboración y almacenamiento, o en las condiciones equivalentes de ensayo.

2.4.2 Migración específica es la cantidad de un componente no polimérico particular de interés toxicológico transferida desde los materiales en contacto con los alimentos a los alimentos o sus simulantes en las condiciones habituales de empleo, elaboración y almacenamiento, o en las condiciones equivalentes de ensayo.

2.5 Límite de migración total o global es la cantidad máxima admisible de componentes del material en contacto con los alimentos transferida a los simulantes bajo condiciones de ensayo.

2.6 Límite de migración específica es la cantidad máxima admisible de un componente específico del material en contacto con los alimentos transferida a los simulantes bajo condiciones de ensayo.

2.7 Límite de composición es la cantidad máxima admisible de un componente particular de interés toxicológico en el material en contacto con los alimentos.

2.8 Simulante es un producto que imita el comportamiento de un grupo de alimentos que tienen características parecidas.

### **3. CRITERIOS GENERALES**

3.1 Los envases y equipamientos que estén en contacto con los alimentos deben fabricarse de conformidad con las buenas prácticas de manufactura para que en las condiciones normales o previsibles de empleo no produzcan migración a los alimentos de componentes indeseables, tóxicos o contaminantes en cantidades tales que superen los límites máximos establecidos de migración total y específica, tales que:

- a) puedan representar un riesgo para la salud humana;
- b) ocasionen una modificación inaceptable de la composición de los alimentos o en los caracteres sensoriales de los mismos.

3.2 Los componentes a usar en los materiales a entrar en contacto con alimentos se regirán por los siguientes principios:

3.2.1 Deberán estar incluidos en las listas positivas que son enumeraciones taxativas de las sustancias que han probado ser fisiológicamente inocuas en ensayos con animales y cuyo uso está autorizado para la fabricación de materiales en contacto con alimentos.

3.2.2 En algunos casos, para alimentos específicos, podrán efectuarse restricciones de uso.

3.2.3 Deberán seguir criterios de pureza compatibles con su utilización.

3.2.4 Deberán cumplir con el límite de migración total establecido y con los límites de migración específica establecidos para ciertos componentes o grupo de componentes.

3.3 Los envases deberán disponer de cierres o sistemas de cierres que eviten la apertura involuntaria del envase en condiciones razonables. No se exigirán sistemas o mecanismos que los hagan inviolables o que muestren evidencias de apertura intencional salvo los casos especialmente previstos.

3.4 En el intercambio comercial entre Estados Parte todos los envases, equipamientos y componentes que entrarán en contacto con alimentos deberán ser aprobados por la autoridad competente del Estado Parte de procedencia u origen y avalado a través de un certificado de dicho país, cumpliendo con la Normativa MERCOSUR, tanto general como específica.

#### **4. CLASIFICACIÓN DE MATERIALES**

4.1 A los efectos del presente documento, se reconocen los siguientes tipos de materiales que componen los envases y equipamientos alimentarios.

4.1.1 Materias plásticas, incluidos los barnices y los revestimientos.

4.1.2 Celulosas regeneradas.

4.1.3 Elastómeros y cauchos.

4.1.4 Papeles y cartones.

4.1.5 Cerámicas.

4.1.6 Vidrio.

4.1.7 Metales y aleaciones.

4.1.8 Madera, incluido el corcho.

4.1.9 Productos textiles.

4.1.10 Ceras de parafina y ceras microcristalinas.

4.1.11 Otros.

4.2 Los materiales antes mencionados o combinaciones de los mismos estarán sujetos a Normativas específicas, las que incluirán los puntos detallados en el apartado 3.2, y

reglas básicas de muestreo y métodos de análisis requeridos para cumplir lo establecido en 3.2.

**Artículo 185 - (Res 1552, 12.09.90)**

"Todos los utensilios, recipientes, envases, embalajes, envolturas, aparatos, cañerías y accesorios que se hallen en contacto con alimentos deberán encontrarse en todo momento en buenas condiciones de higiene, estarán contruidos o revestidos con materiales resistentes al producto a elaborar y no cederán substancias nocivas ni otros contaminantes o modificadoras de los caracteres organolépticos de dichos productos. Estas exigencias se hacen extensivas a los revestimientos interiores, los cuales, así como también todos los elementos mencionados sin revestimientos, deben ser inalterables con respecto a los procesos y productos utilizados en su limpieza e higienización".

**Artículo 186 - (Res 2063, 11.10.88)**

"Queda permitido, sin autorización previa el empleo de los siguientes materiales:

1. Acero inoxidable, acero, hierro fundido o hierro batido, revestidos o no con estaño técnicamente puro y hierro cromado.
2. Cobre, latón o bronce revestidos íntegramente por una capa de oro, plata, níquel, cromo o estaño técnicamente puros, exceptuándose del requisito del revestimiento a las calderas, vasijas y pailas para cocción de dulces y almíbares, morteros, platos de balanzas y pesas.
3. Estaño, níquel, cromo, aluminio y otros metales técnicamente puros o sus aleaciones con metales inocuos.
4. Hojalata de primer uso.
5. Materiales cerámicos, barro cocido vidriado en su parte interna, que no cedan plomo u otros compuestos nocivos al ataque ácido: vidrio, cristal, mármol y maderas inodoras.
6. Utensilios de cocina de metales diversos, con revestimiento antiadhesivo o politetraflúoretileno puro (teflón, fluón, etc.).
7. Telas de fibras vegetales, animales o sintéticos, impermeabilizados o no con materias inofensivas.
8. Se autoriza el empleo de distintos tipos de películas a base de celulosa regenerada para el envasamiento de productos alimenticios en general. Dicha autorización implica la obligatoriedad de declarar la exacta composición de las películas, su verificación analítica y aprobación final por la autoridad sanitaria.

