



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

TÍTULO DEL PROYECTO:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
CORTADORA DE TUBOS EXTRUIDOS PARA JUGUETES
CANINOS PARA LA EMPRESA EMPAC MACHINE CIA.
LTDA.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
EN MECATRÓNICA**

REALIZADO POR:

APOLO MATAMOROS EDISON OSWALDO

SARANGO SOLANO WALTER DANILO

DIRECTOR: ING. LUIS OROZCO

CODIRECTOR: ING. NICOLÁS PÁEZ

Año 2014

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Ing. Luis Orozco e Ing. Nicolás Páez

CERTIFICAN

Que el proyecto titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TUBOS EXTRUIDOS PARA JUGUETES CANINOS PARA LA EMPRESA EMPAC MACHINE CIA. LTDA.**” fue realizado en su totalidad por Edison Oswaldo Apolo Matamoros y Walter Danilo Sarango Solano, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica.

Ing. Luis Orozco

DIRECTOR

Ing. Nicolás Páez

CODIRECTOR

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TUBOS EXTRUIDOS PARA JUGUETES CANINOS PARA LA EMPRESA EMPAC MACHINE CIA. LTDA.”

ELABORADO POR:

Edison Apolo M.

Walter Sarango S.

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

Director de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica

Ing. Francisco Terneus

Sangolquí, 2014-06

DECLARACIÓN

Nosotros, Edison Oswaldo Apolo Matamoros y Walter Danilo Sarango Solano, declaramos que el presente trabajo es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el documento. La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la ley de propiedad intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Edison Apolo M.

Walter Sarango S.

AUTORIZACIÓN

Nosotros: Edison Oswaldo Apolo Matamoros y Walter Danilo Sarango Solano.

Autorizamos la publicación en el repositorio digital de la biblioteca Alejandro Segovia de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, del presente proyecto de Tesis con el nombre **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TUBOS EXTRUIDOS PARA JUGUETES CANINOS PARA LA EMPRESA EMPAC MACHINE CIA. LTDA.”** así como también los materiales y documentos adicionales relacionados con el mismo.

Edison Apolo M.

Walter Sarango S.

Sangolquí, 2014-06

DEDICATORIA

Dedico este trabajo primero a mis padres Lennis Matamoros y Oswaldo Apolo, que han sido el pilar fundamental para alcanzar esta meta, los que me han empujado y me han inculcado valores muy importantes para lograr cosas grandes, como es la responsabilidad, puntualidad, trabajo, compromiso, etc., ellos han sido, son y seguirán siendo mi más grande ejemplo e inspiración.

A mi novia Jessica Vásquez por ser el motor que me ha impulsado a alcanzar mis objetivos, por ser la razón de llegar más lejos, porque con ella he aprendido que la ciencia y los números no son todo en la vida también hay que alimentar el alma y el corazón, pues aun tengo muchas metas más por alcanzar a su lado.

A mis hermanos Kevin e Irina por ser mis compañeros y amigos en las buenas y en las malas y porque quiero ser un buen ejemplo a seguir para ellos y que logren lo mismo y mucho más de lo que yo logre, que nunca dejen que alguien les diga que no pueden porque todo se puede nada es imposible tal vez difícil pero lo que realmente deseen con todas sus fuerzas lo lograrán aunque el camino sea lleno de obstáculos y no de rosas.

Para todos ellos va dedicado este proyecto con el cual culmina mi carrera universitaria como Ingeniero Mecatrónico para empezar la etapa de profesional.

Edison Apolo

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis padres Margarita Solano Sarango y Pedro Sarango Jumbo, ya que es por ellos y gracias a Dios, que he logrado llegar a culminar mis estudios superiores, por su trabajo y sus desvelos para que sea una persona de bien y pueda prepararme, se lo dedico a ustedes, y espero haber hecho las cosas bien y se sientan orgullosos de lo que he logrado gracias a ustedes.

A mis hermanos Henry, Diana, Yadira y mi sobrino Estheban, por su apoyo y ayuda, por preocuparse por mí, y se que ustedes también lograrán superarse y culminar sus estudios de la misma forma como lo estoy haciendo yo.

A mi novia Sonia, ya que has sido un pilar fundamental en mi vida, eres la persona que ha complementado mi vida, y por estar ahí para mí en las buenas y malas.

A toda mi familia que ha estado pendiente de mí en toda mi vida, abuelitas, tías, tíos, primos, bueno en fin, todos.

La vida está llena de retos y de nosotros depende aceptarlos y encarar la vida o dejarlos pasar y reprimirnos y ver como la vida se nos va.

Walter Sarango

AGRADECIMIENTOS

Primero empezare agradeciendo a Dios que es lo más importante para cualquier ser humano tanto creyente como no creyente, me e dado cuenta que la vida se puede esfumar en un instante sin ninguna razón pero si aun me tiene aquí debe ser por algo, por eso primero agradezco a el por tenerme aquí.

También quiero agradecer a mis padres porque luego de Dios son lo más importante que tengo, por ser el apoyo que necesitaba tanto espiritual como económico, son la razón de que me encuentre obteniendo este título porque este es un logro de un esfuerzo compartido por varios años, así que papis gracias por todo lo hemos logrado.

A mi novia porque a pesar de la distancia durante todos estos años desde que empecé la carrera ha estado a mi lado dándome su apoyo, una voz de aliento cuando e desmayado me ha sabido dar la fuerza espiritual que e necesitado en momentos difíciles y especialmente ese amor que es muy distinto a cualquier otro tipo de amor y que llena e impulsa a un ser humano a alcanzar cosas inimaginables, gracias mi amor.

A mi compañero y como alguna ves se lo dije mi hermano Walter que a compartido tantos años de clase juntos y con el que hemos batallado juntos en este último paso para alcanzar una ,eta importante de nuestras vidas.

Al igual que al Ing. Luis Pérez, gerente de GOIA por habernos abierto las puertas de su empresa y brandado una mano muy valiosa cuando más la necesitamos.

También agradecer a todos mis amigos y compañeros de clase que se han convertido en parte importante de mi vida, que igual me han ayudado académicamente mucho y como persona también.

Y para cerrar con broche de oro quiero agradecer a mis profesores, especialmente al Ing. Hernán Lara que ha sido un gran profesor y amigo, así también al Ing. Luis Orozco e Ing. Nicolás Páez, que con sus conocimientos y buena voluntad me han guiado correctamente para el desarrollo de este proyecto y la culminación de mis estudios universitarios para alcázar una meta más que es ser Ingeniero Mecatrónico.

Edison Apolo

AGRADECIMIENTOS

Empiezo agradeciendo a Dios por haberme permitido culminar una etapa más en mi vida y eso es llegar a ser un ingeniero de mi patria.

A mis padres Margarita y Pedro por todo el apoyo brindado en toda mi vida estudiantil, por sus consejos y por todo lo que han hecho para que nunca me falte nada y pueda estudiar sin problemas.

A mis hermanos Henry, Diana, Yadira y mi sobrino Estheban por su apoyo y ánimos que me han brindado siempre.

A mi compañero de tesis Edison, por el aguante y apoyo incondicional, en las buenas y malas.

A mis maestros que han sido la guía en el camino transcurrido, han sido quienes han formado mi vida hasta el momento.

A la empresa G.O.I.A., y sus representantes, por el apoyo brindado para el desarrollo de mi proyecto de tesis.

En mi corazón siempre mi más profunda gratitud hacia ustedes.

Walter Sarango

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	I
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	II
DECLARACIÓN	III
AUTORIZACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTOS	VII
AGRADECIMIENTOS	VIII

CAPÍTULO 1

1	DEFINICIÓN DEL PROYECTO	1
1.1	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TUBOS EXTRUIDOS ALIMENTICIOS PARA JUGUETES CANINOS PARA LA EMPRESA EMPAC MACHINE CIA. LTDA.	1
1.2	ANTECEDENTES.....	2
1.3	JUSTIFICACIÓN	3
1.4	OBJETIVOS	4
1.4.1	OBJETIVO GENERAL	4
1.4.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	4
1.5	ALCANCE DEL PROYECTO	5

CAPÍTULO 2

2	MARCO TEÓRICO	7
2.1	JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES.....	7
2.1.1	TIPOS DE JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES	8

2.1.1.1	Hueso Prensado Anudado	8
2.1.1.2	Chips Comestibles para Perros.....	8
2.1.1.3	Pretzel.....	9
2.1.1.4	Twist.....	9
2.1.1.5	Roles Lanza y Trae o Rejo.....	9
2.1.2	COMPOSICIÓN DE LOS JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES	10
2.1.3	MÉTODO DE FABRICACIÓN DE LOS JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES	11
2.1.4	PROCESO PRODUCTIVO	12
2.1.4.1	Blanqueado de la carnaza.....	12
2.1.4.2	Templado	13
2.1.4.3	Recibo de Materias Primas.....	13
2.1.4.4	Corte y Selección	14
2.1.4.5	Armado.....	14
2.1.4.6	Secado	14
2.1.4.7	Clasificación.....	14
2.1.4.8	Sabores	15
2.1.4.9	Empaque.....	15
2.1.5	NORMALIZACIÓN	16
2.2	MÉTODOS DE CORTE.....	17
2.2.1	HERRAMIENTAS DE CORTE EN UN SOLO PUNTO	17
2.2.2	HERRAMIENTAS DE CORTE DE PUNTAS MÚLTIPLES	18
2.2.3	SIERRAS PARA CORTE.....	19
2.2.3.1	Sierras Alternativas	21
2.2.3.2	Sierras Circulares	25
2.2.3.3	Sierras de Banda.....	28
2.2.3.4	Sierras de Disco de Acero de Fricción.....	29
2.2.3.5	Sierras de Disco Abrasivo.....	29
2.3	CADENAS DE TRANSMISIÓN	30
2.3.1	CADENAS DE RODILLOS	32
2.3.2	MONTAJE DE UNA CADENA.....	32
2.3.3	PIÑONES Y CORONAS PARA CADENAS DE RODILLOS	35
2.3.4	CADENAS TRANSPORTADORAS	37

CAPÍTULO 3

3	DISEÑO MECÁNICO DE LA MÁQUINA	39
3.1	CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO	39

3.2	DISEÑO DEL MECANISMO DE TRACCIÓN POR CADENA.....	40
3.2.1	TIPOS DE TRANSMISION MECÁNICA.....	40
3.2.2	DISEÑO DE TRANSMISIÓN POR CADENA	41
3.2.2.1	Selección de la Cadena.....	41
3.2.2.2	Cálculo de la Velocidad Lineal y Angular.....	45
3.2.2.3	Cálculo Estimado de la Potencia del Motor.....	46
3.2.2.4	Recalculo con la Cadena ANSI Número 60.....	52
3.2.2.5	Cálculo de la Longitud de la Cadena, Número de Eslabones y Comprobación de la Distancia entre Centros.....	55
3.2.2.6	Cálculo de la Catarina	58
3.2.2.7	Potencia que resiste la Cadena	60
3.2.2.8	Diseño de los Ganchos para transportar los tubos	60
3.2.2.9	Cálculo de la Potencia del Motor.....	63
3.2.3	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN.....	68
3.2.3.1	Análisis de las Cargas en el Eje	68
3.2.3.2	Cálculo del Diámetro del Eje	70
3.2.4	DIMENSIONAMIENTO DE LA CHUMACERA	82
3.2.5	DIMENSIONAMIENTO DE LA CHAVETA.	87
3.3	DISEÑO DEL MECANISMO DE CORTE	90
3.3.1	SELECCIÓN DE LAS CUCHILLAS DE CORTE	90
3.3.2	FUERZA NECESARIA PARA EL CORTE DE LOS TUBOS.	93
3.3.3	DIMENSIONAMIENTO DE LA BANDA Y POLEA	97
3.3.4	DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA BANDA	99
3.3.5	ANÁLISIS DE LAS CARGAS EN EL EJE	105
3.3.6	CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE PARA EL MECANISMO DE CORTE	108
3.3.7	CONSIDERACIONES DE DIÁMETRO EN LOS PUNTOS A Y B.	110
3.3.8	ANÁLISIS DE VIBRACIONES.....	112
3.3.9	MANZANA Y CONTRATUERCA PARA SUJECIÓN DE DISCO.....	113
3.3.10	DIMENSIONAMIENTO DE LA CHAVETA.....	113
3.3.11	DIMENSIONAMIENTO DE LA CHUMACERA	114
3.4	DISEÑO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS EXTRUIDOS PARA ALIMENTO CANINO.....	115
3.4.1	DISEÑO DE TOLVA	117
3.4.1.1	Consideraciones iniciales para el diseño de tolvas	117
3.4.1.2	Determinación de la forma de la Tolva.....	118
3.4.1.3	Ángulo de Inclinación de la Cuña de la Tolva.....	118

3.4.1.4	Capacidad de Abastecimiento.....	119
3.4.1.5	Tipo de Material de la Tolva de Almacenamiento.....	122
3.4.1.6	Distribución de Presiones.....	123
3.4.1.7	Espesor de las Paredes	129
3.5	DISEÑO DE LA TAPA DE SEGURIDAD PARA EL MECANISMO DE CORTE	131
3.5.1	CUBIERTA FIJA	132
3.5.2	CUBIERTA MOVIBLE.....	133
3.6	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA SALIDA DEL PRODUCTO	134
3.6.1	RAMPA DE SALIDA DE TUBOS CORTADOS.....	135
3.6.2	RAMPA DE SALIDA DE LOS RETAZOS DE TUBO.....	136
3.7	DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA MÁQUINA	137
3.7.1	PAREDES LATERALES	137
3.7.2	ESTRUCTURA BASE.....	148
3.8	DIMENSIONAMIENTO DE LA SUELDA	151
3.8.1	ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS A TOPE	151
3.8.2	ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS SUJETAS A FLEXIÓN.....	152
3.8.3	TIPO DE SUELDA	154
3.8.3.1	Proceso de Soldadura TIG	155
3.8.4	SUELDA DE LOS GANCHOS EN LA CADENA DE TRANSPORTE	155
3.9	PARTES DE LA MÁQUINA.....	159

CAPÍTULO 4

4	DISEÑO ELÉCTRICO Y CONTROL DE LA MÁQUINA.....	161
4.1	OBJETIVOS DE CONTROL	161
4.2	VARIABLES DEL SISTEMA	162
4.3	ESTRUCTURA DE CONTROL	163
4.4	ACTUADORES Y ELEMENTOS DE CONTROL.....	164
4.4.1	ACTUADOR SISTEMA DE TRANSPORTE.....	164
4.4.2	ACTUADOR SISTEMA DE CORTE	167
4.4.3	CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE.....	169
4.4.3.1	PLC LOGO	170

4.4.4	VARIADOR DE VELOCIDAD	172
4.5	APARATOS DE MANIOBRA DEL PANEL PRINCIPAL	177
4.5.1	DISYUNTOR.....	178
4.5.2	CONTACTOR.....	180
4.5.3	RELÉ TÉRMICO	182
4.6	HMI.....	183
4.6.1	ELEMENTOS DE MANIOBRA DEL HMI.....	184
4.6.1.1	Pulsadores	184
4.6.1.2	Selector.....	185
4.6.1.3	Indicadores Luminosos	186
4.6.2	PANEL VISUALIZADOR DIGITAL	187
4.7	DISEÑO DEL PANEL HMI.....	189
4.7.1	DISEÑO DE LA CAJA DEL PANEL HMI	190
4.8	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL PANEL PRINCIPAL...	191
4.9	INSTRUMENTACIÓN PARA SUPERVICIÓN	193
4.9.1	SENSOR FOTOELÉCTRICO	194
4.9.2	SENSOR INDUCTIVO.....	195
4.10	CONDUCTOR PARA LOS MOTORES	197
4.11	CONDUCTOR PARA LA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL	197
4.12	DIAGRAMAS ELÉCTRICOS	199
4.12.1	DIAGRAMA ELÉCTRICO DE POTENCIA	199
4.12.2	DIAGRAMA ELÉCTRICO DE CONTROL	200
4.12.3	DIAGRAMA DE INTERCONEXIONES.....	202
4.12.4	DIAGRAMA DE ALAMBRADO	203

CAPÍTULO 5

5	LÓGICA DE CONTROL Y SOFTWARE	204
5.1	DIAGRAMA DE FLUJO DE FUNCIONAMIENTO.....	204
5.1.1	MODO MANUAL	204
5.1.2	MODO AUTOMÁTICO.....	206
5.2	SOFTWARE LOGO! SOFT CONFORT	208
5.2.1	ENTRADAS Y SALIDAS DEL PLC CON LOGO!SOFT CONFORT.....	211

5.3	PROGRAMA LADDER DEL PLC.....	211
-----	------------------------------	-----

CAPÍTULO 6

6	CONSTRUCCIÓN E INTEGRACIÓN DE MECANISMOS Y SUBSISTEMAS.....	213
6.1	DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS EXTRUIDOS PARA ALIMENTO CANINO	214
6.2	DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DEL MECANISMO DE TRANSPORTE.....	216
6.3	DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DEL MECANISMO DE CORTE.....	218
6.4	DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DEL BASTIDOR Y SOPORTE DE LA MÁQUINA	220
6.5	DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESOS DEL SISTEMA DE SALIDA DEL PRODUCTO.....	222
6.6	DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESOS DE LAS TAPAS DE SEGURIDAD.....	224
6.7	DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESOS SISTEMA ELÉCTRICO Y CONTROL	226
6.8	DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESO DE ENSAMBLE DE MECANISMOS Y SUBSISTEMAS DE LA MÁQUINA	228

CAPÍTULO 7

7	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS.....	231
7.1	VERIFICACIÓN DEL MECANISMO DE TRANSPORTE	231
7.2	VERIFICACIÓN DEL MECANISMO DE CORTE.....	232
7.2.1	CALIBRACIÓN DE LAS VELOCIDADES EN LOS MOTORES.....	232
7.2.2	COMPROBACIÓN DEL CORTE.....	233
7.3	VERIFICACIÓN DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS DE LOS SENSORES	234

7.4	VERIFICACIÓN DEL SISTEMA DE SEGURIDAD	235
7.5	RECTIFICACIÓN DE FALLAS MECÁNICAS Y DE CONTROL	235
7.5.1	RECTIFICACIONES EN LA ALIMENTACIÓN.....	236
7.5.1.1	Tapa de Goma a la Salida de la Tolva	236
7.5.1.2	Vibrador	237
7.5.2	RECTIFICACIÓN PARA LA EXCESIVA VIBRACIÓN PRODUCIDA EN EL CORTE.....	243
7.5.3	CORRECCIÓN EN EL CORTE.....	244
7.6	RESULTADOS.....	245

CAPÍTULO 8

8	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	247
8.1	INVERSIÓN	247
8.1.1	COSTES DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	247
8.1.2	COSTES DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y DE CONTROL.....	247
8.1.3	COSTES DE MAQUINADO Y MANO DE OBRA	250
8.1.4	COSTES DE DISEÑO	250
8.1.5	COSTE TOTAL DEL PROYECTO	251
8.2	RENTABILIDAD	252
8.3	PRECIO DE VENTA AL PÚBLICO	253
8.4	ANÁLISIS Y COMPARACIÓN ECONÓMICO DEL CORTE REALIZADO MANUALMENTE CON LA MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE REJOS.	253
8.4.1	ANÁLISIS DE LA OPERACIÓN REALIZADA MANUALMENTE.....	253
8.4.2	ANÁLISIS DE LA OPERACIÓN REALIZADA AUTOMÁTICAMENTE.....	254
8.4.3	COMPARACIÓN ENTRE EN CORTE MANUALMENTE Y AUTOMÁTICAMENTE.....	255

CAPÍTULO 9

9	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	257
9.1	CONCLUSIONES	257

9.2	RECOMENDACIONES	259
10	BIBLIOGRAFÍA:.....	261

Índice de Figuras

<i>Figura 1</i>	<i>Perro utilizando un juguete canino</i>	<i>8</i>
<i>Figura 2</i>	<i>Hueso Prensado Anudado</i>	<i>8</i>
<i>Figura 3</i>	<i>Chip Comestible para Perros</i>	<i>8</i>
<i>Figura 4</i>	<i>Pretzel de plástico y carnaza.....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 5</i>	<i>Twist para perro</i>	<i>9</i>
<i>Figura 6</i>	<i>Roll Lanza y Trae o Rejo</i>	<i>10</i>
<i>Figura 7</i>	<i>Diferentes formas de juguetes para perros en base a carnaza</i>	<i>10</i>
<i>Figura 8</i>	<i>Nomenclatura general de una herramienta de corte de un solo punto .</i>	<i>19</i>
<i>Figura 9</i>	<i>Ejemplos de herramientas de puntas múltiples, ilustrado de manera en la que la disposición geométrica de los filos permite diseñar cortadores de formas muy variadas.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 10</i>	<i>Tipos de hojas de sierra a) tipo gancho, b) tipo garganta c) tipo regular</i>	<i>21</i>
<i>Figura 11</i>	<i>Ajuste de dientes de sierra: a) rectos o alternados, b) escariador, c) ondulator.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 12</i>	<i>Sierra circular portátil</i>	<i>27</i>
<i>Figura 13</i>	<i>Hojas de sierras circulares.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 14</i>	<i>Sierra de banda o sin fin.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 15</i>	<i>Transmisión por cadena</i>	<i>30</i>
<i>Figura 16</i>	<i>Partes de la cadena de rodillos</i>	<i>30</i>
<i>Figura 17</i>	<i>Cadena de Rodillos a) Simple, b) Doble, c) Triple.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 18</i>	<i>Piñones para cadenas de rodillo</i>	<i>35</i>
<i>Figura 19</i>	<i>Piñones para cadenas simples.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 20</i>	<i>Acoplamiento de cadenas para transporte</i>	<i>38</i>
<i>Figura 21</i>	<i>Tipos de Transmisión Mecánica a) Por fricción, b) Por correas, c) Por ruedas dentadas, d) Por cadena, e) Por correa dentada</i>	<i>42</i>
<i>Figura 22</i>	<i>Medidas del tubo extruido para alimento canino o Rejo.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 23</i>	<i>Separación inicial de los tubos extruidos.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 24</i>	<i>Posición de los ganchos para el transporte en una cadena ANSI #80..</i>	<i>44</i>
<i>Figura 25</i>	<i>Balanza electrónica pesando la muestra de tubo extruido o rejo</i>	<i>47</i>
<i>Figura 26</i>	<i>Ganchos montados en la cadena ANSI #60 a una distancia de 2 pasos.....</i>	<i>53</i>

Figura 27 Ganchos montados en la cadena ANSI #60 a una distancia de 4 pasos.....	53
Figura 28 Longitud de la Cadena.....	55
Figura 29 Eslabones de una Cadena de Rodillos a) Eslabón de rodillos, b) Eslabón de pasadores.....	56
Figura 30 Catarina o piñón para cadena.....	59
Figura 31 Cara de la Catarina.....	59
Figura 32 Vista lateral del tubo extruido, diámetro irregular.....	63
Figura 33 Ganchos con el tubo.....	63
Figura 34 Forma del gancho para transportar los tubos extruidos o rejos.....	64
Figura 35 Motor Lafert.....	67
Figura 36 Moto reductor Varvel.....	67
Figura 37 Distribución del torque en las catarinas.....	69
Figura 38 Diagramas a) De carga, b) De fuerza cortante, c) De momentos.....	72
Figura 39 Dimensiones del eje.....	78
Figura 40 Estudio de frecuencia en el eje motriz.....	83
Figura 41 Chumacera de Pared.....	86
Figura 42 Chumacera Tensora.....	87
Figura 43 Carril de la chumacera tensora.....	87
Figura 44 Dimensiones de la chaveta.....	88
Figura 45 Geometría de corte.....	92
Figura 46 Probeta y ensayo de tracción.....	94
Figura 47 Fuerzas y parámetros que actúan en una cuchilla de corte.....	94
Figura 48 Fuerzas actuantes en la banda.....	104
Figura 49 Ángulo de la fuerza ejercida sobre el eje.....	105
Figura 50 Fuerzas actuantes en el eje de corte.....	107
Figura 51 Diagramas en el plano x-y a) De carga, b) De fuerza cortante, c) De momentos.....	109
Figura 52 Diagrama en el plano x-z a) De carga, b) De fuerza cortante, c) De momentos.....	109
Figura 53 Estudio de frecuencia en el eje de corte.....	112
Figura 54 Forma de tolva determinada.....	118
Figura 55 Nomenclatura de las dimensiones de la tolva.....	120
Figura 56 Medidas estándar de la tolva.....	122
Figura 57 Distribución de Presiones en la cuña de la tolva.....	128
Figura 58 Cubierta fija a) Vista en la máquina, b) Vista libre.....	133
Figura 59 Cubierta Móvil a) Vista en la máquina, b) Vista libre, c) Guía.....	134
Figura 60 Rampa de salida de los tubos extruidos o rejos.....	135
Figura 61 Ubicación de las rampas en la máquina.....	136
Figura 62 Rampa de salida de retazos del tubo extruido o rejo.....	136
Figura 63 Bastidor de la máquina.....	138

<i>Figura 64 Distribución de pesos en la pared lateral.....</i>	<i>138</i>
<i>Figura 65 Centro de gravedad de la tolva</i>	<i>141</i>
<i>Figura 66 Diagramas a) Cuerpo libre con fuerzas aplicadas</i>	
<i>b) Fuerzas cortantes</i>	<i>144</i>
<i>Figura 67 Diagrama de momentos de la pared lateral</i>	<i>145</i>
<i>Figura 68 Fuerzas aplicadas en la estructura base</i>	<i>149</i>
<i>Figura 69 Dimensiones de la estructura base</i>	<i>149</i>
<i>Figura 70 Análisis de la estructura base por Solidworks</i>	<i>150</i>
<i>Figura 71 Análisis en Solidworks del efecto que produce el peso del motor</i>	
<i>en la estabilidad lateral</i>	<i>151</i>
<i>Figura 72 Soldadura de Filete Paralelas</i>	<i>152</i>
<i>Figura 73 Voladizo soldado en extremos y sometido a flexión.</i>	<i>153</i>
<i>Figura 74 Vista frontal e inferior del gancho soldado en la cadena</i>	<i>156</i>
<i>Figura 75 Partes de la máquina</i>	<i>160</i>
<i>Figura 76 Estructura de Control.....</i>	<i>165</i>
<i>Figura 77 Diagrama de conexiones del motor de transporte.....</i>	<i>167</i>
<i>Figura 78 Motor con Moto reductor</i>	<i>167</i>
<i>Figura 79 Arranque tipo Delta</i>	<i>169</i>
<i>Figura 80 Motor WEG.....</i>	<i>169</i>
<i>Figura 81 PLC LOGO 12/24RC de Siemens</i>	<i>171</i>
<i>Figura 82 Pines de conexión del variador de frecuencia.....</i>	<i>175</i>
<i>Figura 83 Panel Básico de Operación</i>	<i>176</i>
<i>Figura 84 Variador de Frecuencia SINAMICS G110.....</i>	<i>176</i>
<i>Figura 85 Disyuntor</i>	<i>179</i>
<i>Figura 86 Contactor</i>	<i>182</i>
<i>Figura 87 Relé Térmico.....</i>	<i>183</i>
<i>Figura 88 Pulsadores de Inicio y Pausa y Paro de Emergencia respectivamente</i>	<i>185</i>
<i>Figura 89 Selector de Modo Manual y Automático de la máquina.....</i>	<i>186</i>
<i>Figura 90 Indicadores luminosos rojo y verde.....</i>	<i>187</i>
<i>Figura 91 Pantalla LOGO! TD</i>	<i>189</i>
<i>Figura 92 Panel de Monitoreo y Maniobra a) Elementos del Panel,</i>	
<i>b) Angulo de inclinación del panel</i>	<i>191</i>
<i>Figura 93 Armario de control con los elementos</i>	<i>192</i>
<i>Figura 94 Doble fondo, distribución de los elementos del armario de control ...</i>	<i>193</i>
<i>Figura 95 Sensor Fotoeléctrico SASSIN G30-3A70NA.....</i>	<i>195</i>
<i>Figura 96 Conexiones del Sensor Fotoeléctrico</i>	<i>196</i>
<i>Figura 97 Sensor Inductivo SASSIN LM18-3008NA a) Encapsulado,</i>	
<i>b) Forma de detección Del sensor.....</i>	<i>196</i>
<i>Figura 98 Diagrama de Potencia.....</i>	<i>200</i>
<i>Figura 99 Circuito de Control a 24V DC.....</i>	<i>201</i>
<i>Figura 100 Circuito de Control a 110V AC.....</i>	<i>202</i>

<i>Figura 101</i>	<i>Diagrama de Interconexiones</i>	202
<i>Figura 102</i>	<i>Diagrama de Flujo del Modo Manual</i>	205
<i>Figura 103</i>	<i>Diagrama de Flujo del Modo Automático</i>	209
<i>Figura 29</i>	<i>Esquema eléctrico vs Programación en lenguaje de contactos KOP</i>	211
<i>Figura 105</i>	<i>Diagrama de Proceso para la construcción del sistema de alimentación</i>	214
<i>Figura 106</i>	<i>Construcción de la Tolva, Sistema de Alimentación: a) doblez del fondo de la tolva b) parte frontal abierto c) tolva vista posterior d) tolva terminada vista lateral</i>	215
<i>Figura 107</i>	<i>Diagrama de Proceso para la construcción del mecanismo de transporte</i>	216
<i>Figura 108</i>	<i>Construcción del Sistema de Transporte: a) Ejes y catarinas b) Soldadura de un gancho a la cadena c) Cadena con ganchos soldados d) mecanismo de transporte ensamblado</i>	217
<i>Figura 109</i>	<i>Diagrama de Proceso para la construcción del Mecanismo de Corte</i>	218
<i>Figura 110</i>	<i>Construcción del Sistema de Corte: a) Eje manzanas y contratuercas b) Cuchillas armadas con el mecanismo c) Mecanismo de corte ensamblado con el motor y bandas d) Mecanismo de corte montado en la máquina</i>	219
<i>Figura 111</i>	<i>Diagrama de procesos para la construcción del Bastidor y Soporte de la máquina</i>	220
<i>Figura 112</i>	<i>Construcción del Bastidor de la Máquina: a) Paredes laterales cortadas con oxicorte b) Estructura de tubo cuadrado soldado c) Estructura de la máquina armada d) Paredes de sistema de corte armado con el bastidor</i>	221
<i>Figura 113</i>	<i>Diagrama de Proceso para la construcción de las bandejas de salida del producto</i>	222
<i>Figura 114</i>	<i>Construcción del Sistema de Salida: a) Bandejas de salida punzonadas b) Bandejas de salida de producto ensambladas c) Bandejas de Salida con una muestra</i>	223
<i>Figura 115</i>	<i>Diagrama de Proceso para la construcción de las tapas de seguridad</i>	224
<i>Figura 116</i>	<i>Construcción del Sistema de Seguridad: a) Tapa fija de la protección b) Tapa móvil de acrílico c) Tapa de acrílico con la platina de acero inoxidable d) Sensor inductivo para la seguridad montado en la máquina</i>	225
<i>Figura 117</i>	<i>Diagrama de Proceso para el armado del panel principal y el HMI</i>	226

<i>Figura 118</i>	<i>Construcción y armado de los Tableros Eléctricos: a) Caja del panel principal y el HMI b) Cableado del HMI c) Vista frontal del HMI d) Doble fondo del panel principal con riel DIN y canaleta agujereada e) Panel Principal cableado y armado.</i>	<i>227</i>
<i>Figura 119</i>	<i>Diagrama de Proceso para el ensamble de la Máquina cortadora de tubos alimenticios.....</i>	<i>228</i>
<i>Figura 120</i>	<i>Máquina Cortadora de Rejos ensamblada</i>	<i>229</i>
<i>Figura 121</i>	<i>Máquina diseño digital y Máquina real.....</i>	<i>230</i>
<i>Figura 122</i>	<i>Prueba de alimentación y transporte.....</i>	<i>232</i>
<i>Figura 123</i>	<i>Pruebas realizadas a) madera, b) tubos extruidos a altas velocidades.....</i>	<i>233</i>
<i>Figura 124</i>	<i>Ruptura en el centro del tubo al momento del corte.....</i>	<i>234</i>
<i>Figura 125</i>	<i>Protección de la máquina a) tapa abierta, sensor no detecta b) tapa cerrada, sensor detecta.....</i>	<i>236</i>
<i>Figura 126</i>	<i>Pestaña para tapa de goma de la tolva.....</i>	<i>237</i>
<i>Figura 127</i>	<i>Rectificación a la salida de los tubos extruidos a) sin tapa de goma, b) con tapa de goma</i>	<i>238</i>
<i>Figura 128</i>	<i>Placas tipo E e I para el electroimán.....</i>	<i>238</i>
<i>Figura 129</i>	<i>Bobinado del cable de cobre esmaltado en el núcleo del electroimán.....</i>	<i>239</i>
<i>Figura 130</i>	<i>Electroimán para vibrador</i>	<i>239</i>
<i>Figura 131</i>	<i>Vibrador para la tolva a) despiece, b) vista real del vibrador armado</i>	<i>240</i>
<i>Figura 132</i>	<i>Distancia de colocación del vibrador.....</i>	<i>240</i>
<i>Figura 133</i>	<i>Medida para la colocación del vibrador en la tolva.....</i>	<i>241</i>
<i>Figura 134</i>	<i>Ángulos para la colocación del vibrador a) ángulo de inclinación de la tolva, b) ángulo para soldar la base del vibrado a la estructura de la máquina.....</i>	<i>242</i>
<i>Figura 135</i>	<i>Vista real del vibrador con la tolva</i>	<i>242</i>
<i>Figura 136</i>	<i>Rectificaciones para disminuir la vibración.....</i>	<i>243</i>
<i>Figura 137</i>	<i>Fuerzas ejercidas en el tubo extruido para evitar la ruptura en el centro del mismo</i>	<i>244</i>
<i>Figura 138</i>	<i>Patines inferiores a) sin patines, b) con patines</i>	<i>245</i>
<i>Figura 139</i>	<i>Patines superiores.....</i>	<i>245</i>
<i>Figura 140</i>	<i>Tubos extruidos cortador a) primeras pruebas, b) prueba final con las correcciones respectivas.....</i>	<i>246</i>

Índice de Tablas

<i>Tabla 1</i>	<i>Información Nutricional</i>	<i>11</i>
<i>Tabla 2</i>	<i>Tamaño de los huesos a base de carnaza.....</i>	<i>15</i>
<i>Tabla 3</i>	<i>Patrón de movimientos, ejemplos de posibles geometrías y máquinas herramientas para herramienta de puntas múltiples</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 4</i>	<i>Velocidades de corte.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 5</i>	<i>Coefficiente de mayorización de la potencia transmitida</i>	<i>34</i>
<i>Tabla 6</i>	<i>Consideraciones Generales</i>	<i>39</i>
<i>Tabla 7</i>	<i>Consideraciones Mecánicas</i>	<i>40</i>
<i>Tabla 8</i>	<i>Dimensiones para la cadena simple ANSI #80.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 9</i>	<i>Resultados preliminares con la cadena ANSI #80</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 10</i>	<i>Dimensiones para la cadena simple ANSI #60.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 11</i>	<i>Resultados preliminares con la cadena ANSI #60</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 12</i>	<i>Estimación de primera iteración de los factores de concentración de esfuerzos k_t y k_s</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 13</i>	<i>Resultados del diseño del eje para la transportación de los tubos extruidos o rejos.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 14</i>	<i>Resultados del estudio de frecuencia del eje motriz.....</i>	<i>83</i>
<i>Tabla 15</i>	<i>Vida de duración según la aplicación</i>	<i>84</i>
<i>Tabla 16</i>	<i>Capacidades básicas de carga en la chumacera.....</i>	<i>86</i>
<i>Tabla 17</i>	<i>Cargas en la chumacera tensora.....</i>	<i>87</i>
<i>Tabla 18</i>	<i>Resumen de resultados del mecanismo de tracción por cadena</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 19</i>	<i>Potencias nominales de bandas en V estándar.....</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 20</i>	<i>Factor de corrección del ángulo de contacto para transmisiones de banda plana.....</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 21</i>	<i>Factores de servicio sugeridos para transmisiones de banda en V</i>	<i>103</i>
<i>Tabla 22</i>	<i>Resultados del diseño del eje para el mecanismo de corte.....</i>	<i>111</i>
<i>Tabla 23</i>	<i>Resultados del estudio de frecuencia del eje de corte</i>	<i>113</i>
<i>Tabla 24</i>	<i>Resultados de rodamientos de la chumacera</i>	<i>115</i>
<i>Tabla 25</i>	<i>Resumen de resultados del sistema de corte.....</i>	<i>116</i>
<i>Tabla 26</i>	<i>Medidas del tubo extruido o rejo.....</i>	<i>117</i>
<i>Tabla 27</i>	<i>Coefficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales.....</i>	<i>125</i>
<i>Tabla 28</i>	<i>Valores de masa y peso de varios elementos, tomados de Solidworks.....</i>	<i>140</i>
<i>Tabla 29</i>	<i>Valores de masa y peso de varios elementos, tomados de catálogos.....</i>	<i>141</i>
<i>Tabla 30</i>	<i>Principales partes de la máquina.</i>	<i>159</i>
<i>Tabla 31</i>	<i>Características Técnicas del Motor.....</i>	<i>166</i>
<i>Tabla 32</i>	<i>Características Técnicas del Reductor</i>	<i>167</i>

<i>Tabla 33</i>	<i>Características Técnicas del Motor WEG.....</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 34</i>	<i>Características del Variador de Frecuencia.....</i>	<i>174</i>
<i>Tabla 35</i>	<i>Parámetros configurados en Variador de velocidad Sinamics G110.....</i>	<i>177</i>
<i>Tabla 36</i>	<i>Capacidades o ajustes para dispositivos de protección de circuitos derivados para motores.....</i>	<i>180</i>
<i>Tabla 37</i>	<i>Características del Contactor.....</i>	<i>181</i>
<i>Tabla 38</i>	<i>Características de pulsadores.....</i>	<i>185</i>
<i>Tabla 39</i>	<i>Porcentaje de la corriente nominal para motores con potencia inferior a 1 HP.....</i>	<i>198</i>
<i>Tabla 40</i>	<i>Ampacidad de conductores aislados de cobre.....</i>	<i>199</i>
<i>Tabla 41</i>	<i>Configuración Modo Manual de Panel Visualizador.....</i>	<i>206</i>
<i>Tabla 42</i>	<i>Configuración Modo Automático de Panel Visualizador.....</i>	<i>208</i>
<i>Tabla 43</i>	<i>Designación de Entradas y Salidas en el PLC.....</i>	<i>212</i>
<i>Tabla 44</i>	<i>Pruebas realizada con diferentes materiales y velocidades de corte.....</i>	<i>233</i>
<i>Tabla 45</i>	<i>Fallas y Rectificaciones a realizar.....</i>	<i>236</i>
<i>Tabla 46</i>	<i>Resultados finales de la máquina cortadora de rejos.....</i>	<i>245</i>
<i>Tabla 47</i>	<i>Costes Elementos Mecánicos.....</i>	<i>248</i>
<i>Tabla 48</i>	<i>Costes Elementos eléctricos y de Control.....</i>	<i>249</i>
<i>Tabla 49</i>	<i>Costes de Elementos Maquinados.....</i>	<i>251</i>
<i>Tabla 50</i>	<i>Costes de Manufactura.....</i>	<i>251</i>
<i>Tabla 51</i>	<i>Coste Total de la inversión.....</i>	<i>252</i>
<i>Tabla 52</i>	<i>Cortes realizados por un operario.....</i>	<i>254</i>
<i>Tabla 53</i>	<i>Cortes realizados por la máquina automática cortadora de rejos.....</i>	<i>255</i>

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Informe de Buenas Prácticas de Manufactura

Anexo 2: Graficas

Anexo 3: Tablas

Anexo 4: Acero Inoxidable 304

Anexo 5: Manual de Usuario y Mantenimiento de la Máquina

Anexo 6: Planos mecánicos

Anexo 7: Diagramas Eléctricos

Anexo 8: Diagrama de Programación del PLC

Anexo 9: Distribución de Borneras

Anexo 10: Programación del Variador de Frecuencia

RESUMEN

La máquina automática cortadora de tubos extruidos para alimento canino conocidos también como rejos, tiene como objetivo cortar los tubos mencionados en dos tamaños distintos que pueden ser regulados según la necesidad, este proceso se debe realizar de forma automática para mejorar el acabado y la producción. La máquina consta de varios mecanismos y subsistemas como son la alimentación, el transporte, el corte, la seguridad y la salida del producto. Para esto se empieza el diseño de la máquina con un bosquejo en base a los requerimientos y necesidades lo cual en el transcurso del diseño se va puliendo y confirmando por medio de cálculos de los distintos elementos que conforman los mecanismos, una vez realizado esto se procede a la construcción en base a los planos obtenidos del diseño, luego se realiza el dimensionamiento eléctrico y construcción del armario de control y panel de control respectivamente, enlazando la parte eléctrica/electrónica con la parte mecánica por medio de la automatización, al realizar un programa en un PLC. Finalmente se procede a la puesta a punto por medio de pruebas de funcionamiento, aquí se procede a corregir detalles para que la máquina quede totalmente funcional y cubriendo la respectiva necesidad.

Palabras Claves:

REJOS, CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE LOGO, AUTOMATIZACIÓN DE MAQUINARIA, DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS, CONTROL EN LASO ABIERTO, SELECCIÓN DE CADENAS.

ABSTRACT

Automatic cutting machine extruded tubes for dog food also known as tentacles , aims to cut the tubes mentioned in two sizes that can be adjusted as required , this process should be done automatically to improve production and finishing . The machine has several mechanisms and subsystems such as transport , cutting, safety and output of product . For this design the machine starts with a sketch based on the requirements and needs which in the course design will refine and confirm by calculation of the different elements that make up the mechanisms , once this is done must the construction based on design drawings obtained , then the electrical design and construction of the control cabinet and control panel is performed respectively , linking the electrical / electronics with the mechanical part through automation, to carry out a program in a PLC. Finally we proceed to tune through performance tests , here we proceed to correct details so that the machine is fully functional and covering the respective need .

Keywords:

REJOS, PROGRAMMABLE LOGIC CONTROLLER LOGO, AUTOMATION EQUIPMENT, MACHINE DESIGN ELEMENTS, CONTROL EN LASO ABIERTO, TRACK SELECTION.

CAPÍTULO 1

1 DEFINICIÓN DEL PROYECTO

En este capítulo se tiene una visión general de la tesis, el planteamiento de la solución para el problema planteado, una descripción general de la máquina, los antecedentes, la justificación, los objetivos y el alcance del proyecto.

1.1 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE TUBOS EXTRUIDOS ALIMENTICIOS PARA JUGUETES CANINOS PARA LA EMPRESA EMPAC MACHINE CIA. LTDA.

En sus orígenes y en estado salvaje, el perro primitivo era netamente carnívoro, con ocasional ingesta de vegetales crudos de los que obtenía algunas vitaminas y minerales esenciales. Como consecuencia del proceso de domesticación, durante miles de años el perro debió adaptar su aparato digestivo en una dieta más variada; esta evolución fue lenta, y si bien actualmente el perro se le cree omnívoro, conserva su instinto carnívoro y la carne sigue siendo su alimento favorito, aun cuando no cumple con todos los requerimientos nutritivos que requiere el perro de nuestros días.

Al ser históricamente la carne un alimento esencial y predilecto por los perros, la industria actual dedicada a elaborar productos para perros a más de elaborar productos para su alimentación y nutrición se ha enfocado en elaborar productos para la distracción canina en base a carne de animales bovinos, ovinos y porcinos.

Esta materia prima pasa por un proceso de extrusión obteniéndose tubos de carnaza para la distracción canina, estos tubos deben tener una medida estándar y

con un corte perfecto por lo que se necesita de una máquina para realizar el corte; esta máquina debe ser automática alimentando de tubos y cortándolos de forma perfecta en las medidas requeridas, siempre cuidando la integridad de los operarios y el acabado final del producto.

En el presente trabajo se verá en sus distintos capítulos el desarrollo para “el diseño y construcción de una máquina de tubos extruidos alimenticios para juguetes caninos”, teniendo en el segundo capítulo la información de los juguetes caninos, normativa que rigen a este tipo de empresas, cuchillas de corte y cadenas para el transporte; en el capítulo tres se tiene información acerca del diseño mecánico de la máquina, especificaciones de diseño, cálculo de los distintos componente y sistemas de la máquina obteniendo las dimensiones mínimas requeridas y la selección de componentes por catalogo; en el capítulo cuatro se encuentran las especificaciones, consideraciones y diseño eléctrico y electrónico de la máquina; en el quinto capítulo se tiene todo lo referente a la automatización como es el programa *ladder* de la máquina; en el sexto capítulo se tiene el detalle de la construcción de la máquina, el ensamblado de cada componente; en el séptimo capítulo se encuentran las pruebas, correcciones y calibraciones que se realizan a la máquina, en el octavo capítulo se realiza un análisis económico del proyecto analizando su viabilidad y si la inversión se justifica económicamente hablando; y por ultimo concluyendo en el noveno capítulo con las conclusiones y recomendaciones respectivas referente al proyecto.

1.2 ANTECEDENTES

EMPAC MACHINE CIA. LTDA., es una empresa ecuatoriana joven dedicada al diseño y construcción de maquinaria industrial hecha a medida, impulsando el

desarrollando tecnológico en el país. De igual manera que a la modificación y repotenciación de maquinaria industrial: italiana, alemana, china, etc., además del diseño y fabricación de líneas de producción completas.

EMPAC MACHINE CIA. LTDA., tiene la necesidad de diseñar y construir una máquina para una industria del sector alimenticio canino la cual se encargará de cortar tubos extruidos con sabor a carne para la alimentación y distracción canina, con la finalidad de realizar este proceso de forma automática y no manual, aumentar el rendimiento en la producción, al igual que tener un control sobre el producto obteniendo los pedazos de los tamaños requeridos para canes y sobre todo mejorar la calidad del producto que se ofrece al mercado, también se tiene como finalidad reducir los errores cometidos en la medición al cortar este producto manualmente.

Los tubos extruidos se producen de la deshidratación de los excedentes de subproductos de ganado bovino, ovino y otros mediante la utilización de hornos de secado, combinando variables como tiempo de secado, temperatura, humedad relativa, caudal de aire, etc., obteniendo un producto apto para mascotas.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Es importante el desarrollo de una máquina cortadora de tubos extruidos alimenticios para juguetes caninos, porque permitirá realizar el corte de los tubos extruidos de dos medidas diferentes, además permitirá reducir el tiempo de producción cortando aproximadamente 45 tubos de cada medida por minuto.

También es importante porque se realizará el control de la velocidad de las cuchillas de corte, de esta manera las rebabas serán mínimas y no habrá necesidad

de un posterior tratamiento, las medidas del producto serán mucho más exactas, esta máquina también ofrece la seguridad necesaria para que el operario no sufra algún tipo de accidente (cortes o mutilaciones de alguna de sus partes), también se podrá llevar el monitoreo de la producción de la máquina.

Además el mercado de juguetes y snacks para mascotas, principalmente para perros es un mercado en permanente crecimiento dentro y fuera del país, hoy es mucho más importante que antes para un propietario de una mascota, lo que esta coma, razón por la cual se da mayor atención a la salud, la dieta y el espacio para jugar y el tipo de juguetes que pueda usar. Los juguetes y snacks producidos por los subproductos del sacrificio de ganado bovino, ovino y otros, son hoy una opción muy interesante para los propietarios de perros, que buscan que sus “compañeros” se distraigan con sus nuevos juguetes, a la vez que están alimentando saludablemente sin competir con la dieta regular del animal.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y Construir una máquina cortadora de tubos extruidos alimenticios para juguetes caninos para la empresa Empac Machine Cía. Ltda.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar y Construir los subsistemas mecánicos y seguridades pertinentes que permitan el funcionamiento correcto de la máquina según los requerimientos de entrada de producto de alrededor de 14 in y dos

pedazos a la salida de 7 ¼ y 4 ½ in y una producción estimada de 60 tubos por minuto.

- Diseñar e implementar un sistema de control basado en PLC (Lazo Abierto) y variador de frecuencia, para la velocidad de giro del motor que se encuentra acoplado a las cuchillas de corte; estableciendo una secuencia de encendido y apagado de los elementos eléctricos que ponen en marcha la máquina.
- Elaborar un sistema de monitoreo de las distintas variables del proceso como velocidad de las cuchillas de corte, cantidad de producción, por medio de una pantalla LCD acoplada al PLC mencionado.
- Integrar los sistemas Mecánico, Eléctrico/Electrónico, Control y Comunicación para la puesta en marcha de la máquina.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina y determinar si los resultados obtenidos se encuentran dentro de los requerimientos de diseño.
- Elaborar manual de usuario, manual de mantenimiento, planos mecánicos, eléctricos y diagramas de control de la máquina

1.5 ALCANCE DEL PROYECTO

Para el presente proyecto se debe hacer el diseño mecánico de las distintas partes que conforman la máquina, partiendo desde la alimentación de los tubos extruidos alimenticios para juguetes caninos hacia la máquina, que tienen una dimensión aproximada de 0,355m (14in) de longitud y 0,0254m (1in) de diámetro, para esto se debe diseñar el mecanismo para que alimente uno a uno los tubos, mientras que el transporte de los tubos extruidos alimenticios para juguetes caninos

hacia las cuchillas, tentativamente se lo pretende hacer por medio de un sistema de tracción por cadena. Las medidas que deben tener los tubos después del corte deben ser de 0,184m (7 ¼in) y 0,114m (4 ½in“). La máquina debe procesar un promedio de 45 tubos extruidos de alimento canino por minuto, también se debe clasificar el producto después del corte según su tamaño y los desechos producidos deben ir a un depósito para ser reprocesados.

Se debe realizar el control de velocidad del motor que va acoplado a las cuchillas de corte por medio de un variador de frecuencia, para lograr que las rebabas en el momento del corte sean mínimas.

Se debe diseñar y controlar la seguridad en el mecanismo de corte de la máquina, además de la correcta secuencia de activación de los distintos elementos por medio del PLC. Se debe realizar un panel de control para el arranque y paro de la máquina, además será el lugar donde convergerán los distintos elementos eléctricos y electrónicos.

CAPÍTULO 2

2 MARCO TEÓRICO

En este segundo capítulo se conoce acerca de los juguetes para canes, beneficios y proceso de fabricación de los mismos, al igual que se revisa teoría acerca de cuchillas de corte y cadenas para el transporte del producto.

2.1 JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES

Los juguetes y snacks producidos con los sub-productos del sacrificio del ganado bovino, ovino y otros son hoy una opción muy interesante para los propietarios de perros que buscan que sus compañeros caninos se entretengan con sus nuevos juguetes, a la vez que se están alimentando saludablemente sin competir con la dieta regular del animal (Figura 1).

En cuanto a referencias se puede producir huesos de diferentes pulgadas, se pueden producir tamaños más grandes pero sería por orden de compra específica. En cuanto a sabores se pueden producir con color y sin color, con sabor a pollo, carne, tocineta, queso, mantequilla.

Estos juguetes comestibles para perros se los realiza a base de carnazas y cueros de animales ovinos y bovinos principalmente, los beneficios de dicho producto son:

- Limpian los dientes
- Evitan la placa dental y mal aliento
- Colabora con una mejor muda de dientes del perro
- Anti-estrés para el perro (menos agresivo)
- Es 100% comestible



Figura 1 Perro utilizando un juguete canino

Fuente: (+KOTA)

2.1.1 TIPOS DE JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES

Existen varios tipos de juguetes comestibles para perros, estos son:

2.1.1.1 Hueso Prensado Anudado

Este es un hueso en base a carnaza con un amarre en cada extremo dando la forma de hueso, es totalmente comestible y existe de tres tamaños para perros grandes, medianos y pequeños. (Figura 2)



Figura 2 Hueso Prensado Anudado

Fuente: (Mercamania)

2.1.1.2 Chips Comestibles para Perros

Son tiras en forma de carne de diferentes tamaños y sabores, elaborados a base de cuero. (Figura 3)



Figura 3 Chip Comestible para Perros

Fuente: (Alibaba)

2.1.1.3 Pretzel

Los pretzel son elaborados tanto de plástico como de cuero para la distracción de los animales y tienen una forma muy similar o igual a la de los pretzel para seres humanos, y son de diferentes tamaños. (Figura 4)

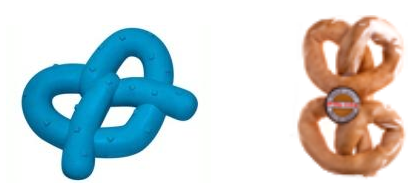


Figura 4 Pretzel de plástico y carnaza

Fuente: (Mercamania)

2.1.1.4 Twist

Son tubitos enrollados a base de carnaza de distintos sabores y tamaños. (Figura 5)



Figura 5 Twist para perro

Fuente: (Mercamania)

2.1.1.5 Roles Lanza y Trae o Rejo

Son rollos o tubos con agujero, de carnaza de varios tamaños, estos juguetes reemplazan a los tradicionales palos que se lanzaba antiguamente para que la mascota los traiga de vuelta, con la diferencia que el perro se lo puede comer poco a poco. (Figura 6)



Figura 6 Roll Lanza y Trae o Rejo

Fuente: (Propia)

Estos son los juguetes comestibles para perros principales que existen en el mercado, pero cabe recalcar que en base a la carnaza se elaboran varios juguetes con distintas formas como se muestra en la Figura 7.



Figura 7 Diferentes formas de juguetes para perros en base a carnaza

Fuente: (Mercamania)

2.1.2 COMPOSICIÓN DE LOS JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES

Estos juguetes están compuestos o elaborados de productos cárnicos no comestibles por el ser humano que son desechados, entre los principales se encuentran: viril de toro, viril de cerdo, hueso de vaca, hueso de cerdo, careta de cerdo, pulmón, tráquea, oreja de cerdo.

Estos productos a más de otorgar distracción al perro contribuyen con su alimentación y nutrición como se verá en la Tabla 1.

Tabla 1 Información Nutricional

Cada 100 gramos contiene:	
Proteína	54%
Carbohidratos	30%
Grasa	3.30%
Ceniza	2.60%
Humedad	9.20%

Cada 100 gramos contienen:	
Proteína	92.62%
Calcio	346.8 mg
Fósforo	4.23 mg
Ceniza	2.18 - 3.30 g
Extracto etéreo	0.59 g
Humedad	5 - 9 %

Fuente: (Empresa de productos caninos Mas-Can, Quito)

2.1.3 MÉTODO DE FABRICACIÓN DE LOS JUGUETES COMESTIBLES PARA CANES

El proceso de producción, consiste en deshidratar los excedentes de los sacrificios de ganado bovino, porcino y otros no aptos para el consumo humano, mediante la utilización de hornos de secado, combinando variables como tiempo de secado, temperatura, humedad relativa, caudal de aire, etc., obteniendo como resultado un snack apto para mascotas, principalmente para perros, que es

totalmente digerible sin ser sustituto de la dieta general del animal. Adicional este producto aporta a la dieta de la mascota y tiene la ventaja de convertirse en un juguete comestible de total gusto para los animales.

Los sub-procesos involucrados a escala industrial de este proceso son:

- Selección de la materia prima
- Preservación en frío de la materia prima
- Preparación de materia prima para el secado
- Secado
- Control de calidad
- Empaque
- Despacho

2.1.4 PROCESO PRODUCTIVO

La carnaza es un subproducto del vacuno que anteriormente era considerada un desperdicio por las curtiembres.

El proceso productivo de los huesos para perro de carnaza, tiene 9 pasos principales. Los primeros dos, son considerados como la parte húmeda hecha en las curtiembres y el resto de pasos son realizados en la planta de fabricación, procesos que serán explicados paso a paso a continuación.

2.1.4.1 Blanqueado de la carnaza

Este proceso consiste de tres pasos, estos son: desencalado, blanqueo y escurrido para obtener un producto conciso.

- Desencalado: consiste en quitarle a la materia prima el sulfuro y la sal que queda después del apelmbramiento.
- Blanqueo: consiste en aplicar Peróxido de Hidrógeno y Dióxido de Magnesio para darle el color blanco a la carnaza.

Realizados estos dos procesos, se para el Bombo durante una hora para ponerlo a reposar y se hace 10 movimientos, cada movimiento es de un minuto para así compactar bien el peróxido de la carnaza.

Para dar por finalizado el proceso se le hace un lavado de 0.15% con Dióxido de Titanio durante 25 minutos.

- Ecurrido: consiste en quitarle parte del agua que le queda a la carnaza en los procesos anteriores. Esto se hace mediante unas máquinas escurridoras.

2.1.4.2 Templado

Este proceso es realizado para darle más área a la carnaza ósea, estirla usando una templadora.

La templadora tiene la forma de camas con malla las cuales se introducen en una secadora, en este proceso la carnaza pierde más humedad.

2.1.4.3 Recibo de Materias Primas

La materia prima es transportada a la planta desde las curtiembres. Cuando se recibe es extendida sobre unos tenderos que están ubicados al final del horno donde se encuentra la ventilación de este, lo cual permite el pre secado de la carnaza.

2.1.4.4 Corte y Selección

En este paso se le da la medida de cada uno de los productos a elaborar, las medidas son tomadas en pulgadas. Para esto se utiliza una mesa y una cortadora eléctrica similar a la de cortar tela. El molde de estas medidas es hecho en madera. (Ver Tabla 2).

2.1.4.5 Armado

Cada operaria posee una mesa de trabajo, la capacidad de armado está entre 400 y 450 unidades al día, utilizan un cuchillo para cortar las rodajas que quedan al armar el hueso, los productos son colocados en marcos hechos en madera y angeo plástico para ser colocados y transportados en carros metálicos.

2.1.4.6 Secado

El secado se realiza en un horno o túnel de calor regulado por una caldera, los juguetes son colocados en carros transportadores los cuales duran de 3 a 4 días aproximadamente a una temperatura de 60 a 70 grados centígrados, para que estos se sequen completamente y obtener un producto consistente.

2.1.4.7 Clasificación

Los juguetes son clasificados en tres categorías:

- Categoría 1: llamados “primeras”, son todos los huesos que no presenten asperezas ni se encuentren sucios, estos son puestos en el mercado con sabor natural y son destinados para exportación.
- Categoría 2: son productos que se les recomienda aplicarles saborizantes

claros.

- Categoría 3: son productos que se encuentran con bastante aspereza, se les aplican saborizantes oscuros.

Tabla 2 **Tamaño de los huesos a base de carnaza**

Tamaño de Hueso en pulgadas
3 – 4
4 – 5
5 – 6
6 – 7
7 – 8
8 – 9
9 – 10

Fuente: (Empresa de productos caninos Mas-Can, Quito)

2.1.4.8 Sabores

Los saborizantes son disueltos en agua caliente, la forma de aplicarlos es por medio de inmersión, para esto se utilizan ollas, luego son colocados nuevamente sobre los marcos para ser llevados al túnel donde duran un día aproximadamente.

Las diferentes clases de sabores son: Carne, Tocineta, Natural, Pollo, Mantequilla, Queso, Maní.

2.1.4.9 Empaque

Después de la clasificación el producto es llevado a la bodega de empaque. Aquí los operarios de almacén se encargan de efectuar el etiquetado, el bolseado, el empacado y luego lo termoencogen (cuando se requiere), o simplemente empacarlo

en cajas (al granel).

2.1.5 NORMALIZACIÓN

Para el tamaño de los juguetes Roles Lanza y Trae para perros elaborados a base de carnaza no tiene un estándar internacional o nacional, este tamaño depende de la demanda y de la empresa que los elabora.

La Empresa dedicada a la elaboración de productos caninos y veterinarios se rige a la Decisión 483 CAN (Comunidad Andina de Naciones), Normas para el registro, comercialización y uso de productos veterinarios. Esta norma estandarizada y aprobada por toda la Comunidad Andina de Naciones es la que controla de forma normalizada la elaboración esterilizada de los productos caninos.

De la Decisión 483 CAN citaremos los artículos que se relacionan a nuestro trabajo:

“Artículo 56.- toda fabricación o elaboración de un producto veterinario deberá ser consignada en un protocolo de producción que identifique claramente el cumplimiento de todas las pruebas, controles y caracterizaciones y las especificaciones del tipo del producto. Dicho protocolo permanecerá a disposición de la Autoridad Nacional Competente, hasta la caducidad de la partida de producción.”

“Artículo 57.- El protocolo de producción deberá satisfacer lo siguiente en cada una de las prácticas de elaboración:

f) Se precisara las operaciones de manufactura o de elaboración

g) La realización de los controles analíticos y biológicos de cada partida según los estándares aprobados para cada producto, en conformidad con las referencias técnicas correspondientes al producto.”

Esta normativa es controlada por Agrocalidad en Ecuador.

A más de esta normativa toda empresa o industria dedicada a cualquier tipo de producción se basa en a las “Buenas Prácticas de Manufactura” informe 32 de la organización mundial de la salud dictaminado en Ginebra.

2.2 MÉTODOS DE CORTE

Existen varias herramientas que realizan las operaciones de corte de varias formas como son:

- 1) Herramientas de corte en un solo punto.
- 2) Herramientas de corte de puntas múltiples.

2.2.1 HERRAMIENTAS DE CORTE EN UN SOLO PUNTO

Las herramientas de corte en un solo punto se utilizan para llevar a cabo operaciones

de torneado, perforado, cepillado y planeado. Por lo general, las que más se utilizan se fabrican con acero de alta velocidad formadas a partir de una barra sólida.

Estas herramientas constan de un cuerpo de acero suave con una punta de material cortante sujeta a la arista de corte. Los ángulos básicos de la herramienta de corte de un solo punto varían de acuerdo al material con el cual está hecha y las

características del material que se desea maquinar. También dependen de la configuración de la pieza de trabajo, la profundidad de corte y la rigidez de la máquina herramienta.

El ángulo lateral de la arista de corte, o ángulo de avance de la herramienta, varía de 0 a 90°. Un ángulo de avance es capaz de soportar fuertes impactos iniciales.

El ángulo de relevo del extremo y el ángulo de relevo lateral evitan la fricción de la arista de corte, los ángulos de relevo varían de 7 a 14° para operaciones de torneado en general. (Ver Figura 8)

Las herramientas de corte en un solo punto que se utilizan comúnmente son las sólidas, las de punta soldada, las de inserto largo indizable y las de tipo indizable desechable, estas herramientas requieren de un portaherramientas para la sujeción mecánica.

2.2.2 HERRAMIENTAS DE CORTE DE PUNTAS MÚLTIPLES

Las herramientas de corte de puntas múltiples tienen más de un filo mayor de geometría bien definida. Estos filos se pueden disponer en diferentes patrones geométricos para conseguir una amplia gama de configuraciones de herramientas como se muestra en la Figura 9.

Si los filos están dispuestos uno tras otro en línea recta, se obtiene limas, hojas de sierra, etc. Los ángulos de las herramientas deben ser apropiados para el material de trabajo particular. El avance se imparte al material o a la herramienta. Cuando los filos están dispuestos en fila recta e inclinada a cierto ángulo respecto al movimiento primario (esto es, los filos sucesivos sobresaliendo más de la línea que

los anteriores), lo cual significa que el avance está integrado a la herramienta, se tiene una herramienta de brochar.

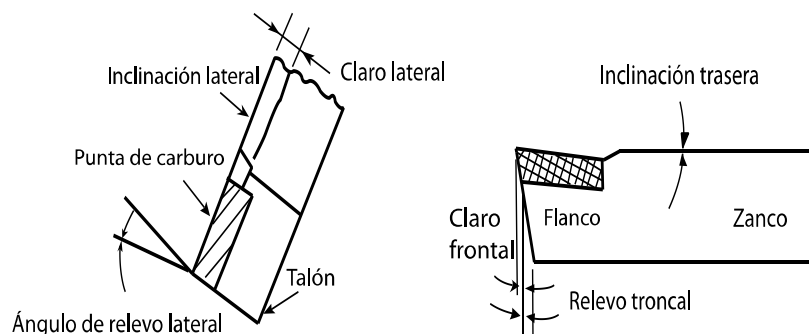


Figura 8 Nomenclatura general de una herramienta de corte de un solo punto

Fuente: (H.S.Bawa, 2007)

Si los filos están dispuestos en la periferia de un cuerpo cilíndrico se obtienen fresas cilíndricas comunes, sierras para ranurar, fresas para ranuras en T y otras similares (Ver Figura 9).

En la Tabla 2.3. Se muestra, en relación con herramientas de puntas múltiples, ejemplos de los patrones de movimiento para la pieza de trabajo y la herramienta, así como posibilidades geométricas y las máquinas de procesamiento o máquinas herramienta adecuadas. En los tres primeros ejemplos los filos están dispuestos en una línea recta ya sea paralela o inclinada respecto a la dirección de corte y en los ejemplos restantes el cuerpo de la herramienta es cilíndrico y los filos están dispuestos de muy diversas maneras.

2.2.3 SIERRAS PARA CORTE

Con frecuencia la operación de aserrado se realiza en máquinas herramientas, su aplicación está restringida a pequeñas piezas en una medida limitada. Se necesitan

máquinas de propósito especial para la producción en masa de piezas de trabajo diversas. Todas estas máquinas trabajan sobre el principio de corte en puntos múltiples cuando la sierra se mueve contra la pieza de trabajo.

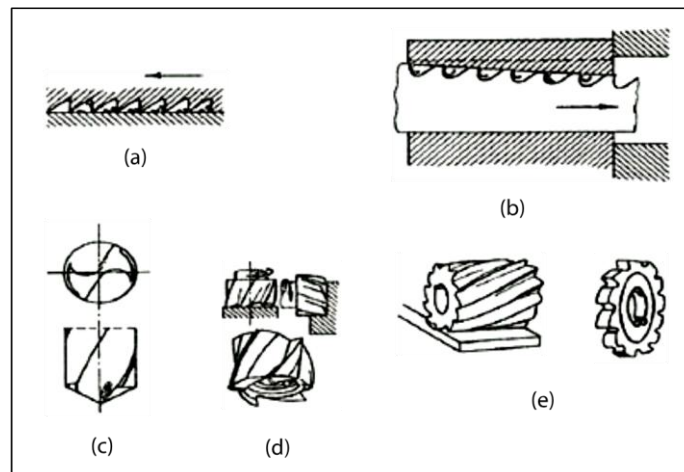


Figura 9 Ejemplos de herramientas de puntas múltiples, ilustrado de manera en la que la disposición geométrica de los filos permite diseñar cortadores de formas muy variadas

Fuente (Leo, Procesos para Ingeniería de Manufactura, 1996)

La hoja es la parte más importante de todas las sierras para corte. Solo una parte de la hoja de corte entra en contacto con la pieza de trabajo. Por eso es importante que la hoja utilizada sea rígida, fabricada con el material apropiado, y que se encuentre en buenas condiciones.

- Clasificación:

Se pueden clasificar como sierras accionadas a mano y sierras accionadas mecánicamente. Dentro de las sierras accionadas mecánicamente tenemos las siguientes categorías.

- 1) Sierras alternativas

- 2) Sierras circulares
- 3) Sierras de banda

2.2.3.1 Sierras Alternativas

Son muy populares debido a su diseño simple y bajo costo de operación. De acuerdo con el método de suministrar potencia a las sierras, estas se clasifican en accionadas por manivela o accionadas hidráulicamente. Dependiendo del uso, están diseñadas para operaciones semiautomáticas o automáticas.

El peso del marco de la sierra, ejerce una presión uniforme para el avance de la sierra. Algunas máquinas tienen un peso sujeto al marco para asegurar una presión uniforme. Su principal desventaja es que la acción de corte sólo tiene lugar la mitad del tiempo, ya que el tiempo de la carrera muerta es igual al de la carrera de trabajo.

2.2.3.1.1 Hojas de Sierra Mecánica

Los tres tipos de hojas utilizadas en las sierras mecánicas son: con dientes tipo gancho, con dientes tipo garganta y con diente tipo regular, como se muestra en la Figura 10, los dientes tipo gancho y garganta se usan para metales y cortes profundos fundamentalmente. Los dientes tipo regular se utilizan para cortar una gran variedad de materiales.

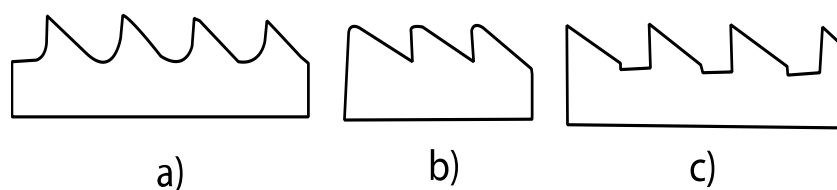


Figura 10 Tipos de hojas de sierra a) tipo gancho, b) tipo garganta c) tipo regular

Fuente: (H.S.Bawa, 2007)

El ajuste de los dientes de la sierra es necesario para un corte preciso y liso. El ajuste de la hoja es necesario para proteger el cuerpo de la misma del frotamiento contra la pieza de trabajo, de esta manera se mantiene la dureza de la hoja y se utiliza una menor fuerza para el corte.

2.2.3.1.2 Ajustes de dientes de sierra

Actualmente las hojas para sierras mecánicas se ajustan con diseños rectos, de escariador, ondulados, como se muestra en la Figura 11. El ajuste de escariador es el más usado para operaciones de corte de metales.

El paso de la hoja es otra característica importante. El paso de la hoja significa el número de aristas de corte por unidad de longitud. En el sistema métrico, el paso se indica en milímetros. Se utilizan diferentes pasos para cortar diferentes materiales.








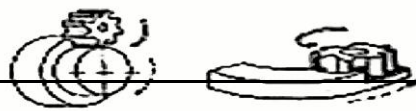
Los aceros comúnmente usados para sierras mecánicas contienen entre 0.65 y 0.75 % de carbono. Estos aceros se utilizan endurecidos y templados.

2.2.3.1.3 Falla de las hojas de sierra.

La falla en una hoja de sierra mecánica ocurre debido a una o más de las siguientes razones:

- Apuntar los dientes de la sierra en dirección equivocada.
- La hoja o la pieza de trabajo no están sujetas apropiadamente.
- Caída súbita de la hoja sobre el trabajo.
- Presión inapropiada sobre el trabajo.
- La hoja utilizada no tiene las especificaciones requeridas.

Tabla 3 Patrón de movimientos, ejemplos de posibles geometrías y maquinas herramientas para herramienta de puntas múltiples

Primario	Avance	Primario	Avance	Corte con herramientas multipunta (b)	
-	-	T	-		Brochadora
-	-	T	T		Serrucho, Lima
-	T	T	-		Sierra de cinta sin fin, Limadora
R	-	-	T		Torno Mandriladora
-	-	R	T		Mandriladora horizontal, Taladradora
-	T	R	-		Fresadora, Sierra Tronzadora Giratoria
-	R	T	-		Sierra sin fin, Limadora
-	R	R	-		Fresadoras

a = R, rotación T, traslación

b = \Rightarrow movimiento de corte; $-\ - \Rightarrow$ movimiento de avance; \longrightarrow movimiento de ajuste

Fuente: (Leo, Procesos para Ingeniería de Manufactura, 1996)

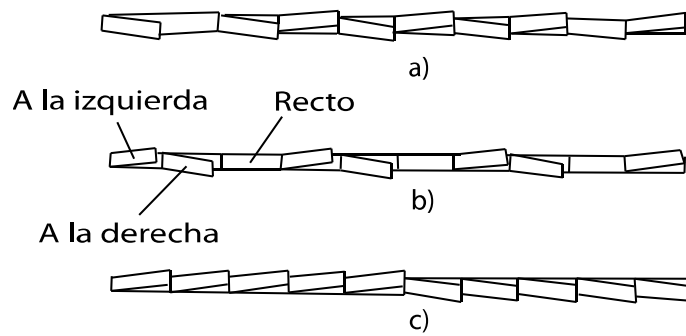


Figura 11 Ajuste de dientes de sierra: a) rectos o alternados, b) escariador, c) ondulatorio

Fuente: (H.S.Bawa, 2007)

Para asegurar una larga vida útil de las hojas, deben evitarse todos los errores anteriores.

2.2.3.1.4 Especificaciones de la hoja

Una hoja de sierra se especifica por:

- El material de la hoja.
- La longitud de la hoja.
- El ancho de la hoja.
- El espesor de la hoja.
- El paso de los dientes.

2.2.3.1.5 Especificaciones de las sierras mecánicas

Las máquinas aserradoras mecánicas se denominan por el tamaño de la barra que pueden cortar, se especifican por:

- La longitud de la hoja a montar en la máquina.

- La longitud de la carrera.
- El número de carreras por minuto.
- El tipo de transmisión.
- La potencia requerida para la transmisión de la máquina.

2.2.3.1.6 Velocidad de corte

Las sierras mecánicas disponibles comercialmente se accionan a una sola velocidad. Actualmente, existen sierras de este tipo con dos o tres velocidades de corte. Las hojas de acero de alta velocidad se utilizan para cortar la mayor parte de los materiales. En la Tabla 4 se muestran las carreras por minuto comúnmente usadas con la presión de avance.

2.2.3.2 Sierras Circulares

A las sierras circulares se las conoce también como sierras para cortar en frío. Además se pueden clasificar como:

- Sierras portátiles.
- Sierras fijas.

2.2.3.2.1 Sierras Portátiles

Estas son el equivalente de las sierras manuales accionadas mecánicamente. Están diseñadas para hacer cortes rectos en los materiales. Todas las sierras circulares consisten en un motor cubierto, con una hoja circular montada en el husillo. La mitad superior de la hoja consta de una guarda fija, mientras que la mitad inferior consta de una guarda retráctil, la cual se balancea hacia arriba y hacia

abajo cuando la herramienta se encuentra en funcionamiento. (Ver Figura 12)

Tabla 4 Velocidades de corte

Material	Carreras por minuto	Presión de avance (N/mm²)
Acero dulce	140-160	7 - 9
Acero medio carbono	130-150	7 - 8
Acero alto carbono	120-140	7 - 8
Acero Aleado	90-115	6 - 8
Aluminio	140-170	2 - 4
Latón	130-150	2 - 4
Bronce	100-130	2 - 4
Hierro Fundido	130-150	5 - 7
Acero Rolado en Frío	100-110	5 - 7
Cobre embutido	130-150	5 - 7
Acero para troqueles	80-110	5 - 8
Acero de alta velocidad	80-100	5 - 7
Duraluminio	120-140	2 - 3
Acero Inoxidable	80-100	5 - 7

Fuente: H.S. Bawa, 2007

Como se muestra en la Figura 13, las hojas circulares utilizadas en las sierras circulares se pueden clasificar en las siguientes categorías:

- Hoja de combinación.
- Hoja de corte transversal.
- Hoja de corte al hilo.

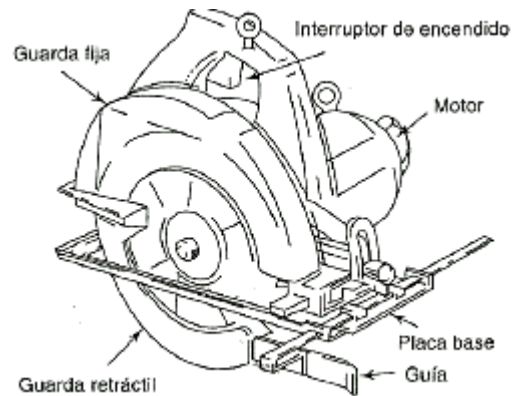


Figura 12 Sierra circular portátil

Fuente: (H.S.Bawa, 2007)

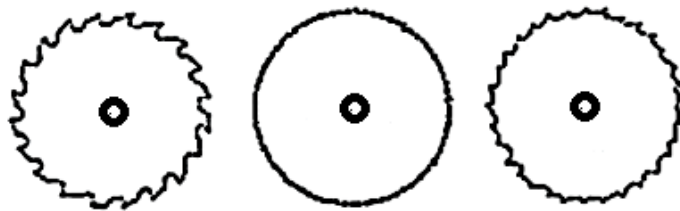


Figura 13 Hojas de sierras circulares

Fuente: (H.S.Bawa, 2007)

2.2.3.2.2 Sierras Circulares Fijas

En general estas sierras se utilizan de tres maneras: manual, semiautomática, y automática. Los últimos dos tipos se utilizan muy comúnmente. En las máquinas semiautomáticas, todas las operaciones, excepto la carga, la alimentación y el retiro del material se realizan automáticamente. En las sierras circulares automáticas, todas las operaciones excepto la carga se efectúan automáticamente.

El trabajo de las sierras circulares metálicas es similar a las fresadoras, sin embargo, las fresas para cortar metales se fabrican en diámetros hasta 200 mm,

mientras que los cortadores utilizados en las sierras tienen diámetros mayores.

Las velocidades de corte de las sierras circulares varían de 0,16 a 0,42 m/s para materiales ferrosos. Para materiales no ferrosos las velocidades de corte son mucho mayores, como son la madera, que varía entre 45 a 65 m/s y para materias plásticas de 25 a 35 m/s.

2.2.3.3 Sierras de Banda

Las sierras de corte antes descritas sólo se usan para cortes rectos y no se pueden utilizar para curvas irregulares. Una sierra de banda se puede utilizar para hacer curvas irregulares, lo que les permite realizar una variedad de operaciones. Muchas operaciones de maquinado, como las de aserrado de contorneado de troqueles, soportes y accesorios, que anteriormente se efectuaba en otras máquinas herramientas, ahora se puede realizar en esta máquina. (Ver Figura 14).

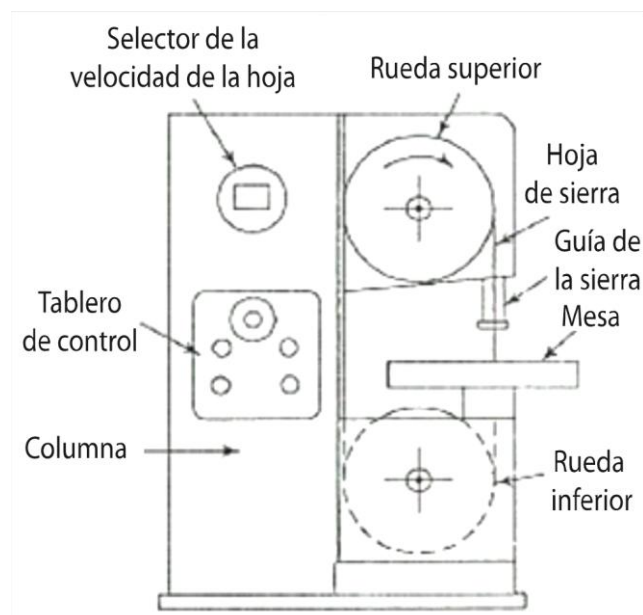


Figura 14 Sierra de banda o sin fin

Fuente: (H.S.Bawa, 2007)

Las partes principales de una sierra de banda son: columna, bancada, mesa, rueda, guías y hoja o banda. Los diversos tipos de sierra de banda utilizados son: banda de precisión, banda de contrafuerte, banda con filo de navaja, banda lima, banda dentada, banda de fricción, banda en espiral, banda guía. La velocidad de corte depende principalmente del tipo de material a cortar y varía de 30 a 100 mm por minuto.

Existen otros tipos de sierras de corte por fricción, en este grupo tenemos:

- Sierra de disco de acero de fricción.
- Sierras de disco abrasivo.

2.2.3.4 Sierras de Disco de Acero de Fricción

Estas sierras constan de disco de acero que gira a altas velocidades periféricas (6000 a 7500 m/min). El calor producido en la superficie coincidente debido a la fricción funde la parte a través de la cual se está cortando la trayectoria. Es un proceso muy rápido y se pueden cortar materiales de sección transversal hasta 600mm². El diámetro del disco utilizado varía entre 60 cm y 1.5 m.

2.2.3.5 Sierras de Disco Abrasivo

Este proceso se lleva a cabo por medio de ruedas abrasivas y es adecuado para cortar materiales ferrosos y no ferrosos de hasta 90 mm de espesor.

Los abrasivos cortan más eficientemente a altas velocidades ya que no se calientan con facilidad. Los discos abrasivos comúnmente utilizados son aglutinados con resinoides o con hule.

2.3 CADENAS DE TRANSMISIÓN

Entre los diversos tipos de cadenas empleados en transmisiones de potencia las más usadas son las cadenas de rodillos. (Ver Figura 15)

Las partes de que consta una cadena de rodillos son las que se presentan en la Figura 16.

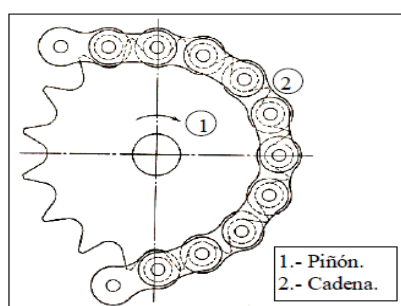


Figura 15 Transmisión por cadena

Fuente: (Soriano)

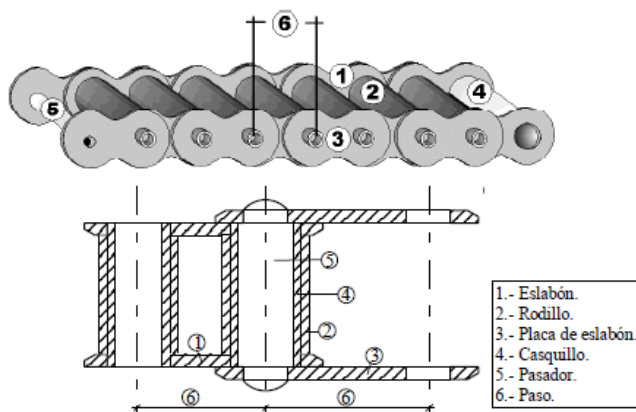


Figura 16 Partes de la cadena de rodillos

Fuente: (Soriano)

Las fuerzas que actúan son prácticamente las mismas que en las correas excepto que pueden producirse cargas importantes debido al impacto cuando los rodillos

establecen contacto con los dientes de los piñones.

Los piñones tienen relativamente pocos dientes. Se recomienda que el número mínimo de dientes del piñón más pequeño de una transmisión por cadena sea:

- N diente = 12 Baja velocidad
- N diente = 17 Media velocidad
- N diente = 21 Alta velocidad

Hay un detalle constructivo importante y que no debe dejarse pasar por alto, es el hecho de que con un número impar de dientes en el piñón grande y un número par de dientes en el piñón pequeño la frecuencia de contacto entre un diente y un rodillo determinados es mínima, lo que origina una mejor distribución del desgaste.

Las principales ventajas de su utilización son:

- No presenta deslizamiento, $i = \text{cte.}$
- Es compacta y no requiere tensión inicial como en el caso de las correas.
- Si está bien diseñada es mucho más duradera que 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.

Las principales desventajas son:

- Solo aplicable cuando los ejes son paralelos, pueden ser varios, pero en todos los casos las ruedas dentadas deben estar en el mismo plano.

- Preferentemente los ejes deben ser horizontales, para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena.
- Son más costosas que las transmisiones a correas.
- Necesitan un buen mantenimiento, con limpiezas periódicas y lubricación adecuada.
- Para absorber los alargamientos deben disponerse los ejes de modo que pueda tensarse la cadena o bien montar un piñón tensor en el ramal flojo.