9. Hierro enlozado o esmaltado que no cedan plomo u otros compuestos nocivos por ataque ácido.

Queda prohibido el uso de:

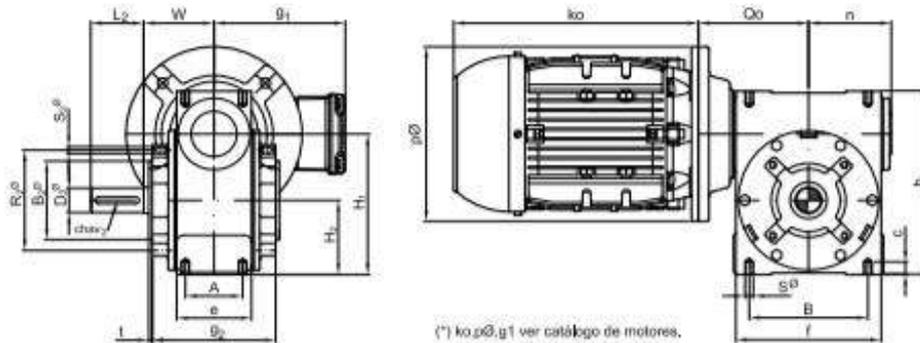
1. Hierro galvanizado o cincado.
2. El revestimiento interno de envases, tubos, utensilios u otros elementos con cadmio.
3. Los materiales (metales, materiales plásticos, etc.), que pueden ceder a los alimentos, metales o metaloides en proporción superior a las establecidas en el Artículo 156".

### 13. Anexo 2 – Catalogo de selección del motorreductor

Potencia Entrada		Velocidad Salida	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento útil	Velocidad Entrada aprox.	Carga Reducida adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
KW	HP	(RPM)	(i)		(Fr)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
		21,1	62,75	26HR 7,50	1,00	1980	1465	2100	1300	145	pag 41	pag 50-51
		26,3	55,71	26HR 7,50	1,15	1712	1465	2100	1300	145	pag 41	pag 50-51
		31,8	46,14	26HR 7,50	1,40	1436	1465	2100	1300	145	pag 41	pag 50-51
		36,4	39,70	26HR 7,50	1,55	1173	1465	2100	1300	145	pag 41	pag 50-51
		44,0	32,88	26HR 7,50	1,90	1062	1465	1850	1100	145	pag 41	pag 50-51
		52,0	27,69	26HR 7,50	2,20	902	1465	1850	1100	145	pag 41	pag 50-51
		62,0	23,62	26HR 7,50	2,60	772	1465	1850	1100	145	pag 41	pag 50-51
		72,0	20,33	26HR 7,50	3,00	667	1465	1700	1050	145	pag 41	pag 50-51
		83,1	17,63	26HR 7,50	3,45	582	1465	1700	1050	145	pag 41	pag 50-51
5,50 KW	7,50 HP	33,1	29,00	26 7,50 /6	1,10	1334	960	2100	1300	150	pag 39	pag 50-51
		36,2	26,50	26 7,50 /6	1,20	1211	960	2100	1300	150	pag 39	pag 50-51
		50,5	19,00	26 7,50 /6	1,55	836	960	1850	1100	150	pag 39	pag 50-51
		66,2	14,50	26 7,50 /6	1,95	730	960	1700	1050	150	pag 39	pag 50-51
		92,9	10,33	26 7,50 /6	2,50	532	960	1550	950	150	pag 39	pag 50-51
5,50 KW	7,50 HP	38,0	30,00	26 7,50	1,00	1173	1465	2100	1300	125	pag 39	pag 50-51
		51,0	20,00	26 7,50	1,15	838	1465	1850	1100	125	pag 39	pag 50-51
		55,0	26,50	26 7,50	1,45	836	1465	1850	1100	125	pag 39	pag 50-51
		77,0	19,00	26 7,50	1,85	627	1465	1700	1050	125	pag 39	pag 50-51
		101,0	14,50	26 7,50	2,40	484	1465	1550	950	125	pag 39	pag 50-51
142,0	10,33	26 7,50	3,00	356	1465	1500	900	125	pag 39	pag 50-51		
		41,9	33,41	25HR 7,50	1,10	1067	1465	1300	920	121	pag 41	pag 50-51
		48,0	20,00	25 7,50 /6	1,00	974	960	1300	920	126	pag 39	pag 50-51
		66,2	14,50	25 7,50 /6	1,30	714	960	1200	850	126	pag 39	pag 50-51
		91,4	10,50	25 7,50 /6	1,65	541	960	1100	780	126	pag 39	pag 50-51



**TABLA DE MEDIDAS - MOTOREDUCTOR NORMALIZADO**



Modelo	D2e	L2	chav 2	H1	H2	A	B	Se	Q	W	
21	mm	19	40	6 x 6	110	60	50	95	1/4"	95	65
22	mm	24	50	8 x 7	133	70	55	115	5/16"	105	75
23	mm	28	60	8 x 7	161	85	65	135	3/8"	125	80
24	mm	38	80	10 x 8	215	115	85	190	1/2"	155	107,5
25	mm	48	110	14 x 9	265	140	100	230	5/8"	190	120
26	mm	58	110	16 x 10	315	165	120	265	3/4"	210	140

Modelo	B2e	R2e	S2e	e	f	f2	c	h	g2	n	Peso kg	aceite lts	
21	mm	60	77	1/4"	66	116	3	12	145	102	75	8,5	0,35
22	mm	75	90	1/4"	75	135	3	14	180	120	85	15,5	0,65
23	mm	90	115	5/16"	85	165	4	16	210	140	95	23,0	1,05
24	mm	120	150	3/8"	110	225	4	25	270	175	132	38,0	1,75
25	mm	150	180	1/2"	135	275	5	25	335	200	160	55,0	3,15
26	mm	175	210	1/2"	160	315	5	35	390	244	180	79,0	5,40