2.3.1 CADENAS DE RODILLOS

El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos (ver Figura 17), en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas.

2.3.2 MONTAJE DE UNA CADENA

Es sumamente sencillo y requiere pocas atenciones, se precisa que:

El montaje de piñones cumpla:

- Que mantengan un paralelismo entre piñón conductor y piñón conducido. Para su comprobación es frecuente recurrir a dos reglas que situadas a ambos lados de los piñones indican de forma muy clara el paralelismo de montaje.
- Que los piñones además de paralelos se mantengan en un plano perfecto.
- Que el eje o el árbol sobre el que se monten los piñones no tengan holgura ni estén descentrados lo que hace que aparezcan brincos y tensiones anómalas.

La colocación de la cadena cumpla:

- Que no ofrezca ni exceso, ni defecto de tensión. En caso de exceso se acorta su vida útil, en el caso de defecto tiende a salirse.

En el caso de montaje horizontal es conveniente, para una correcta tensión de montaje que la cadena tenga una pequeña flecha. En el caso de transmisión vertical la cadena tendrá una tensión adecuada cuando admita una ligera presión de la mano sin hacer resorte.

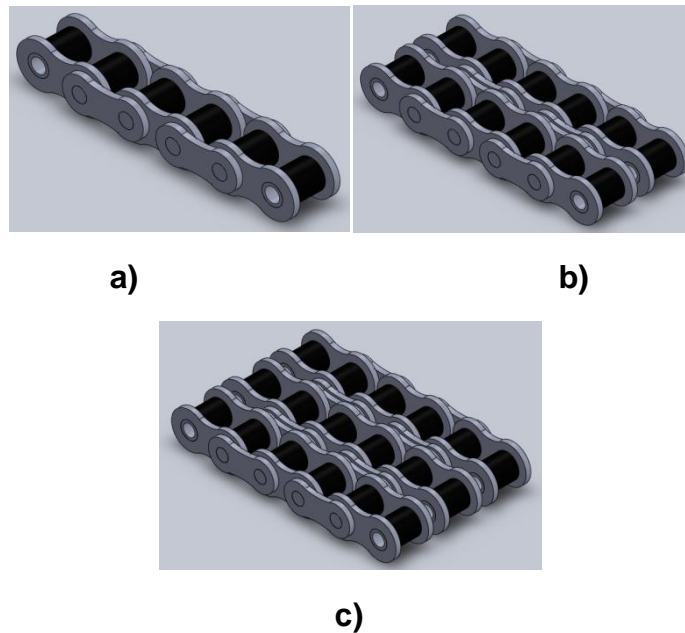


Figura 17 Cadena de Rodillos a) Simple, b) Doble, c) Triple

Fuente: (Propia)

- En general para el montaje de una transmisión por cadena se tendrá en cuenta:
- Haber efectuado un montaje con las debidas condiciones de alineamiento.

- Que la totalidad de la transmisión disponga de un sistema eficaz de engrase.
- Que se puedan verificar los eslabones de unión por ser éstos la zona más débil de las cadenas.

Para seleccionar una cadena es preciso conocer:

- La potencia a transmitir.
- Las revoluciones por minuto del árbol motor y del conducido.
- Las condiciones de trabajo, las cuales harán que la potencia a transmitir aumente con un coeficiente obtenido de la Tabla 5:

Tabla 5 Coeficiente de mayorización de la potencia transmitida

	Motor Eléctrico	Motor Hidráulico	Motor De Combustión
Sin Sacudidas	1.0	1.0	1.2
Sacudidas Ligeras	1.2	1.3	1.4
Sacudidas violentas	1.4	1.5	1.7

Fuente: Soriano, Cadenas 2007

Una vez seleccionada la cadena, teniendo en cuenta que es conveniente escoger aquellas en las que se esté más próximo de la recta ascendente que de la descendente y en el supuesto de que no se desee aumentar el paso se pueden montar cadenas dobles y triples.

Para un paso determinado y un régimen de n (r.p.m.) dado, cuanto mayor sea el número de dientes de los piñones menores sacudidas y vibraciones habrá y más silenciosa será la transmisión.

Como norma general se admite, salvo que se coloquen tensores o guías para que la catenaria no sea excesiva, que la máxima distancia entre centros de piñones es de 80 pasos, siendo aconsejable en el caso de transmisiones muy largas montar varios árboles en serie.

2.3.3 PIÑONES Y CORONAS PARA CADENAS DE RODILLOS

En general se llama piñón al engranaje de menor tamaño y corona o rueda al de mayor tamaño. La figura 18 presenta piñones para cadenas simples, dobles y triples.

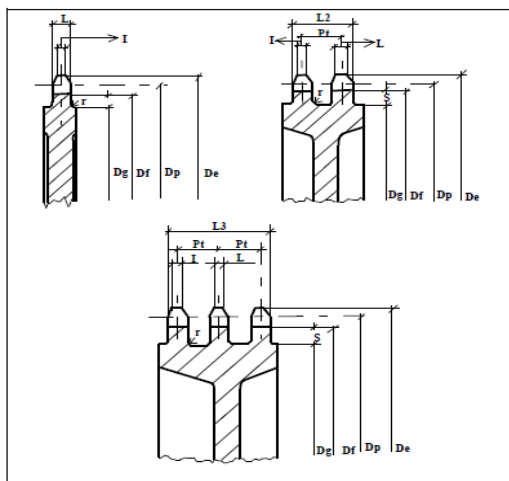


Figura 18 Piñones para cadenas de rodillo

Fuente: (Soriano)

Siendo:

D_p = diámetro primitivo.

D_e = diámetro exterior.

D_f = diámetro interior o de fondo de diente.

D_g = diámetro de garganta.

L = ancho de diente.

I = ancho extremo diente.

r = radio para lados de garganta.

S = sustraendo para diámetro garganta.

L2 = ancho total dentado doble.

L3 = ancho total dentado triple.

Pt = paso transversal.

b = ancho interior cadena.

d = diámetro rodillo o casquillo.

El diámetro primitivo D_p se calcula de la siguiente manera $D_p = Pt / \sin(180/Z)$

Donde Z es en número de dientes del piñón.

El diámetro exterior D_e tiene los siguientes valores:

Piñones de 9 a 19 dientes: $D_e = D_p + 0'85.d$

Piñones de 20 a 25 dientes: $D_e = D_p + 0'80.d$

Piñones de 26 a 35 dientes: $D_e = D_p + 0'78.d$

Piñones de 36 a 50 dientes: $D_e = D_p + 0'75.d$

Piñones de 51 a 80 dientes: $D_e = D_p + 0'72.d$

Piñones de 81 a - dientes: $D_e = D_p + 0'68.d$

El diámetro interior: $D_f = D_p - d$

El diámetro garganta: $D_g = D_f - 2S$

Sustraendo para ancho garganta: $S = 0'3.d$

El ancho de diente: $L = 0'91.b$

El ancho extremo diente: $I = 0'65.b$

El ancho total dentado doble: $L_2 = Pt + L$

El ancho total dentado triple: $L_3 = Pt + L$

El radio para lados: r de 1 a 2'5 mm.

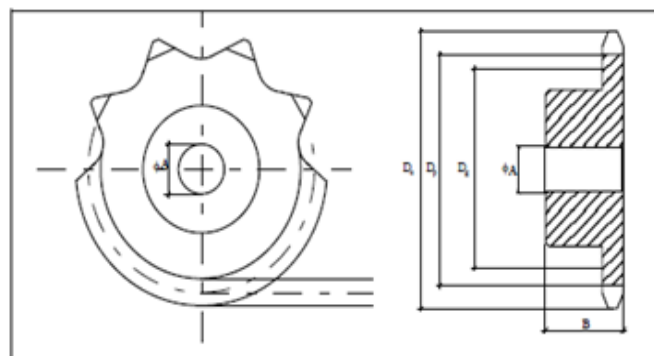


Figura 19 Piñones para cadenas simples

Fuente: (Soriano)

2.3.4 CADENAS TRANSPORTADORAS

Son cadenas para arrastre y están indicadas para todo tipo de trabajos de transporte y elevación de productos. Hay una amplia variedad de cadenas transportadoras para adaptarse a la más amplia gama de necesidades.

Las cadenas de transporte se fabrican habitualmente con acoplamientos a base de aletas, pivotes, empujadores etc., según se presentan en la Figura 20:

Los datos necesarios a considerar a la hora de seleccionar una cadena transportadora son entre otros:

- Tipo de transportador.
- Velocidad de transporte.
- Distancia entre ejes.
- Anchura de transporte.
- Diámetro de piñones.
- Condiciones de trabajo.
- Material a transportar.

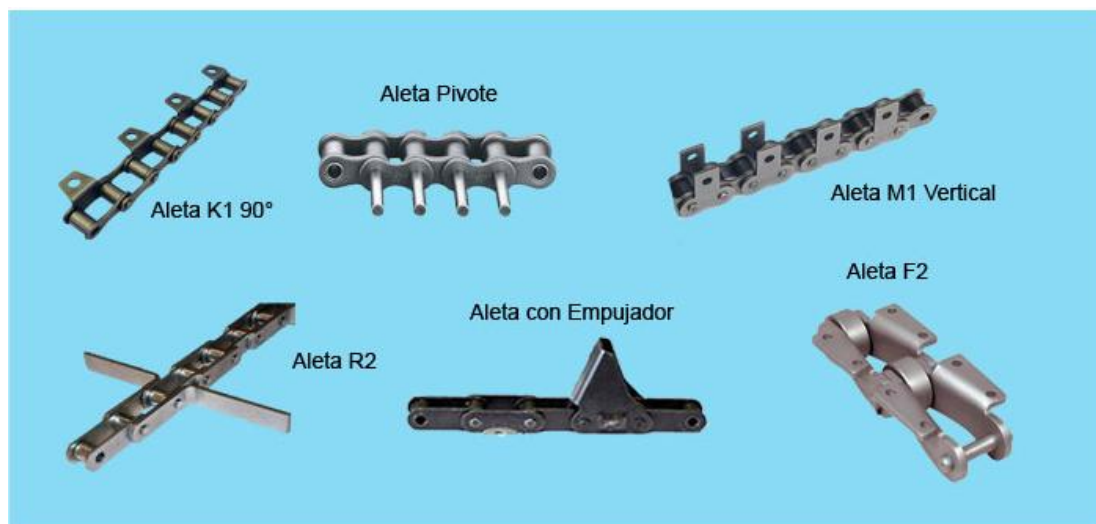


Figura 20 Acoplamiento de cadenas para transporte

Fuente: (Propia)

CAPÍTULO 3

3 DISEÑO MECÁNICO DE LA MÁQUINA

En este segundo capítulo se encuentra el cálculo matemático y consideraciones necesarias para realizar el diseño mecánico de los distintos mecanismos, como son el mecanismo de tracción por cadena, el mecanismo de corte, el bastidor y la tolva de alimentación de la máquina para cortar automáticamente tubos extruidos para juguetes caninos, dimensionando ejes, chavetas, poleas, cadenas, banda, tolva, bastidor, soldas.

3.1 CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO

Las consideraciones que se toman para el diseño de una máquina son en base a las necesidades del cliente o del trabajo a realizar, también las consideraciones al realizar un diseño se cimentan en los estándares de normalización de organizaciones internacionales y nacionales como las: ISO, ANSI, AISI, SAE, etc.

Tabla 6 Consideraciones Generales

CONSIDERACIONES GENERALES	
Medidas de entrada del producto	largo 0,4m (15,75 in) diámetro 0,04m (1,575 in)
Medidas del producto cortado- salida	largo 0,184m (7 ¼ in) y 0,114m (4 ½ in) diámetro 0,04m (1,575in)
Producción	Máximo 60 tubos por minuto y mínimo 30 tubos por minuto

Fuente: Propia, Necesidad de la Empresa

Las consideraciones generadas mostradas en la Tabla 6 se obtienen de la necesidad de producción, con la materia prima de ingreso y lo que se necesita a la

salida, las medidas de salida del producto pueden variar de acuerdo a la demanda, pero las medidas estándar son los mencionados en la Tabla 6.

Tabla 7 Consideraciones Mecánicas

CONSIDERACIONES MECÁNICAS	
Bastidor (máquina)	Alrededor de 1,2 m de alto x 0,6 m de largo x 0,5 m de ancho (sin considerar tolva y bandejas de salida).
Cuchillas	Acero inoxidable de 0,18 m de diámetro, aproximadamente.
Tracción	Por cadena con eslabones
Tolva de alimentación	Capacidad para 300 tubos, para ser realimentada mínimo cada 5 minutos.

Fuente: Propia, Consideraciones iniciales de diseño

Las consideraciones mecánicas son los requerimientos preliminares que se necesita para la construcción de la máquina en base a los requerimientos generales de producción, estas consideraciones se las puede ver en la Tabla 7, las cuales serán comprobadas más adelante fundamentando el diseño en cálculos y las normas respectivas, por lo que pueden ser modificadas, pero son las consideraciones aproximadas en las que se basará para iniciar el diseño.

3.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE TRACCIÓN POR CADENA

3.2.1 TIPOS DE TRANSMISION MECÁNICA

La tracción mecánica se divide en:

- Transmisión por Rozamiento.
 - Con Contacto Directo.
 - Transmisión por Fricción. (ver Figura 21 a)

- Con Enlace Flexible.
 - Transmisión por Correas. (ver Figura 21 b)
- Transmisión por Engranaje.
 - Con Contacto Directo.
 - Transmisión por Ruedas Dentadas. (ver Figura 21 c)
 - Con Enlace Flexible
 - Transmisión por Cadenas. (ver Figura 21 d)
 - Transmisión por Correas Dentadas. (ver Figura 21 e)

De todas las opciones para realizar la transmisión mecánica del producto, se elige la transmisión por cadena por la razón, que se necesita transportar los tubos uno por uno por medio de ganchos y estos ganchos deben ser adaptados al sistema de transporte, lo cual es más fácil adaptarlos a una cadena.

3.2.2 DISEÑO DE TRANSMISIÓN POR CADENA

Las cadenas de doble o triple torón son para aplicaciones que requieren mayor potencia. La máquina para cortar tubos extruidos de carnaza para juguetes caninos no requiere de tanta potencia, como se comprobará más adelante por lo que se usa una cadena simple o de un solo torón.

3.2.2.1 Selección de la Cadena

Para empezar la selección de la cadena se parte de los datos conocidos, según el material a trabajar y los requerimientos del cliente, por lo tanto las medidas del producto se pueden ver en la Figura 22, y el espacio disponible para la colocación de la máquina, por motivos de producción es de 2,5m, por lo tanto se toma un valor

para la distancia entre centros de las catarinas de 0,6m como requerimiento de diseño. Con estos datos se parte para el diseño de la máquina.

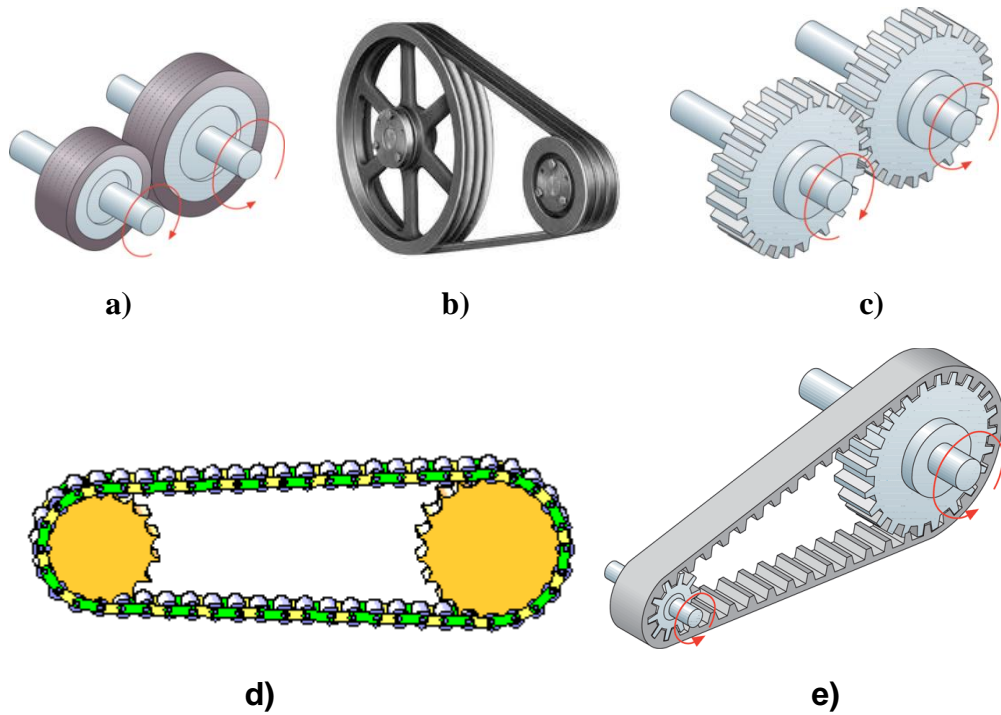


Figura 21 Tipos de Transmisión Mecánica a) Por fricción, b) Por correas, c) Por ruedas dentadas, d) Por cadena, e) Por correa dentada

Fuente: (Propia)

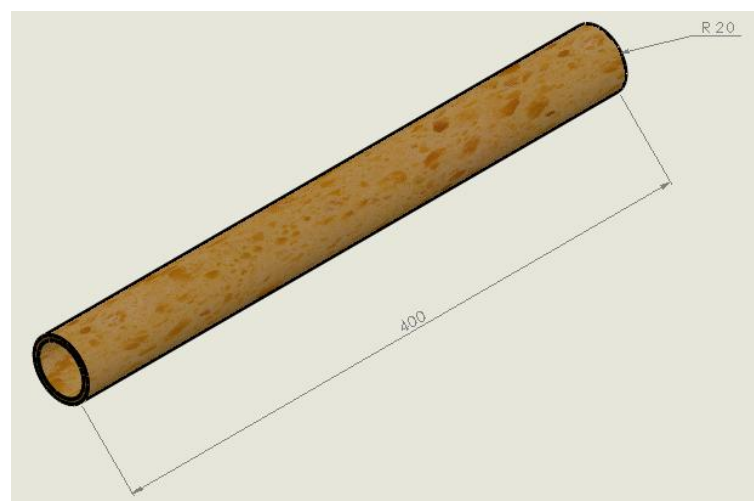


Figura 22 Medidas del tubo extruido para alimento canino o Rejo

Fuente: (Propia)

El diámetro del tubo extruido para juguetes caninos es de 40mm como se observa en la Figura 22, se propone inicialmente una separación entre centros de cada tubo de 50mm como se observa en la Figura 23.

Con la distancia propuesta de los tubos, se selecciona una cadena estándar, esta cadena se comprueba con los respectivos cálculos.

De la tabla de dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas para cadenas simples de Shigley se escoge la cadena ANSI número 80, cuyos datos se encuentran en la Tabla 8, esta cadena tiene un paso de 25,4mm y de acuerdo con la distancia propuesta se puede colocar los tubos cada dos pasos, esto quiere decir un tubo en cada eslabón con una distancia entre centros de los tubos de 50,8mm, como se observa en la Figura 24.

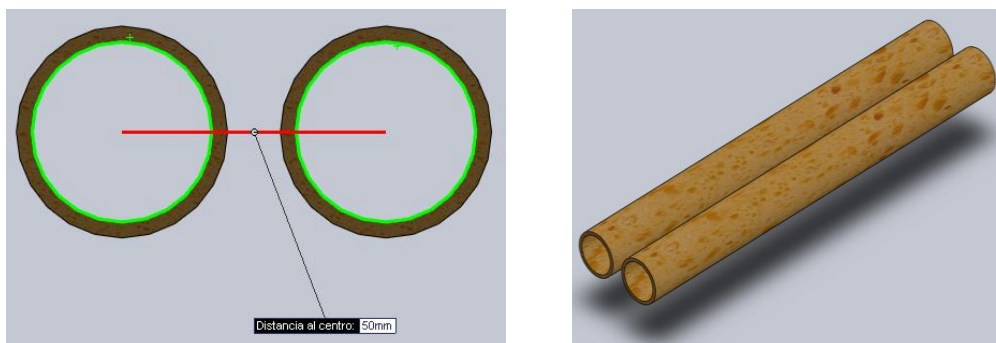


Figura 23 Separación inicial de los tubos extruidos

Fuente: (Propia)

Como afirma Shigley (2012:877) “Para una operación suave a velocidades tanto moderada como alta, se considera buena práctica emplear una catarina impulsora de al menos 17 dientes”

Por lo tanto la catarina impulsora para nuestra máquina es de 17 dientes, como la

relación de transmisión es de 1:1, la catarina impulsada también es de 17 dientes.

$$N_1 = N_2 = 17$$

Tabla 8 Dimensiones para la cadena simple ANSI #80

Número de Cadena ANSI	Paso in (mm)	Ancho in (mm)	Resistencia mínima a la tensión lbf (N)	Peso a promedio lbf/ft (N/m)	Diámetro del rodillo in (mm)	Espaciamiento de hileras múltiples in (mm)
80	1 (25,4)	0,625 (15,88)	12500 (55600)	1,71 (25)	0,625 (15,87)	1,153 (29,29)

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley

Con estos datos de la cadena se parte para la selección de una cadena adecuada para la máquina para cortar tubos extruidos para juguetes caninos.

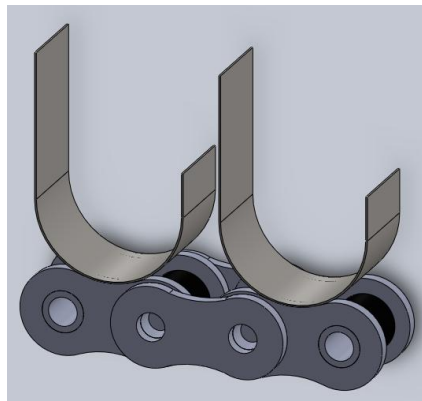


Figura 24 Posición de los ganchos para el transporte en una cadena ANSI #80

Fuente: (Propia)

Para la selección de la cadena se necesita saber la velocidad angular y la potencia del motor, y para determinarlos se requiere a la vez de los datos de la

cadena, razón por la cual se toma una cadena arbitrariamente en base a las razones indicadas anteriormente; esta cadena será comprobada más adelante; estos datos iniciales son necesarios para usar el gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 serie americana y determinar la cadena necesaria.

3.2.2.2 Cálculo de la Velocidad Lineal y Angular

Para calcular la velocidad lineal de la cadena partimos del requerimiento de producción que es mínimo de 30 tubos por minuto y máximo 60 tubos por minuto, como se indica en la tabla 6, se diseña la máquina con el caso más crítico que es la producción de 60 tubos por minuto.

$$v_p = 60 \frac{\text{tubos}}{\text{min}} \rightarrow 1 \frac{\text{tubo}}{\text{s}} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

$$v = d_{ct} * v_p$$

$$d_{ct} = 2 * p$$

Dónde:

v_p → Velocidad de producción, [tubos/min]

v → Velocidad lineal de la cadena, [m/s]

d_{ct} → Distancia entre centros de los tubos, [m]

p → Paso de la cadena, [m]

Con el dato de la velocidad lineal de la cadena, calculamos la velocidad angular que necesitamos con la ecuación 3.2:

$$v = Npn \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

Despejando:

$$n = \frac{v}{Np}$$

Dónde:

N → Número de dientes de la catarina

p → Paso de la cadena, [m]

n → Velocidad angular de la catarina, [rpm]

v → Velocidad lineal de la cadena, [m/min]

3.2.2.3 Cálculo Estimado de la Potencia del Motor

Procedemos a calcular una potencia requerida del motor, será corregido más adelante; en base al peso que debe mover el motor, como son el peso del producto, el peso de los ganchos y el peso de la cadena.

$$P_t = P_{tt} + P_c + P_{tg} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

Dónde:

P_t → Peso total, [N]

P_{tt} → Peso total de los tubos, [N]

P_c → Peso de la cadena, [N]

P_{tg} → Peso total de los ganchos, [N]

Con el dato conseguido del peso total que va a mover el motor y la velocidad lineal de la cadena, se realiza un cálculo estimado de la potencia del motor.

$$P = \frac{P_t * v * FS}{1000} \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Dónde:

P → Potencia del motor, [kW]

P_t → Peso total, [N]

v → Velocidad lineal de la cadena, [m/s]

1000 → Factor de conversión de vatios a kilovatios

FS = 2 → Es un factor de seguridad

3.2.2.3.1 Peso de los tubos extruidos para juguetes caninos

Se toma el peso de uno de los tubos extruidos para juguetes caninos como se observa en la Figura 25 con una balanza electrónica, esta muestra tiene una distancia de 40mm. El peso obtenido de esta muestra es de 20 gramos.



Figura 25 Balanza electrónica pesando la muestra de tubo extruido o rejo

Fuente: (Propia)

Se obtiene el peso del tubo por cada metro.

$$P_m = \frac{p_m}{t_m} \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Dónde:

P_m → Peso por metro del tubo, [kg/m]

p_m → Peso de la muestra, [kg]

t_m → Tamaño de la muestra, [m]

$$P_m = 0,5 \frac{kg}{m}$$

Con este dato se obtiene el peso total del tubo extruido, siendo el tubo a transportar de una longitud de 0,4m.

$$P_{dt} = P_m * d_t \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

Dónde:

P_{dt} → Peso del tubo, [kg]

P_m → Peso por metro del tubo, [kg/m]

d_t → Distancia del tubo, [m]

$$P_{dt} = 0,2 \text{ kg}$$

El tubo extruido para juguetes caninos que es transportado por la cadena pesa 0,2kg (200gr).

Se calcula la cantidad de tubos extruidos que se pueden estar sobre la cadena.

$$C_t = \frac{C}{d_{ct}} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Dónde:

C_t → Cantidad de tubos

C → Distancia entre centros de las catarinas, [m]

d_{ct} → distancia entre centros de cada tubo, [m]

Conociendo cuantos tubos máximo se trasportan sobre la cadena se calcula el peso total de los tubos extruidos para alimento canino.

$$P_{tt} = C_t * P_{dt} \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

Dónde:

P_{tt} → Peso total de tubos, [kg]

C_t → Cantidad de tubos sobre la cadena

P_{dt} → Peso del tubo, [kg]

3.2.2.3.2 Peso estimado de cadenas

Para calcular el peso estimado de la cadena se parte del dato obtenido de la Tabla 8 de la cadena ANSI número 80, donde el peso promedio de la cadena es de 25N/m.

$$P_c = P_p * C * a1 * a2 * a3 \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

Dónde:

$P_c \rightarrow$ Peso de la cadena, [N]

$P_p \rightarrow$ Peso promedio de la cadena, [N/m]

$C \rightarrow$ Distancia entre centros de las catarinas, [m]

$a_1=2 \rightarrow$ La cadena tiene 2 tramos uno superior y otro inferior que se encuentra entre los centros de la catarina.

$a_2=2 \rightarrow$ Porque son 2 cadenas

$a_3=3 \rightarrow$ Es un factor de seguridad por incertidumbres, porque aun no se sabe la longitud total de la cadena real al no estar todavía dimensionadas las catarinas.

3.2.2.3.3 Peso estimado de los ganchos

El gancho que toma los tubos extruidos para ser transportados deben ser de acero inoxidable, por estar en contacto directo con el producto, que a más de servir como juguete y distracción para el can también será parte de su alimentación, estos ganchos son diseñados más adelante, por ahora para realizar el dimensionamiento preliminar del motor se estima un peso total de los gancho de 10kg lo que es igual a 98,1N.

3.2.2.3.4 Resultados de los Cálculos Estimados

En base a lo calculado previamente, se obtiene los resultados estimados para la potencia del motor y la velocidad angular, como se observa en la Tabla 9, con estos datos se verifica en la gráfica para la selección de cadenas Norma ISO 606 serie

americana, cual es la cadena que se requiere para la aplicación.

Para usar el gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 serie americana, se requiere saber que la cadena es simple o de un solo torón, la potencia expresada en kilovatios y la velocidad angular en revoluciones por minuto.

Tabla 9 Resultados preliminares con la cadena ANSI #80

Número de Cadena ANSI	80	
Paso de la cadena, (p)	0,0254 (1)	m (in)
Distancia entre centros de los tubos, (d_{ct})	0,0508	m
Velocidad de producción, (v_p)	60	tubos/min
Velocidad lineal, (v)	0,0508	m/s
Velocidad angular de la catarina, (n)	7,059	rpm
Cantidad de tubos sobre la cadena (C_t)	12	
Peso total de los tubos, (P_{tt})	23,54 (2,4)	N (kg)
Peso estimado de cadenas, (P_c)	360	N
Peso estimado de los ganchos, (P_g)	98,1 (10)	N (kg)
Peso total estimado, (P_t)	481,64	N
Potencia estimada del motor, (P)	0,0489	kW

Fuente: Propia, resultados primer pre cálculo

El motor de menor potencia que entrega el proveedor a la empresa Empac Machine es de 0,18 kilovatios (1/4 HP), y como la potencia obtenida es de 0,0513 kilovatios el motor ofertado cubre la necesidad requerida en potencia, la velocidad angular menor obtenida en la gráfica para la selección de cadenas Norma ISO 606 serie americana es de 10rpm y la calculada es de 7,059rpm, por lo tanto se toma la de 10rpm.

Velocidad angular, rpm	10
Potencia del motor, kW	0,18

Con estos datos se ingresa a la gráfica para la selección de cadenas Norma ISO 606 serie americana y se determina, que la cadena que se necesita es la ANSI número 60, con esta cadena se procede a recalcularse para comprobar si realmente esa cadena es la adecuada.

3.2.2.4 Recalculo con la Cadena ANSI Número 60

Al determinar que la cadena adecuada es la ANSI número 60, se realiza el recalcule para comprobar por medio del gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 serie americana, que realmente la cadena a utilizar para esta aplicación es esa. Teniendo los datos de esta cadena en la Tabla 10.

Tabla 10 Dimensiones para la cadena simple ANSI #60

Número de Cadena ANSI	Paso in (mm)	Ancho in (mm)	Resistencia mínima a la tensión lbf (N)	Peso promedio lbf/ft (N/m)	Diámetro del rodillo in (mm)	Espaciamento de hileras múltiples in (mm)
60	0,75 (19,05)	0,5 (12,7)	7030 (31300)	1 (14,6)	0,469 (11,91)	0,897 (22,78)

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley

Los ganchos para transportar los tubos ya no se pueden colocar uno en cada eslabón, como en la cadena número 80, porque el paso de la cadena ANSI número 60 es de $\frac{3}{4}$ de pulgada, como se indica en la Figura 26.

Como se observa en la Figura 26, al colocar los ganchos a eslabón seguido, esto quiere decir cada 2 pasos quedan sobre montados, por lo tanto se colocan los tubos extruido saltando un eslabón, con una distancia entre centro de los tubos de 4 veces el paso, como se ve en la Figura 27.

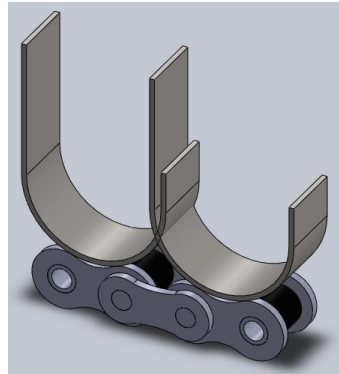


Figura 26 Ganchos montados en la cadena ANSI #60 a una distancia de 2 pasos

Fuente: (Propia)

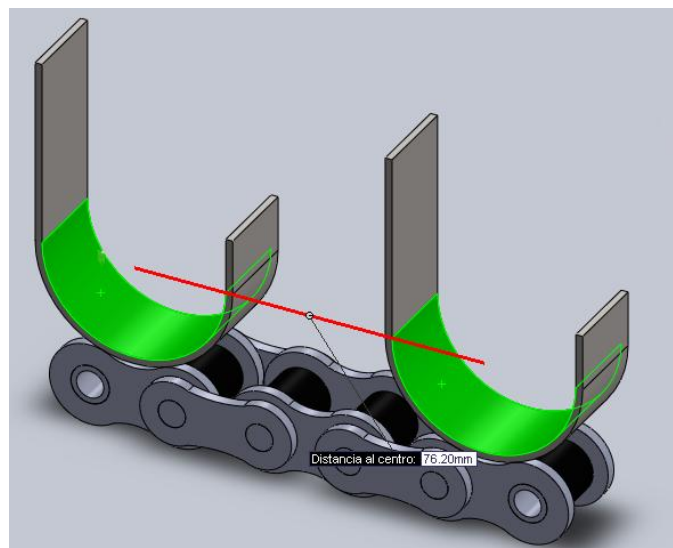


Figura 27 Ganchos montados en la cadena ANSI #60 a una distancia de 4 pasos

Fuente: (Propia)

Con estas consideraciones se procede a realizar los cálculos anteriores con los nuevos datos, obteniendo los siguientes resultados:

Con los resultados obtenidos en la Tabla 11, la potencia estimada del motor es de 0,0494 kilovatios y la velocidad angular necesaria es de 14,118rpm, como se menciono anteriormente el motor mínimo que se obtiene del proveedor es de 0,18 kilovatios lo cual satisface la necesidad de potencia, y la velocidad angular mínima en la gráfica para selección de cadenas Norma ISO 606 serie americana es de 10rpm, se usa la velocidad angular obtenida, con eso se ingresa a la gráfica antes mencionada y se determina nuevamente la cadena.

Tabla 11 Resultados preliminares con la cadena ANSI #60

Número de Cadena ANSI	60	
Paso de la cadena, (p)	0,01905 (3/4)	m (in)
Distancia entre centros de los tubos, (d_{ct})	0,0762	m
Velocidad de producción, (v_p)	60	tubos/min
Velocidad lineal, (v)	0,0762	m/s
Velocidad angular de la catarina, (n)	14,118	rpm
Cantidad de tubos sobre la cadena (C_t)	8	
Peso total de los tubos, (P_{tt})	15,696 (1,6)	N (kg)
Peso estimado de cadenas, (P_c)	210,24	N
Peso estimado de los ganchos, (P_g)	98,1 (10)	N (kg)
Peso total estimado, (P_t)	324,036	N
Potencia estimada del motor, (P)	0,0494	kW

Fuente: Propia

Velocidad angular, rpm	14,118
Potencia del motor, kW	0,18

Se ratifica que la cadena correcta para la aplicación es la ANSI número 60, con esto se procede a realizar los demás cálculos, con una cadena número 60.

3.2.2.5 Cálculo de la Longitud de la Cadena, Número de Eslabones y Comprobación de la Distancia entre Centros.

3.2.2.5.1 Longitud de la Cadena

La longitud de la cadena es la dimensión total de la misma, tomando en cuenta la distancia entre centros y el perímetro de las catarinas, para calcular la longitud de la cadena se usa la ecuación 3.10, considerando la distancia entre centros, en base al requerimiento mínimo de diseño de 0,6m. (ver Figura 28)

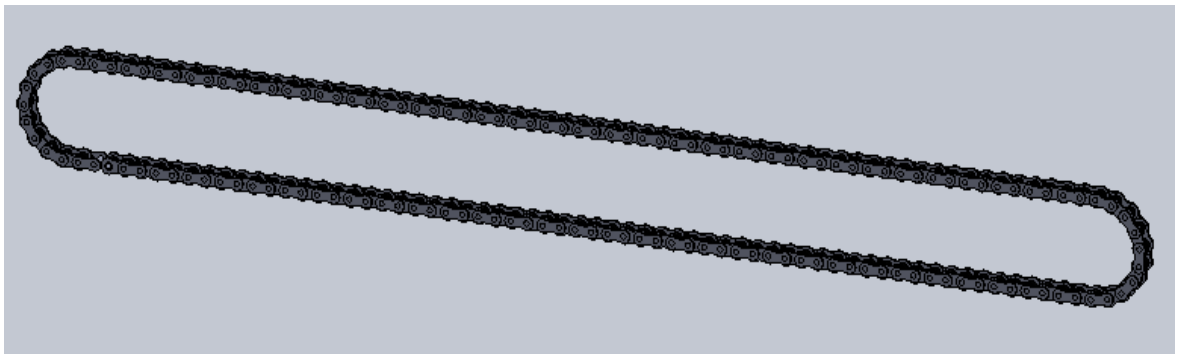


Figura 28 Longitud de la Cadena

Fuente: (Propia)

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Dónde:

$L \rightarrow$ longitud de la cadena, [m]

$C \rightarrow$ Distancia entre centros, [m]

N_1 → número de dientes de la catarina impulsora

N_2 → número de dientes de la catarina impulsada

p → paso de la cadena, [m]

$$L = \left[\frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \right] * p$$

$$L = 1,52 \text{ m}$$

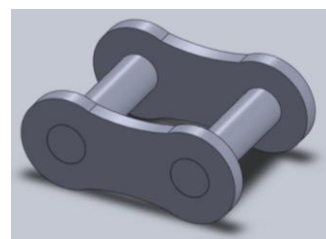
3.2.2.5.2 Número de eslabones de la Cadena

Los eslabones de rodillos, están compuestos por dos bujes, dos rodillos y dos chapetas interiores o de bujes como se muestra en la Figura 29 a; igualmente en la misma cadena hay otro tipo de eslabón, eslabón de pasadores el que está compuesto por dos pasadores y dos chapetas exteriores o de pasadores, estos eslabones unen a los eslabones antes mencionados como se indica en la Figura 29 b. La unión de estos dos eslabones forma la cadena de rodillos.

Para determinar el número de eslabones necesarios se divide la longitud de la cadena para el paso, los eslabones debe ser un número exacto y par.



a)



b)

Figura 29 Eslabones de una Cadena de Rodillos a) Eslabón de rodillos, b) Eslabón de pasadores

Fuente: (Propia)

$$\frac{L}{p} = 79,79 \text{ eslabones} \approx 78 \text{ eslabones}$$

3.2.2.5.3 Distancia entre centros de la cadena

Con el valor del número de eslabones que se requieren, se procede a recalcular la distancia entre centros correcta, usando un artificio de diseño (A), que relaciona el número de eslabones con la distancia entre centros.

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \text{eslabones} \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

Dónde:

A → Artificio de diseño

N_1 → Número de dientes de la catarina impulsora

N_2 → Número de dientes de la catarina impulsada

$$A = -61$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

Dónde:

C → Distancia entre centros, [m]

A → Artificio de diseño

p → Paso de la cadena, [m]

$N_1 \rightarrow$ Número de dientes de la catarina impulsora

$N_2 \rightarrow$ Número de dientes de la catarina impulsada

$$C = 0,581 \text{ m}$$

Con este dato se vuelve a calcular la longitud de la cadena con la ecuación 3.10, obteniendo un valor definitivo de:

$$L = 1,486 \text{ m} \approx 1,5 \text{ m}$$

3.2.2.6 Cálculo de la Catarina

Catarina o piñón de cadena, es una rueda dentada en la que engrana o calza la cadena para transmitir la fuerza al eje. (Ver Figura 30).

Se calcula el diámetro primitivo que requiere la catarina:

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

Dónde:

$D \rightarrow$ Diámetro primitivo de la catarina, [m]

$p \rightarrow$ Paso de la cadena, [m]

$N \rightarrow$ Número de dientes de la catarina

$$D = 0,1037 \text{ m}$$

También se calcula el ángulo de paso, que es el ángulo de separación de cada diente de la catarina.

$$\gamma = \frac{360^\circ}{N} \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

Dónde:

$\gamma \rightarrow$ Ángulo de paso

$N \rightarrow$ Número de dientes de la catarina

$$\gamma = 21,176^\circ$$

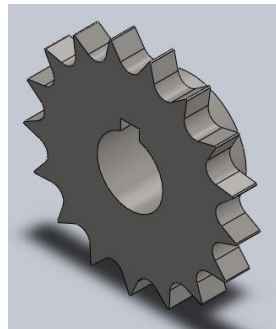


Figura 30 Catarina o piñón para cadena

Fuente: (Propia)

El ancho de cara de una catarina es igual al tamaño del rodillo de la cadena. Ver Tabla 10 (ancho). (Ver Figura 31)

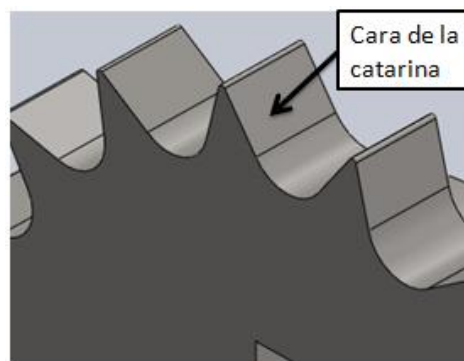


Figura 31 Cara de la Catarina

Fuente: (Propia)

3.2.2.7 Potencia que resiste la Cadena

Se calcula la potencia máxima que resiste la cadena, para comprobar que la cadena soportara la potencia del motor que se utiliza.

$$H = 0,004N^{1,08}n^{0,9}p^{(3-0,07p)} \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

Dónde:

H → Potencia que resiste la cadena, [HP]

N → Número de dientes de la catarina

n → Velocidad angular de la catarina, [rpm]

p → Paso de la cadena, [in]

$$H = 0,396 \text{ HP}$$

La cadena resiste un motor de una potencia hasta 0,396HP, y el motor a utilizar es de 0,25HP, lo que está dentro del rango.

3.2.2.8 Diseño de los Ganchos para transportar los tubos

Los ganchos son los encargados de tomar de la tolva de alimentación al tubo extruido para alimento canino, y llevarlo por medio de la tracción por cadena hacia las cuchillas de corte, con la finalidad de obtener los tubos cortados en las medidas requeridas por el cliente (ver Tabla 6).

Al estar el gancho en contacto directo con el tubo, que a la final sirve de alimento para los canes, se usa acero inoxidable.