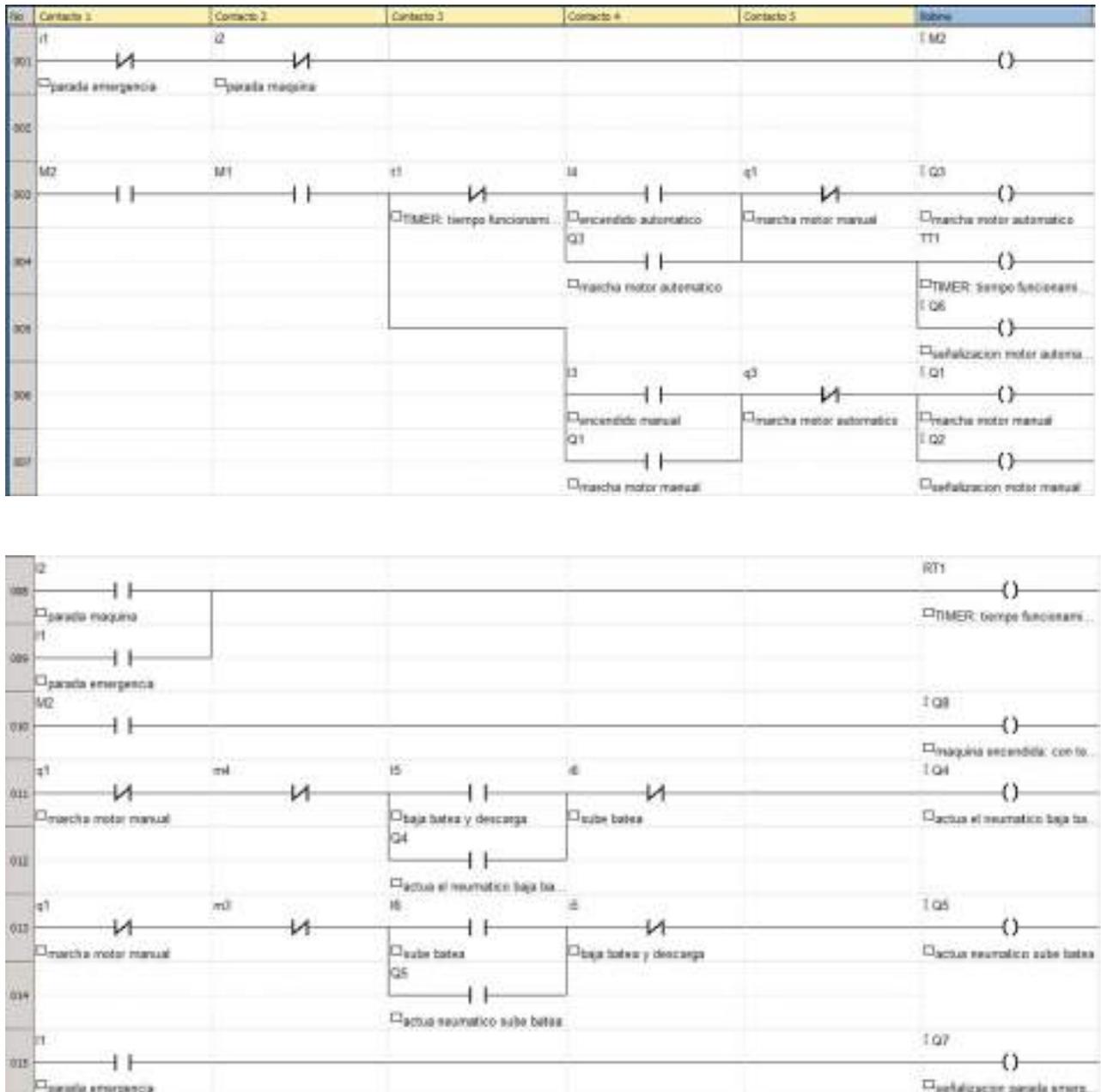
MONTAJES	OPCIONALES	POSICIONES
CON BASE ( ver pág. 45) CON BRIDA ( ver pág. 46)	CON EJE HUECO (ver pág. 47 y 48) CON TROMPA PARA AGITADOR (ver pág. 49) CON VENTILACIÓN FORZADA (ver pág. 49)	PARA DIVERSAS VARIANTES (ver pág. 35)

NOTA 1: Las dimensiones son aproximadas pudiendo modificarse sin aviso previo.  
 NOTA 2: Las capacidades de lubricante son para posiciones 1a, 1b.

NOTA 3: Para dimensiones: ko, P y g1 ver pag. 52 ó catálogo de motores ( I.E.C.).  
 NOTA 4: Los pesos no incluyen peso del motor.

## 14. Anexo 3 - Programación del PLC en Zelio Soft

A partir del software Zelio Soft se realizó la programación del PLC en lenguaje ladder. Esta se carga dar las ordenes preestablecidas a los distintos elementos haciendo que trabajen de manera eficaz y eficiente. El conexionado se realiza a través de un cable de interfaz y la ejecución de cada tarea se realiza rápidamente. A continuación, vemos en la figura 11.1 la programación realizada:





**Figura 11.1 – Programación en ladder del funcionamiento de la amasadora**

Una posible selección del elemento podría ser el: Schneider SR3B261BD (ZELIO LOGIC 26E/S EXPANDIBLE REL 24VCC)



**Principal**

Rango de producto	Zelio Logic
Tipo de producto o componente	Relé inteligente modular

Este tipo de PLC requiere una fuente de alimentación de corriente continua por lo que se debe seleccionar una para su funcionamiento. Una posibilidad de selección puede ser: Schneider ABL8WPS24200



### Principal

Rango de producto	Modicon Power Supply
Tipo de producto o componente	Alimentación
Tipo fuente de alimentación	Modo de encendido regulado
Nominal input voltage	380...500 V CA trifásica, terminal(es): L1, L2, L3
Límites de tensión de entrada	320...550 V CA
Potencia nominal en W	480 W
Tensión de salida	24 V CC
Corriente de salida de alimentación	20 A
Permissible temporary current boost	1,5 x In (d. 4 s)
Filtro anti-armónico	Corrientes armónicas de baja frecuencia