Características del Acero Inoxidable:

- Resistencia a la corrosión y durabilidad general.
- Atractiva apariencia: el acero inoxidable es un material moderno, que mantiene su apariencia a lo largo del tiempo.
- Fácil de trabajar: el acero inoxidable puede ser fácilmente conformable, mediante diferentes técnicas como embutición, doblado, rolado, soldado, etc.
- El acero inoxidable no altera el sabor de los productos alimenticios: Esta es una importante propiedad para alimentos e industria de bebidas.
- El acero inoxidable es fácil de limpiar, desinfectar o esterilizar y tiene perfecta resistencia a los agentes usados para esos propósitos.
- Bajos costos: tomando en cuenta el precio de inversión inicial y los bajos costos de mantenimiento, el acero inoxidable resulta un material barato.
- Reciclable: El acero inoxidable es 100% reciclable.

Existen 3 tipos de aceros inoxidables:

- Martensíticos.
- Ferríticos.
- Austeníticos.

El que se usa para nuestra aplicación es el Acero inoxidable Austenítico porque son ideales para construcción de contenedores de producto alimenticio, equipo hospitalario y catering. Al ser nuestra aplicación de tipo alimenticia es el acero más idóneo para la misma, igualmente tiene estupendas características de conformado,

embutición, doblez, rolado y soldabilidad.

Entre estos aceros se encuentra el 316L, el 304 y el 430, tanto el 316L como el 304 son idóneos para nuestra aplicación, por la razón de que son utilizados para carnes y nuestro producto es de carnaza, una combinación de cueros y carnes de distintos tipos.

➤ Acero Inoxidable 304

Es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidable de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura. La resistencia a la corrosión es excelente. Este acero está basado en la norma ASTM A 276. Es usado para equipos de procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuegos y muchas más aplicaciones.

➤ Dimensiones del Gancho

Determinado el material con el que se elabora los ganchos, se procede a dimensionar el gancho. Los tubos tienen un diámetro irregular variable entre 35mm y 40mm (ver Figura 32).

Por lo tanto el gancho tiene la forma de un semicírculo con un diámetro de 40mm, se extiende una placa de 40mm en un extremo para poder recoger con facilidad los tubos de la boca de salida de la tolva, jalándolos, mientras que al otro lado se extiende una placa de 12mm con la finalidad de que el producto no se caiga

al ser transportado, como se indica en la Figura 33, se usan dos ganchos a cada lado de la cadena, que son elaborados en una máquina punzonadora cnc.

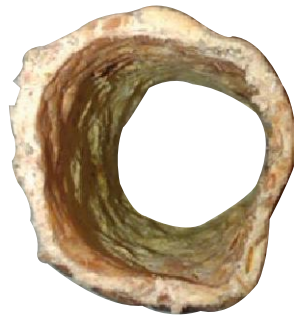


Figura 32 Vista lateral del tubo extruido, diámetro irregular

Fuente: (Propia)

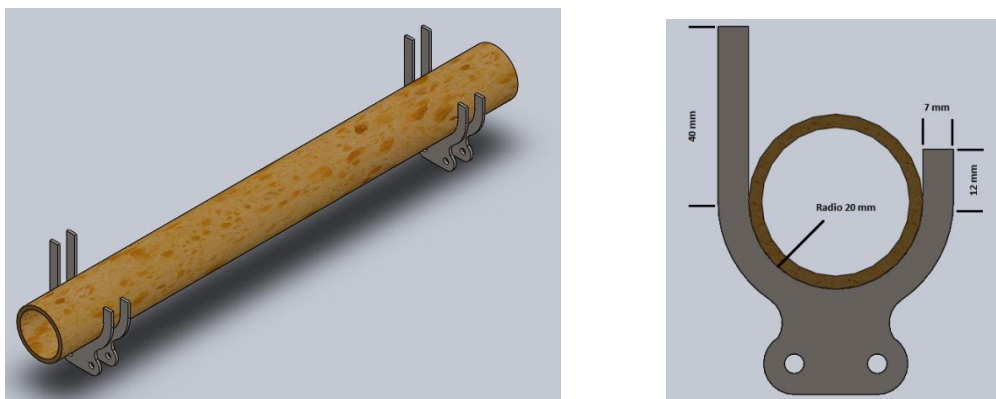


Figura 33 Ganchos con el tubo

Fuente: (Propia)

Los ganchos son elaborados en una plancha de acero inoxidable 304 de 1,5mm de espesor con la forma que se indica en la Figura 34.

3.2.2.9 Cálculo de la Potencia del Motor

Con los datos reales de la cadena se procede a calcular el valor real de la potencia del motor a utilizar, para determinar si el motor que utilizaremos realmente

satisface los requerimientos.

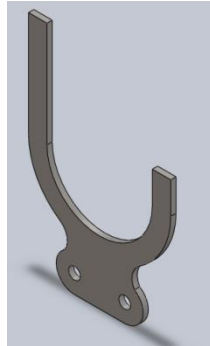


Figura 34 Forma del gancho para transportar los tubos extruidos o rejos

Fuente: (Propia)

3.2.2.9.1 Peso del Producto

Como se menciono antes, cada tubo extruido a transportar pesa 200 gramos y como se cálculo la cantidad de tubos sobre la cadena, son 8 por el peso de cada tubo, la banda se encuentra cargada al máximo con 1,6kg o 15,696N.

3.2.2.9.2 Peso de la Cadena

Con el dato de la longitud real de la cadena, que fue calculado y el peso promedio de la cadena obtenido de la Tabla 10 para una cadena ANSI número 60, se obtiene el peso real de la cadena.

$$P_c = P_p * L \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

Dónde:

P_c → Peso de la cadena, [N]

P_p → Peso promedio de la cadena, [N/m]

$L \rightarrow$ Longitud de la cadena, [m]

$$P_c = 21,9 \text{ N}$$

Este es el peso de una sola cadena, pero para realizar el transporte de los tubos se usan 2 cadenas, por lo tanto al peso calculado se lo multiplica por 2 obteniendo un peso de las cadenas de 43,8N (4,46kg).

3.2.2.9.3 Peso de los Ganchos

Se determina el peso de cada gancho con la ayuda de un software de diseño mecánico *SolidWorks*, elaborando el gancho con las medidas establecidas en el diseño y dándole las características del material, Acero Inoxidable 304, obteniendo un peso de 16,57gr por cada gancho.

Se determina la cantidad de ganchos que hay en toda la cadena:

$$C_g = \frac{L}{d_{ct}} \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

Dónde:

$C_g \rightarrow$ Cantidad de ganchos

$L \rightarrow$ Longitud de la cadena, [m]

$d_{ct} \rightarrow$ Distancia entre centros de los tubos, [m]

$$C_g = 19,69 \approx 20$$

Se tiene 20 ganchos en toda la cadena, con esto se procede a calcular el peso total de los ganchos.

$$P_{tg} = P_{cg} * C_g * b * 2 \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

Dónde:

P_{tg} → Peso total de los ganchos, [kg]

P_{cg} → Peso de cada gancho, [kg]

C_g → Cantidad de ganchos en la cadena

$b=2$ → Se usan 2 cadenas.

$$P_{tg} = 1,33 \text{ kg} \rightarrow 13 \text{ N}$$

3.2.2.9.4 Potencia del Motor

Para calcular la potencia necesaria del motor se necesita del peso total que va a mover, este peso es la suma del peso de todo el producto cargado, el peso de la cadena y el peso de los ganchos que transportan los tubos.

Este cálculo se lo realiza con las ecuaciones 3.3 y 3.4 del pre cálculo para la potencia del motor.

$$P_t = P_{tt} + P_c + P_{tg}$$

$$P_t = 72,5 \text{ N}$$

Dónde la potencia del motor es:

$$P = P_t * v * 2$$

$$P = 11,05 \text{ W}$$

La potencia requerida para la aplicación es de 11,05 vatios lo que es igual a 0,015HP, y el motor que se utiliza es de 0,25HP, por lo tanto se satisface la necesidad.

3.2.2.9.5 Selección del Moto reductor

Para seleccionar el moto reductor de un catalogo, se necesita saber la velocidad angular a la que trabaja el proceso, en este caso es de 14,118rpm y la potencia a la que trabaja el motor, es de 0,18kW (0,25HP), con estos datos se escoge un moto reductor del catálogo del proveedor, siendo este el Varvel, tiene un moto reductor de 0,25HP a 14rpm a la salida, dando la producción de 60 tubos por minuto. (Ver Figura 36)



Figura 35 Motor Lafert

Fuente: (Propia)



Figura 36 Moto reductor Varvel

Fuente: (Propia)

3.2.3 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Para diseñar un eje para transmisión, se toma en cuenta el tipo de material con el que se fabrica, la medida del eje y distancias en las que se van a encontrar los distintos elementos para realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre, y obtener diagramas de momento flector y fuerzas cortantes.

Por catálogos de proveedores se escoge el ACERO SAE 1018, se usa este acero porque es utilizado para la elaboración de ejes de transmisión, y por ser el más común y fácil de conseguir en nuestro medio.

3.2.3.1 Análisis de las Cargas en el Eje

El eje es diseñado de forma dinámica, para esto primero se calcula estáticamente el torque necesario para sacar a las catarinas de la inercia:

$$T = \frac{P_t}{2} * \frac{D}{2} \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

Dónde:

T → Torque necesario en la catarina, [Nm]

P_t → Peso total, [N]

D → Diámetro primitivo de la catarina, [m]

$$T = 2,34 \text{ Nm}$$

El torque necesario para mover cada catarina es de 2,34Nm, y el torque entregado por el moto reductor es de 55,3Nm del catalogo del proveedor, se determina que satisface la necesidad al ser mucho mayor que el torque calculado, y

con este torque que se obtiene del motor se procede a calcular las fuerzas máximas que podrá mover cada catarina.

Para determinar las fuerzas en cada catarina, se divide el torque del moto reductor para el radio de la catarina, teniendo en cuenta que la catarina más cercana al motor recibe el torque total del motor y la catarina más alejada recibe la mitad del torque como se indica en la Figura 37.

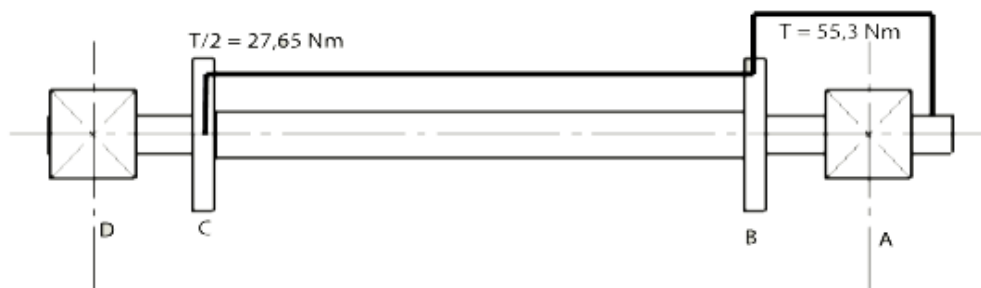


Figura 37 Distribución del torque en las catarinas

Fuente: (Propia)

$$F_{C_1} = \frac{T_m}{D/2} \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

$$F_{C_2} = \frac{T_m/2}{D/2}$$

Dónde:

F_{C_1} → Fuerza en la catarina 1, [N]

F_{C_2} → Fuerza en la catarina 2, [N]

T_m → Torque del moto reductor, [Nm]

D → Diámetro primitivo de la catarina, [m]

$$Fc_1 = 1066,54 \text{ N}$$

$$Fc_2 = 533,27 \text{ N}$$

Una vez calculadas las fuerzas en las catarinas se procede a determinar las reacciones y momentos en el eje con la ayuda de un software de diseño mecánico *MDSolid*.

Para esto se determina el tamaño del eje, partiendo de un dato inicial, el tubo a cortar tiene una medida de 0,4m y se desea cortar en dos pedazos de 0,184m y 0,114m, como se indica en la Tabla 6, obteniendo una distancia aproximada entre las cadenas de 0,298m, se debe tomar en cuenta el ancho de la cadena que es de 0,02353m, una distancia estándar de separación de la catarina a las placas laterales de la máquina de mínimo 0,0469m, el espesor de las chumaceras con los rodillos de 0,0512m que se escoge de un catálogo de acuerdo a requerimientos y 0,0254m para unir al eje con el moto reductor, obteniendo una distancia de 0,545m. Con esta distancia, los apoyos y las fuerzas en sus respectivos puntos se procede a obtener los diagramas con el software *MDSolid* (ver Figura 38 a, b y c).

Del diagrama de Momentos obtenido del *MDSolid* se determina el momento máximo del eje con un valor de 67,93Nm en la primer catarina (punto B), la más cercana al motor, así mismo las reacciones en los apoyos en el punto A es de 987,41N y en el punto D es de 612,40N.

3.2.3.2 Cálculo del Diámetro del Eje

El torque máximo del moto reductor es de 55,3Nm, este torque en comparación con el calculado en el análisis de las cargas en el eje, es mucho mayor, y sería el

caso más crítico por lo que se usa este dato para el cálculo del diámetro del eje. El Momento máximo en el eje es de 67,93Nm (ver Figura 38 c).

Los datos del Acero SAE 1018 que n sirve para el cálculo del diámetro del eje son:

$$S_{y_{1018}} = 304 \text{ MPa}$$

$$S_{ut_{1018}} = 588 \text{ MPa}$$

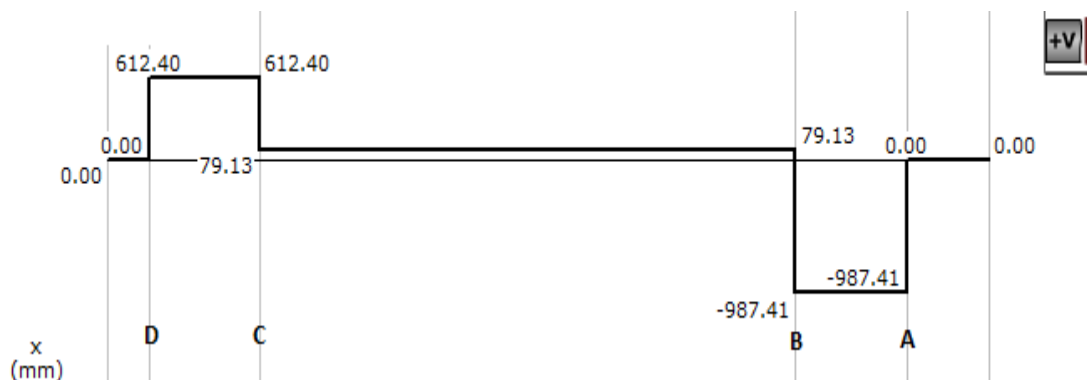
Dónde:

S_y → Resistencia a la fluencia, [MPa]

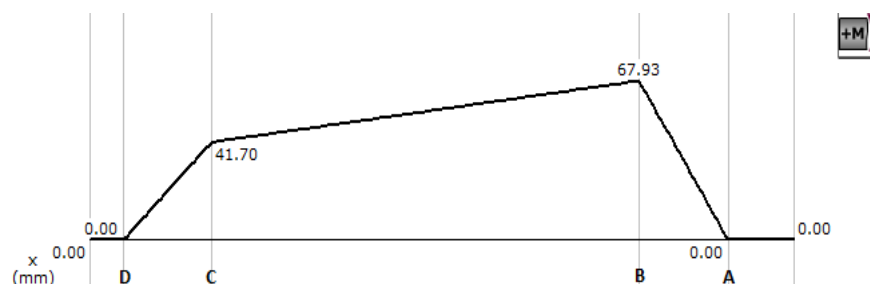
S_{ut} → Resistencia última a la tracción, [MPa]



a)



b)



c)

Figura 38 Diagramas a) De carga, b) De fuerza cortante, c) De momentos

Fuente: (Propia)

Para el diseño del eje se considera un filete de hombro agudo, donde el dato del factor de concentración de esfuerzo por flexión (K_t) y el factor de concentración de esfuerzo por torsión (K_{ts}) para realizar la primera iteración es tomado de la Tabla 12.

Tabla 12 Estimación de primera iteración de los factores de concentración de esfuerzos k_t y k_{ts}

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0,02$)	2,7	2,2	3

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley

Para calcular el diámetro del eje, se utiliza la ecuación por criterio de falla de *ED-Goodman*:

$$d = \left(\frac{16FS}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

(Ecuación 3.21)

Dónde:

$d \rightarrow$ Diámetro del eje, [m]

$FS \rightarrow$ Factor de seguridad

$S_e \rightarrow$ Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica, [MPa]

$S_{ut} \rightarrow$ Resistencia última a la tracción, [MPa]

$K_f \rightarrow$ Concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión

$K_{fs} \rightarrow$ Concentración de esfuerzo por fatiga de la torsión

$M_a \rightarrow$ Momento flexionante alternante, [Nm]

$M_m \rightarrow$ Momento flexionante medio, [Nm]

$T_a \rightarrow$ Torsión alternante, [Nm]

$T_m \rightarrow$ Torsión medio, [Nm]

Como afirma Shigley (2012:354) “En el caso de un eje giratorio el momento flexionante constante creará un esfuerzo flexionante completamente reversible”, por lo tanto:

$$M_m = T_a = 0$$

Al aplicar a la ecuación 3.21 para el criterio de *ED-Goodman* se obtiene:

$$d = \left(\frac{16FS}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

3.2.3.2.1 Factor de Seguridad (FS)

El acero es un material dúctil. El material usado para la elaboración del eje es el Acero SAE 1018, por lo tanto el factor de seguridad para materiales dúctiles es de 2 (Mott, 2006.).

3.2.3.2.2 Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica (S_e).

Este factor se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

Dónde:

k_a → Factor de modificación por la condición superficial

k_b → Factor de modificación por el tamaño

k_c → Factor de modificación por la carga

k_d → Factor de modificación por la temperatura

k_e → Factor de confiabilidad

S'_e → Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, [MPa]

- Factor de modificación por la condición superficial (k_a)

El factor depende del acabado en la superficie.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

Los factores a y b se determina de acuerdo al acabado superficial del eje, en este caso el eje tiene un acabado superficial por maquinado, por lo tanto el factor a es de 4,51 y el factor b es -0,265, con la ecuación 3.23 se obtiene como factor k_a un valor de 0,832.

- Factor de modificación por el tamaño (k_b)

El factor de tamaño es utilizado cuando el elemento en estudio se encuentra a cargas de flexión y torsión, este factor depende del diámetro del eje, para la primer iteración se asume un factor de 0,9; este factor es recalculado en las siguientes iteraciones donde se usa una de las ecuaciones de la 3.24 dependiendo del diámetro obtenido en la primer iteración. Depende de la unidad de medida que es calculado el diámetro del eje.

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

- Factor de modificación por la carga (k_c)

El factor por carga depende de las cargas a la que se encuentra, el eje en estudio se encuentra a flexión por lo tanto el factor es de 1.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases}$$

- Factor de modificación por la temperatura (k_d)

Este factor depende de la temperatura a la que trabaja el elemento mecánico que

se diseña, este factor se elige de la tabla de efecto de la temperatura de operación, como el eje trabaja a una temperatura ambiente alrededor de 20° C, el valor del factor es 1.

- Factor de confiabilidad (k_e)

El factor de confiabilidad se determina de acuerdo al conocimiento que se tiene del material a usar, si el material es nuevo y en pruebas se tiene una confiabilidad menor, en este caso el Acero SAE 1018 es un material muy conocido comercialmente y utilizado en la elaboración de elementos para máquinas, especialmente en ejes, por lo tanto la confiabilidad es del 99,9% obteniendo un factor de 0,753.

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (S'_e)

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga se usa la ecuación 3.25 en base a la resistencia última del material que es de 588MPa.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

Por lo tanto se usa la ecuación de $0,5S_{ut}$, con esta ecuación se obtiene un valor de límite de resistencia a la fatiga de 294MPa.

Con los datos mencionados y la ecuación 3.22 se calcula el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica:

$$S_e = 165,84 \text{ MPa}$$

3.2.3.2.3 Concentradores de esfuerzos K_f y K_{fs} .

Los concentradores de esfuerzos por fatiga de la flexión y fatiga de la torsión K_f

y K_{fs} respectivamente, se determina con las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (\text{Ecuación 3.27})$$

Dónde:

K_f → Concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión

K_{fs} → Concentración de esfuerzo por fatiga de la torsión

q → Sensibilidad de la muesca a flexión

$q_{cortante}$ → Sensibilidad de la muesca a torsión

K_t → Factor de concentración de esfuerzo de flexión

K_{ts} → Factor de concentración de esfuerzo de torsión

Para la primera iteración se toma la siguiente consideración:

$$K_f = K_t = 2,7$$

$$K_{fs} = K_{ts} = 2,2$$

Para las siguientes iteraciones se calcula el valor real de K_f y K_{fs} , para esto los valores reales de K_t se determina de la gráfica para eje redondo con filete en el hombro en flexión, y K_{ts} se determina de la gráfica para eje redondo con el hombro en torsión. Para utilizar estas gráficas se necesita saber la relación D_e/d (ver Figura 39). Un cojinete típico necesita que la relación D_e/d , está entre 1,2 y 1,5 se escoge la relación más baja de 1,2; y también se requiere saber la relación r/d (ver Figura 39),

para una primera iteración este valor es de 0,02 tomado de la Tabla 12.

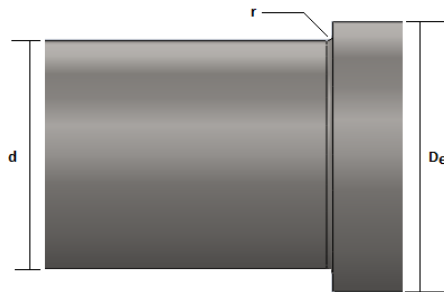


Figura 39 Dimensiones del eje

Fuente: (Propia)

También se determina la sensibilidad de la muesca a flexión (q) y la sensibilidad de la muesca a torsión (q_{cortante}), esto se lo hace por medio de la siguiente ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08(10^{-3})S_{ut} + 1,51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Flexión}$$

(Ecuación 3.29)

$$\sqrt{a} = 0,190 - 2,51(10^{-3})S_{ut} + 1,35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2,67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Torsión}$$

(Ecuación 3.30)

Dónde:

$r \rightarrow$ Radio de la muesca, [in]

$S_{ut} \rightarrow$ Resistencia última a la tracción, [kpsi]

Con los datos y especificaciones mencionados se procede a calcular el diámetro del eje y, a realizar varias iteraciones verificando los nuevos datos hasta tener un

resultado homogéneo, obteniendo el diámetro real del eje, si se obtiene el diámetro del eje con decimas de milímetro se aproxima a su próximo entero.

En base a los resultados obtenidos, mencionados en la Tabla 13 el diámetro mínimo del eje es de 31mm.

3.2.3.2.4 Consideraciones de Diámetro en los puntos A y D.

Considerando que en los puntos A y D el momento flector es igual a 0 como se puede apreciar en la Figura 38.c, el eje está sometido únicamente a torsión porque en este punto se encuentra actuando únicamente el par torsor, como se indica en la Figura 37, de tal manera que el diámetro del eje en estos puntos se lo calcula por cortante directo.

$$\tau_{max} = \frac{T_m r}{J} \quad (\text{Ecuación 3.31})$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{Ecuación 2.32})$$

Dónde:

τ_{max} → Esfuerzo cortante máximo, [MPa]

T_m → Torque del moto reductor, [Nmm]

r → Radio del eje, [mm]

J → Segundo Momento polar del área, [mm⁴]

d → diámetro del eje, [mm]

Tabla 13 Resultados del diseño del eje para la transportación de los tubos extruidos o rejos

	Primer iteración	Segunda iteración	Tercer iteración	Cuarta iteración
FS	2	2	2	2
Ma [Nm]	67,93	67,93	67,93	67,93
Tm [Nm]	55,3	55,3	55,3	55,3
Sy [Mpa]	304	304	304	304
Sut [Mpa] (Kpsi)	588 (85,28)	588 (85,28)	588 (85,28)	588 (85,28)
ka	0,832	0,832	0,832	0,832
kb	0,9	0,867	0,875	0,875
kc	1	1	1	1
kd	1	1	1	1
ke	0,753	0,753	0,753	0,753
S'e	294	294	294	294
Se	165,84	159,77	161,19	161,28
r/d	0,02	0,02	0,02	0,02
D _e /d	1,2	1,2	1,2	1,2
\sqrt{a} flexión	-----	0,077	0,077	0,077
\sqrt{a} torsión	-----	0,058	0,058	0,058
q	-----	0,66	0,651	0,65
qcortante	-----	0,721	0,713	0,712
Kt	2,7	2,55	2,55	2,55
Kts	2,2	2,35	2,35	2,35
Kf	2,7	2,023	2,009	2,008
Kfs	2,2	1,973	1,962	1,961
d [mm]	28,32	26,07	25,93	25,81
D _e [mm]	33,98	31,28	31,11	30,98

Fuente: Propia

Según Craig (2003:264) “Para el diseño de un eje con base a un esfuerzo

admisible de un eje macizo a torsión el esfuerzo admisible debe ser mayor o igual al esfuerzo máximo, $\tau_{adm} \geq \tau_{max}$.”

Según Shigley (2012:216) “La resistencia a la fluencia cortante predicha por la energía de distorsión es igual a $S_{sy} = 0,577S_y$.”

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{FS} \quad (\text{Ecuación 3.33})$$

Dónde:

τ_{adm} → Esfuerzo cortante admisible, [MPa]

S_{sy} → Resistencia a la fluencia cortante, [MPa]

FS → Factor de seguridad

$$S_{sy} = 175,408 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = 87,704 \text{ MPa}$$

Remplazando el segundo momento polar del área (J) en la ecuación 3.31 y cambiando el radio por el diámetro a la mitad se obtiene:

$$\tau_{max} = \tau_{adm} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Despejando, el diámetro mínimo del eje es:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_{adm}}}$$

Analizando en el punto A, con un torque igual a 55300Nmm, tenemos:

$$d = 14,75 \text{ mm}$$

Y en el punto D, con un torque de 27650Nmm, tenemos:

$$d = 11,70 \text{ mm}$$

Considerando el costo y tiempo de maquinado se elige un hombro para los apoyos o chumaceras de 25,4 mm (1 in), como se observa en los resultados cubre los diámetros mínimos.

3.2.3.2.5 Análisis de Vibraciones.

Se analiza las vibraciones en el eje para determinar si trabaja normalmente a la velocidad que se requiere, para esto se utiliza el software de diseño mecánico *SolidWorks* realizando un estudio de frecuencia.

Se observa los resultados obtenidos en la Tabla 14, se obtiene la frecuencia con la que fallaría el eje en el primer periodo de trabajo como se observa en la Figura 40, esta primer frecuencia es de 3782,6rad/s, este valor se transforma a revoluciones por minuto para comprobar con la velocidad angular que se utiliza.

Se obtiene que el eje falle y entre en resonancia a una velocidad angular de 36121,2rpm, pero realmente para la aplicación se necesita una velocidad angular de 14rpm lo cual es muy bajo, razón por la cual se determina que el eje no fallara ni entrará en resonancia.

$$3782,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow 36121,2 \text{ rpm}$$

3.2.4 DIMENSIONAMIENTO DE LA CHUMACERA

La chumacera es el soporte que permite la rodadura del eje, conociendo los datos

del eje como son sus reacciones en los apoyos y sus diámetros se procede al dimensionamiento de la chumacera.

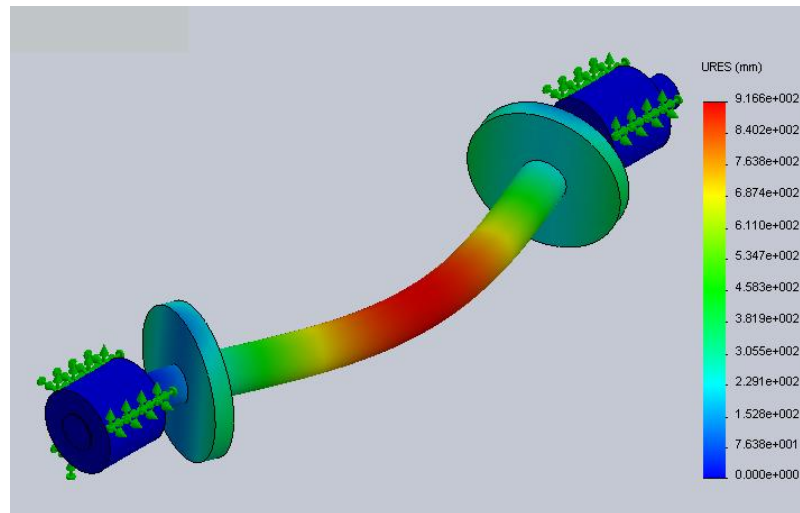


Figura 40 Estudio de frecuencia en el eje motriz

Fuente: (Propia)

Tabla 14 Resultados del estudio de frecuencia del eje motriz

N. de modo	Frecuencia (rad/s)	Frecuencia (Hertz)	Período (s)
1	3782,6	602,02	0,0016611
2	3784,5	602,33	0,0016602
3	7992,9	1272,1	0,0007861
4	9384,5	1493,6	0,00066953
5	9387,4	1494	0,00066932

Fuente: Propia

En base al catálogo de chumaceras, de la Tabla 15, se obtiene el valor de la duración

$$L_d = hn(60 \text{ min/horas}) \quad (\text{Ecuación 3.34})$$

Dónde:

$L_d \rightarrow$ Duración de diseño, [revoluciones]

$h \rightarrow$ Duración de vida, [horas]

$n \rightarrow$ Velocidad angular, [rpm]

$$L_d = 2,52 * 10^7 \text{ revoluciones}$$

Tabla 15 Vida de duración según la aplicación

Clasificación de servicio	Aplicación de maquinaria	Duración (horas)
Maquinaria utilizada 8 horas al día, máxima capacidad	Sopladores, máquinas de uso general en talleres	20000 – 30000

Fuente: Catalogo de Chumaceras NTN

Para esto primero se calcula la fuerza aplicada en el rodamiento.

$$F_r = f_w R_A \quad (\text{Ecuación 3.35})$$

Dónde:

$F_r \rightarrow$ Fuerza en el rodamiento (radial), [N]

$f_w = 1,5 \rightarrow$ Factor de carga

$R_A \rightarrow$ Reacción calculada en el punto A, [N]

$$F_r = 1481,12 \text{ N}$$

$$P_r = xF_r + yF_a \quad (\text{Ecuación 3.36})$$

Dónde:

$P_r \rightarrow$ Carga Dinámica, [N]

$F_r \rightarrow$ Fuerza en el rodamiento (radial), [N]

$F_a = 0 \rightarrow$ Fuerza en el rodamiento (axial), [N]

$x = 1 \rightarrow$ Factor de carga radial

$y = 0 \rightarrow$ Factor de carga axial

$$P_r = 1481,12 \text{ N}$$

Con esto se determina la capacidad de carga necesaria.

$$C_r = P_r \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad (\text{Ecuación 3.37})$$

Dónde:

$C_r \rightarrow$ Capacidad de carga Dinámica, [N]

$P_r \rightarrow$ Carga dinámica calculada, [N]

$L_d \rightarrow$ Duración de diseño, [revoluciones]

$k = 3 \rightarrow$ por rodamiento de bolas

$$C_r = 4342,34 \text{ N}$$

Con la capacidad de carga calculada y el diámetro del eje se determina por catálogo la chumacera a utilizar, siendo esta la UCFX06-101D1 como se indica en la Figura 41, que tiene un diámetro interior de 25,4mm (1in) y soporta las cargas indicadas en la Tabla 16.

Obteniendo un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{C_{or}}{P_r} \quad (\text{Ecuación 3.38})$$

$$FS = 10,33$$

Tabla 16 Capacidades básicas de carga en la chumacera

Chumacera	Carga dinámica (C_r)	Carga Estática (C_{or})
UCX06-101D1	25700 N	15300 N

Fuente: Catalogo de Chumaceras NTN



Figura 41 Chumacera de Pared

Fuente: (Propia)

Por catálogo el factor de seguridad mínimo que se debe obtener es de 2.

Esta chumacera de pared se usa para el eje que se encuentra acoplado al motor con reductor, mientras que para el eje que recibe esta transmisión se usa chumaceras tensoras, con las mismas características que las chumaceras ya determinadas, con la finalidad de poder colocar y tensar la cadena de transmisión en las catarinas. (Ver Figura 42 y Tabla 17).

Para regular la tensión de estas chumaceras se diseña un carril con un perno para empujar la chumacera, dando la tensión necesaria para que la cadena trabaje adecuadamente. La forma del carril se observa en la Figura 43.



Figura 42 Chumacera Tensora

Fuente: (Propia)

Tabla 17 Cargas en la chumacera tensora

Chumacera	Carga dinámica (C_r)	Carga Estática (C_{or})
UCTX05-100D1	25700 N	15300 N

Fuente: Catalogo de Chumaceras NTN

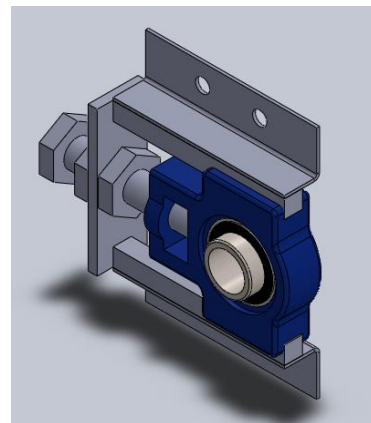
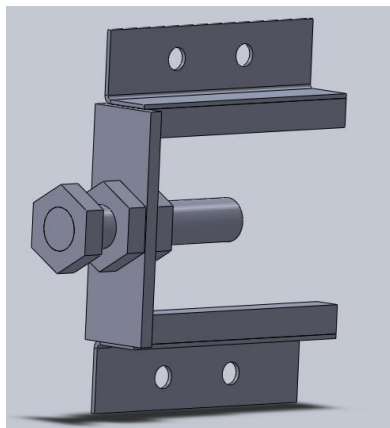


Figura 43 Carril de la chumacera tensora

Fuente: (Propia)

3.2.5 DIMENSIONAMIENTO DE LA CHAVETA.

Las chavetas se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas, ruedas o catarinas.

Para la aplicación se usa una chaveta cuadrada.

El eje tiene un diámetro de 31mm, de la tabla de dimensiones estándar de chavetas se obtiene las dimensiones como se indicada en la Figura 44, siendo $w=6,35\text{mm}$ (1/4in) y $h=6,35\text{mm}$ (1/4in), con este dato se procede a calcular la longitud necesaria de la chaveta.

La chaveta es fabricada de Acero AISI 1045, con las siguientes características:

$$S_{y_{1045}} = 313,92 \text{ MPa} \rightarrow 45,53 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut_{1045}} = 637,65 \text{ MPa} \rightarrow 92,44 \text{ kpsi}$$

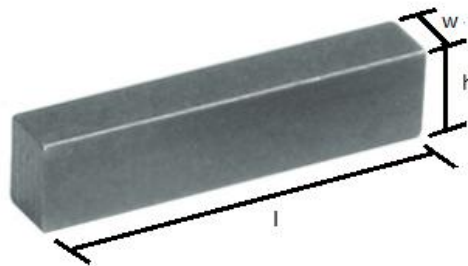


Figura 44 Dimensiones de la chaveta

Fuente: (Propia)

Para esto primero se calcula la torsión ejercida por el motor y la fuerza en la superficie del eje:

$$T_{mot} = \frac{63025P}{n} \quad (\text{Ecuación 3.39})$$

$$F = \frac{T_{mot}}{r} \quad (\text{Ecuación 3.40})$$

Dónde:

$T_{mot} \rightarrow$ Torsión del motor, [lbf in]

$P \rightarrow$ Potencia del motor, [HP]

$n \rightarrow$ Velocidad angular, [rpm]

$F \rightarrow$ Fuerza en la superficie del eje, [lbf]

$r \rightarrow$ Radio del eje, [in]

$$T = 1125,45 \text{ lbf in}$$

$$F = 2198,14 \text{ lbf}$$

La falla por cortante a lo largo del área de la cara lateral de la chaveta crea un esfuerzo cortante τ .

$$\tau = \frac{F}{wl} \quad (\text{Ecuación 3.41})$$

Dónde:

$\tau \rightarrow$ Esfuerzo cortante

$F \rightarrow$ Fuerza en la superficie del eje, [lbf]

$w \rightarrow$ Ancho de la chaveta (cuadrada), [in]

$l \rightarrow$ Longitud de la chaveta, [in]

Sustituyendo el esfuerzo cortante por la resistencia a la fluencia, dividida entre el factor de seguridad. También se usa el área de la mitad de la cara de la chaveta, obteniendo:

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{F}{wl/2} \quad (\text{Ecuación 3.42})$$

Dónde:

S_y → Resistencia a la fluencia, [kpsi]

FS → Factor de seguridad

F → Fuerza en la superficie del eje, [lbf]

w → Espesor de la chaveta (cuadrada), [in]

l → Longitud de la chaveta, [in]

De la ecuación 3.42 se despeja la longitud:

$$l = 0,772 \text{ in} \rightarrow 19,62 \text{ mm}$$

Esta longitud es la mínima necesaria para las chavetas de las catarinas, por lo tanto se escoge una chaveta estándar del catálogo respectivo, con las siguientes dimensiones:

$$w = 8 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$l = 38,1 \text{ mm}$$

3.3 DISEÑO DEL MECANISMO DE CORTE

3.3.1 SELECCIÓN DE LAS CUCHILLAS DE CORTE

Para seleccionar las cuchillas se realiza un bosquejo de la geometría de corte, con la cuchilla y el tubo a cortar para determinar el diámetro necesario de la cuchilla.

Tabla 18 Resumen de resultados del mecanismo de tracción por cadena

	Serie	ANSI número 60
Cadena	Tipo	simple (un solo torón)
	Longitud [m]	1,5
	Distancia entre centros de la catarina [m]	0,58
	Número de eslabones	78
	Lubricación	manual o por goteo
Catarina o piñón de cadena	Número de dientes	17
	Diámetro primitivo [mm]	103,7
	Cara [mm]	12,7
	Diámetro interno [mm]	31
	Angulo de paso [°]	21,176
Ganchos para el transporte	Material	Acero Inoxidable 304
	Cantidad	20
	Distancia entre ganchos [mm]	76,2
	Profundidad [mm]	18,75
	Diámetro [mm]	40
	Alto placa uno [mm]	40
	Alto placa dos [mm]	12
	Espesor [mm]	1,5
Eje	Material	Acero SAE 1018
	Longitud [mm]	545
	Diámetro d [mm]	25,4
	Diámetro D _e [mm]	31
	Radio de la muesca [mm]	0,52
Chaveta	w [mm]	8
	h [mm]	8
	l [mm]	38,1

Fuente: Propia

Como se observa en la Figura 45, por geometría el diámetro necesario para la cuchilla de corte es de 180mm, con esto corta al tubo sin ningún problema, el tubo pasa horizontalmente por toda la cuchilla siendo cortado en su totalidad, también hay que tener en cuenta que el diámetro de la cuchilla de corte no puede ser menor porque en el centro debe ir un eje que aloja a las cuchillas de corte.

El material de esta cuchilla de corte de preferencia debe ser acero inoxidable o acero con algún recubrimiento anticorrosivo, por la razón de que se encuentra en contacto directo con el producto.

En base a este diseño preliminar se selecciona una cuchilla de corte de un catálogo, sobre todo para conocer sus dimensiones geométricas.

Se escoge de un catálogo un disco de corte de 184mm de diámetro, con 150 dientes, de un espesor de 1,5mm, con traslape de 0,5mm, con un recubrimiento anticorrosivo.

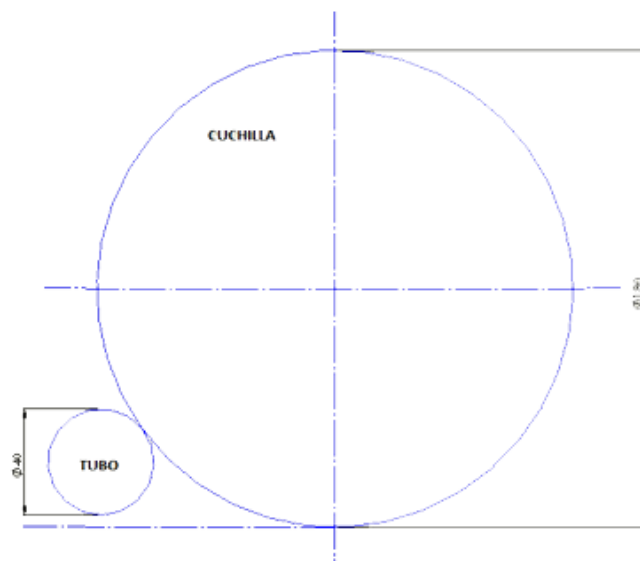


Figura 45 Geometría de corte

Fuentes: (Propia)

3.3.2 FUERZA NECESARIA PARA EL CORTE DE LOS TUBOS.

El material que se requiere cortar es un tubo extruido de una mezcla de carnazas de varios tipos y cueros, para esto primero se realiza un ensayo de tracción con la Máquina de Ensayos Universales del Laboratorio de Mecánica de Materiales de la ESPE, como se indica en la Figura 46.

El ensayo se realizo con una probeta de:

$$ancho = 28,71 \text{ mm}$$

$$espesor = 3,38 \text{ mm}$$

La fuerza de tracción para romper la probeta es de 402,21N (41kg).

Con este dato del ensayo se procede a calcular la resistencia unitaria a la rotura por tracción.

$$k_z = \frac{F_{trac}}{A_p} \quad (\text{Ecuación 3.43})$$

Dónde:

$k_z \rightarrow$ Resistencia a la rotura por tracción, $[\text{kg}/\text{mm}^2]$

$F_{trac} \rightarrow$ Fuerza de tracción, $[\text{kg}]$

$A_p \rightarrow$ Área de la probeta, $[\text{mm}^2]$

$$k_z = 0,423 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

La resistencia específica de corte del material k_s por lo general se toma 3 veces mayor a la resistencia unitaria a la rotura por tracción k_z del material que se trabaja,

tomando el factor de 3.