## 15. Anexo 3 – Hoja de datos del variador de velocidad

<b>Principal</b>	
Rango de producto	Easy Altivar 310L
Tipo de producto o componente	Variador velocidad variable
Aplicación específica producto	Máquina simple
Estilo de conjunto	With heat sink
Modelo de dispositivo	ATV310
Número de red de fases	Trifásica
[Us] tensión de alimentación nominal	380...460 V - 15...10 %
Potencia del motor en kW	5,5 kW
Potencia del motor en CV	7,5 hp
Intensidad de ruido	50 dB
<b>Complementario</b>	
Destino del producto	Motores asincrónicos
Cantidad por juego	Juego de 1
Filtro CEM	Sin filtro CEM
Tipo de refrigeración	Ventilador integrado
Frecuencia de alimentación	50/60 Hz +/- 5 %
Protocolo de puerto de comunic	Modbus
Tipo de conector	RJ45 (en cara frontal) para Modbus
Interfaz física	RS 485 de dos hilos para Modbus
Marco de transmisión	RTU para Modbus
Velocidad de transmisión	4800 bit / s 9600 bit/s 19200 bit/s 38400 bit / s
Número de direcciones	1...247 para Modbus
Servicio de comunicación	Registros con lectura (03) 29 palabras Regis. únic. escr. (06) 29 palabras Reg. múlt. lect./escr. (16) 27 palabras Registadores múltiples de lectura/escritura (23) 4/4 palabras Identificación de dispositivo de lectura (43)
Corriente de línea	14,3 A

<b>Potencia aparente</b>	11,4 kVA
<b>Prospective line Isc</b>	5 kA
<b>Corriente de salida continua</b>	12,6 A a 4 kHz
<b>Máxima corriente transitoria</b>	18,9 A para 60 s
<b>Potencia disipada en W</b>	141,54 W en In
<b>Rango de frecuencias de salida</b>	0,5...400 Hz
<b>Frecuencia de conmutación nominal</b>	4 kHz
<b>Frecuencia de conmutación</b>	2...12 kHz regulable 'or' no regulable
<b>Rango de velocidades</b>	1...20
<b>Sobrepasar transitorio</b>	170...200 % del par nominal del motor en función del grado de accionamiento y tipo de motor
<b>Par de frenado</b>	Hasta 150% del par motor nominal con resistor de freno con gran inercia Hasta un 70% del par motor nominal sin resistencia de frenado
<b>Perfil de control de motor asíncrono</b>	Índice de ahorro de energía Índice de ahorro de energía Relación de frecuencia/tensión cuadrática
<b>Compensación desliz. motor</b>	Regulable 'or' no regulable Predet. de fábrica
<b>Tensión de salida</b>	380...460 V trifásica
<b>Conexión eléctrica</b>	Terminal, capacidad de clamping: 4 mm <sup>2</sup> (L1, L2, L3, PA/+, PB, U, V, W)
<b>Par de apriete</b>	1,2...1,4 N.m
<b>Aislamiento</b>	Eléctrico entre alimentación y control
<b>Alimentación</b>	Fuente de alimentación interna para potenciómetro de referencia: 5 V (4,75...5,25 V)CC, <10 mA con protección de sobrecarga y cortocircuito Alimentación interna para entradas lógicas: 24 V (20,4...28,8 V)CC, <100 mA con protección de sobrecarga y cortocircuito
<b>Número de entrada analógica</b>	1
<b>Tipo de entrada analógica</b>	Corriente configurable AI1 0...20 mA 250 Ohm Tensión configurable AI1 0...10 V 30 kOhm Tensión configurable AI1 0...5 V 30 kOhm
<b>Número de entrada digital</b>	4
<b>Tipo de entrada digital</b>	Programable LI1...LI4 24 V 18...30 V
<b>Lógica de entrada digital</b>	Lógica negativa (recepción), > 16 V (estado 0), < 10 V (estado 1), impedancia de ingreso 3,5 kOhm Lógica positiva (fuente), 0...< 5 V (estado 0), > 11 V (estado 1)
<b>Duración de muestreo</b>	10 ms para entr analoga 20 ms, tolerancia +/- 1 ms para entrad lóg.
<b>Error de linealidad</b>	+/- 0,3% del valor máximo para entr analoga
<b>Número de salida analógica</b>	1
<b>Tipo de salida analógica</b>	AO1 tensión configurable por software: 0...10 V, impedancia: 470 Ohm, resolución 8 bits AO1 corriente configurable por software: 0...20 mA, impedancia: 800 Ohm, resolución 8 bits

<b>Número de salida digital</b>	2
<b>Tipo de salida digital</b>	Salida lógica LO +, LO - Salida de relé protegida R1A, R1B, R1C 1 C/O
<b>Corriente mínima de conmutación</b>	5 mA a 24 V CC para relé lógico
<b>Corriente de conmutación máxima</b>	2 A a 250 V CA sobre inductivo carga cos phi = 0,4 L/R = 7 ms para relé lógico 2 A a 30 V CC sobre inductivo carga cos phi = 0,4 L/R = 7 ms para relé lógico 3 A a 250 V CA sobre resistivo carga cos phi = 1 L/R = 0 ms para relé lógico 4 A a 30 V CC sobre resistivo carga cos phi = 1 L/R = 0 ms para relé lógico
<b>Rampas de aceleración y deceleración</b>	Lineal desde 0 ... 999,9 s S Lineal desde 0 ... 999,9 s
<b>De desconexión a parada</b>	Con inyección c.c., <30 s
<b>Tipo de protección</b>	Sobretensión sum línea

	Tensión baj sumin línea Sobreintensidad entre fases de salida y tierra Protección sobrecalentam Cortocircuito entre fases del motor Contra la pérdida de fase de entrada en fase trifásica Protección térmica del motor a través del accionamiento cálculo continuo de I <sup>2</sup>
<b>Resolución de frecuencia</b>	Entrada analóg.: convertido A/D, 10 bits Unidad de pantalla: 0.1 Hz
<b>Constante de tiempo</b>	20 ms +/- 1 ms para cambio de referencia
<b>Posición de funcionamiento</b>	Vertical +/- 10 grados
<b>Alto</b>	184 mm
<b>Ancho</b>	140 mm
<b>Profundidad</b>	151 mm
<b>Peso del producto</b>	1,8 kg
<b>Entorno</b>	
<b>Compatibilidad electromagnética</b>	Prueba de inmunidad oscilatoria/ráfagas eléctrica - prueba nivel: nivel_4 conforme a EN/IEC 61000-4-4 Prueba de inmunidad de descarga electrostática - prueba nivel: nivel_3 conforme a EN/IEC 61000-4-2 Inmunidad a perturbancias conducidas - prueba nivel: nivel_3 conforme a EN/IEC 61000-4-6 Prueba de inmunidad de campo electromagnético de radio frecuencia radiada - prueba nivel: nivel_3 conforme a EN/IEC 61000-4-3 Prueba de inmunidad de interruptores y caídas de tensión conforme a EN/IEC 61000-4-11 Prueba de inmunidad frente a sobrevoltaje - prueba nivel: nivel_3 conforme a EN/IEC 61000-4-5
<b>Normas</b>	EN/IEC 61800-3 EN/IEC 61800-3
<b>Grado de protección IP</b>	IP20 sin placa de obturación en pieza superior IP40 superior
<b>Grado de contaminación</b>	2 conforme a EN/IEC 61800-5-1
<b>Característica medioambiental</b>	Resistencia a la contaminación por polvo clase 3S2 conforme a EN/IEC 60721-3-3 Resistencia a la contaminación química clase 3C3 conforme a EN/IEC 60721-3-3
<b>Resistencia a los choques</b>	15 gn para 11 ms conforme a EN/IEC 60068-2-27
<b>Humedad relativa</b>	5...95 % sin condensación conforme a IEC 60068-2-3 5...95 % sin goteo de agua conforme a IEC 60068-2-3
<b>Temperatura ambiente de almacenamiento</b>	-25...70 °C
<b>Temperatura ambiente</b>	-10...55 °C sin reducción de la potencia nominal 55...60 °C cubierta protectora de la parte superior del motor extraída con disminución de corriente de 2,2 % por grada
<b>Altitud máxima de funcionamiento</b>	<= 1000 m sin reducir la capacidad normal

## 16. Anexo 4 - Catálogo del rodamiento y soporte

**SKF**
Generado desde iNtelligence



### 212-2Z

#### Rodamientos rígidos de bolas

**Datos de los rodamientos**

Tolerancias:  
Normal (métrico), P6, P5, Normal (imperial).

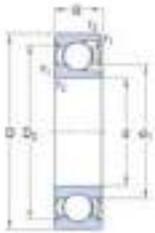
Juego radial normal.

Pares de rodamientos ajustados.  
Acero inoxidable  $\sigma = 10$  mm, Otros rodamientos.

**Interfaz del rodamiento**

Tolerancias de los ejes:  
para rodamientos estándar.  
Tolerancias y ajustes especiales.

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

$d$	60 mm	Diámetro del agujero
$D$	110 mm	Diámetro exterior
$B$	22 mm	Ancho
$d_1$	+75.5 mm	Diámetro del resalte del eje interior
$D_2$	+98 mm	Diámetro del rebaje del resalte del eje exterior
$r_{1.2}$	min.1.5 mm	Dimensión del chifón del eje exterior



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

$d_a$	min.69 mm	Diámetro del resalte del eje
$d_{a1}$	max.75.4 mm	Diámetro del resalte del eje
$D_a$	max.101 mm	Diámetro del resalte del soporte
$r_a$	max.1.5 mm	Radio de acanto

129

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	$C$	56.1 kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	50 kN
Carga límite de fatiga	$P_0$	2.12 kN
Velocidad de referencia		11 000 r/min
Velocidad límite		5 400 r/min
Factor de cálculo	$f_0$	0.04

## MASA

Rodamiento de masa	0.85 kg
--------------------	---------

## TOLERANCE CLASS

Dimensional tolerances	Normal
Radial run-out	Normal



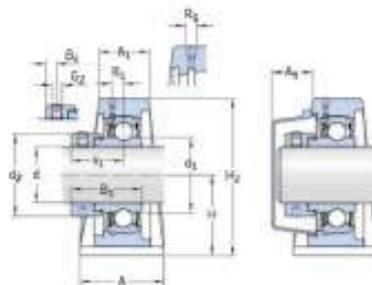
## P2B 60M-FM Soportes de pie con rodamientos de bolas

Soportes de pie con rodamientos de bolas

### Especificación técnica

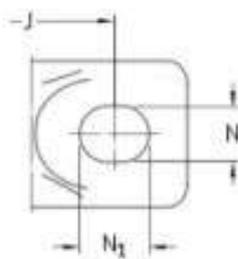
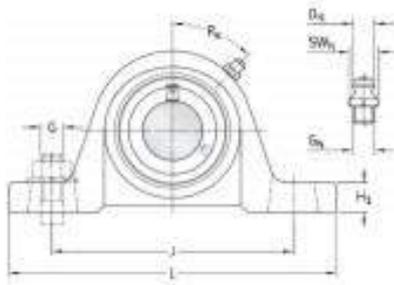
Norma estadounidense  
For material handling applications

Fundición  
Standard seals



### DIMENSIONES

d	60 mm	Diámetro del agujero
d <sub>1</sub>	75.64 mm	Diámetro del resalte del aro interior
d <sub>2</sub>	82 mm	Diámetro exterior del anillo de fijación
A	61.6 mm	Ancho de la base
A <sub>1</sub>	34.3 mm	Top width
A <sub>2</sub>	35.5 mm	Standout of end cover
B <sub>1</sub>	52.6 mm	Ancho total del rodamiento
B <sub>2</sub>	7.95 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	69.85 mm	Altura del centro del asiento esférico
H <sub>1</sub>	22.23 mm	Foot height
H <sub>2</sub>	141.29 mm	Altura total