Figura 46 Probeta y ensayo de tracción

Fuente: (Propia)

$$k_s = 3k_z \quad (\text{Ecuación 3.44})$$

$$k_s = 1,269 \frac{kg}{mm^2}$$

Para calcular la fuerza necesaria de corte, se necesita saber el ancho de corte y el espesor o profundidad de corte a más de la resistencia específica de corte del material antes calculada.

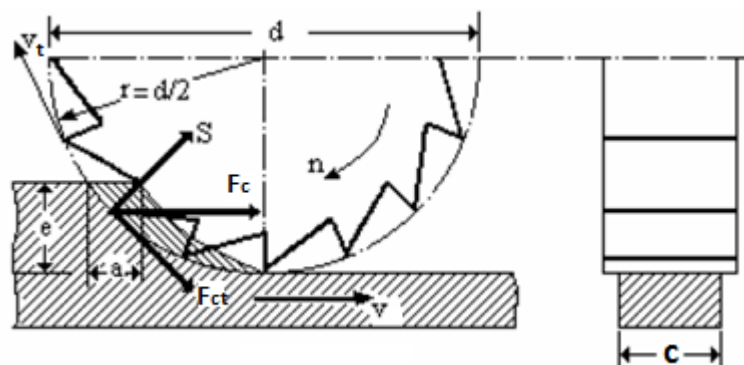


Figura 47 Fuerzas y parámetros que actúan en una cuchilla de corte

$$F_c = k_s e c \quad (\text{Ecuación 3.45})$$

Dónde:

$F_c \rightarrow$ Fuerza necesaria para el corte, [kg]

$k_s \rightarrow$ Resistencia específica de corte del material, [kg/mm²]

$e \rightarrow$ Ancho de corte (diámetro del tubo), [mm]

$c \rightarrow$ Espesor o profundidad de corte (espesor de la cuchilla), [mm]

$$F_c = 121,82 \text{ kg} \rightarrow 1195,09 \text{ N}$$

Al ser tres cuchillas de corte, la fuerza se triplica por lo tanto tenemos una fuerza resultante de 3585,28N.

Por lo tanto la potencia de corte se obtiene de la multiplicación de la fuerza de corte por la velocidad de avance del corte, esta velocidad de avance es la misma velocidad lineal de la cadena, porque es la velocidad a la que avanza el tubo hacia la cuchilla.

$$T_r = F_c v \quad (\text{Ecuación 3.46})$$

Dónde:

$T_r \rightarrow$ Potencia de corte, [W]

$F_c \rightarrow$ Fuerza necesaria para el corte, [N]

$v \rightarrow$ Velocidad de avance, [m/s]

$$T_r = 272,48 \text{ W}$$

Transformando esta potencia a caballos de fuerza y multiplicado con un factor

de seguridad de 2 se obtiene una potencia necesaria de 0,73HP, por lo tanto el motor que se debe utilizar es de $\frac{3}{4}$ de HP.

El trabajo de corte lo realiza la fuerza de corte tangencial, que actúa con la velocidad tangencial desarrollando la potencia de corte.

La velocidad tangencial se obtiene de la velocidad angular del motor obtenido por catálogo, donde esta velocidad angular es 3400rpm, teniendo una velocidad tangencial de corte de 32,04m/s.

$$F_{ct} = \frac{T_r}{v_t} \quad (\text{Ecuación 3.47})$$

Dónde:

F_{ct} → Fuerza de corte tangencial, [N]

T_r → Potencia de corte, [W]

v_t → Velocidad tangencial, [m/s]

$$F_{ct} = 8,5 \text{ N}$$

Con estas dos fuerzas se determina la fuerza que se ejerce en el eje (S) como se indica en la Figura 47.

$$S = \sqrt{F_c^2 - \left(\frac{F_{ct}}{3}\right)^2} \quad (\text{Ecuación 3.48})$$

Dónde:

S → Fuerza ejercida sobre el eje, [N]

$F_c \rightarrow$ Fuerza necesaria para el corte, [N]

$F_{ct} \rightarrow$ Fuerza de corte tangencial, [N]

$$S = 1195,08 \text{ N}$$

3.3.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA BANDA Y POLEA

Para acoplar al motor con el eje del sistema de corte se usa una banda en V, para el dimensionamiento de la banda se inicia tomando un diámetro primitivo para la polea.

$$D_p = 95 \text{ mm}$$

La relación de las poleas es de 1:1, por lo tanto ambas poleas son de 95mm.

Con este dato se procede a calcular la distancia entre centros de las poleas y la longitud de paso:

Shigley afirma (2012:867) “En general, la distancia entre centros no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de la polea y no debe ser menor al diámetro de la polea mayor.”

$$C_p = 3(D_p + d_p) \quad (\text{Ecuación 3.49})$$

Dónde:

$C_p \rightarrow$ Distancia entre centros de las poleas, [mm]

$D_p \rightarrow$ Diámetro de la polea mayor, [mm]

$d_p \rightarrow$ Diámetro de la polea menor, [mm]

$$C_p = 570 \text{ mm}$$

Con este dato calculado en base a la hipótesis mencionada, se procede a calcular con la ecuación 3.50 la longitud de paso y el centro entre poleas, por cuestiones de diseño y espacio en la máquina y como la distancia entre centros de poleas debe ser menor a 570mm se toma la distancia de 300mm para la ubicación de la polea del motor y la polea del eje de corte.

$$L_p = 2C_p + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4C_p} \quad (\text{Ecuación 3.50})$$

$$C_p = 0,25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) \right]^2 - 2(D_p - d_p)^2} \right\} \quad (\text{Ecuación 3.51})$$

Dónde:

$L_p \rightarrow$ Longitud de paso de la banda, [mm]

$C_p \rightarrow$ Distancia entre centros de las poleas, [mm]

$D_p \rightarrow$ Diámetro de la polea mayor, [mm]

$d_p \rightarrow$ Diámetro de la polea menor, [mm]

$$L_p = 928,53 \text{ mm} \rightarrow 36,6 \text{ in}$$

Por catálogo, la longitud de paso de la banda estándar es de 37in, se escoge esta longitud de banda que es lo mismo a 0,94m y con esto se calcula la distancia entre centros de la polea real.

$$C_p = 324,7 \text{ mm}$$

3.3.4 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA BANDA

Para calcular las fuerzas que actúan en la banda se empieza por la su velocidad periférica, sabiendo que el motor trabaja a una velocidad angular de 2800 rpm.

$$V = \pi D_p n \quad (\text{Ecuación 3.52})$$

Dónde:

$V \rightarrow$ Velocidad periférica de la banda, [m/min]

$D_p \rightarrow$ Diámetro de la polea, [m]

$n \rightarrow$ Velocidad angular del motor, [rpm]

$$V = 835,66 \text{ m/min}$$

Se determina el ángulo de contacto:

$$\theta = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D_p - d_p}{2C_p} \quad (\text{Ecuación 3.53})$$

$$e^{0,5123\theta} \quad (\text{Ecuación 3.54})$$

Dónde:

$\theta \rightarrow$ Ángulo de contacto, [rad]

$D_p \rightarrow$ Diámetro de la polea mayor, [m]

$d_p \rightarrow$ Diámetro de la polea menor, [m]

$C_p \rightarrow$ Distancia entre centros de las poleas, [m]

La relación de las poleas es de 1:1, por lo tanto el ángulo de contacto es π rad.

$$\theta = \pi \text{ rad} \rightarrow 180^\circ$$

$$e^{0,5123\theta} = 5$$

De la Tabla 3.14 se obtiene la potencia nominal de la banda en V, con el diámetro de paso de la polea que es 95mm (3,7in) y la velocidad periférica de la banda que es 1085,23m/min (3560,46ft/min).

En base a la Tabla 19 se interpola los valores para obtener la potencia nominal de la banda, siendo la potencia nominal de la banda de 1,86HP

Con el ángulo de contacto de 180° , se obtiene de la Tabla 20 el factor de corrección del ángulo de contacto K_1 , es de 0,75 para bandas planas en V.

Tabla 19 Potencias nominales de bandas en V estándar

Sección de la Banda	Diámetro de paso de la polea, in	Velocidad de la banda, [ft/min]				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2,6	0,47	0,62	0,53	0,15	
	3,0	0,66	1,01	1,12	0,93	0,38
	3,4	0,81	1,31	1,57	1,53	1,12
	3,8	0,93	1,55	1,92	2,00	1,71
	4,2	1,03	1,74	2,2	2,38	2,19
	4,6	1,11	1,89	2,44	2,69	2,58
	5,0 y mayor	1,17	2,03	2,64	2,96	2,89

Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley

Se determina el factor de corrección de longitud de la banda K_2 de 0,90 con la

longitud de 37in.

Tabla 20 Factor de corrección del ángulo de contacto para transmisiones de banda plana

$\frac{D_p - d_p}{C_p}$	θ , grados	k1	
		VV	Plana en V
0,00	180	1,00	0,75

Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley

Con estos datos se obtiene la potencia permitida por la banda:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (\text{Ecuación 3.55})$$

Dónde:

H_a → Potencia permitida por banda, [HP]

K_1 → Factor de corrección del ángulo de contacto

K_2 → Factor de corrección de la longitud de la banda

H_{tab} → Potencia nominal de la banda, [HP]

$$H_a = 1,26 \text{ HP}$$

También se determina la potencia de diseño con la siguiente ecuación:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (\text{Ecuación 3.56})$$

Dónde:

H_d → Potencia de diseño, [HP]

H_{nom} → Potencia nominal, [HP]

$K_s \rightarrow$ Factor de servicio

$n_d \rightarrow$ Factor de diseño

La potencia nominal es la proporcionada por el motor, en este caso de 2HP, el factor de servicio se determina de la Tabla 21.

La banda trabaja uniformemente con un par de torsión normal, por lo tanto se toma un factor de servicio de 1,2 y el factor de diseño es de 1.

$$H_d = 2,4 \text{ HP}$$

Por lo regular, el número de bandas es el entero mayor obtenido por medio de la ecuación 3.57:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} \quad (\text{Ecuación 3.57})$$

Dónde:

$N_b \rightarrow$ Número de bandas

$H_d \rightarrow$ Potencia de diseño, [HP]

$H_a \rightarrow$ Potencia permitida por banda, [HP]

$$N_b \geq 1,9 \approx 2$$

Se calcula la tensión centrífuga con la ecuación 2.58:

$$F_{cent} = K_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2 \quad (\text{Ecuación 3.58})$$

Dónde:

$F_{cent} \rightarrow$ Tensión centrífuga, [lbf]

$K_c \rightarrow$ Parámetro

$V \rightarrow$ Velocidad periférica de la banda, [ft/min]

Tabla 21 Factores de servicio sugeridos para transmisiones de banda en V

Maquinaria	Fuente de Potencia	
	Características del par de Torsión normal	Par de Torsión alto o no uniforme
Impulsada		
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Impacto ligero	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Impacto medio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Impacto pesado	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley

Dónde el parámetro K_c es 0,561, sabiendo que la banda es de sección A.

$$F_{cent} = 7,11 \text{ lbf} \rightarrow 31,7 \text{ N}$$

A partir de aquí se determinan las fuerzas que actúan en la banda, como se indican en la Figura 48, para esto se empieza calculando la potencia que se transmite por banda con la ecuación 3.59:

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(D_p / 2)} \quad (\text{Ecuación 3.59})$$

Dónde:

$\Delta F \rightarrow$ Potencia transmitida por banda, [lbf]

$N_b \rightarrow$ Número de bandas

$H_d \rightarrow$ Potencia de diseño, [HP]

$D_p \rightarrow$ Diámetro de la polea mayor, [in]

$n \rightarrow$ Velocidad angular, [rpm]

$$\Delta F = 11,89 \text{ lbf}$$

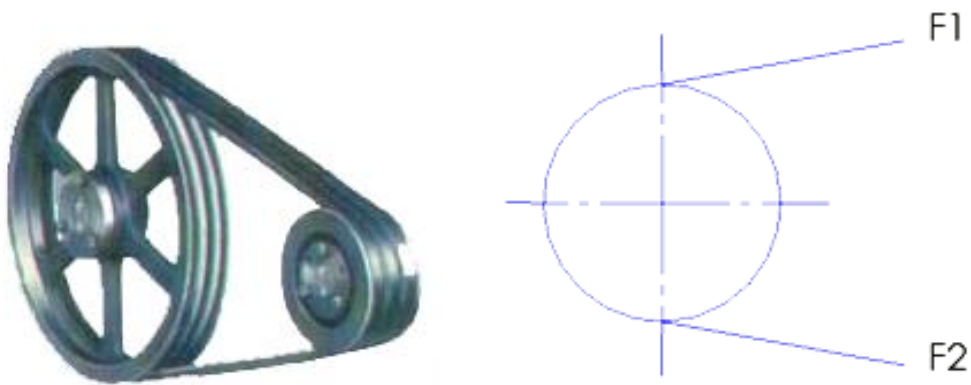


Figura 48 Fuerzas actuantes en la banda

Fuente: (Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley, 2012)

Se calcula la tensión mayor F_1 y tensión menor F_2 . (Ver Figura 48)

$$F_1 = F_{cent} + \frac{\Delta F e^{(0,5123\theta)}}{e^{(0,5123\theta)} - 1} \quad (\text{Ecuación 3.60})$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (\text{Ecuación 3.61})$$

Donde:

$F_1 \rightarrow$ Tensión mayor de la banda, [lbf]

$F_2 \rightarrow$ Tensión menor de la banda, [lbf]

$F_{cent} \rightarrow$ Tensión centrífuga, [lbf]

$\Delta F \rightarrow$ Potencia transmitida por banda, [lbf]

$$F_1 = 21,97 \text{ lbf} \rightarrow 97,96 \text{ N}$$

$$F_2 = 10,08 \text{ lbf} \rightarrow 44,94 \text{ N}$$

3.3.5 ANÁLISIS DE LAS CARGAS EN EL EJE

Para esto se determina la longitud del eje tomando en cuenta que los cortes del tubo deben ser de largo 0,184m (7 ¼in) y 0,114m (4 ½in) como se indica en la Tabla 6 y tomando en cuenta el espesor de las chumaceras y la polea que se usa para la transmisión del motor, se obtiene una longitud de 522,6mm.

La banda sobre la polea que se encuentra acoplada al eje se esta a un ángulo de 45°, y se debe determinar el ángulo en el que actúa la fuerza de corte sobre el eje, por geometría como se indica en la Figura 49.

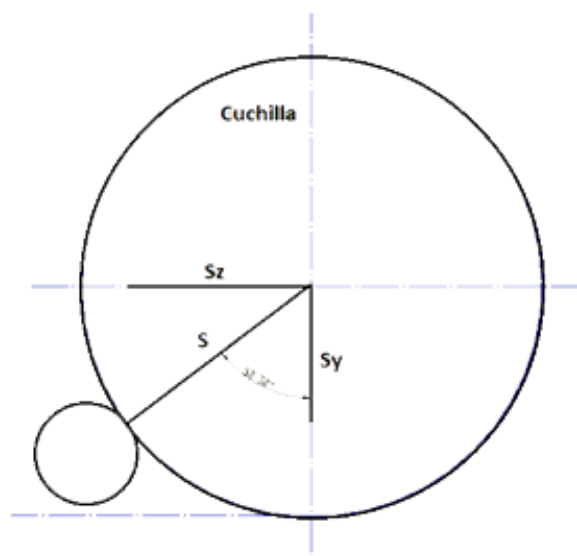


Figura 49 Ángulo de la fuerza ejercida sobre el eje

Fuente: (Propia)

Se bosqueja las fuerzas actuantes sobre el eje como se indica en la Figura 50, donde la fuerza de corte en cada cuchilla es (S) y la fuerza ejercida por la banda es la suma de $F_1 + F_2$.

Por lo tanto se debe analizar al eje en los planos, x-y y x-z donde las fuerzas son:

$$F_b = F_1 + F_2 \rightarrow 142,9 \text{ N}$$

$$F_{bz} = F_b \cos 45^\circ \rightarrow 101,05 \text{ N}$$

$$F_{by} = F_b \sin 45^\circ \rightarrow 101,05 \text{ N}$$

$$S_1 = 1195,08 \text{ N}$$

$$S_{1z} = S_1 \sin 53,32^\circ \rightarrow 958,44 \text{ N}$$

$$S_{1y} = S_1 \cos 53,32^\circ \rightarrow 713,88 \text{ N}$$

$$S_2 = 1195,08 \text{ N}$$

$$S_{2z} = S_2 \sin 53,32^\circ \rightarrow 958,44 \text{ N}$$

$$S_{2y} = S_2 \cos 53,32^\circ \rightarrow 713,88 \text{ N}$$

$$S_3 = 1195,08 \text{ N}$$

$$S_{3z} = S_1 \sin 53,32^\circ \rightarrow 958,44 \text{ N}$$

$$S_{3y} = S_1 \cos 53,32^\circ \rightarrow 713,88 \text{ N}$$

Con las fuerzas calculadas para cada eje se procede a determinar los momentos y reacciones por medio del software *MDSolid* en el plano x-y, como se indica en la

Figura 51.

También se procede a obtener los momentos y reacciones en el plano x-z, como se muestra en la Figura 52.

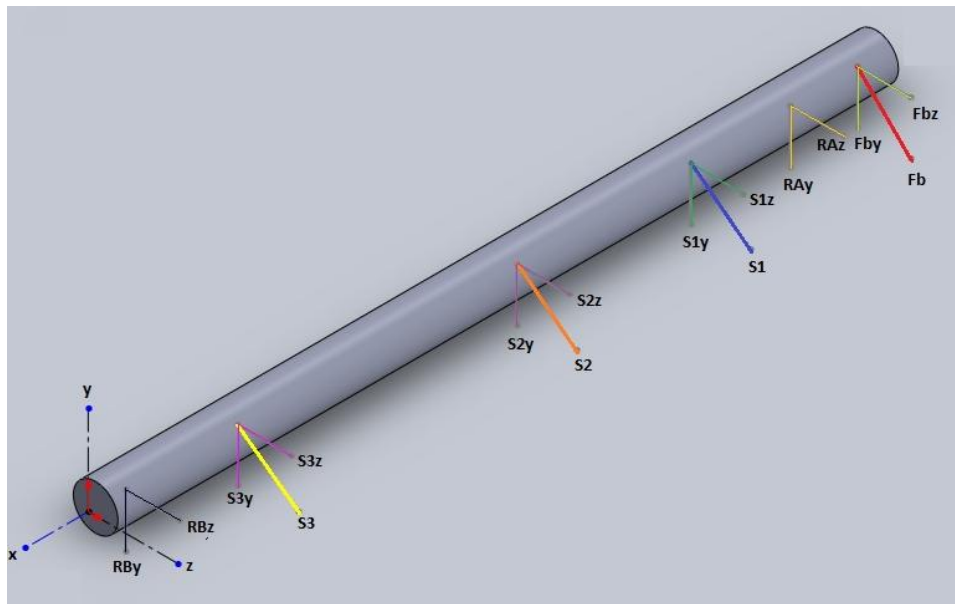


Figura 50 Fuerzas actuantes en el eje de corte

Fuente: (Propia)

Con los diagramas de momentos de las Figuras 51.c y 52.c, se obtiene los momentos máximos en el plano x-y y el plano x-z, y con esto se calcula el momento máximo en el eje con la ecuación 3.62.

$$M_{\max(x-y)} = 137185,85 \text{ Nmm}$$

$$M_{\max(x-z)} = 183535,73 \text{ Nmm}$$

$$M_{\max(eje)} = \sqrt{M_{\max(x-y)}^2 + M_{\max(x-z)}^2} \quad (\text{Ecuación 3.62})$$

Dónde:

$M_{\max(x-y)}$ → Momento máximo en el plano x-y, [Nmm]

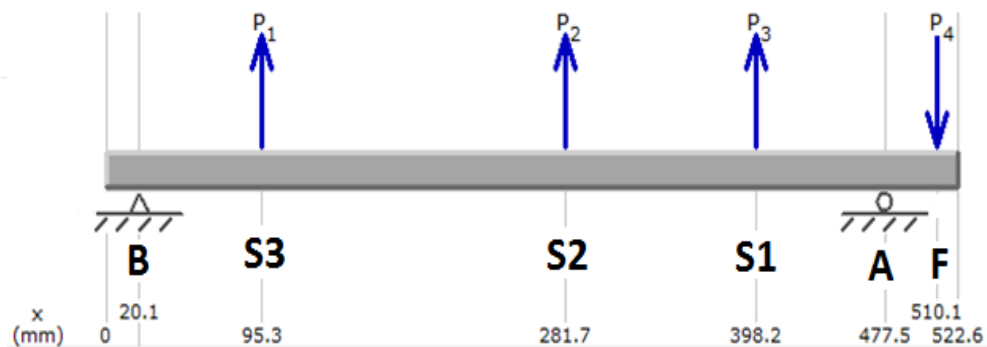
$M_{\max(x-z)} \rightarrow$ Momento máximo en el plano x-z, [Nmm]

$M_{\max(eje)} \rightarrow$ Momento máximo en el eje de corte, [Nmm]

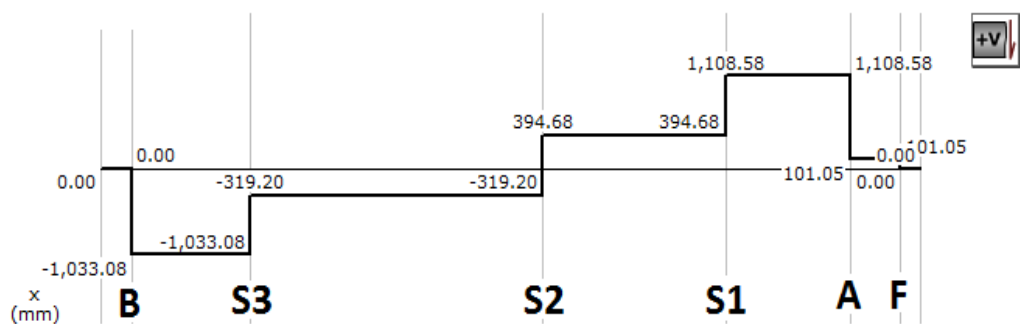
$$M_{\max(eje)} = 229140,39 \text{ Nmm}$$

3.3.6 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE PARA EL MECANISMO DE CORTE

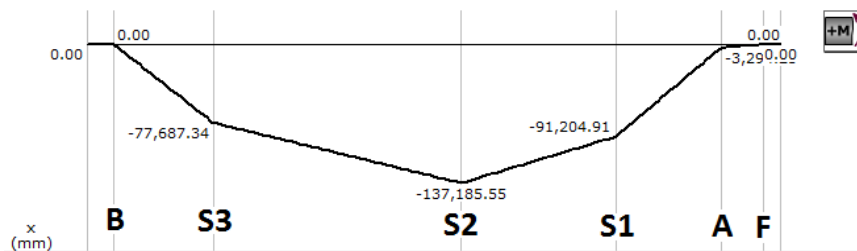
Para el cálculo del diámetro del eje para el sistema o mecanismo de corte primero se elige el material con el que se elabora, este material es el Acero SAE 1018, eje roscado para asegurar los discos de corte por medio de manzanas y tuercas, es un acero bonificado para maquinaria y con buenas características para elaborar ejes.



a)



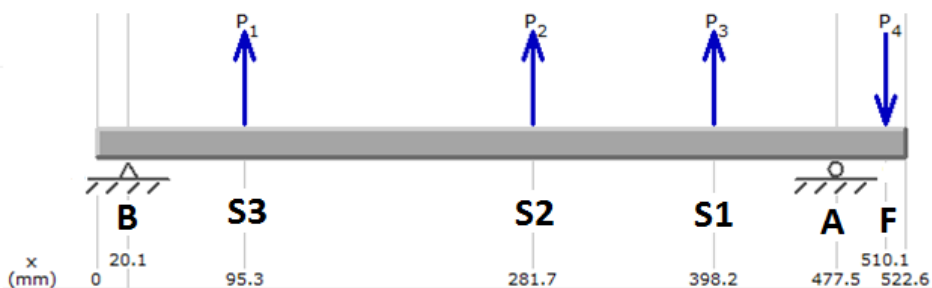
b)



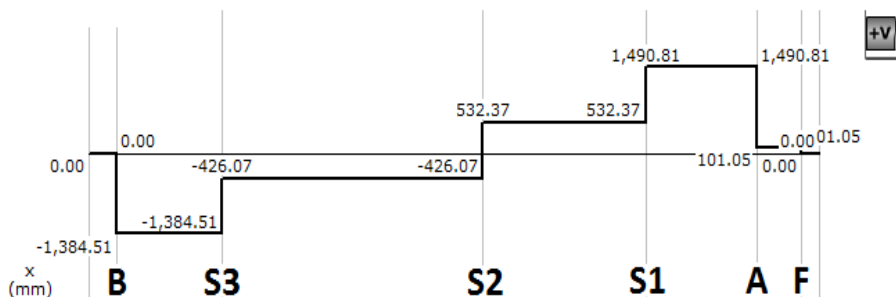
c)

Figura 51 Diagramas en el plano x-y a) De carga, b) De fuerza cortante, c) De momentos

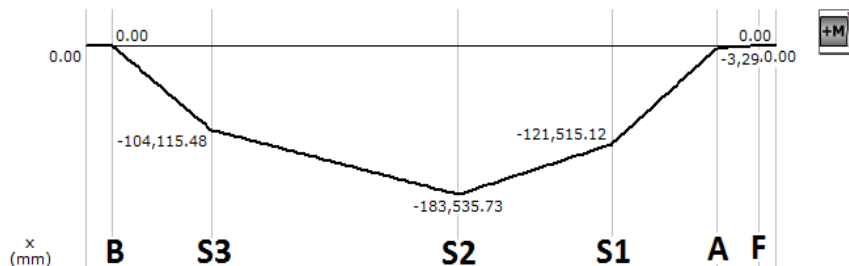
Fuente: (Propia)



a)



b)



c)

Figura 52 Diagrama en el plano x-z a) De carga, b) De fuerza cortante, c) De momentos

Fuente: (Propia)

Los datos del Acero SAE 1018 que nos sirve para el cálculo del diámetro del eje son:

$$S_{y_{1018}} = 304 \text{ MPa}$$

$$S_{ut_{1018}} = 588 \text{ MPa}$$

Con todos los datos y consideraciones antes mencionadas, se procede a calcular el eje para el mecanismo de corte de la misma forma que se calculo el eje para el transporte, obteniendo como resultados en la Tabla 22.

Con los resultados indicados en la Tabla 22, el diámetro necesario para el eje es de 34,5mm, este diámetro máximo se dan en los puntos críticos que son donde se encuentran las cuchillas de corte, para colocar estas cuchillas se coloca o realiza unas manzanas las cuales refuerzan el diámetro del eje en estos puntos, por lo tanto y por ser más fácil de conseguir comercialmente el eje de corte es roscado con un diámetro de de 32mm.

3.3.7 CONSIDERACIONES DE DIÁMETRO EN LOS PUNTOS A Y B.

Para calcular el diámetro en el punto A, se lo realiza con la ecuación 3.21, teniendo en cuenta que el momento en este punto es:

$$M = 17,38 \text{ Nm}$$

Con los mismos datos de la última iteración para el eje del sistema de corte, se obtiene como resultado un diámetro de 15mm.

Para obtener el diámetro en el punto B, en este punto el eje se encuentra

sometido solo a torsión y el momento flector es cero, por lo tanto el diámetro en este punto se calcula por cortante directo, obteniendo como resultado un diámetro de 5,23mm.

Tabla 22 Resultados del diseño del eje para el mecanismo de corte

	Primer iteración	Segunda iteración	Tercer iteración	Cuarta iteración
FS	2	2	2	2
Ma [Nm]	229,14	229,14	229,14	229,14
Tm [Nm]	5,56	5,56	5,56	5,56
Sy [Mpa]	304	304	304	304
Sut [Mpa] (Kpsi)	588 (85,28)	588 (85,28)	588 (85,28)	588 (85,28)
ka	0,709	0,709	0,709	0,709
kb	0,9	0,843	0,846	0,875
kc	1	1	1	1
kd	1	1	1	1
ke	0,753	0,753	0,753	0,753
S'e	539,55	539,55	539,55	539,55
Se	259,11	242,67	243,46	243,49
r/d	0,02	0,02	0,02	0,02
D _c /d	1,2	1,2	1,2	1,2
\sqrt{a} flexión	-----	0,031	0,031	0,031
\sqrt{a} torsión	-----	0,025	0,025	0,025
q	-----	0,844	0,842	0,842
q _{cortante}	-----	0,87	0,868	0,868
Kt	2,7	2,55	2,55	2,55
Kts	2,2	2,35	2,35	2,35
Kf	2,7	2,308	2,305	2,305
Kfs	2,2	2,174	2,172	2,172
d [mm]	36,89	35,78	34,73	34,5

Fuente: Propia

3.3.8 ANÁLISIS DE VIBRACIONES.

Se analiza las vibraciones en el eje, para determinar si el eje trabaja normalmente a la velocidad que se requiere, para esto se utiliza el software de diseño mecánico *SolidWorks* realizando un estudio de frecuencia.

Del estudio se observa los resultados obtenidos en la Tabla 23, se obtiene la frecuencia con la que fallaría el eje en el primer periodo de trabajo como se observa en la Figura 53, esta primer frecuencia es de 2117,4rad/s, este valor se transforma a revoluciones por minuto para comprobar con la velocidad angular que se va a utilizar.

$$2117,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow 20220 \text{ rpm}$$

Se obtiene que el eje fallará y entrará en resonancia a una velocidad angular de 20220rpm, pero realmente para la aplicación se necesita una velocidad angular aproximada a los 3400rpm, razón por la cual se determina que el eje no fallará ni entrará en resonancia.

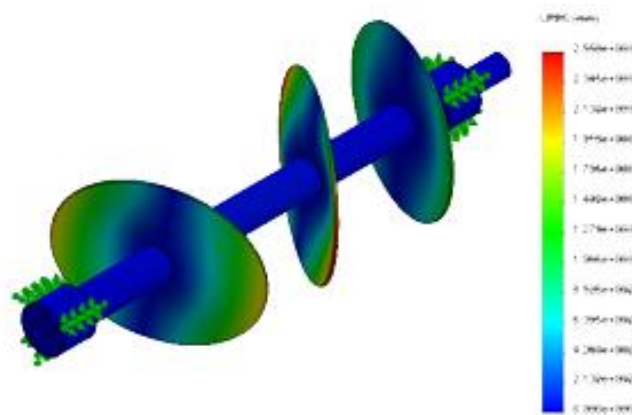


Figura 53 Estudio de frecuencia en el eje de corte

Fuente: (Propia)

Tabla 23 Resultados del estudio de frecuencia del eje de corte

N. de modo	Frecuencia (rad/s)	Frecuencia (Hertz)	Período (s)
1	2117,4	337	0,0029674
2	2124,4	338,11	0,0029576
3	2131	339,17	0,0029484
4	2131,5	339,23	0,0029478
5	2138,7	340,38	0,0029379

Fuente: Propia

3.3.9 MANZANA Y CONTRATUERCA PARA SUJECIÓN DE DISCO

Se diseña una manzana para el soporte del disco de corte, el que posee rosca interna para poder posicionarse en el eje roscado y ubicarse en distintas posiciones, este posee un hombro sobre el que descansa el disco de corte con un diámetro de 37mm, de tal manera que se cumple con la especificación del diámetro máximo (35mm) analizados en el cálculo del diámetro para el eje de corte, para soportar la carga máxima expuesta en los puntos de corte.

De igual manera se diseña una contratuerca para fijar el disco en una posición. Esta contratuerca tiene un vaciado para deslizarse sobre el hombro de la manzana y así asegurar el disco de corte.

3.3.10 DIMENSIONAMIENTO DE LA CHAVETA.

La chaveta se dimensiona como se realiza en el sistema de transporte, en este caso el diámetro del eje es de 25,4mm (1in) y el material a usarse es el Acero AISI 1045, con lo que se obtiene como resultado las siguientes dimensiones.

$$w = 8 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$l = 38,1 \text{ mm}$$

3.3.11 DIMENSIONAMIENTO DE LA CHUMACERA

La chumacera viene junto con la rodadura del eje, por lo tanto se determina que diámetro de eje se tiene mayor vida y decidir el diámetro real para el eje, se calcula con un diámetro de 25,4mm que fue lo que se obtuvo en el cálculo de las consideraciones del diámetro en los puntos A y B.

Para esto primero se calcula las reacciones en el punto A y B por medio del teorema de Pitágoras, y con este valor se obtiene la fuerza radial en el rodamiento (F_r) y la carga dinámica (P_r).

Con estos datos se calcula el tiempo de vida del rodamiento en horas con la ecuación 3.63.

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (\text{Ecuación 3.63})$$

Dónde:

L_{10H} → Vida nominal básica en horas

n → Velocidad angular, [rpm]

C_r → Capacidad de carga Dinámica, [N]

P_r → Carga Dinámica, [N]

La capacidad de carga dinámica (C_r), es un dato del rodamiento obtenido por

catálogo.

Obteniendo los resultados indicados en la Tabla 24.

Tabla 24 Resultados de rodamientos de la chumacera

		Diámetro [mm]	A	B
Reacción, [N]			1830,29	1755,01
Velocidad angular, [rpm]			2844	2844
Capacidad de Carga Dinámica, [N]	Rodamiento UC2		14000	14000
Capacidad de Carga Dinámica, [N]	Rodamiento UC3	25,4	21200	21200
Vida Nominal Básica en horas				
Capacidad de Carga Dinámica, [N]	Rodamiento UC2		777,08	881,43
Vida Nominal Básica en horas	Rodamiento UC3		2698,30	3060,64
Vida Nominal Básica en horas				

Fuente: Propia

En base a los resultados obtenidos en la Tabla 24 se determina que con un diámetro de 25,4mm y el rodamiento UC3 se obtiene el mayor tiempo de vida.

En la Tabla 25 se tiene un resumen del cálculo del sistema de corte.

3.4 DISEÑO DEL MECANISMO DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS EXTRUIDOS PARA ALIMENTO CANINO

Para hacer que el proceso de corte de los tubos extruidos de alimento canino sea constante, se necesita tener un lugar donde almacenar los tubos extruidos para alimento canino. Para esto se requiere de una tolva con capacidad de almacenaje de una cierta cantidad de producto, según los requerimientos de la empresa se diseña una tolva que permita cumplir esta finalidad.

Tabla 25 Resumen de resultados del sistema de corte

	Tipo	V
Banda	Distancia entre centros de las poleas [mm]	324,7
	Longitud [m] (in)	0,94 (37)
Polea	Diámetro primitivo [mm]	95
	Relación	1:1
	Diámetro [mm]	101,6
Cuchilla	Material	Acero con recubrimiento anticorrosivo
	Diámetro [mm]	184
	Diámetro interno [mm]	37
	Cantidad	3
	Material	Acero SAE 1018
Eje	Longitud [mm]	522,6
	Diámetro [mm]	32
Roscado	Tipo de Rosca	7 UNC - 2 A
	w [mm]	8
Chaveta	h [mm]	8
	l [mm]	38,1
Manzana	Diámetro [mm]	
	Diámetro del hombro [mm]	37
	Ancho	
	Tipo de Rosca	7 UNC - 2 B
Contratuercas	Tipo de Rosca	7 UNC - 2 B
	Ancho	

Fuente: Propia

Para esto se empieza tomando las medidas del producto.

Tabla 26 Medidas del tubo extruido o rejo

Longitud L (mm)	355,6 (14 in)
Diámetro Exterior del tubo d (mm)	40
Masa P_{dt} (kg)	0,2

Fuente: Propia

De esta manera, conocidas las dimensiones, se puede determinar la capacidad que debe tener la tolva. Sabiendo que la máquina debe procesar alrededor de 60 tubos/min, la tolva debe tener capacidad para almacenar mínimo 60 tubos para sostener la producción de un minuto. Como esto es muy poco se prevé que la máquina almacene mayor cantidad de tubos.

3.4.1 DISEÑO DE TOLVA

Una tolva es un equipo de almacenamiento, la cual se compone de dos partes: una sección convergente situada en su parte inferior a la que se conoce como boquilla, la cual puede ser de forma cónica o en forma de cuña, y una sección vertical superior que es la tolva propiamente dicha, la cual proporciona la mayor parte del volumen de almacenamiento.

3.4.1.1 Consideraciones iniciales para el diseño de tolvas

- Propósito de la tolva y el efecto que tendrían sus dimensiones básicas.
- Ángulo de reposo del material a almacenar.
- Ángulo de la tolva.
- Capacidad de almacenamiento, según abastecimiento.

- Tipo de material a almacenar.
- Material de construcción de la tolva.

3.4.1.2 Determinación de la forma de la Tolva

Al querer almacenar en la tolva objetos tubulares, los cuales por su forma tienden a rodar, y con la necesidad de que estos a su salida se encuentren en forma horizontal, porque en ese punto un par de ganchos procederán a llevarse los tubos para el corte. Se escoge una forma de tolva la cual posee una pared plana de un costado, y del otro lado en su forma convergente tiene forma de cuña como se observa en la Figura 54. De tal manera que los tubos al bajar por la cuña y al toparse con la pared plana se ordenan en forma horizontal.

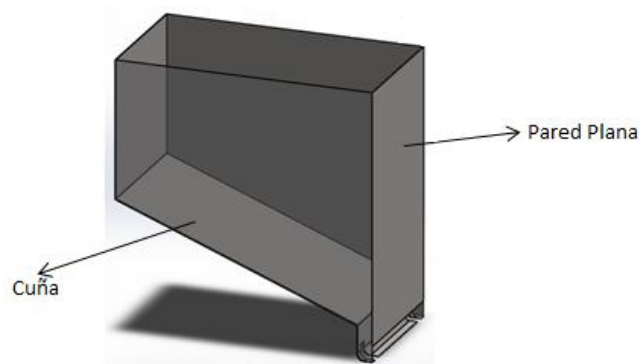


Figura 54 Forma de tolva determinada

Fuente: (Propia)

3.4.1.3 Ángulo de Inclinación de la Cuña de la Tolva

El ángulo de inclinación de la cuña de la tolva depende básicamente de la capacidad que tenga el material almacenado a romper la inercia, de manera que a medida que aumente la inclinación del plano este rueda sin ningún problema.

Por medio de pruebas al que se somete al tubo a deslizamiento se encuentra que, al ser un tubo conformado por residuos cárnicos y encontrarse completamente deshidratado, este no presenta mayor resistencia al movimiento apenas se le aplica una pequeña inclinación al plano, por lo que, se procedió a medir el ángulo al que rompe la inercia, y se determina que a los 10° de inclinación este ya rueda, por lo que para asegurar el rodamiento y no tener una tolva completamente fondo plano, se da un ángulo de 20° grados de inclinación, lo que garantiza que no se estanque el tubo en su posición inicial.

3.4.1.4 Capacidad de Abastecimiento.

Se ha convenido dimensionar la tolva para que se guarde en ella producto para al menos 5 minutos, lo que quiere decir que la tolva debe almacenar por lo menos 300 tubos.

Para el dimensionamiento de la tolva se considera que los tubos tienen 400mm de largo y no de 355,6mm para darle una holgura al tubo, el ancho de la tolva está sujeto a esta medida, además como la máquina no debe tener un tamaño demasiado grande para que sea accesible al operario, se procura que la tolva crezca más en largo que en alto.

$$V_{tb} = \frac{\pi\varphi^2}{4}d_t300 \quad (\text{Ecuación 3.64})$$

Dónde:

V_{tb} → Volumen total de tubos, [mm³]

φ → Diámetro del tubo, [mm]

$d_t \rightarrow$ Distancia total del tubo, [mm]

$$V_{tb} = 1,508 \times 10^8 \text{ mm}^3$$

Conociendo este valor se procede a dar las dimensiones de la tolva, estableciendo como valor fijo el valor de 400mm para la profundidad y se variará los valores de ancho y alto.

Después de varias iteraciones se establece las siguientes medidas para ancho, alto y profundidad para poder determinar el volumen de la tolva:

$$\begin{aligned} h_1 &= 367 \text{ mm} \\ b &= 750 \text{ mm} \\ a &= 400 \text{ mm} \end{aligned}$$

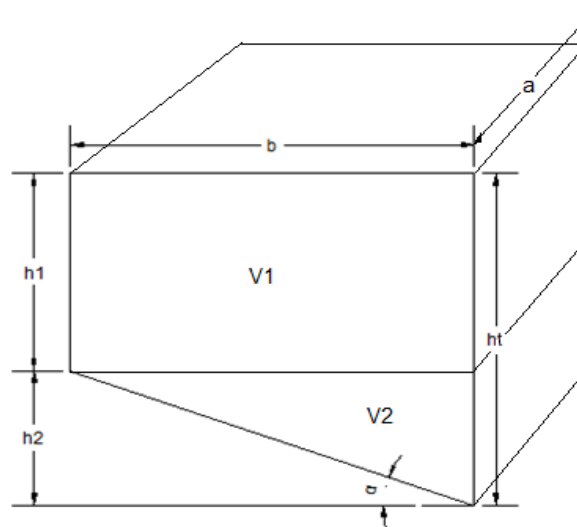


Figura 55 Nomenclatura de las dimensiones de la tolva

Fuente: (Propia)

Considerando que en la parte de la cuña se tiene un ángulo de $\alpha = 20^\circ$, se obtiene h_2 ;

$$h_2 = [\tan(\alpha)]b \quad (\text{Ecuación 3.65})$$

$$h_2 = 272.98 \text{ mm}$$

Ahora se procede a calcular el volumen de la tolva.

$$V_1 = h_1 ba \quad (\text{Ecuación 3.66})$$

$$V_2 = \frac{1}{2} bh_2 a \quad (\text{Ecuación 3.67})$$

Dónde:

$V_1 \rightarrow$ Volumen paralelepípedo, $[\text{mm}^3]$

$V_2 \rightarrow$ Volumen de la cuña, $[\text{mm}^3]$

$d_t \rightarrow$ Distancia total del tubo, $[\text{mm}]$

$h_1 \rightarrow$ Alto del paralelepípedo, $[\text{mm}]$

$h_2 \rightarrow$ Alto de la cuña, $[\text{mm}]$

V_1 $[\text{mm}^3]$	$1,101 \times 10^8$
V_2 $[\text{mm}^3]$	$4,095 \times 10^7$
$V_t = V_1 + V_2$ $[\text{mm}^3]$	$1,51 \times 10^8$

Comparando este volumen con el volumen de los tubos se observa que con estas dimensiones se tiene el mismo volumen.

Por cuestiones de diseño se agranda la altura h_1 a 400mm para tener una holgura en la parte vertical, para que los tubos no se caigan de la tolva.

Con la finalidad de que la tolva permita que los ganchos de la cadena recojan uno a uno los tubos, se aumenta un canal de salida el cual tiene un tamaño de

100mm de alto y una boca de 43mm de alto, que permite la salida sin ningún problema de los tubos. De esta manera la forma de la tolva queda como se muestra en la Figura 56.

3.4.1.5 Tipo de Material de la Tolva de Almacenamiento.

Considerando que los tubos almacenados son comestibles para los canes, y según la Decisión 483 de la CAN (Comunidad Andina de Naciones), norma regulada por Agrocalidad en Ecuador, el producto elaborado debe reunir las características químicas, fisicoquímicas y biológicas dentro de los márgenes aceptados.

De esta manera se escoge el Acero inoxidable 304, para la elaboración de la tolva, este material tiene las características idóneas para almacenar comestibles sin contaminarlo ni alterar su composición.

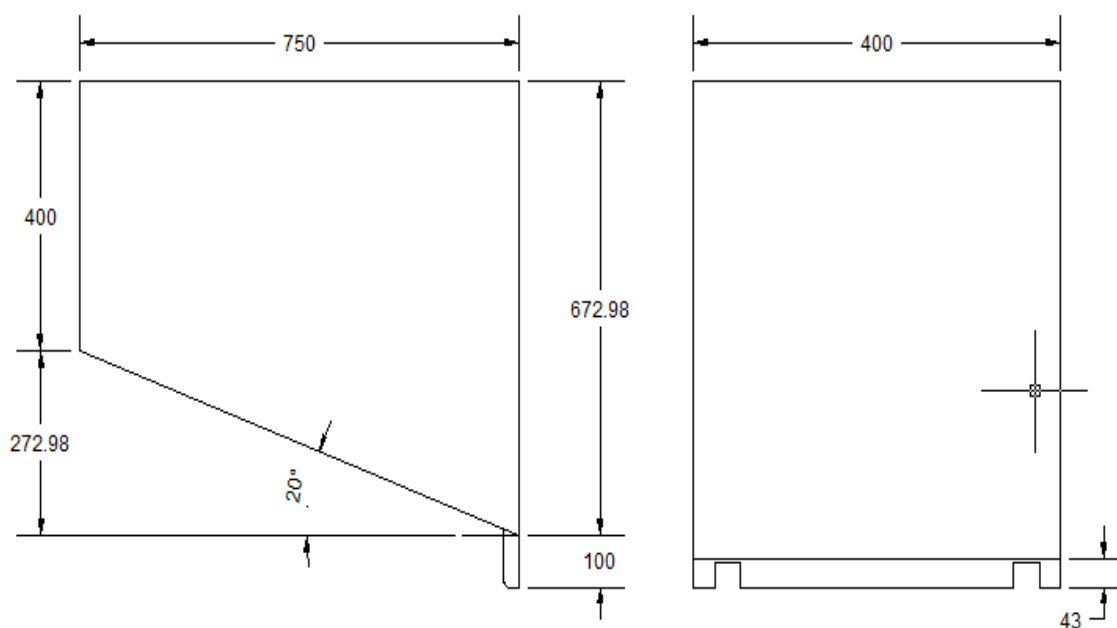


Figura 56 Medidas estándar de la tolva

Fuente: (Propia)

$$S_{y_{304}} = 255,63 \text{ MPa}$$

$$S_{ut_{304}} = 529,74 \text{ MPa}$$

El peso de cada tubo es de $P_{dt} = 0.2 \text{ kg}$, por lo que:

$$W_T = 300P_{dt} \quad (\text{Ecuación 3.68})$$

$$W_T = 60 \text{ kg} \approx 588 \text{ N}$$

3.4.1.6 Distribución de Presiones

El cálculo de las presiones en las paredes interiores de la tolva nos permite establecer el espesor del material del cual están hechas.

Para esto se toma como base las ecuaciones de Janssen, para el cálculo de las presiones en función de la profundidad de llenado, la Norma Europea EUROCODE ENV 1993-4-1, así como otras normas, como la americana ACI 313-97 y la ISO11697, hacen uso de las ecuaciones de Janssen para el cálculo de las presiones en el interior de los silos.

3.4.1.6.1 Paredes Laterales

En las paredes laterales de la tolva tenemos presiones verticales y horizontales, en donde según la teoría de Janssen:

- Las presiones horizontales son constantes en superficies horizontales.
- El valor de \emptyset (ángulo de rozamiento material-pared) es constante.
- El peso específico del material es uniforme.

- Las paredes del silo son completamente rígidas.

La relación entre presiones horizontales y verticales es constante

$$k = \frac{p_h}{p_v} \quad (\text{Ecuación 3.69})$$

Además considerando la rugosidad de las paredes se puede calcular k, de la siguiente manera:

$$k = \frac{1 - \sin \phi}{1 + \sin \phi} \quad (\text{Ecuación 3.70})$$

Para determinar la presión vertical tenemos las siguientes ecuaciones:

$$p_v(z) = \gamma \frac{A}{k\mu U} C_z(z) \quad (\text{Ecuación 3.71})$$

$$C_z(z) = 1 - e^{(-z/z_0)} \quad (\text{Ecuación 3.72})$$

$$z_0 = \frac{A_t}{k\mu U} \quad (\text{Ecuación 3.73})$$

Dónde:

p_h → Presión horizontal

p_v → Presión vertical

γ → Densidad de la carga

μ → Coeficiente de rozamiento material y la pared

k → La relación de presiones vertical y horizontal

z → La profundidad de tolva sin la cuña.

$U \rightarrow$ Perímetro interior

$A_t \rightarrow$ Sección transversal de la tolva

$C_{(z)}$ y $z_0 \rightarrow$ Se consideran como parámetros de cálculo, de la ecuaciones.

La densidad de los tubos se puede calcular a partir de los datos obtenidos anteriormente, obteniendo así:

$$\gamma = 2444,4 \text{ kg/m}^3$$

Para el área de la tolva tenemos: $b = 750 \text{ mm}$ y $a = 400 \text{ mm}$:

$$A_t = 0,3 \text{ m}^2$$

El perímetro es $U = 2,3 \text{ m}$

El coeficiente de rozamiento se tomó a partir de valores tabulados entre el cuero y el acero. Ver Tabla 27.

Tabla 27 Coeficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales

Superficie en Contacto	μ
Acero sobre acero	0,18
Acero sobre hielo(patines)	0,02 – 0,03
Hielo sobre hielo	0,028
Goma (neumático) sobre terreno firme	0,4 – 0,6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0,56
Bronce sobre bronce	0,2

Fuente: Manual de Física Elemental de Kosbkin y Shirkevich M.G. 1975

Por lo tanto $\mu = 0,56$

El ángulo de rozamiento es:

$$\phi = \tan^{-1}(\mu) \quad (\text{Ecuación 3.74})$$

$$\phi = 29,25^\circ$$

De la ecuación 3.73 tenemos que

$$z_0 = 0,678 \text{ m}$$

La altura libre de la tolva sin la cuña tiene una altura $h_1 = 400\text{mm}$, por lo tanto.

$$z = h_1 = 0,4 \text{ m}$$

De la ecuación 3.72, tenemos:

$$Cz = 0,446$$

La relación entre presión vertical y horizontal por medio de la ecuación 3.70 es:

$$k = 0,344$$

La presión vertical se la determina por medio de la ecuación 3.71.

$$p_v = 738,58 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \approx 7,24 \text{ kPa}$$

Por medio de la constante k podemos relacionar la presión horizontal y determinar de esta manera p_h , con la ecuación 3.69.

$$p_h = k p_v$$

$$p_h = 253,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \approx 2,49 \text{ kPa}$$

3.4.1.6.2 Presiones en la Cuña

La cuña en la tolva tiene una inclinación de 20° , por lo tanto para tolvas con cuñas o conos de inclinación $< 20^\circ$, son considerados como fondos planos.

Para tolvas con cuñas $\geq 20^\circ$, la presión se calcula con las siguientes expresiones.

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} + (p_{n1} - p_{n2}) \frac{x}{l_h} \quad (\text{Ecuación 3.75})$$

$$p_{n1} = p_v (C_b \cos^2 \alpha + \text{sen}^2 \alpha) \quad (\text{Ecuación 3.76})$$

$$p_{n2} = C_b p_v \cos^2 \alpha \quad (\text{Ecuación 3.77})$$

$$p_{n3} = 3 \frac{A_t \gamma_k}{U \sqrt{\mu}} \text{sen}^2 \alpha \quad (\text{Ecuación 3.78})$$

$$p_t = p_n \mu \quad (\text{Ecuación 3.79})$$

En la Figura 57, se puede observar como se encuentran distribuidas las presiones.

Dónde:

$x \rightarrow$ Distancia desde el punto de salida de la tolva hasta una distancia genérica.

$l_h \rightarrow$ Longitud total de la pared de la cuña de la tolva

$C_b \rightarrow$ Coeficiente de mayorización de la presión vertical (1.2)

$\alpha \rightarrow$ Ángulo de inclinación de la tolva

$p_{n1}, p_{n2} \rightarrow$ Presiones debidas al llenado.

$p_{n3} \rightarrow$ Presión debida a la presión vertical sobre el material almacenado justo por

encima de la transición.

p_v → Presión vertical actuante justo en la transición, calculada con la ecuación 2.71

p_t → Presión de rozamiento sobre la pared

p_n → Presión normal a la superficie de la cuña

Se considera que la carga equivalente se encuentra aplicada a una distancia $0.2d_h$, por lo tanto el valor de x se considera a esa distancia tomado desde la boca de la tolva.

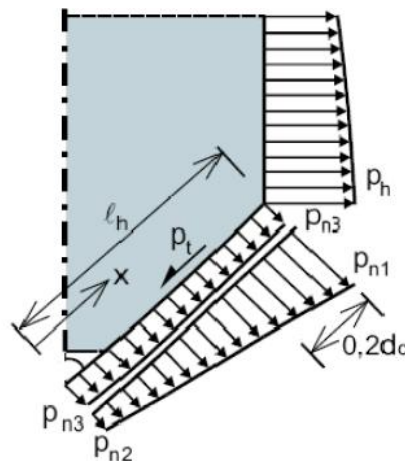


Figura 57 Distribución de Presiones en la cuña de la tolva

Fuente: (tolvas-cilos)

Dónde:

d_h → Diámetro hidráulico de la sección del silo,

$$d_h = \frac{4A_t}{U} \quad (\text{Ecuación 3.80})$$

$$d_h = 0,522 \text{ m}$$

La longitud de la pared de la cuña es de

$$l_h = 0,809 \text{ m}$$

Con los valores obtenidos anteriormente se puede determinar los valores de la distribución de presiones sometidas en la cuña de la tolva.

De esta manera por medio de la ecuación 3.76, 3.77, 3.78 tenemos que:

$$p_{n1} = 912,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \approx 8,95 \text{ kPa}$$

$$p_{n2} = 782,63 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \approx 7,68 \text{ kPa}$$

$$p_{n3} = 51,36 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \approx 506,5 \text{ Pa}$$

Con estas presiones se determina el valor de la presión normal que actúa en la pared inclinada, por medio de la ecuación 3.75.

Dónde:

$$x = l_h - 0.2d_c \quad (\text{Ecuación 3.81})$$

$$x = 0,705 \text{ m}$$

Por lo tanto la presión normal es

$$p_n = 946,97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \approx 9,23 \text{ kPa}$$

3.4.1.7 Espesor de las Paredes

A partir de los valores de presión determinados en las superficies, se puede

proceder a determinar el espesor de la chapa metálica.

Aplicamos las ecuaciones de Silos de chapa lisa.

Conociendo la presión horizontal, por medio de las ecuaciones 3.82, 3.83 y 3.84 se puede determinar el espesor de la chapa.

$$W_r = \frac{p_h d_h}{2} \quad (\text{Ecuación 3.82})$$

Dónde

W_r → Es la tracción en kg por metro lineal.

d_h → Diámetro hidráulico, [m]

p_h → Presión Horizontal, [kg/m²]

El espesor en la pared lateral es

$$e_{ch} = \frac{W_r}{10 \sigma d_{304}} \quad (\text{Ecuación 3.839})$$

$$\sigma d_{304} = \frac{S y_{304}}{FS} \quad (\text{Ecuación 3.84})$$

Dónde:

e_{ch} → Espesor de la chapa del silo, [mm]

σd_{304} → Esfuerzo admisible del acero AISI 304, [kg/cm²].

FS → Factor de seguridad (1,5)

Donde el esfuerzo admisible es:

Teniendo de esta manera

$$\sigma_{d_{304}} = 1533 \frac{kg}{cm^2}$$

$$e_{ch} = 0.0086 \text{ mm}$$

En el fondo de la tolva se tiene

$$e_{chf} = \frac{p_n d_c}{2 \cos(\alpha) 10 \sigma_{d_{304}}} \quad (\text{Ecuación 3.85})$$

Dónde:

e_{chf} → Espesor de la chapa en la cuña, [mm]

p_n → Presión normal a la superficie de la cuña, [kg/cm²]

De esta manera tenemos

$$e_{chf} = 0,017 \text{ mm}$$

Considerando que el espesor de la chapa metálica suficiente para la tolva es muy pequeño, se usa Acero Inoxidable AISI 304 de 1,5mm de espesor, para la construcción, de esta manera se asegura rigidez en la tolva.

3.5 DISEÑO DE LA TAPA DE SEGURIDAD PARA EL MECANISMO DE CORTE

La tapa de seguridad del mecanismo de corte consta de dos partes:

- Cubierta fija
- Cubierta movable

3.5.1 CUBIERTA FIJA

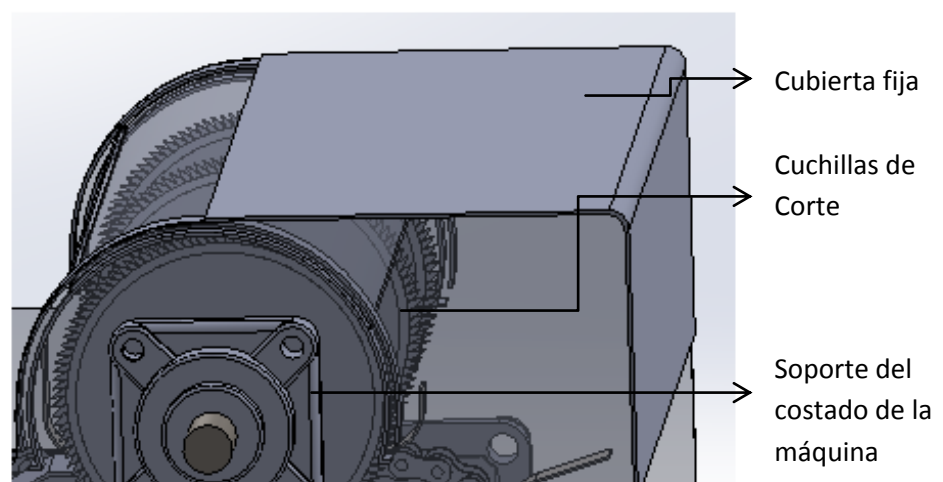
La cubierta fija de la máquina ayuda a evitar que en el de corte de los tubos la viruta que se produce salga disparada y se disperse por todo el alrededor de la máquina, o lastime de alguna manera al operario, de esta manera hace que todo choque en las paredes y caiga al fondo.

Así se logra concentrar en un solo sitio todos los residuos generados al momento del corte.

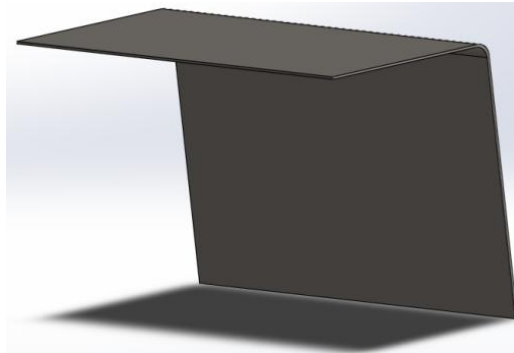
En la Figura 58, podemos observar como se encuentra dispuesta la cubierta fija.

La cubierta fija, se dispone en la parte superior y frontal de la máquina sobre los costados laterales, cubriendo en forma de L.

El material que se usa para esta cubierta fija es Acero estructural ASTM A36, ya que esta parte no se encuentra en contacto directo con los tubos cortados. Cabe recalcar que la empresa hace uso de este acero para partes estructurales de máquinas.



a)



b)

Figura 58 Cubierta fija a) Vista en la máquina, b) Vista libre

Fuente: (Propia)

El espesor de la lámina de acero es de 1mm, este elemento no se encuentra sometido a ningún esfuerzo mecánico, por lo que su diseño es más por geometría que por cálculo.

3.5.2 CUBIERTA MOVIBLE

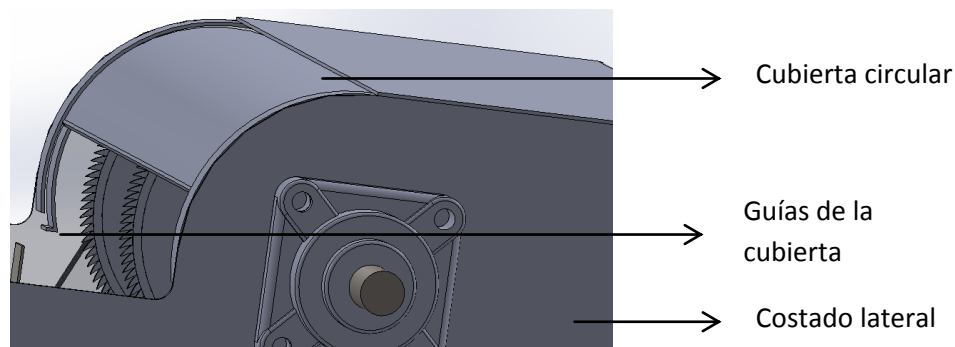
Ésta cubierta nos permite cubrir las cuchillas, para así evitar que se produzca algún accidente hacía las personas que se acerquen a la máquina cuando estas se encuentran en funcionamiento.

La máquina en diseño, posee cuchillas circulares, la forma de la tapa también es circular, ver Figura 59, de esta manera las cubre rodeando su forma.

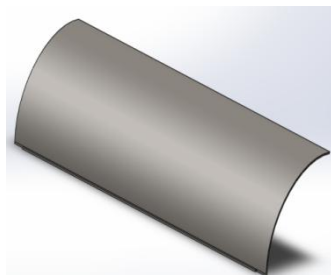
La cubierta se mueve sobre unas guías que se encuentran ubicadas en los costados de la máquina, de esta manera se deslizan en forma circular. Está cubierta se desplaza de forma manual, levantándola por medio de una pestaña, el operario la levantará cuando considere necesario o necesite realizar alguna inspección, cabe

recalcar que las cuchillas no funcionan mientras la cubierta se encuentre levantada, esto se detalla más adelante en el proceso de automatización de la máquina.

Para realizar esta cubierta se usa como material acrílico transparente de 2mm de espesor, dando esa forma circular por medio de termoformado y se coloca una plaquita de acero para que se pueda detectar la tapa por medio del sensor inductivo, cuando este abajo cubriendo las cuchillas para que permita el funcionamiento de las mismas.



a)



b)



c)

Figura 59 Cubierta Móvil a) Vista en la máquina, b) Vista libre, c) Guía

Fuente: (Propia)

3.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA SALIDA DEL PRODUCTO

Para la salida de los tubos cortados y los retazos de tubo, se diseña dos rampas,

por las cuales se deslizan, hasta llegar al recipiente en donde son almacenados.

3.6.1 RAMPA DE SALIDA DE TUBOS CORTADOS

Esta rampa tiene un ángulo de inclinación de 20° en su primer tramo y de 30° en su segundo tramo, de tal manera que los tubos tienen una salida rápida, se puede apreciar la forma de la rampa, en la Figura 60.

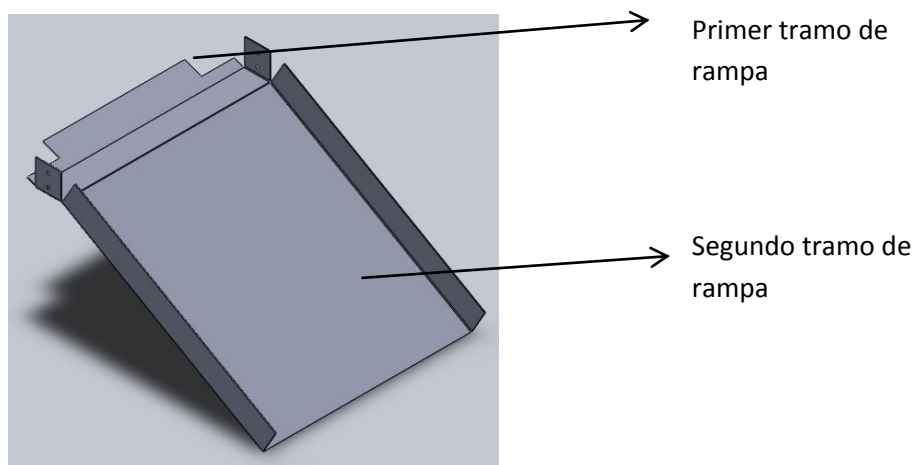


Figura 60 Rampa de salida de los tubos extruidos o rejos

Fuente: (Propia)

Esta rampa se ubica debajo de las cuchillas de corte, en su primer tramo tiene forma de pestaña, por el motivo que por sus costados pasan los ganchos de transporte de los tubos, de esta manera se evita que se choquen, como se observa en la Figura 61.

El material de esta rampa es Acero Inoxidable AISI 304, ya que se encuentra en contacto continuo con los tubos cortados, los esfuerzos a los que se encuentra sometido la rampa son muy bajos, como ya se determinó en el cálculo de la tolva, el espesor del material usado es de 1,5 mm como el usado en la tolva.

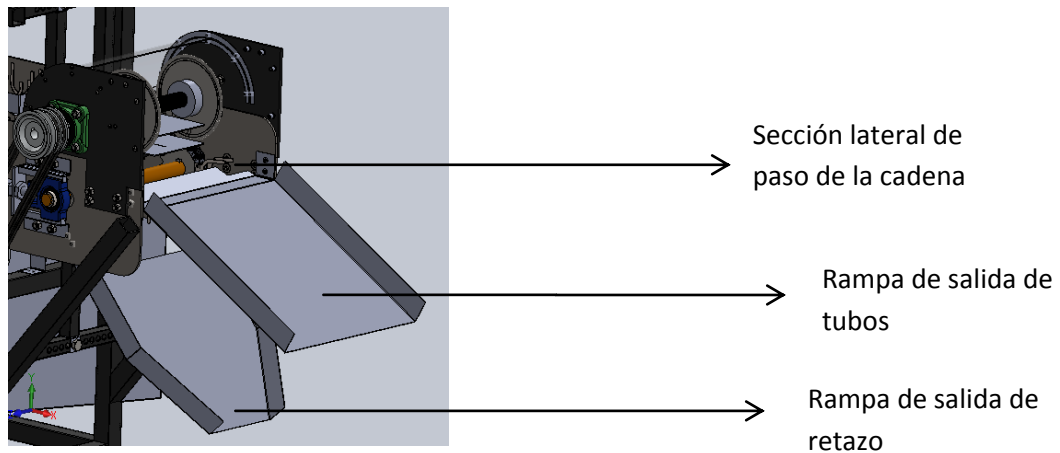


Figura 61 Ubicación de las rampas en la máquina

Fuente: (Propia)

3.6.2 RAMPA DE SALIDA DE LOS RETAZOS DE TUBO

Esta rampa se encuentra debajo de la rampa anteriormente descrita como se muestra en la Figura 61, en esta rampa caen los retazos cortados del tubo.

Los ganchos se encargan de hacer pasar los retazos de tubo por los costados de la otra rampa, de tal manera q todos los pedazos se junten en un solo recipiente, porque son usados para un reproceso. Esta rampa tiene una forma de V como se muestra en la Figura 62.

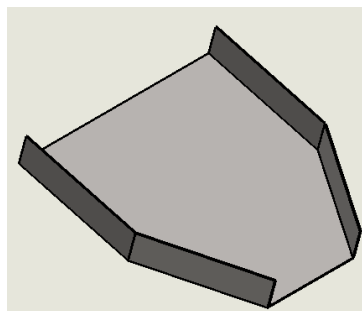


Figura 62 Rampa de salida de retazos del tubo extruido o reajo

Fuente: (Propia)

El material de esta rampa es Acero Inoxidable AISI 304, porque se encuentra en contacto continuo con los retazos de tubo, estos retazos son usados en reproces. Los esfuerzos a los que se encuentra sometida la rampa son muy bajos, el espesor del material usado es de 1,5mm como el usado en la tolva.

3.7 DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA MÁQUINA

El bastidor de la máquina consiste en soportes en los cuales se apoya todo el peso de la máquina, además de permitir que todos los mecanismos de la máquina se acoplen y trabajen como uno solo.

Para el diseño del bastidor de la máquina se considera el peso de todos los mecanismos que se encuentran soportados, como son: mecanismo de tracción por cadena, mecanismo de corte, mecanismo de alimentación de tubos extruidos, las rampas de salida de los tubos, etc.

El bastidor de la máquina esta dado como se muestra en la Figura 63.

Este bastidor este constituido por dos soportes de paredes laterales y una estructura de base constituida por tubo estructural.

3.7.1 PAREDES LATERALES

En las paredes laterales se encuentran adaptados los mecanismos que permiten el funcionamiento de la máquina, de tal manera que ésta transmite las reacciones correspondientes a la estructura base.

La Figura 64 muestra los pesos y las distancias a las que se encuentra soportando cada uno, cabe destacar que cada pared soporta en forma simultánea la

misma cantidad de peso.

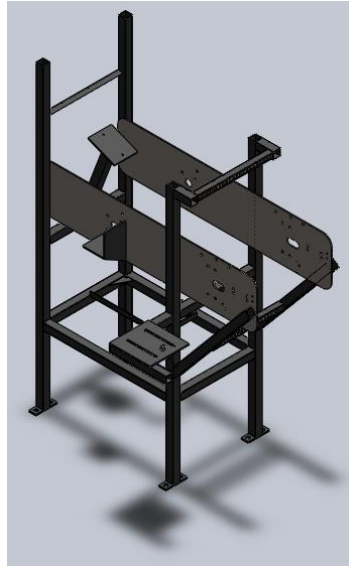


Figura 63 Bastidor de la máquina

Fuente: (Propia)

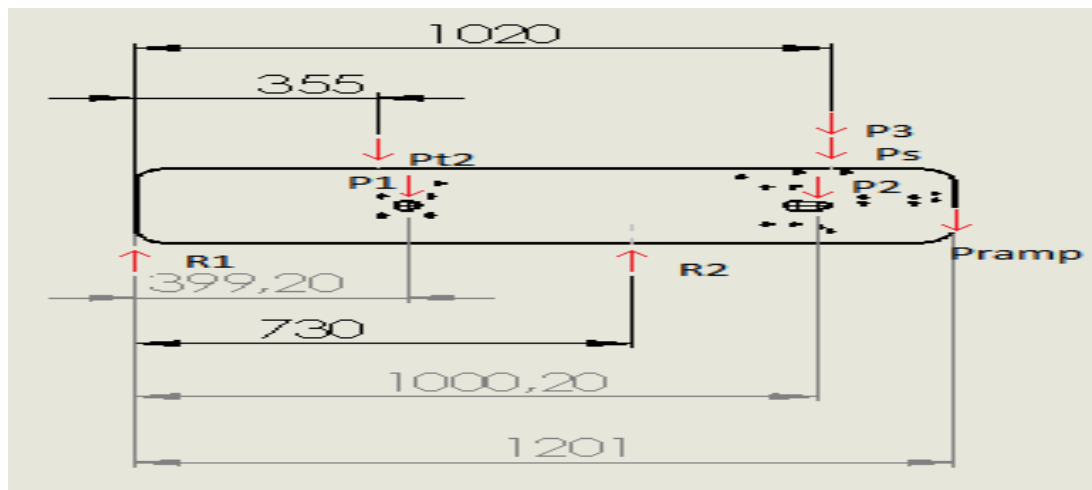


Figura 64 Distribución de pesos en la pared lateral

Fuente: (Propia)

P_{t1} → Peso de tolva primer apoyo

P_{t2} → Peso de tolva segundo apoyo

P_s → Peso de cubiertas de seguridad

P_3 → Peso de eje cortante y complementes

P_{ramp} → Peso de rampas

P_1 → Peso de eje 1 y complementos

P_2 → Peso de eje 2 y complementos

R_1 → Reacción 1 en la estructura base

R_2 → Reacción 2 en la estructura base

Los valores de las masas de algunos elementos fueron determinados por el programa de diseño *Solidworks*, en el cual se modela cada elemento, donde se asigna el tipo de material del cual está constituido y luego se procede a observar cual es la masa de este elemento, en la Tabla 28 podemos observar los valores de masa de varios elementos obtenidos a partir de *Solidworks*, como ya sabemos estos valores multiplicados por la aceleración de la gravedad da como resultado el peso de cada uno de ellos.

Los valores de otros elementos como las chumaceras, la cadena, los tubos, los motores. Sus pesos fueron obtenidos a partir de catálogos y experimentalmente, como es el caso del tubo, como se puede apreciar en la Tabla 29.

Una vez conocidos estos valores, se determina los valores de las fuerzas aplicadas en las paredes laterales, de la siguiente manera:

Determinamos el peso de la tolva distribuido en los apoyos, primero

encontramos el centro de gravedad de la tolva porque en ese punto se concentra el peso total y a partir de ahí se determina con sumatoria de momentos los valores de las fuerzas P_{t1} y P_{t2} .

Tabla 28 Valores de masa y peso de varios elementos, tomados de *Solidworks*.

Variable	Descripción	kg	Variable	N
M_{tolv}	Masa tolva	6,55	P_{tolv}	64,26
M_{eje1}	Masa eje1	5,14	P_{eje1}	50,42
M_{eje2}	Masa eje2	5,14	P_{eje2}	50,42
M_{ejec}	Masa eje cuchilla	4,33	P_{ejec}	42,48
M_{cu}	Masa cuchilla	0,40	P_{cu}	3,91
M_{ca}	Masa catarina	0,95	P_{ca}	9,34
M_{cg}	Masa cada- gancho	0,03	P_{cg}	0,26
M_{rp1}	Masa rampa-tubos	5,10	P_{rp1}	50,03
M_{rp2}	Masa rampa-retazos	3,40	P_{rp2}	33,35
M_{cb1}	Masa cubierta-fija	1,80	P_{cb1}	17,66
M_{cb2}	Masa cubierta-movible	1,20	P_{cb2}	11,77
M_{pct}	Masa pared soporte eje de corte	3,38	P_{pct}	33,15

Fuente: Propia

Para determinar el centro de gravedad de la tolva se divide esta en varias secciones, de tal manera que se tiene geometrías conocidas, se divide la tolva en una forma rectangular, forma triangular y forma rectangular pequeña en el lugar por donde salen los tubos.

Como se observa en la Figura 65, el centro de gravedad se lo determina con las ecuaciones 3.86 y 3.87.

$$\bar{x} = \frac{\bar{x}_1 A_1 + \bar{x}_2 A_2 + \bar{x}_3 A_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (\text{Ecuación 3.86})$$

$$\bar{y} = \frac{\bar{y}_1 A_1 + \bar{y}_2 A_2 + \bar{y}_3 A_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad (\text{Ecuación 3.87})$$

Tabla 29 Valores de masa y peso de varios elementos, tomados de catálogos.

Variable	Descripción	kg	Variable	N
M_{ch}	Masa chumacera-pequeña 1 in	1,10	P_{chp}	10,79
M_{m1}	Masa motor 1/4 HP	4,80	P_{m1}	47,09
M_{m2}	Masa motor 2 HP	6,00	P_{m2}	58,86
M_{rd}	Masa del reductor	2,70	P_{rd}	26,49
M_c	Masa de la cadena	8,17	P_c	80,15
M_{dt}	Masa de cada-tubo	0,20	P_{dt}	1,96
M_{pl}	Masa polea	0,54	P_{pl}	5,30

Fuente: Propia

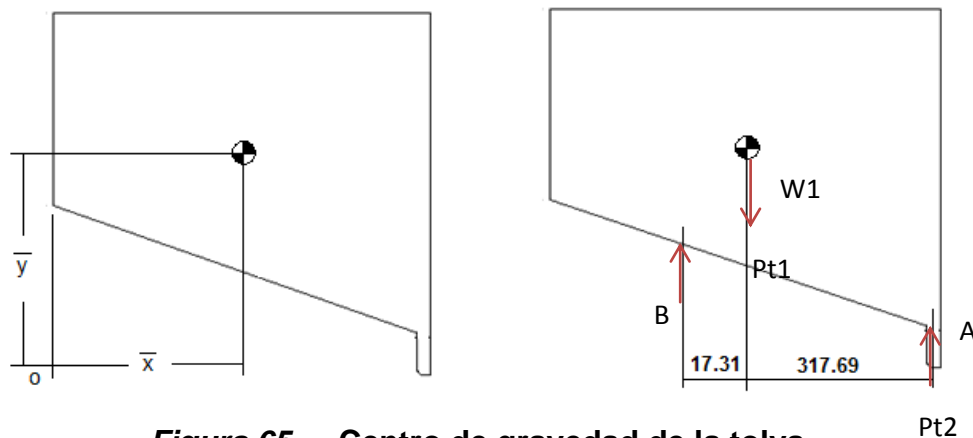


Figura 65 Centro de gravedad de la tolva

Fuente: (Propia)

Los resultados obtenidos son:

$$\bar{x} = 414,81 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 486,06 \text{ mm}$$

Los apoyos de la tolva se encuentran en los puntos A y B, el peso total W_1 es la suma del peso de los 300 tubos y el peso de la tolva.

$$W_1 = P_{tolv} + 300P_{dt} \quad (\text{Ecuación 3.88})$$

$$W_1 = 652,8 \text{ N}$$

Para encontrar las reacciones en una de las paredes laterales se divide el peso W_1 para 2, de tal manera que por sumatoria de momentos y sumatoria de fuerzas verticales igual a cero, tenemos:

$$\sum F = 0$$

$$P_{t1} + P_{t2} - \frac{W_1}{2} = 0 \quad (\text{Ecuación 3.89})$$

$$\sum M_A = 0 \quad \text{(+)} \curvearrowright$$

$$-P_{t1}(335) + \frac{W_1}{2}(317,69) = 0 \quad (\text{Ecuación 3.90})$$

De estas dos ecuaciones se obtiene:

$$P_{t1} = 292,09 \text{ N}$$

$$P_{t2} = 34,3 \text{ N}$$

La fuerza P_1 se determina de la siguiente manera:

$$P_1 = \frac{2P_c}{2} + P_{eje1} + 2P_{ca} + 2P_{ch} + P_{m1} + P_{rd} + \frac{16P_{dt}}{2} + \frac{2 \cdot 36P_{cg}}{2} \quad (\text{Ecuación 3.91})$$

$$P_1 = 268,85 \text{ N}$$

La fuerza P_2 se determina de la siguiente manera:

$$P_2 = \frac{2P_c}{2} + P_{eje2} + 2P_{ca} + 2P_{ch} + \frac{16P_{dt}}{2} + \frac{2*36P_{cg}}{2} \quad (\text{Ecuación 3.92})$$

$$P_2 = 97,63 \text{ N}$$

La fuerza P_3 se determina de la siguiente manera:

$$P_3 = P_{ejec} + 3P_{cu} + 2P_{ch} + P_{pl} + 2P_{pct} \quad (\text{Ecuación 3.93})$$

$$P_3 = 166,3 \text{ N}$$

Para la fuerza P_s tenemos:

$$P_s = P_{cb1} + P_{cb2} \quad (\text{Ecuación 3.94})$$

$$P_s = 29,43 \text{ N}$$

Y P_{ramp} tenemos:

$$P_{ramp} = P_{rp1} + P_{rp2} \quad (\text{Ecuación 3.95})$$

$$P_{ramp} = 83,38 \text{ N}$$

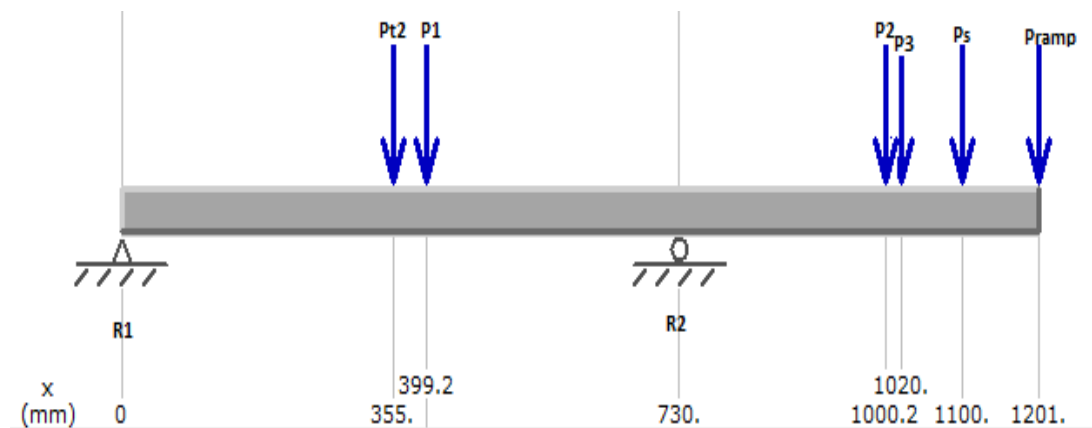
A continuación se procede a hacer un análisis estático de la pared lateral, con la ayuda del Software *MdSolid* se obtiene los valores de las reacciones en los apoyos R_1 y R_2 , como se aprecia en la Figura 66, considerando que las fuerzas anteriormente encontradas deben dividirse para 2 a excepción de Pt1 y Pt2, considerando que Pt1 influye directamente en la estructura por lo que esa fuerza es considerada en el análisis de la estructura de la máquina.

De esta manera el software indica que el valor de las reacciones es:

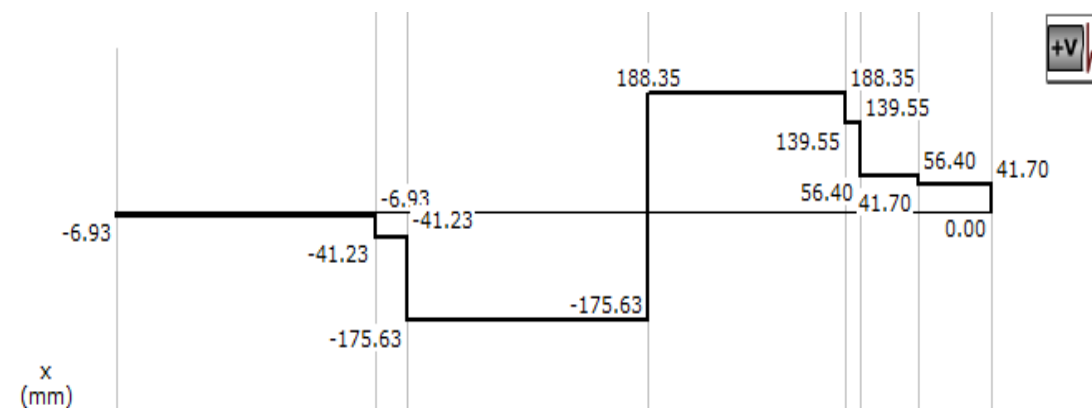
$$R_1 = 6,93 \text{ N}$$

$$R_2 = 363,98 \text{ N}$$

El software indica que el momento flector máximo se encuentra en el Punto B y tiene un valor de 62368Nmm, como se aprecia en la Figura 67.



a)



b)

Figura 66 Diagramas a) Cuerpo libre con fuerzas aplicadas b) Fuerzas cortantes

Fuente: (Propia)

Conocidos estos valores, por medio de mecánica de materiales se calcula el valor del espesor de la placa, encontrando el valor del esfuerzo máximo al que se encuentra sometida.