J	184.35 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 193.675 mm	Distance between attachment bolts
J	min. 174.625 mm	Distance between attachment bolts
L	239.71 mm	Longitud total
N	19.84 mm	Diameter of attachment bolt hole
N <sub>1</sub>	25.4 mm	Length of attachment bolt hole
s1	39.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

## ORIFICIO ROSCADO

1/8-27 NPT	Housing thread for the grease fitting
R <sub>1</sub>	4 mm
R <sub>α</sub>	45 °

## BOQUILLA ENGRASADORA

DN	6.579 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SWN	11.113 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora	

## DATOS DEL CÁLCULO

C	52.7 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	36 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>4</sub>	1.53 kN	Carga límite de fatiga
	3 400 r/min	Velocidad límite
		con tolerancia de eje h6

## MASA

4.5 kg

Mass bearing unit

## INFORMACIÓN DE MONTAJE

M10x1

Rosca del  
prisionero

5 mm

16.5 N·m

G

16 mm

G

0.625 in

## PRODUCTOS INCLUIDOS

P2B 512

Soporte

YET 212

Rodamiento

## PRODUCTOS ASOCIADOS

ECV 212

Tapa lateral

# 17. Anexo 5 - Catálogo de la cadena

Table 1

**BS European standard chains**

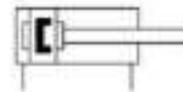
BS/ISO Chain number	Dimensions										Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	Designation
	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length	Inner plate height	Plate thickness	Transverse pitch	Q min	Q <sub>0</sub>				
	P	d <sub>1</sub> max	b <sub>1</sub> min	d <sub>2</sub> max	L max	L <sub>c</sub> max	h <sub>2</sub> max	t max	T max	P <sub>t</sub>			q	
	mm										kN	kg/m		
04B-1	6,000	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	-	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...
05B-1	8,000	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	0,80	-	5,0	5,9	0,20	PHC 05B-1...
06B-1*	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	1,30	-	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...
08B-1	12,700	8,51	7,75	4,45	16,70	18,2	11,80	1,60	1,60	-	18,0	19,4	0,69	PHC 08B-1...
10B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	19,50	20,9	14,70	1,70	1,70	-	22,4	27,5	0,93	PHC 10B-1...
12B-1	19,050	12,07	11,68	5,72	22,50	24,2	16,00	1,85	1,85	-	29,0	32,2	1,15	PHC 12B-1...
16B-1	25,400	15,88	17,02	8,28	36,10	37,4	21,00	4,15	3,10	-	60,0	72,8	2,71	PHC 16B-1...
20B-1	31,750	19,05	19,56	10,19	41,30	45,0	26,40	4,50	3,50	-	95,0	106,7	3,70	PHC 20B-1...
24B-1	38,100	25,40	25,40	14,63	53,40	57,8	33,20	6,00	4,80	-	160,0	178,0	7,10	PHC 24B-1...
28B-1	44,450	27,94	30,99	15,90	65,10	69,5	36,70	7,50	6,00	-	200,0	222,0	8,50	PHC 28B-1...
32B-1	50,800	29,21	30,99	17,81	66,00	71,0	42,00	7,00	6,00	-	250,0	277,5	10,25	PHC 32B-1...
40B-1	63,500	39,37	38,10	22,89	82,20	89,2	52,96	8,50	8,00	-	355,0	394,0	16,35	PHC 40B-1...
48B-1	76,200	48,26	45,72	29,24	99,10	107,0	63,80	12,00	10,00	-	560,0	621,6	25,00	PHC 48B-1...
56B-1	88,900	53,98	53,34	34,32	114,60	123,0	77,80	13,50	12,00	-	850,0	940,0	35,78	PHC 56B-1...
64B-1	101,600	63,50	60,96	39,40	130,00	138,5	90,17	15,00	13,00	-	1120,0	1240,0	46,00	PHC 64B-1...
72B-1	114,300	72,39	68,58	44,48	147,40	156,4	103,60	17,00	15,00	-	1400,0	1550,0	60,80	PHC 72B-1...
05B-2	8,000	5,00	3,00	2,31	13,9	14,5	7,10	0,80	0,80	5,64	7,8	10,2	0,33	PHC 05B-2...
06B-2*	9,525	6,35	5,72	3,28	23,4	24,4	8,20	1,30	1,30	10,24	16,9	18,7	0,77	PHC 06B-2...
08B-2	12,700	8,51	7,75	4,45	31,2	32,2	11,80	1,60	1,60	13,92	32,0	38,7	1,34	PHC 08B-2...
10B-2	15,875	10,16	9,65	5,08	36,1	37,5	14,70	1,70	1,70	16,59	44,5	56,2	1,84	PHC 10B-2...
12B-2	19,050	12,07	11,68	5,72	42,0	43,6	16,00	1,85	1,85	19,46	57,8	66,1	2,31	PHC 12B-2...
16B-2	25,400	15,88	17,02	8,28	68,0	69,3	21,00	4,15	3,10	31,88	106,0	133,0	5,42	PHC 16B-2...
20B-2	31,750	19,05	19,56	10,19	77,8	81,5	26,40	4,50	3,50	36,45	170,0	211,2	7,20	PHC 20B-2...
24B-2	38,100	25,40	25,40	14,63	101,7	106,2	33,20	6,00	4,80	48,36	280,0	319,2	13,40	PHC 24B-2...
28B-2	44,450	27,94	30,99	15,90	124,6	129,1	36,70	7,50	6,00	59,56	360,0	406,8	16,60	PHC 28B-2...
32B-2	50,800	29,21	30,99	17,81	124,6	129,6	42,00	7,00	6,00	58,55	450,0	508,5	21,00	PHC 32B-2...
40B-2	63,500	39,37	38,10	22,89	154,5	161,5	52,96	8,50	8,00	72,29	630,0	711,9	32,00	PHC 40B-2...
48B-2	76,200	48,26	45,72	29,24	190,4	198,2	63,80	12,00	10,00	91,21	1000,0	1130,0	50,00	PHC 48B-2...
56B-2	88,900	53,98	53,34	34,32	221,2	229,6	77,80	13,50	12,00	106,6	1600,0	1760,0	71,48	PHC 56B-2...
64B-2	101,600	63,50	60,96	39,40	249,9	258,4	90,17	15,00	13,00	119,89	2000,0	2200,0	91,00	PHC 64B-2...
72B-2	114,300	72,39	68,58	44,48	283,7	292,7	103,60	17,00	15,00	136,27	2500,0	2750,0	120,40	PHC 72B-2...
05B-3	8,000	5,00	3,00	2,31	19,5	20,2	7,10	0,80	0,80	5,64	11,1	13,8	0,48	PHC 05B-3...
06B-3*	9,525	6,35	5,72	3,28	33,5	34,6	8,20	1,30	1,30	10,24	24,9	30,1	1,16	PHC 06B-3...
08B-3	12,700	8,51	7,75	4,45	45,1	46,1	11,80	1,60	1,60	13,92	47,5	57,8	2,03	PHC 08B-3...
10B-3	15,875	10,16	9,65	5,08	52,7	54,1	14,70	1,70	1,70	16,59	66,7	84,5	2,77	PHC 10B-3...
12B-3	19,050	12,07	11,68	5,72	61,5	63,1	16,00	1,85	1,85	19,46	86,7	101,8	3,46	PHC 12B-3...
16B-3	25,400	15,88	17,02	8,28	99,8	101,2	21,00	4,15	3,10	31,88	160,0	203,7	8,13	PHC 16B-3...
20B-3	31,750	19,05	19,56	10,19	114,2	117,9	26,40	4,50	3,50	36,45	250,0	290,0	10,82	PHC 20B-3...
24B-3	38,100	25,40	25,40	14,63	150,1	154,6	33,20	6,00	4,80	48,36	425,0	493,0	20,10	PHC 24B-3...
28B-3	44,450	27,94	30,99	15,90	184,2	188,7	36,70	7,50	6,00	59,56	530,0	609,5	24,92	PHC 28B-3...
32B-3	50,800	29,21	30,99	17,81	183,2	188,2	42,00	7,00	6,00	58,55	670,0	770,5	31,56	PHC 32B-3...
40B-3	63,500	39,37	38,10	22,89	226,8	233,8	52,96	8,50	8,00	72,29	950,0	1092,5	48,10	PHC 40B-3...
48B-3	76,200	48,26	45,72	29,24	281,6	289,4	63,80	12,00	10,00	91,21	1500,0	1710,0	75,00	PHC 48B-3...
56B-3	88,900	53,98	53,34	34,32	327,8	336,2	77,80	13,50	12,00	106,6	2240,0	2240,0	107,18	PHC 56B-3...
64B-3	101,600	63,50	60,96	39,40	369,8	378,3	90,17	15,00	13,00	119,89	3000,0	3300,0	136,00	PHC 64B-3...
72B-3	114,300	72,39	68,58	44,48	420,0	429,0	103,60	17,00	15,00	136,27	3750,0	4125,0	180,00	PHC 72B-3...