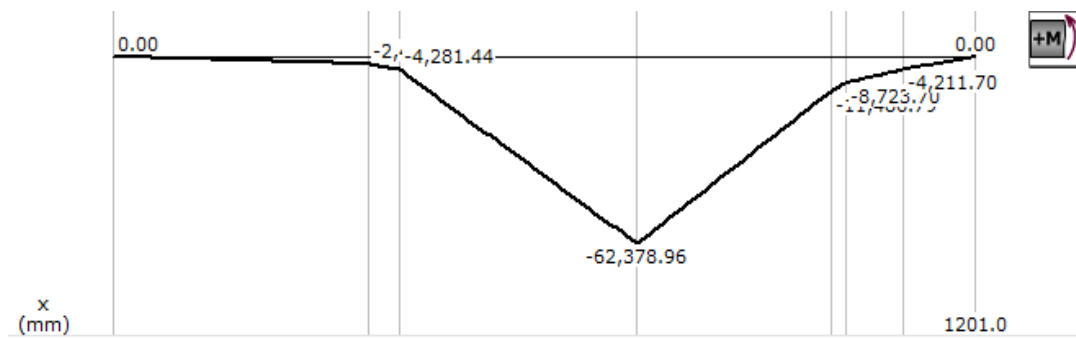


Figura 67 Diagrama de momentos de la pared lateral

Fuente: (Propia)

Así se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{My_1}{I} \quad (\text{Ecuación 3.96})$$

Dónde:

σ_{max} → Esfuerzo máximo, [Mpa]

M → Momento flector máximo de la pared lateral, [N mm]

y_1 → Distancia del eje neutro a la superficie o también es (h/2), [mm]

I → Inercia del área transversal de la pared lateral, [mm⁴]

La inercia de la placa es

$$I = \frac{1}{12} e_l h^3 \quad (\text{Ecuación 3.97})$$

Dónde:

e_l → Espesor de la pared lateral [mm]

h → Altura de la pared lateral (262) [mm]

Este esfuerzo máximo se compara con el esfuerzo permisible del material, que en este caso es Acero Estructural ASTM A36, estas paredes no se encuentran en contacto directo con el producto, la resistencia a la fluencia y última a la tracción de este acero se muestra a continuación.

$$S_{y_{A36}} = 250 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut_{A36}} = 400 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{d_{A36}} = \frac{S_{y_{A36}}}{FS} \quad (\text{Ecuación 3.98})$$

Dónde:

$\sigma_{d_{A36}}$ → Esfuerzo permisible del acero A36 [MPa]

FS → Factor de seguridad (1,5)

Reemplazando la ecuación 3.97 en la 3.96 e igualando con la ecuación 3.98, tenemos.

$$e_l = \frac{6 M FS}{S_{y_{A36}} h^2} \quad (\text{Ecuación 3.99})$$

$$e_l = 0,0327 \text{ mm}$$

Este espesor también se lo puede determinar por esfuerzo cortante, donde el esfuerzo cortante máximo debido a la flexión es.

$$\tau_{max} = \frac{3V_c}{2A_t} \quad (\text{Ecuación 3.100})$$

Dónde

τ_{max} → Esfuerzo cortante máximo, [MPa]

$V_c \rightarrow$ Fuerza cortante en el punto donde se da el momento máximo, [N]

$A_t \rightarrow$ Área transversal de la pared, [mm²]

El área de la sección transversal es:

$$A_t = e_t h \quad (\text{Ecuación 3.101})$$

El valor de la fuerza cortante según el software de simulación *MdSolid* es $V_c=963,98\text{N}$ en el apoyo B.

El esfuerzo permisible del acero A36 en este caso es:

$$\tau_{d_{A36}} = \frac{0.577 Sy_{A36}}{FS} \quad (\text{Ecuación 3.102})$$

Reemplazando la ecuación 3.101 en la 3.100 e igualando con la ecuación 3.102 tenemos

$$e_t = \frac{3 V FS}{(2)(0.577) Sy_{A36} h}$$

$$e_t = 0,057 \text{ mm}$$

Como podemos observar el valor del espesor de la pared lateral que soporta las fuerzas debidas a los demás mecanismos es muy pequeño, debido a que las fuerzas aplicadas son bajas.

Por lo tanto se usa Acero estructural ASTM A36 de 6,35mm (1/4in) de espesor con la finalidad de darle rigidez a las paredes laterales.

3.7.2 ESTRUCTURA BASE

La estructura base constituye básicamente el conjunto de columnas que soportan a las paredes laterales, a estas columnas se transmiten las reacciones R_1 y R_2 que se generaron en las paredes laterales.

Se considera hacer este soporte con columnas usando tubo de acero estructural ASTM A36 cuadrado de 40mm de lado, como podemos observar en los resultados obtenidos anteriormente las reacciones son:

$$R_1 = 6,93 \text{ N y } R_2 = 363,98 \text{ N}$$

Además añadimos la fuerza $Pt1$ correspondiente a la fuerza de la tolva ejercida en la estructura. Estas fuerzas se aplican, en el soporte como se observa en la Figura 68. La estructura base tiene las siguientes dimensiones:

Largo 1201mm, ancho 502,9mm y alto de 1683,69mm, como se aprecia en la Figura 69.

Por medio del software *Solidworks*, se simula para determinar si la estructura resiste la aplicación de las reacciones, para esta simulación se debe aplicar el material al elemento.

Se observa en la Figura 70, que ninguna de las partes del soporte sobrepasa el esfuerzo de fluencia del material que es 250MPa, el valor máximo de la presión que soporta la estructura es 1,02MPa, con lo que se garantiza que no sobrepasa la zona de fluencia del material.

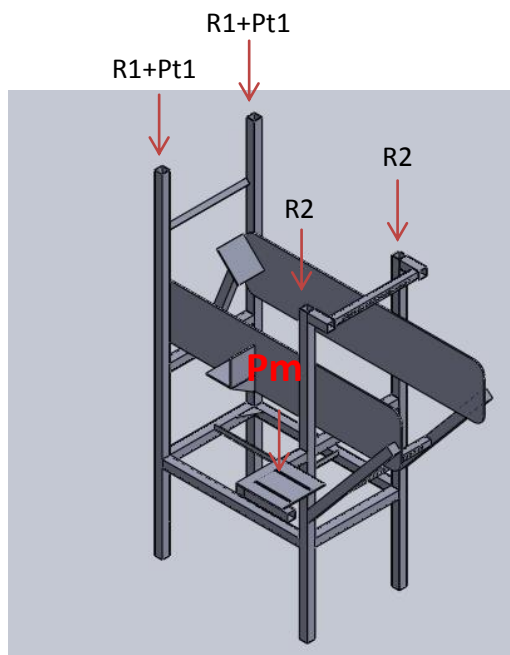


Figura 68 Fuerzas aplicadas en la estructura base

Fuente: (Propia)

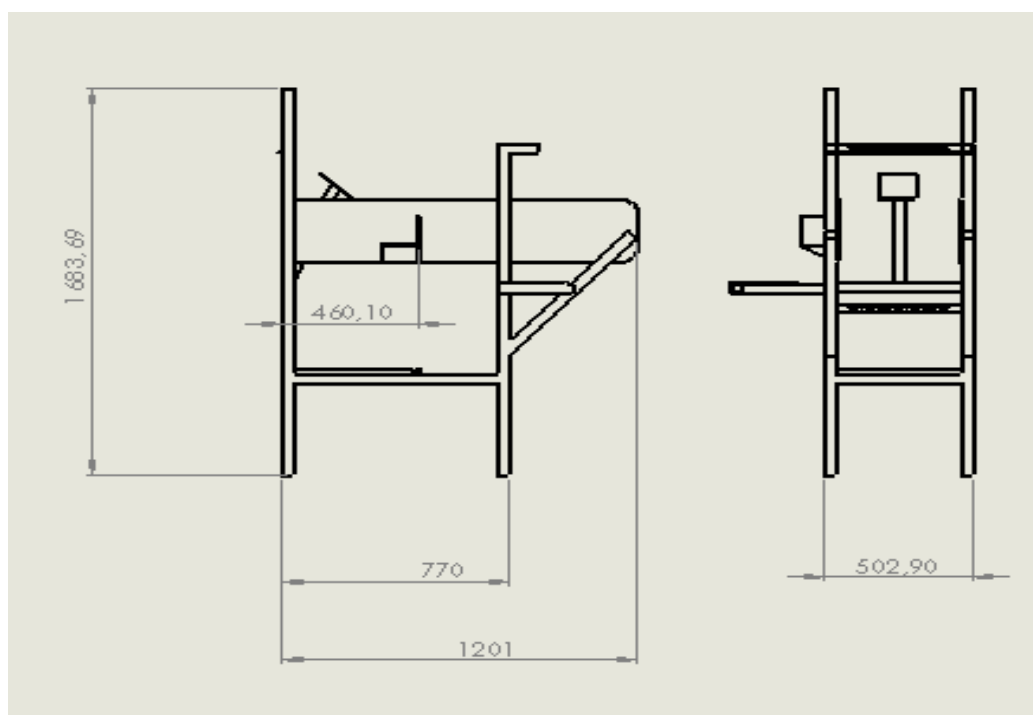


Figura 69 Dimensiones de la estructura base

Fuente: (Propia)

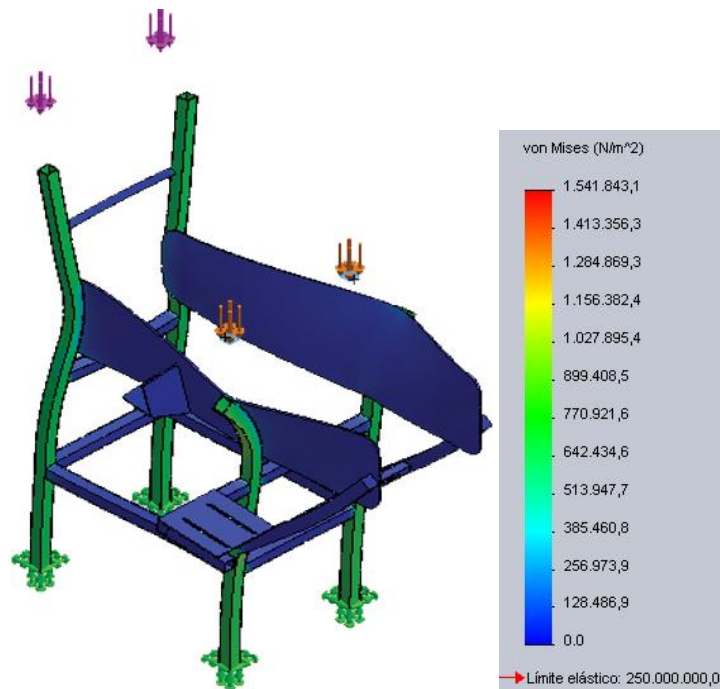


Figura 70 Análisis de la estructura base por **Solidworks**

Fuente: (Propia)

Por lo tanto la estructura base soporta sin ningún inconveniente las fuerzas aplicadas, de tal manera que si es factible hacer el bastidor de la manera mencionada anteriormente.

De igual manera considerando el peso de la estructura que es de 96,8kg, dándonos esto 949,6N, en comparación con los cercanos 60N del motor de 2HP que se encuentra en un extremo de la estructura podemos decir que no afecta en la estabilidad lateral de la máquina, porque evaluando por momentos flectores la fuerza del motor no genera un momento considerable con respecto a las patas laterales de la máquina para voltearla.

Como se observa en la Figura 71, para que el motor de 2HP produzca un efecto de volteo y una falla en la estructura debería ejercer una presión superior a 1,8MPa

pero realmente ejerce una presión de 1,18kPa, por lo tanto se puede decir que el peso del motor no produce ningún efecto en la estructura de la máquina.

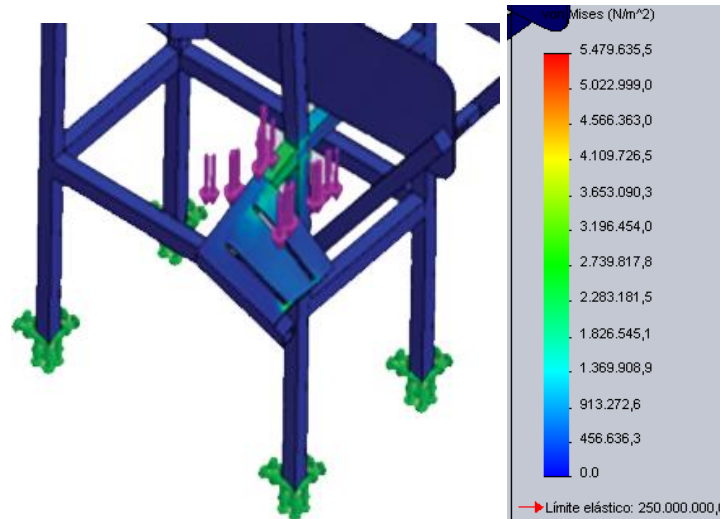


Figura 71 Análisis en *Solidworks* del efecto que produce el peso del motor en la estabilidad lateral

Fuente: (Propia)

3.8 DIMENSIONAMIENTO DE LA SUELDA

La soldadura consiste en la unión de dos o más elementos metálicos cortados con configuraciones particulares, de tal manera que se mantengan rígidos posterior al proceso.

En las sueldas, dependiendo de la forma en la que se encuentren dispuestos los elementos soldados, estarán sujetas a esfuerzos debidos a tensión, compresión o flexión según sea el caso, para el análisis, se considera soldaduras de filete y soldaduras sujetas a flexión.

3.8.1 ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS A TOPE

En este caso la soldadura se encuentra dispuesta de la siguiente manera, como se

muestra en la Figura 72:

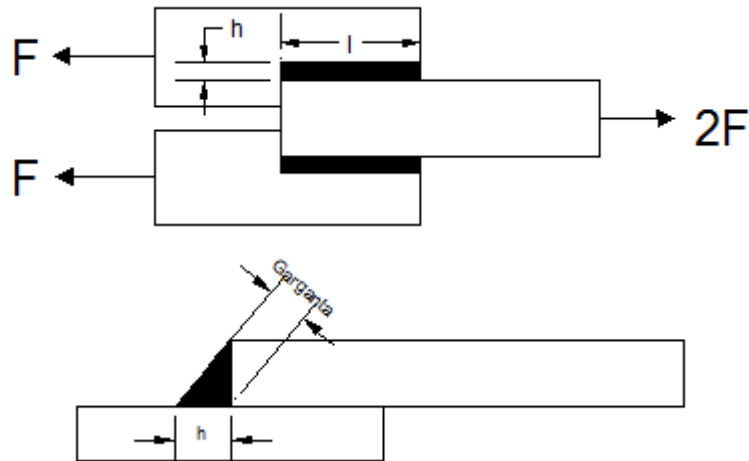


Figura 72 Soldadura de Filete Paralelas
Fuente: (Propia)

Para este modelo, la base del análisis de diseño de la soldadura utiliza la ecuación 3.103:

$$\tau = \frac{F}{0,707hl} \quad (\text{Ecuación 3.103})$$

La cual supone que la fuerza F completa produce un esfuerzo cortante en el área mínima de la garganta, además se considera que cada soldadura transmite una fuerza F.

3.8.2 ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS SUJETAS A FLEXIÓN

Como se aprecia en la Figura 73, la barra se encuentra sometida a flexión, soldada a un soporte mediante soldadura de filete, por lo tanto la viga mostrará una reacción de la fuerza cortante V y una reacción de momento M.

Esta viga tendrá dos tipos de esfuerzo, un primario generado por la fuerza

cortante, dado por la ecuación 3.104.

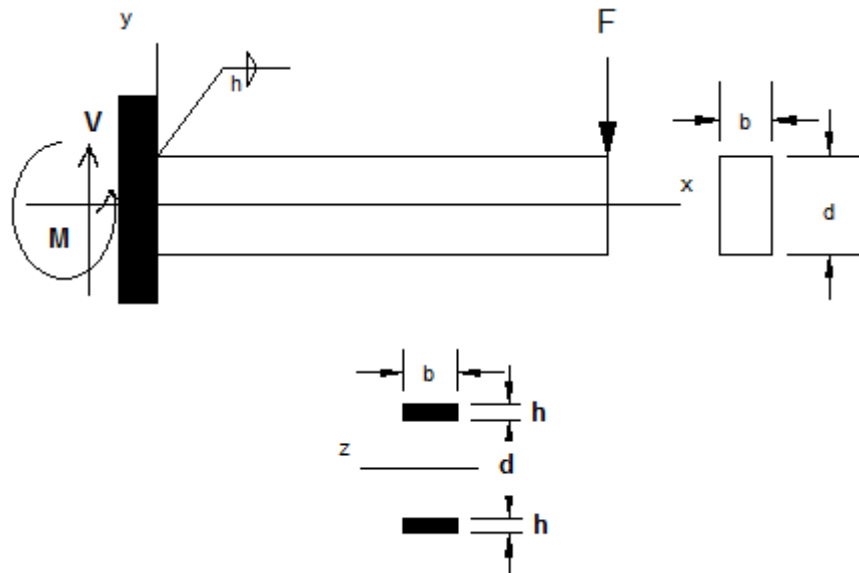


Figura 73 Voladizo soldado en extremos y sometido a flexión.

Fuente: (Propia)

$$\tau' = \frac{V_c}{A_g} \quad (\text{Ecuación 3.104})$$

Donde:

τ' → Esfuerzo cortante primario, [MPa]

A_g → Área total de la garganta, [mm²]

V_c → Fuerza cortante, [N]

El área de la garganta viene dado en tablas, según la forma de soldadura.

El momento M induce una componente de esfuerzo horizontal en las soldaduras, si se considera las soldaduras como líneas, el segundo momento de área unitaria está dado por I_{ll} .

En este caso es $I_{ll} = \frac{bd^2}{2}$, según sea el sentido de aplicación de la fuerza y la forma de la soldadura, existen tabulados en tablas las ecuaciones del segundo momento de área unitaria.

Y el segundo momento de área I , con base en el área de la garganta de soldadura es:

$$I = 0,707h I_{ll} \quad (\text{Ecuación 3.105})$$

De esta manera el esfuerzo cortante debido al momento secundario, viene dado por:

$$\tau'' = \frac{Md_c}{I} \quad (\text{Ecuación 3.106})$$

Dónde

$\tau'' \rightarrow$ Esfuerzo cortante secundario, [MPa]

M \rightarrow Momento flexionante, [Nmm]

$d_c \rightarrow$ Distancia del centroide en la dirección de la fuerza ($c=d/2$), [mm]

La combinación del esfuerzo cortante primario y secundario, da como resultado:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2} \quad (\text{Ecuación 3.107})$$

3.8.3 TIPO DE SUELDA

Existen varios tipos de suelda, los cuales consisten en unir los elementos por medio de un material de aporte o sin material de aporte.

El tipo de suelda que se usa para la unión de los elementos de la máquina es

TIG, que es la suelda usada en la empresa dueña de la máquina.

3.8.3.1 Proceso de Soldadura TIG

La soldadura TIG (Tungsten Inert Gas), es un proceso en el que se utiliza un electrodo de tungsteno, no consumible el electrodo, el arco y el área que rodea al baño de fusión, están protegidos de la atmósfera por un gas inerte de Argón o Helio.

La soldadura TIG, proporciona unas soldaduras excepcionalmente limpias y de gran calidad, debido a que no produce escoria. De este modo, se elimina la posibilidad de inclusiones en el metal depositado y no necesita limpieza final. La soldadura TIG puede ser utilizada para soldar casi todo tipo de metales y puede hacerse tanto de forma manual como automática. La soldadura TIG, se utiliza principalmente para soldar aluminio, y aceros inoxidable, donde lo más importante es una buena calidad de soldadura. Principalmente, es utilizada en unión de juntas de alta calidad en centrales nucleares, químicas, construcción aeronáutica e industrias de alimentación.

3.8.4 SUELDA DE LOS GANCHOS EN LA CADENA DE TRANSPORTE

Considerando que los ganchos soldados en la cadena se encuentran sometidos a flexión como se indica en la Figura 74, porque al entrar los tubos en contacto con las cierras de corte, estas ejercen una fuerza radial hacia el eje de corte y los ganchos consecuentemente por la reacción que se genera.

En este caso las dimensiones de soldadura se consideran de la siguiente manera:

d = distancia del cordón de soldadura.

$h = 2,39 \text{ mm}$ (espesor de la suelda)

$b = 15,7 \text{ mm}$ (espacio de separación entre sueldas)

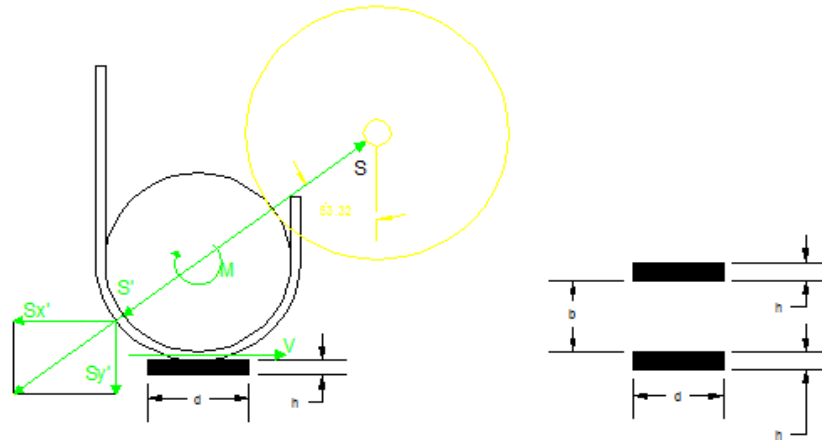


Figura 74 Vista frontal e inferior del gancho soldado en la cadena

Fuente: (Propia)

Para determinar la longitud de suelda en este caso, se usa las ecuaciones del apartado 3.8.2, en este caso también tenemos una suelda sometida a flexión.

La fuerza que se encuentra realizando el momento en este caso es la fuerza S , ya calculada anteriormente en el apartado 3.3.2, donde, $S = 1195,08 \text{ N}$.

Debemos considerar que son tres cuchillas las que se encuentran ejerciendo la fuerza, y también son 2 ganchos los que alojan al tubo, por lo tanto tenemos:

$$S' = \frac{3 \times 1195,08 \text{ N}}{2}$$

$$S' = 1792,62 \text{ N}$$

El momento generado por la fuerza está dado por la fuerza S y la distancia perpendicular desde el punto de la suelda que es el punto fijo, hasta S , este valor fue

determinado geoméricamente con la ayuda de un software de diseo mecánico (*AUTOCAD*), obteniendo:

$$M = S' \times 18,4 \text{ mm}$$

$$M = 32984,2 \text{ Nmm}$$

La fuerza cortante que actúa en la soldadura es:

$$V = S' \text{ sen}(53,32^\circ)$$

$$V = 1437,65 \text{ N}$$

Otros valores que necesitamos para realizar el cálculo de los esfuerzos cortantes son el área y segundo momento del área de los cordones de suelda, se usa la tabla de propiedades flexionantes de filete según la orientación de la fuerza aplicada y la forma de suelda, tenemos:

$$A = 1,414 \text{ hd} \quad (\text{Ecuación 3.108})$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (\text{Ecuación 3.109})$$

$$I = 0,707 \text{ h}I_u \quad (\text{Ecuación 3.110})$$

A partir de las ecuaciones mencionadas, se tiene:

$$A = 3,379d$$

$$I_u = 0,166d^3$$

$$I = 0,28d^3$$

La ecuación 3.104 de esfuerzo cortante primario, es:

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$\tau' = \frac{425,47}{d}$$

De la ecuación 3.106 de esfuerzo cortante secundario, se tiene:

$$\tau'' = \frac{32984,2 x \frac{d}{2}}{0,28 d^3}$$

$$\tau'' = \frac{58900,4}{d^2}$$

De la ecuación 3.107, se tiene:

$$\tau^2 = \left(\frac{425,46}{d}\right)^2 + \left(\frac{58900,4}{d^2}\right)^2$$

Existen valores de esfuerzo admisible para el material de aporte según el código AISC, dependiendo de la forma como soporte las fuerzas, en ese cálculo se considera el esfuerzo admisible de material de aporte. En este caso como se tiene soldadura de tipo TIG, se aplica la ecuación al material base, así se tiene:

$$\tau_{ds} = 0,3 Sut_{304}$$

$$\tau_{ds} = 158,92 MPa$$

En este caso el material base es el Acero inoxidable AISI 304.

Contrastando este valor con respecto a la resistencia a la fatiga por torsión bajo esfuerzos fluctuantes del material base con soldadura TIG, no se analiza el material

de aporte, teniendo así:

Igualando la ecuación 3.107 con el esfuerzo permisible, se tiene:

$$(158,92)^2 = \left(\frac{425,46}{d}\right)^2 + \left(\frac{58900,4}{d^2}\right)^2$$

De donde se despeja la longitud de cordón de suelda, teniendo:

$$d = 19,33 \text{ mm}$$

3.9 PARTES DE LA MÁQUINA

Una vez realizado el estudio de todas las partes que conforman la máquina, se puede apreciar en la Figura 75, la forma digital de la máquina y en la Tabla 30 sus partes principales.

Tabla 30 Principales partes de la máquina.

#	PARTE
1	TOLVA
2	CADENA DE TRANSPORTE
3	CUVIERTAS MOVIBLE Y FIJA
4	CUCHILLAS DE CORTE
5	RAMPA DE SALIDA DE TUBOS
6	RAMPA DE DESECHO
7	SOPORTE BASE
8	PAREDES LATERALES

Fuente: Propia

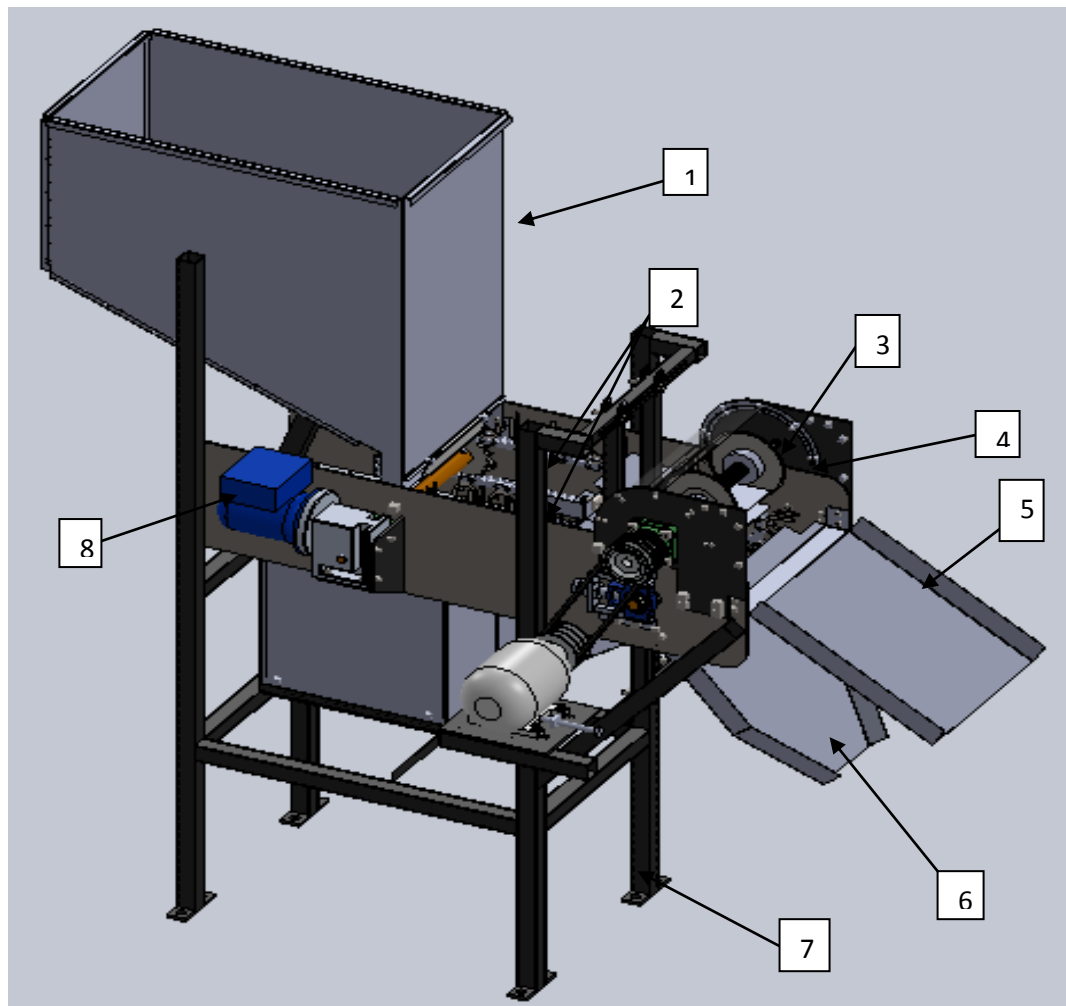


Figura 75 Partes de la máquina

Fuente: (Propia)

CAPÍTULO 4

4 DISEÑO ELÉCTRICO Y CONTROL DE LA MÁQUINA

En este capítulo se describe los elementos que componen la parte eléctrica y electrónica de la máquina como son: actuadores, controladores, instrumentación, etc., así mismo se selecciona los elementos de protección, se dimensiona los cables para el circuito de potencia, se realiza los diagramas de potencia y de control de la máquina, y se dimensiona el tablero eléctrico.

4.1 OBJETIVOS DE CONTROL

Una vez realizado el diseño mecánico de la máquina, se requiere realizar un control de esta por medio de componentes eléctricos y electrónicos, para lo cual se describe a continuación en base a los parámetros establecidos en el alcance del proyecto, y consideraciones de diseño ya mencionadas anteriormente en el apartado 3.1, como son:

- Manipular y controlar la velocidad de corte entre 2500 y 3400rpm.
- Establecer una velocidad lineal de avance de 0,076m/s.
- Monitorear la cantidad de producto cortado.
- Supervisar la seguridad del mecanismo de corte.
- Elaborar un panel de control que interactúe con el operador, para la puesta en marcha y paro de la máquina, así también con visualizadores que indican el estado de la máquina.
- Funcionar en modo manual y automático.

- Integrar en un panel principal todos los elementos eléctricos, electrónicos y de control que gobiernan el funcionamiento de la máquina.
- Seleccionar elementos eléctricos de potencia que trabajen con voltajes de 220VAC, y elementos para control con un voltaje de trabajo de 12 o 24V DC.

4.2 VARIABLES DEL SISTEMA

Las variables del sistema se determinan a partir de los objetivos de control, entre las cuales se tiene:

- Velocidad de Corte: teóricamente la velocidad de corte del producto debe encontrarse entre 2600 y 3700rpm, partiendo de que el material a cortar es de carnaza, y por sus características es más parecido a un material plástico, como se aprecia en el apartado 2.2.3.2.2., del cual se toma este rango. Experimentalmente se obtiene la velocidad necesaria con la finalidad de tener un corte preciso y sin dejar astillas, así también, para no dañar el producto final.
- Velocidad de Transporte: esta velocidad es fija y debe permitir transportar a una velocidad lineal constante de 0,07m/s, para obtener una producción de 60 tubos por minuto, como se determina en el apartado 3.2.2.2.
- Cantidad de producción: este parámetro es solo informativo para conocer cuántos rejos ingresan al mecanismo de corte.
- Protección en el corte: este parámetro permite conocer el estado de protección del sistema de corte de la máquina, para que esta entre en funcionamiento.

4.3 ESTRUCTURA DE CONTROL

El diseño del sistema eléctrico y electrónico, se basa en la estructura de control que se propone utilizar, a partir de ella se enlazan los elementos que permiten automatizar la máquina, como se observa en la Figura 76.

En esta estructura se encuentra el HMI, el controlador y la planta enlazados en un control de lazo abierto, los objetivos de control y las variables del sistema antes determinadas, permiten establecer un orden para la selección de los elementos necesarios para la automatización de la máquina.

En el panel HMI, se requiere botones para la puesta en marcha y paro o pausa de la máquina, así también un paro de emergencia y un selector de modalidad de funcionamiento, y visualizadores que permitan monitorear las variables de supervisión y estado de la máquina.

La planta está constituida por todos los sistemas mecánicos de la máquina, además se incluye en esta parte los actuadores que permiten mover el sistema de transporte, y el sistema de corte.

En la instrumentación de supervisión se requiere dos sensores, uno para realizar el conteo de rejos, y uno para monitorear el estado de la puerta de seguridad en el mecanismo de corte, lo cual se observa en el panel HMI.

Se requiere mantener una velocidad constante en el transporte del producto a ser cortado y un funcionamiento secuencial de la máquina, es decir se requiere un control ON-OFF, se usa un controlador que permita ser programado de tal forma

que al introducir una orden por medio del panel HMI, esta se vea reflejada en los actuadores.

Para el control de la velocidad de corte se requiere un controlador que permita al operario establecer una velocidad adecuada de forma analógica, y que la mantenga constante, realizando un control en lazo cerrado internamente.

4.4 ACTUADORES Y ELEMENTOS DE CONTROL

Los actuadores que permiten movilizar el sistema de transporte y sistema de corte son los siguientes:

4.4.1 ACTUADOR SISTEMA DE TRANSPORTE

Dadas las variables y los objetivos de control, se presentan varias alternativas para el uso de este actuador, teniendo opciones como:

- Motor eléctrico
- Motor neumático

Se selecciona el motor eléctrico porque esta opción cumple con el requerimiento de que el elemento sea eléctrico y trabaje a 220V AC.

Además este motor debe cumplir con los requerimientos de:

- Potencia: ¼HP, como se determina en el apartado 3.2.2.9.
- Velocidad angular: 14rpm, ver apartado 3.2.2.4.

Además debe mantener una velocidad constante siempre.

Al evaluar varias opciones de motores como son:

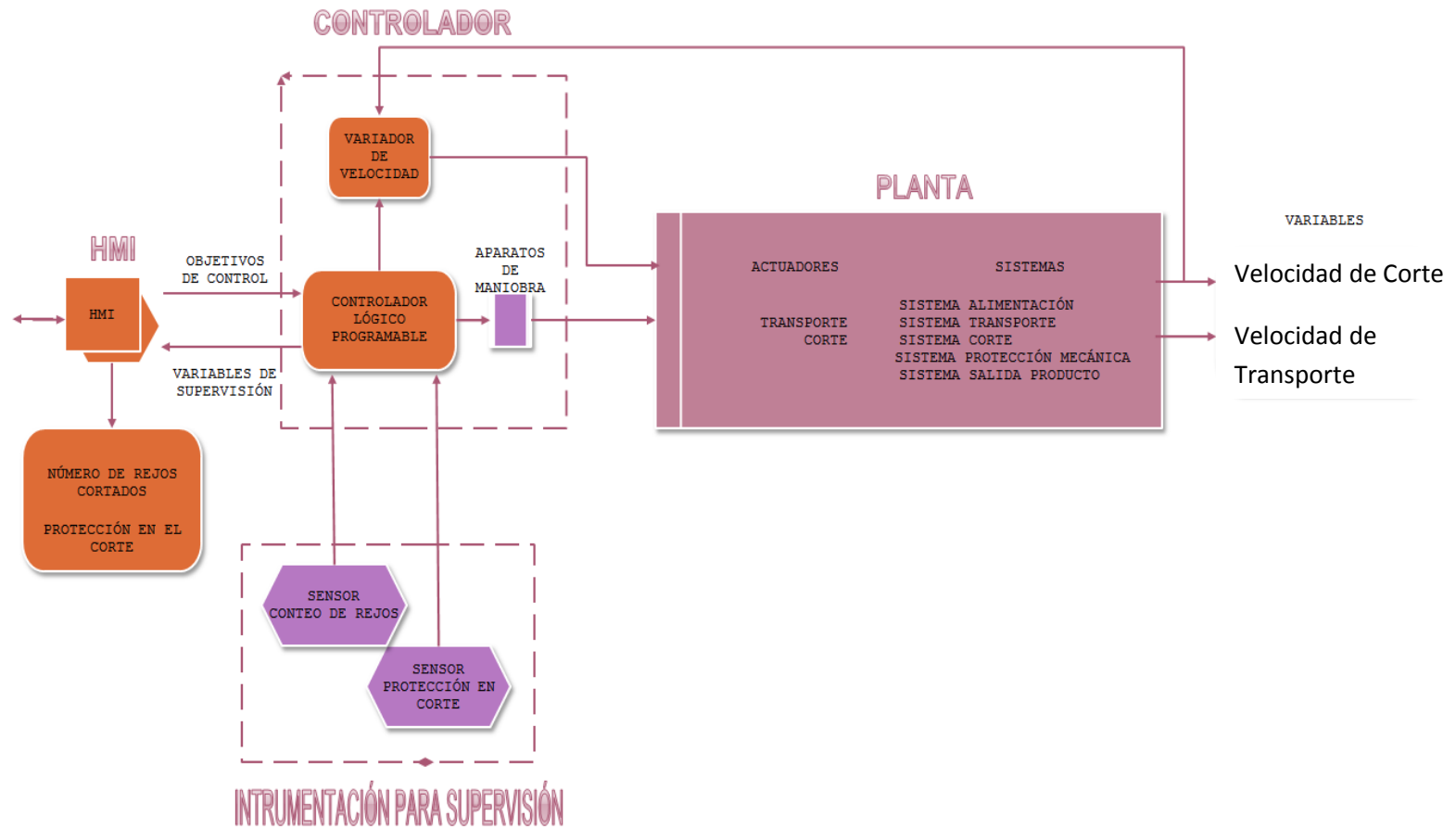


Figura 76 Estructura de Control

Fuente: (Propia)

- Siemens®
- Motive®
- Lafert®

Se conoce que ningún motor en el mercado entrega la velocidad que se requiere para esta aplicación, por lo que se debe hacer uso de un reductor adicional al motor, para obtener la velocidad deseada.

Entre un motor monofásico y uno trifásico se escoge el monofásico, este mantiene su velocidad uniforme y no tiene mayor complejidad para su uso.

Se escoge la marca Lafert, porque cumple con las características deseadas, este es el más accesible en cuanto a precio y disponibilidad en el mercado.

Presentando las características de la Tabla 31.

Tabla 31 Características Técnicas del Motor

kW	HP	Hz	rpm	V (V)	I (A)	Capacitor (μ f)	Cmax (Nm)	Factor de Potencia $\cos\phi$
0,18	0,25	60	1400	220	1,7	8	3,10	0,85

Fuente: Placa del Motor Lafert

El motor es monofásico, funciona tanto a 220V como a 110V, por lo tanto la conexión que se usa para arrancar este motor es el de máximo voltaje, se encuentra diagramado en la tapa del motor como se muestra en la Figura 77.

El reductor que viene anclado al motor y posee las características que se observan en la Tabla 32.

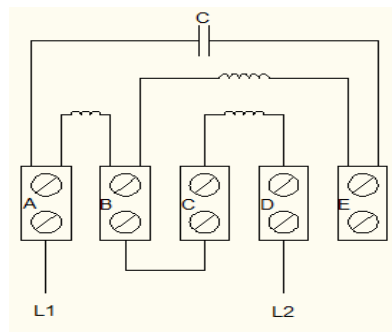


Figura 77 Diagrama de conexiones del motor de transporte
Fuente: (Instructivo del Motor)

Tabla 32 Características Técnicas del Reductor

Potencia 0,18 kW = 0,25 HP					
n_2 [rpm]	M_2 [Nm]	f_s	i	Moto reductor	Motor
14	55,3	0,9	100	Varvel	Lafert

Fuente: Catálogo de reductores VARVEL

Como se observa este moto reductor ya viene en conjunto y cumple con los requerimientos establecidos. En conjunto con el motor como se observa en Figura78.

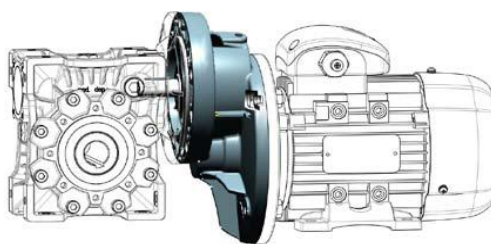


Figura 78 Motor con Moto reductor
Fuente: (Catalogo Varvel)

4.4.2 ACTUADOR SISTEMA DE CORTE

De igual manera como se evaluó en el sistema de transporte, se tiene alternativas para el uso de este actuador como son:

- Motor eléctrico
- Motor neumático

Escogiendo el motor eléctrico para esta operación, este puede alimentarse con 220V, como es el requerimiento.

En este caso considerando variables como control de velocidad a la que va a trabajar este motor, se escoge un motor trifásico, este tipo de motor permite realizar dicho control con mayor facilidad.

Considerando varias marcas de motores como son:

- Weg®
- Siemens®
- Motive®

Se determina que la velocidad a la que se requiere trabajar, el rango es de 2600 a 3700rpm, teniendo únicamente esta velocidad en la marca Weg de forma accesible en el mercado, porque no es muy común encontrar un motor de tan alta velocidad a la mano. Consideraciones adicionales como Potencia de $\frac{3}{4}$ HP, se determinaron en el apartado 3.3.2.

En este caso el motor que se usa es un Motor Weg de 2HP de potencia, porque se cuenta con este motor disponible de una aplicación anterior que no se concreto.

Este motor posee las características que se muestran en la Tabla 33.

Este motor es trifásico funciona tanto a 220V como a 380V, por lo tanto se usa la conexión para 220V, realizando un arranque del motor por medio de una conexión

delta como se indica en la Figura 79. El motor cumple con los requerimientos señalados, y se lo puede observar en la Figura 80.

Tabla 33 Características Técnicas del Motor WEG

HP	Hz	Code	Rpm	V (V)	I (A)	Cmax (Nm)	FS
2	60	J	3400	220	5,7	5,56	1,15

Fuente: Placa del motor

A continuación se determina el controlador que permite automatizar la máquina, como se muestra en el diagrama de la estructura de control de la Figura 76.