\* Straight side plates.  
Standard lengths are 10 ft. and 5 m. To complete designation, add chain length. For example, a 5 m box of 08B-1 is PHC 08B-1X5MTR.  
For links, add "CL" for "connecting" and "QL" for "offset" to the designation.

## 18. Anexo 5 – Especificaciones del cilindro neumático, electroválvula y filtro FRL

**Cilindro redondo**  
**DSNU-32-200-P-A**  
Número de artículo: 195987

FESTO



### Hoja de datos

Característica	Valor
Carroz	200 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosa a del vástago	M10x1,75
Abreviatura de tipo	DSNU
Amortiguación	Amortiguación por topos elásticos/placas en ambos lados
Posición de montaje	Cualquiera
Forma constructiva	Émbolo Vástago Carroza del cilindro
Detección de posición	Para sensor de proximidad
Símbolo	00991 217
Presión de funcionamiento	0,1 MPa ... 1 MPa
Presión de funcionamiento	1 bar ... 10 bar
Modo de funcionamiento	Doble efecto
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7/5/4]
Nota sobre el medio de trabajo/mando	Admite funcionamiento con lubricación (en cual requiere seguir el manual)
Clase de resistencia a la corrosión CIP	2 - riesgo de corrosión moderada
Temperatura ambiente	-20 °C ... 60 °C
Fuerza tétrica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza tétrica con 6 bar, avance	482 N
Masa neta	301 g
Peso del producto	480 g
Tipo de fijación	Con accesorios
Conexión normalizada	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Material de la tapa	Alacrida de hoja de aluminio
Material de las juntas	NBR TPE-U (PU)
Material del vástago	Aceero de alta aleación
Material de la carroza del cilindro	Aceero inoxidable de alta aleación



## Electroválvula YUVS-20

Producto de serie, serie 370016

FESTO



### Hoja de datos

Hoja de datos completa con valores técnicos dependientes de su configuración.

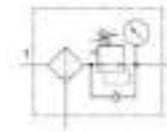
Característica	Valor
Función de la válvula	2x3/2 válvula mono estable, normalmente cerrada; 2x3/2 abiertas mono estable; 2x3/2 inestable abierta (vereda); 3/2 cerrada mono estable; 3/2 vías, normalmente abierta, mono estable; Bistable de 3/2 vías; Monoestable de 5/2 vías; 5/3 vías o presión; 5/3 a descarga; 5/3 normalmente cerrada.
Tipo de accionamiento	Dérmica
Tamaño de válvula	25 mm
Caudal nominal normal	500 l/min ... 700 l/min
Conexión nominal de válvula	G1/8 1/8 NPT QS-S/32 QS-L16 QS-S/16 QS-A QS-D QS-B
Tensión de alimentación	120 V AC 120 V AC 12 V DC 230 V AC 240 V AC 24 V AC 24 V DC
Presión de funcionamiento	0,8 bar ... 10 bar
Forma constructiva	Cuerpo del cuerpo Aluminio de placa
Tipo de reparación	Muelle mecánico Muelle neumático
Certificación	CE, UL, RoHS, REACH (RE)
Marcado CE (véase la declaración de conformidad)	Según la Directiva de protección contra explosiones de la UE (ATEX)
Categoría ATEX para gas	I, II
Categoría ATEX para polvo	I, II
Tipo de protección contra explosión de gas	Ex ec IIC T4 X G2
Tipo de protección contra explosión de polvo	Ex tc IIC T115°C X G2
Temperatura ambiente Es	-10 °C ... Ta ... +60 °C

Característica	Valor
Grado de protección	IP45 IP47 Con caja transitorie Según IEC 60529
Absolutura de tipo	UVFS
Función de escape	Estrangulable
Principio de sellado	Bianco
Posición de montaje	Cualquiera
Accionamiento manual auxiliar	Con esclavamiento Sin esclavamiento Cubierto
Tipo de control	Semiofendido
Alimentación del aire de pilotaje	Externa Interna
Servicio de flujo	Inversible con limitaciones
Protección antiinflamatoria	Zona 2 (ATEX) Zona 22 (ATEX)
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [74-4]
Nota sobre el medio de trabajo/manejo	Adepto funcionamiento con lubricación (de cual requiere seguir utilización)
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderada
Temperatura del medio	-10 °C ... 60 °C
Medio de mando	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [74-4]
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Tipo de fijación	A elegir Sobre perfil distribuido Con taladro pasante
Condiciones para la abertura de abastecido	No sujeto
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Materia del cuerpo	Fundición inyectada de aluminio Pneumático
Materia de la carcasa del dentado	Aluminio de forja de abastecido
Materia de los tornillos	Acero inoxidable de alta abastecido

## Unidad de filtro y regulador MS4-LFR-1/8-D6-CRM-AS

Identificación de producto: 529500

FESTO



### Hoja de datos

Característica	Valor
Tamaño	4
Abreviatura de tipo	MS4-LFR
Serie	MS
Bloqueo del accionamiento	Botón giratorio con bloqueo contra accionamiento
Posición de montaje	Vertical +/- 90°
Grado de filtración	5 µm
Purga de condensado	Clave manual
Forma constructiva	Filtro regulador con manillero
Volumen máx. de condensado	10 ml
Función del regulador	Presión constante Con escape de aire secundaria Con flujo inverso
Protección de fondo	Funda de protección de material sintético
Símbolo	00901580
Indicador de presión	Con manómetro
Presión de funcionamiento	0,8 bar ... 14 bar
Margen de regulación de presión	0,3 bar ... 7 bar
Presión máxima de la presión	0,25 bar
Caudal nominal nominal	500 l/min
Medio de funcionamiento	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010(-4-) Gases inertes
Clase de resistencia a la corrosión CRC	2 - riesgo de corrosión moderado
Temperatura de almacenamiento	-10 °C ... 60 °C
Aptitud para el contacto con alimentos	Véase la información complementaria sobre el material
Clave de purga del aire en la salida	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010(6.4.4)
Temperatura del medio	-10 °C ... 60 °C
Temperatura ambiente	-10 °C ... 60 °C
Peso del producto	275 g
Tipo de fijación	A elegir: Eje y anillo frontal Instalación en la tubería Con accesorios
Conexión neumática 1	G1/8
Conexión neumática 2	G1/8
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS
Materiales de la placa base	Función inspectada de aluminio

Característica	Valor
Materiales para el de montaje	PA PDM
Materiales de los juntas	MBB
Materiales del filtro	FE
Materiales del cable	Tradicional o perla de aluminio
Materiales de la membrana	MBB
Materiales de la flauta	FC
Materiales del disco separador	PDM

## 19. Bibliografía

- Fereyra R. (s.f). *Apunte de cátedra “Esquemas eléctricos funcionales”*. Instalaciones Eléctricas 2. Facultad de Ingeniería – UNMDP.
- Código Alimentario Argentino (s.f). Capítulo 2. Pág. 20. Obtenido de: [https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/capitulo\\_ii\\_establecactualiz\\_2020-04-07.pdf](https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/capitulo_ii_establecactualiz_2020-04-07.pdf)
- Código Alimentario Argentino (s.f). Capítulo 4. Pág. 1 a 4. Obtenido de: [https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/capitulo\\_iv\\_envasesactualiz\\_2019-1.pdf](https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/capitulo_iv_envasesactualiz_2019-1.pdf)
- SKF. (s.f). *Rodamientos de inserción*. Obtenido de: <https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-YET%20212>
- SKF. (s.f). *SopORTE de pie para rodamientos*. Obtenido de: <https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-P2B%2060M-FM>
- Schneider Electric. (s.f). *Productos eléctricos para automatización*. Obtenido de: <https://www.se.com/ar/es/>
- Festo. *Actuadores neumáticos y electroválvulas*. <https://www.festo.com//ar/es/>
- “Torque measurement in real time during mixing and kneading of bread dough with high content of resistant maize starch and enzymes” [file:///C:/Users/jesus/Desktop/Nueva%20carpeta/Nueva%20carpeta/2016\\_TorqueMeasurementinRealTimeduringMixingandKneadingofBreadDoughwithHighContentofResistantMaizeStarchandEnzymes.pdf](file:///C:/Users/jesus/Desktop/Nueva%20carpeta/Nueva%20carpeta/2016_TorqueMeasurementinRealTimeduringMixingandKneadingofBreadDoughwithHighContentofResistantMaizeStarchandEnzymes.pdf)