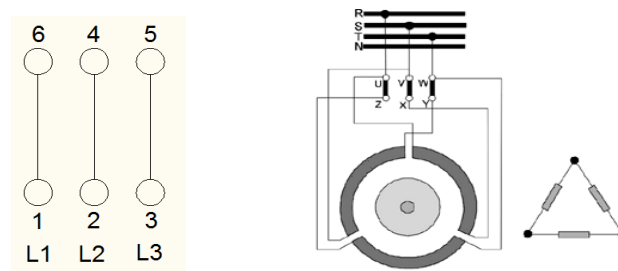


Figura 79 Arranque tipo Delta

Fuente: (Placa del Motor)



Figura 80 Motor WEG

Fuente: (Catálogo WEG)

4.4.3 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE

En base a los requerimientos planteados en los objetivos de control y variables

del sistema, se requiere un dispositivo que permita realizar un control en lazo abierto, y permita una programación secuencial del funcionamiento de la máquina.

Para esto se tiene varias opciones como son:

- Tarjeta de Adquisición de Datos en base a un microcontrolador.
- PLC (varias marcas).
- Controlador específico para la aplicación.

De esta manera se determina que lo más usado para aplicaciones industriales y automatización de máquinas son los PLC's. Estos presentan grandes beneficios al momento de su implementación por su facilidad de programación, además de ser más robustos y soportar de mejor manera ambientes hostiles.

Se investiga dentro de los PLC's uno que no sea muy costoso y permita realizar esta aplicación sin inconvenientes, de estos se tiene un pequeño grupo llamado Relés Programables, que permiten realizar operaciones no muy complejas y automatizar sistemas en lazo abierto.

Así un Relé programable de buenas características, bajo costo y muy común en el mercado es el LOGO, de la familia de SIEMENS.

4.4.3.1 PLC LOGO

Para el control de todas las funciones sincronizadas y correctas de la máquina se propone utilizar un controlador lógico programable (PLC) LOGO 12/24RC de Siemens, que cumple con los requerimientos, observando en la Figura 76. Se determina que se necesita 6 entradas digitales, 1 entrada analógica y 3 salidas de

relé y una conexión con un visualizador LCD. El PLC LOGO 12/24 RC tiene 8 entradas digitales, de las cuales 2 pueden ser también analógicas y 4 salidas de relé y conexión con un visualizador LCD LOGO TD!, lo que contempla los requerimientos. (Ver Figura 81)

El PLC LOGO es ideal para aplicaciones en construcción de máquinas pequeñas, usando el 12/24RC, que funciona con una alimentación de 12 o 24 V DC, con pantalla de programación, de 8 entradas y 4 salidas, suficientes para la aplicación.

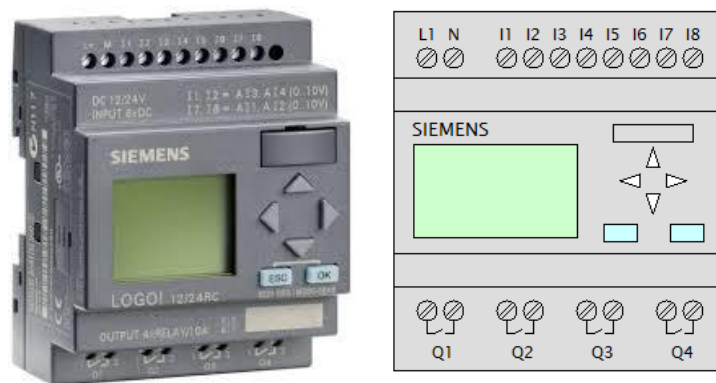


Figura 81 PLC LOGO 12/24RC de Siemens

Fuente: (Manual PLC LOGO)

Características Principales del PLC LOGO 12/24RC

- Alimentación de 12 o 24 V DC.
- Margen admisible a la entrada de 10,8 a 28,8 V DC.
- 8 entradas digitales (I1 a I8).
- 2 entradas analógicas (I7=AI1, I8=AI2) de 0 a 10V.
- 4 salidas a relé con corriente constante de 10 A por relé.
- Dimensiones 72x90x55 mm

- Peso 190g.
- Temperatura de trabajo de 0 a 55°C.
- Humedad relativa de trabajo de 10 al 95% sin formación de rocío.
- Tiempo de arranque por POWER ON de 8 s.
- Consumo de corriente a 24V de entrada, de 20 a 75mA.
- Potencia Disipada a 24V de entrada, de 0,4 a 1,8W.
- Tensión de entrada positiva
 - Señal 0 < 5V DC
 - Señal 1 > 8,5V DC

En el PLC LOGO se obtiene como señales de entrada las enviadas por los pulsadores y principalmente sensores, así también, una entrada analógica que es la señal del potenciómetro que sirve para variar la velocidad del motor, por medio del variador de frecuencia, y en las salidas de este, se encuentran conectados las bobinas que accionan a los motores y al variador de frecuencia. La programación del controlador se realiza en el siguiente capítulo de Lógica de Programación y Software.

4.4.4 VARIADOR DE VELOCIDAD

Dentro del controlador de la estructura de control de la máquina, se tiene un variador de velocidad, el cual debe permitir a un operador establecer una velocidad adecuada de corte y mantenerla constante, si no se le indica otra cosa.

Para la selección de este dispositivo se posee varias opciones como son:

- Control de fase en base a elementos de electrónica de potencia.

- Reóstato.
- Variador de frecuencia (varias Marcas).

De esta manera se determina que por su complejidad y uso, lo más factible es usar un variador de frecuencia. Este es un controlador que permite modificar la velocidad de giro de un motor desde un 0% hasta un 100% de su valor nominal, permitiendo así también a un motor sobre exigirle hasta un 200 % de su velocidad nominal.

Este controlador permite mantener la velocidad constante una vez que se ha determinado una velocidad de funcionamiento en el motor. Este realiza un control en lazo cerrado internamente.

Los otros controladores, no permiten tener un control al 100% del motor, como si lo hace el variador de frecuencia, que se lo encuentra fácilmente en el mercado y por tiempo y garantía es mejor hacer uso de este.

Dentro de los variadores de frecuencia más usados y más comunes, están los de entrada monofásica a 220V y salida trifásica.

Dentro de las marcas consideradas, tenemos:

- Micno®
- Alpha®
- Siemens®

Se determina usar el Variador Siemens G110, porque cumple con los parámetros determinados anteriormente, además de ser más fácil de utilizar. (Ver Figura 84)

En la Tabla 34 se describe los datos del variador:

Tabla 34 Características del Variador de Frecuencia

Aplicación	Modelo	Voltaje	Potencia Necesaria (HP)	Potencia del Variador de Frecuencia (HP)	Corriente a la salida (A)
Mecanismo de Corte	SINAMICS G110	220V	1,05	2	6,6

Fuente: Manual de Variador de Frecuencia SINAMICS G110 SIEMENS

- **Características Principales del Variador de Frecuencia**

- Fácil de instalar.
- Puesta en marcha sencilla.
- 1 entrada digital con separación galvánica.
- 3 entradas digitales sin separación galvánica.
- 1 entrada analógica AIN: 0 a 10 V (solo en la variante analógica) se puede utilizar como cuarta entrada digital.
- Altas frecuencias de pulsación para funcionamiento silencioso del motor.

- **Características de Protección**

- Protección de sobretensión y subtensión.
- Protección de sobre temperatura para el variador.
- Protección de defecto a tierra.
- Protección de cortocircuito.
- Protección contra la pérdida de estabilidad del motor.

- **Condiciones ambientales para la puesta en servicio del variador.**

- Temperatura ambiental entre -10°C y 50°C .
- Humedad relativa menor o igual a 95% sin condensación.
- No instalar el variador cerca de fuentes de radiación electromagnéticas.
- No instalar el variador en un entorno que contenga contaminantes atmosféricos tales como polvo, gases corrosivos, etc.

Para variar la velocidad del motor para el corte de rejos, se usa un potenciómetro por medio de la conexión de la variante analógica del variador de frecuencia, como se indica en la Figura 82.

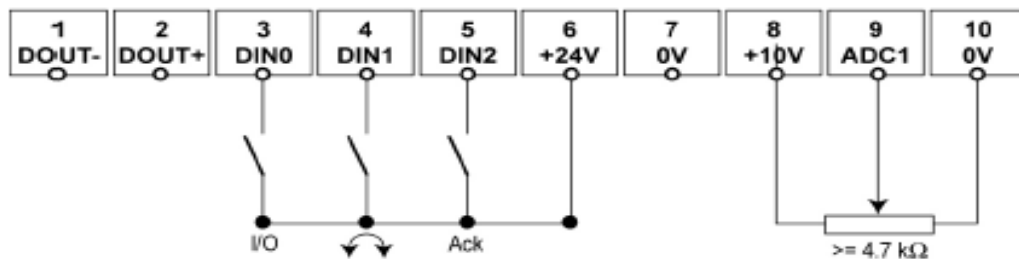


Figura 82 Pines de conexión del variador de frecuencia
Fuente: (Manual Variador G110)

Para la programación de los parámetros de control de un motor, se usa un Panel Básico de Operación (BOP) como se indica en la Figura 83:

Este pequeño panel que se ubica en la parte frontal del variador, se puede monitorear parámetros como frecuencia, corriente de funcionamiento, así también, se puede variar la velocidad digitalmente, pero en esta máquina se lo realiza de forma analógica por medio de un potenciómetro, principalmente este panel se usa

para programar los parámetros de control para un motor siguiendo una secuencia de pasos.



Figura 83 Panel Básico de Operación

Fuente: (Manual Variador G110)

En la Tabla 35, se muestra la configuración del variador de velocidad.



Figura 84 Variador de Frecuencia SINAMICS G110

Fuente: (Manual Variador G110)

Tabla 35 Parámetros configurados en Variador de velocidad Sinamics G110.

Parámetro	Opción	Descripción de operación
P0010	1	PUESTA EN SERVICIO RÁPIDA
P0100	1	POTENCIA EN HP, 60HZ
P0304	220	TENSIÓN NOMINAL MOTOR (V)
P0305	5.7	CORRIENTE NOMINAL DEL MOTOR (A)
P0307	2	POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR
P0310	60	FRECUENCIA NOMINAL DEL MOTOR(HZ)
P0311	3400	VELOCIDAD NOMINAL DEL MOTOR(RPM)
P0700	2	BORNES/ENTRADAS DIGITALES
P1000	2	CONSIGNA ANALÓGICA
P1080	10	FRECUENCIA MÍNIMA DEL MOTOR (HZ)
P1082	60	FRECUENCIA MÁXIMA DEL MOTOR(HZ)
P1120	10	TIEMPO DE ACELERACIÓN(s)
P1121	3	TIEMPO DE DESACELERACIÓN(S)
P3900	1	FIN DE PUESTA EN SERVICIO RÁPIDA CON CALCULO DE MOTOR Y REAJUSTE DE FÁBRICA

RESETEO DEL VARIADOR

Fuente: Manual de Programación SIEMENS G110

4.5 APARATOS DE MANIOBRA DEL PANEL PRINCIPAL

Existe una serie de aparatos de maniobra que permiten realizar un control de la máquina de forma satisfactoria, y se encargan de enlazar los controladores con los actuadores.

Estos se deben dimensionar y se utiliza en base al tipo de actuador y controlador que se posee.

Aquí tenemos dos actuadores, un Moto reductor Monofásico a 220V y un Motor Trifásico, además se tiene un PLC LOGO a 12V, y un Variador de Frecuencia a 220V en la entrada, y salida trifásica, otras características se puede observar en los

apartados anteriores de este capítulo.

Por lo tanto es necesario usar para el Moto reductor una protección contra sobre carga y una protección contra sobre corriente, además se requiere un conmutador que permita que este actuador entre en funcionamiento, cuando el controlador se lo indique, además de los elementos de maniobra ya señalados anteriormente en el HMI.

El Motor Trifásico requiere elementos similares para su funcionamiento, pero en este caso el controlador de este actuador ya posee internamente las protecciones contra sobrecarga y sobre corriente, por lo que el motor se conecta directo al controlador y se elige los elementos para comandar al controlador.

Para el variador de velocidad es necesaria una protección contra sobre corrientes y un conmutador que permita iniciar el variador de velocidad cuando el PLC LOGO se lo indique.

Para el controlador es necesaria una fuente de alimentación porque este requiere 12V DC para su funcionamiento, además en su salida se conectan dispositivos que tienen alimentación AC, por lo que es necesaria una protección contra sobre corrientes en las líneas de alimentación de esos dispositivos.

De esta forma se tiene: disyuntor, contactor y relé térmico que son descritos a continuación.

4.5.1 DISYUNTOR

Permite la protección contra sobrecorrientes, se selecciona con una capacidad

suficientemente grande como para soportar las corrientes de arranque de un motor, permitiendo que arranque y acelere hasta su velocidad nominal. (Ver Figura 85)

Como la corriente de arranque puede ser de 4 y hasta 10 veces la corriente nominal, los dispositivos de protección se dimensionan lo suficientemente grandes, como para evitar disparos durante el proceso de arranque, se debe proveer de un medio de desconexión y de un controlador.



Figura 85 Disyuntor

Fuente: (Catálogo de Disyuntores)

En el caso de motores de 1HP o menores se puede usar fusibles o disyuntores, los disyuntores son suficientes para la protección contra sobrecorriente.

Para calcular el disyuntor se lo realiza multiplicando la corriente nominal de los motores, tomado de las Tablas 31 y 33, multiplicado por un factor de 700% de la corriente nominal, tomado de la Tabla 36.

Disyuntor para el moto reductor:

$$I = 7I_{n\text{motortrans}} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

$$I = 11,9 A$$

Para el motor de transporte que usa un moto reductor se usa un disyuntor de 12A.

Para seleccionar el disyuntor para el motor de corte que tiene una corriente nominal de 5,7A se toma en base a la corriente de entrada del variador de frecuencia que es de 20A, lo que satisface sin ningún problema la demanda del motor, por lo tanto para este motor se usa un disyuntor de 20A.

Tabla 36 Capacidades o ajustes para dispositivos de protección de circuitos derivados para motores

Tipo de Motor	Porcentaje de la Corriente a plena Carga			
	Fusible Sin Retardo de Tiempo	Sin Retardo de Tiempo	Fusible Con Retardo de Tiempo	Interruptor de Disparo Instantáneo
Todos los motores de CA monofásicos, polifásicos tipo jaula de ardilla y motores síncronos con arranque a pleno voltaje con resistor o reactor	300	175	700	250
Sin letra de Código	300	175	700	250
Letra de Código de F a V	250	175	700	250
Letra de Código de B a E	150	150	700	150
Letra de Código A				

Fuente: Guía Práctica para El Cálculo de Instalaciones Eléctricas, Enríquez Harper

4.5.2 CONTACTOR

Es un dispositivo de maniobra que permite energizar o cortar energía de un

elemento eléctrico. Posee tres contactos de potencia, y dos contactos de control incluidos en el dispositivo, además de una bobina con la cual puedo controlar la apertura y cerrado de los contactos. (Ver Figura 86)

Se seleccionan en base a:

- Tensión nominal del circuito fuerza.
- Categoría de servicio AC-3, AC-4, etc...
- Datos del motor: I nominal [A] o Potencia [kW] [HP]
- Tensión nominal del circuito de mando.
- Frecuencia nominal
- Régimen de servicio

Los contactares vienen para potencias mayores o iguales a los 5HP y corrientes mayores a los 10A, por lo tanto cubren la necesidad requerida, al ser el motor de mayor potencia de 2HP, por lo que se usa dos contactores con las mismas características para el moto reductor y el motor trifásico de corte, teniendo el siguiente contactor como se ve en la Tabla 37.

Tabla 37 Características del Contactor

Tipo	MC-90
Número de polos	3
Contactores Auxiliares	1NC/1NO
Frecuencia	60 Hz
Voltaje de bobina	220 V
Corriente	25 A
Potencia	3 HP

Fuente: Catalogo del Contactor



Figura 86 Contactor

Fuente: (Catálogo del Contactor)

4.5.3 RELÉ TÉRMICO

Permite proteger a los motores de sobrecargas, así también de pérdidas de fase de alimentación, permitiendo realizar el arranque del motor con corrientes elevadas pero protegiéndolo si se produce esto durante el funcionamiento, haciendo que se abran los contactos de los polos de alimentación. El disparo magnético se sitúa entre 10 y 20 veces la intensidad nominal.

Al seleccionar un relé térmico se debe tener en cuenta el factor de servicio del motor que se va a proteger, es decir, si el factor de servicio del motor es 1,15 se debe multiplicar por este factor a la corriente nominal para obtener la corriente del relé térmico.

$$I_{Rtermico} = 1.15I_{nom} \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

De esta manera seleccionamos el relé térmico para el moto reductor, por la razón de que el motor de corte tiene variador de velocidad, no se elige un relé térmico para este.

Considerando la corriente nominal del moto reductor de 1,6A, la corriente que

me debe permitir *setear* el relé térmico es de 1,84A, calculando con la ecuación 4.2, por lo tanto el relé térmico a utilizar es un MT32 con un rango de sobrecarga de 1,6 a 2,5A. (Ver Figura 87)



Figura 87 Relé Térmico
Fuente: (Catálogo del Relé)

4.6 HMI

Para esta etapa de la estructura de control, se selecciona elementos que permitan mostrar las variables de supervisión, así como también elementos de maniobra que permitan introducir los objetivos de control de la máquina.

Se distingue dos partes en el HMI, una de elementos de maniobra y otra parte digital constituida por un panel visualizador.

Los elementos de maniobra son los que permiten encender y apagar la máquina, indicadores luminosos que nos señalen el estado de la misma y un selector que permita ubicar en modo manual o automático de la máquina.

La parte digital la conforma un elemento que permite mostrar datos como son el número de rejos cortados, y la velocidad de corte a la que funciona la máquina.

4.6.1 ELEMENTOS DE MANIOBRA DEL HMI

Los elementos que permiten realizar estas acciones son: pulsadores, selector, indicadores luminosos, panel lcd, descritos a continuación.

4.6.1.1 Pulsadores

Son dispositivos de mando instantáneo que tienen la particularidad de recuperar su posición original, al momento que se deja de ejercer fuerza sobre ellos. Para este fin se tiene pulsadores normalmente abiertos (N.O.) y normalmente cerrados (N.C.), de esta forma estos dispositivos permiten hacer circular o cortar el paso de corriente, esto da las indicaciones al dispositivo de control dependiendo de la programación que se realice para activar a desactivar algún sistema o actuador de la máquina.

Los pulsadores de puesta en marcha generalmente son verdes con un contacto (N.O.), y los pulsadores de pausa son generalmente rojos con contacto (N.C.).

Existen otros dispositivos que permiten realizar paros de emergencia, estos dispositivos se utiliza cuando puede haber peligro para personas o instalaciones, son botones grandes con enclavamiento al momento de su pulsación, generalmente son rojos normalmente cerrados (N.C), al accionarlos se abren cortando la circulación de corriente y paran el proceso que se encuentre funcionando.

De los dispositivos seleccionados se tiene los siguientes, en la marca SASSIN:

- Pulsador Verde.- Para mando Inicio de Funcionamiento de máquina.
- Pulsador Rojo.- Para detener la máquina si se deseara.
- Paro de Emergencia.- Para detener la máquina en caso de peligro o daño.

Estos dispositivos presentan las mismas características eléctricas que se muestran en la Tabla 38 y se los puede observar en la Figura 88.

Tabla 38 Características de pulsadores

Tensión de Aislamiento (V)			660
Intensidad Nominal de Trabajo(A)			10
Intensidad de Trabajo (A)	50/60 Hz (AC)	110 V	6
		220/240 V	4.5
	DC	24 V	2.5
		48 V	1.3
Resistencia de contacto (mOHM)			50
N° maniobras eléctricas			1000000
N° maniobras mecánicas			500000

Fuente: catálogo de elementos de mando y señalización de SASSIN



Figura 88 Pulsadores de Inicio y Pausa y Paro de Emergencia respectivamente

Fuente: (CATÁLOGO SASSIN).

4.6.1.2 Selector

Es un dispositivo cuya función es abrir o cerrar un contacto, ya sea normalmente abierto o normalmente cerrado dependiendo su aplicación eléctrica en un circuito, por lo regular para poner una operación en automático o en manual, consta de contactos eléctricos normal abierto o normal cerrado.

Para esta aplicación se selecciona uno en la marca SASSIN de 3 posiciones con

un contacto normalmente abierto (N.O.) y uno normalmente cerrado (N.C.), este cumple con los requerimientos, y de esta forma se utiliza una posición para el apagado completo de la máquina, otra posición para el modo manual y la otra posición para el modo automático. Este también es fácil de conseguir en el mercado y de cómodo precio:

Sus características eléctricas son las mismas de la Tabla 38, a diferencia del número de maniobras eléctricas, que son 100000 y de maniobras mecánicas que también son 100000.

Se puede apreciar este dispositivo en la Figura 89.



Figura 89 Selector de Modo Manual y Automático de la máquina
Fuente: (CATÁLOGO SASSIN).

4.6.1.3 Indicadores Luminosos

Los indicadores luminosos permiten visualizar el estado de la máquina, de este modo al igual que en los pulsadores cada color tiene un significado.

El color rojo señala emergencia, el color amarillo es alerta de funcionamiento anormal y el color verde indica un funcionamiento correcto.

Se selecciona dos indicadores luminosos para esta aplicación, con la finalidad de indicar el funcionamiento normal de la máquina y de haber algún fallo de funcionamiento que indique emergencia.

Se selecciona elementos que cumplan con los objetivos de control, para este caso tiene que cumplir con el nivel de voltaje, pero considerando que el nivel de voltaje es 220V y esto se da por el uso de dos fases eléctricas, el indicador luminoso se selecciona con un voltaje menor, únicamente de 110V, si existiera el fallo de una fase y de haber algún desperfecto en el indicador que no se percatara, este podría encenderse en menor intensidad únicamente con una fase. Por tal razón se escoge de un voltaje menor, así únicamente necesita de una fase y el neutro para encenderse.

Los indicadores luminosos verde y rojo de la marca SASSIN cumplen con los requerimientos planteados. Los podemos apreciar en la Figura 90.



Figura 90 Indicadores luminosos rojo y verde.

Fuente: (CATÁLOGO SASSIN).

4.6.2 PANEL VISUALIZADOR DIGITAL

Este dispositivo permite visualizar datos en forma de palabras y números, es programable y de fácil uso. La mayoría de controladores posee un tipo de visualizador digital o varios dependiendo el caso.

En este caso se analiza la opción que presenta el controlador seleccionado, y se verifica si este permite mostrar las variables de supervisión que son las que interesa mostrar.

La opción que el fabricante de LOGO pone a la mano la pantalla LCD LOGO TD!, la cual tiene las siguientes características:

- Fuente luminosa LED.
- Conexión a todos los modelos base LOGO.
- Número de líneas 4
- Número de caracteres por línea 24.
- Tensión de alimentación de 12 a 28,8V DC.
- 1 interface RS 232.
- Temperatura del área de trabajo entre 0 y 55°C.
- Cable de conexión para PLC de 2,5m.
- Dimensiones generales ancho 128,2mm, alto 86mm, profundidad 38,7mm.
- Peso aproximado 220g.

Como se observa posee conexión directa al controlador y tiene 4 líneas con 24 caracteres, en las cuales sin problema se puede mostrar datos como son: la cantidad de rejos cortados y la velocidad a la que se encuentra trabajando el variador de velocidad.

Se procede a aceptar la propuesta del fabricante en cuanto al visualizador LCD.

Su programación no es compleja y se realiza con el mismo software con el que se programa el controlador LOGO.

Además esta pantalla posee varios botones de función con los cuales se puede realizar más operaciones, y la pantalla es susceptible de programar varias ventanas que se pueden acceder por medio de dichos pulsadores, esta pantalla se observa en la Figura 91.



Figura 91 Pantalla LOGO! TD

Fuente: Manual de Siemens

La pantalla LCD LOGO! TD se conecta al PLC por interface RS 232, y en el PLC se programan sus funciones como se indica en el capítulo de Lógica de Programación y Software.

4.7 DISEÑO DEL PANEL HMI

El panel HMI es donde se alojan todos los elementos para operar la máquina y monitorear su funcionamiento, como son indicadores visuales de inicio y paro, pantalla LCD donde se observa la velocidad a la que giran las cuchillas de corte y la producción. Se tiene un indicador o luz verde que se enciende en el momento que la máquina está en funcionamiento, y un indicador o luz roja que se activa cuando la máquina se ha detenido tanto con el pulsador de paro como con el paro de

emergencia.

Entre los elementos de maniobra se encuentran los pulsadores, para la puesta en marcha de la máquina en automático (*Start*) y la parada de la máquina (*Stop*), así como un selector de tres posiciones que en la primer posición apaga todo el sistema desenergizando la fuente y todos los elementos, en la segunda posición activa el modo manual de la máquina y en la tercera posición activa el modo automático de la máquina. Así mismo se tiene un pulsador tipo hongo como paro de emergencia siempre y cuando lo solicite el operario, por alguna falla o circunstancia, puede detener instantáneamente la máquina al presionar este pulsador, y también se tiene un potenciómetro de $5k\Omega$ para variar la velocidad del motor de corte por medio del variador de frecuencia.

Todas estas señales son enviadas al PLC que se encuentra en el panel de principal, y también este es el panel al que puede acceder el usuario u operador.

4.7.1 DISEÑO DE LA CAJA DEL PANEL HMI

Para el diseño del panel HMI para monitoreo y maniobra, se toma en cuenta primero la dimensión de cada elemento para distribuir geométricamente sin ningún problema en un espacio adecuado, para que pueda manipular el operario y se da una inclinación adecuada para que se pueda visualizar sin ningún problema la pantalla LCD, esta inclinación se determina realizando varias pruebas de inclinación con la pantalla sola, obteniendo la mejor visualización para el operario como se observa en la figura 92b, la caja con los elementos se puede observar tanto en la Figura 92a como en el plano de distribución del ANEXO 6 plano 62.

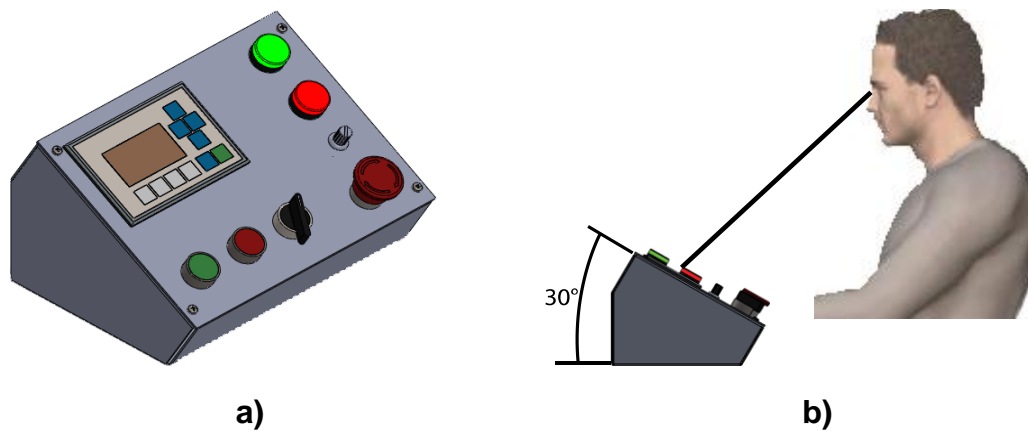


Figura 92 Panel de Monitoreo y Maniobra a) Elementos del Panel, b) Angulo de inclinación del panel

Fuente: (Propia)

4.8 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL PANEL PRINCIPAL

En el armario se encuentran todos los elementos antes mencionados tanto del circuito de potencia como del circuito de control como son: disyuntores, contactores, fusibles, borneras, PLC, relé térmico, relés, fuente de 24DC y variador de frecuencia.

Donde convergen las señales para el respectivo control y funcionamiento de la máquina tanto de sensores, pulsadores, visualizadores, potenciómetros y motores.

Este Panel posee un doble fondo donde se ancla cada elemento por medio de riel DIN para fijarlos a este, y el cableado se distribuye por medio de canaletas agujereadas, este doble fondo se fija al fondo del armario.

En la Figura 93 se observa digitalmente el armario con los respectivos elementos que se encuentran en él.

Para dimensionar el armario se toma en cuenta todas las medidas de los elementos, tanto en alto y ancho como también la profundidad y una distribución adecuada, en este panel principal, se coloca en una fila superior elementos como contactor del motor trifásico, disyuntores, fusibles, borneras para la entrada de las respectivas líneas de fase, PLC y la fuente, dejando en una segunda fila el contactor, relé térmico del motor monofásico, el variador de frecuencia y las borneras donde convergen todas las señales (Ver ANEXO 9, distribución de borneras), como se indica en la Figura 94. Con esta distribución, las medidas de los elementos y el espacio adecuado para el cableado que pasa por las canaletas se obtiene unas medidas para el armario de 400mm de alto, 400mm de ancho y 200mm de profundidad.

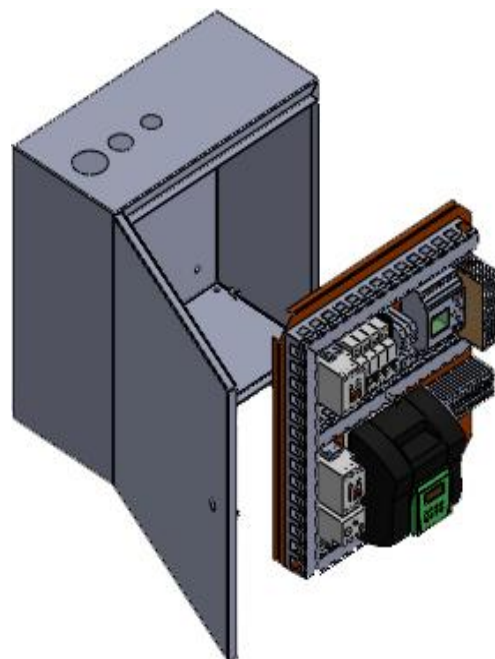


Figura 93 Armario de control con los elementos

Fuente: (Propia)

En base a medidas estándar de armarios se obtiene las medidas más semejantes a

lo requerido, que se indica a continuación.: Alto: 500mm, Ancho: 400mm, Profundidad: 200mm.

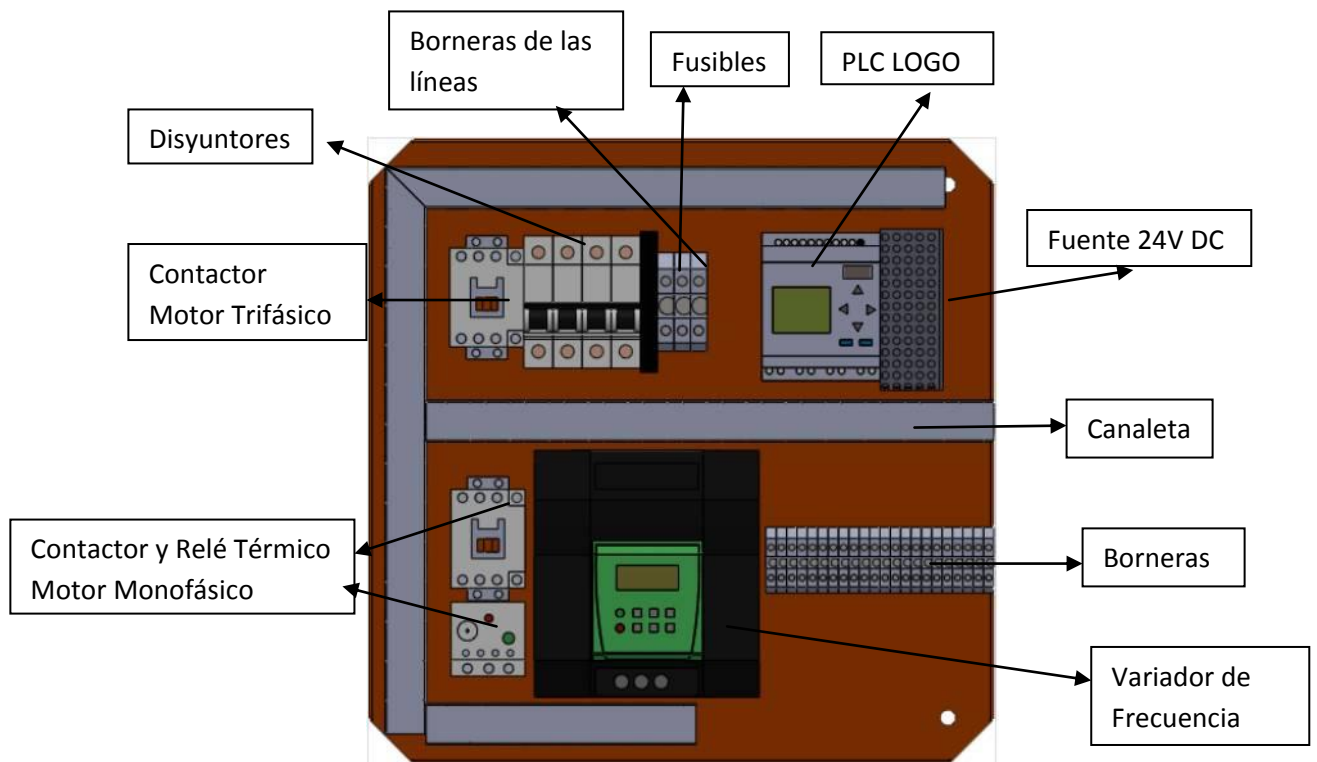


Figura 94 Doble fondo, distribución de los elementos del armario de control

Fuente: (Propia)

4.9 INSTRUMENTACIÓN PARA SUPERVISIÓN

La instrumentación para supervisión, está conformada por los sensores que hacen parte de la máquina, y son para llevar la supervisión de algunas de las variables del sistema, cantidad de rejos o producción y la seguridad de la máquina. Para esto se hace uso de sensores industriales por ser robustos para trabajar en ambientes hostiles, para el conteo se usa un sensor fotoeléctrico reflectivo y para la seguridad un inductivo, como se describen a continuación.

4.9.1 SENSOR FOTOELÉCTRICO

Para el conteo de los rejos o tubos de carnaza para alimento canino, se utiliza un sensor fotoeléctrico que emite un rayo de luz infrarroja, al ser interrumpida o cortada por un objeto enciende un led indicando que ha detectado un objeto, emitiendo una señal para ingresar al PLC y realizar el conteo de cada tubito que pasa por medio del mecanismo de transporte antes de ingresar al mecanismo de corte.

También este sensor es usado en el control de la máquina para que la apague automáticamente, deteniendo todos los mecanismos si en un tiempo de un minuto y medio no ha contado o detectado ningún rejo, este sensor trabaja o funciona solo en modo automático.

El sensor tiene un alcance de hasta 70cm y en la aplicación se tiene una distancia de 15cm lo que satisface la necesidad de diseño, esta distancia se regula por medio de un tornillito que tiene el mismo sensor. El sensor se lo puede observar en la Figura 95 y su forma de conectar en la Figura 96.

Características:

- Se encuentra dentro de los detectores de posición (Fotocélulas).
- Su función básica es de Interruptor Fotoeléctrico de Rayo Infrarrojo.
- Tensión de Trabajo de 10 a 30V DC.
- Corriente máxima 200mA.
- Tiempo de respuesta de 0,5s para detección.
- Tipo de detección por proximidad.

- Distancia Máxima de detección 70cm.
- Enciende un led si el rayo es interrumpido.
- Tipo de salida NPN.
- Estado de salida NO (Normalmente Abierto).
- Diámetro 30mm.



Figura 95 Sensor Fotoeléctrico SASSIN G30-3A70NA

Fuente: (Propia)

4.9.2 SENSOR INDUCTIVO

El sensor inductivo es usado para la protección del usuario de la máquina, este sensor se encuentra ubicado a unos 2mm aproximadamente de la tapa de acrílico donde se encuentra una placa metálica de acero inoxidable pegada de manera perpendicular al sensor, como se indica en la Figura 97 b, enviando una señal al PLC en el momento que detecta el metal para encender el mecanismo de corte, esto quiere decir que la tapa del mecanismo de corte esta abajo o cerrada, caso contrario el mecanismo de corte no se enciende manteniendo las cuchillas estáticas para protección del usuario. Esto funciona tanto en modo automático como en modo manual.

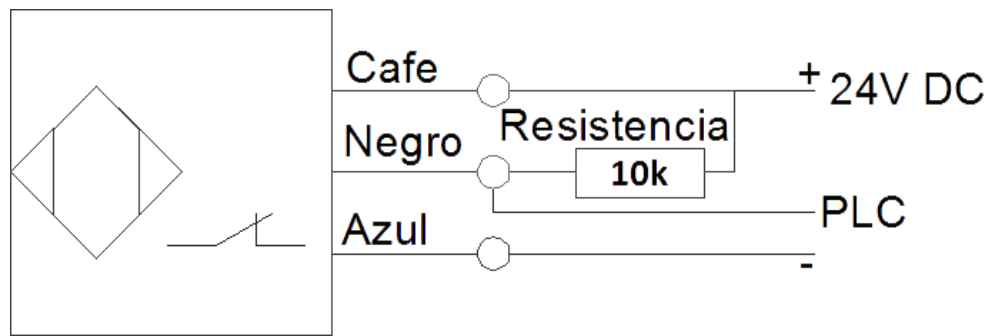


Figura 96 Conexiones del Sensor Fotoeléctrico

Fuente: (Manual del Sensor)

La conexión de este sensor es igual a la del sensor fotoeléctrico como se puede observar en la Figura 96, pero para este sensor se utiliza una resistencia de 1,2 k Ω .

Características:

- Sensor de detección tipo Inductivo.
- Tipo cilíndrico de 18mm de diámetro.
- Tensión de Trabajo de 6 a 36V DC.
- Distancia Máxima de detección 8mm.
- Tipo de salida 3 hilos DC NPN.
- Estado de salida NO (Normalmente Abierto).



Figura 97 Sensor Inductivo SASSIN LM18-3008NA a) Encapsulado, b) Forma de detección Del sensor

Fuente: (Manual Sensores SASSIN)

4.10 CONDUCTOR PARA LOS MOTORES

La norma NEC en la sección 430-22, establece que el conductor que alimenta a un solo motor de corriente alterna, debe tener una capacidad no menor del 25% de la corriente nominal del motor.

Para el moto reductor:

$$I = 1,25I_{nmotortrans} \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

$$I = 2,125 A$$

Para el motor de corte:

$$I = 1,25I_{nmotorcorte} \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

$$I = 7,125 A$$

Por lo tanto para los motores se usa cable #14 AWG sólido de cobre tipo TW en base a la tabla 40. La cantidad de cable es muy pequeño por lo tanto se compra de un solo calibre para toda la conexión.

4.11 CONDUCTOR PARA LA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL

El conductor para el alimentador se sobredimensiona considerando un 40% de la corriente nominal del elemento eléctrico de mayor consumo, como es el motor de corte en este caso, a este valor se agrega la corriente del motor de transporte y la corriente de la fuente externa, los valores de las corrientes nominales de los motores se toman de la Tabla 31 y 33, y se calcula con la ecuación 4.5.

$$I = 1,4I_{nmotorcorte} + I_{nmotortrans} + I_{alimentacionc} \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Dónde:

$I \rightarrow$ Corriente necesaria para el conductor, [A]

$I_{\text{motortrans}} \rightarrow$ Corriente nominal del motor de transporte, [A]

$I_{\text{motorcorte}} \rightarrow$ Corriente nominal del motor de corte, [A]

$I_{\text{alimentacionc}} \rightarrow$ Corriente de la fuente externa de alimentación (3), [A]

Obteniendo una corriente que pasa por el conductor de 12,68A.

Harper afirma (2004) “Para instalaciones eléctricas practicas, el menor calibre de conductor recomendado es el número 14 AWG”

Tabla 39 Porcentaje de la corriente nominal para motores con potencia inferior a 1 HP

	Porcentaje de la Corriente Nominal
Motores con factores de servicio marcado, no menores de 1,15	140%
Motores con elevación de temperatura marcada no superior a 40° C	140%
Motores sellados (tipo herméticos) para compresores	140%
Otros motores	130%

Fuente: Guía Práctica para El Cálculo de Instalaciones Eléctricas, Enríquez Harper

Con este criterio y en base a la Tabla 40 se selecciona el calibre del cable correspondiente, con el recubrimiento tipo TW, el cual soporta hasta una corriente de 15A, cubriendo el requerimiento de 12,68A calculado.

Una vez determinados todos los elementos y el tipo de cable para elaborar el los

paneles eléctricos, tanto de control como de mando, se procede a determinar los diagramas para pasar a la implementación.

Tabla 40 Ampacidad de conductores aislados de cobre

Calibre del	T	RH	TA	AVA	AIA	A	TFE
Conductor AWG	TW	RHW	TBS	AVL		AA	
		RUH	RHH				
		THW	RHHN				
		THWN					
	14	15	15	25	30	30	30
							40

Fuente: Guía Práctica para El Cálculo de Instalaciones Eléctricas, Enríquez Harper

4.12 DIAGRAMAS ELÉCTRICOS

Conociendo todos los elementos para alcanzar los objetivos de control planteados al inicio de este capítulo, se realiza los diagramas eléctricos correspondientes para que el sistema eléctrico funcione en conjunto con todos los sistemas mecánicos de la máquina, y así alcanzar el objetivo principal que es una máquina automática cortadora de rejos funcional.

Estos diagramas son: Diagrama de Potencia, Diagrama de Control, Diagrama de Interconexiones y Diagrama de Alambrado.

4.12.1 DIAGRAMA ELÉCTRICO DE POTENCIA

El circuito eléctrico de potencia está conformado por todos los elementos que permiten el correcto funcionamiento de los actuadores y trabajan a 220V, entre estos están: variador de frecuencia, disyuntores, contactores, relé térmico y motores.

Este circuito se alimenta a 220V a 60Hz, y permiten el correcto accionamiento de un motor trifásico para el corte y un motor monofásico para el transporte, como así mismo se tiene un *dimmer* en serie con un electroimán que funciona como vibrador. Esto se puede ver en la Figura 98.

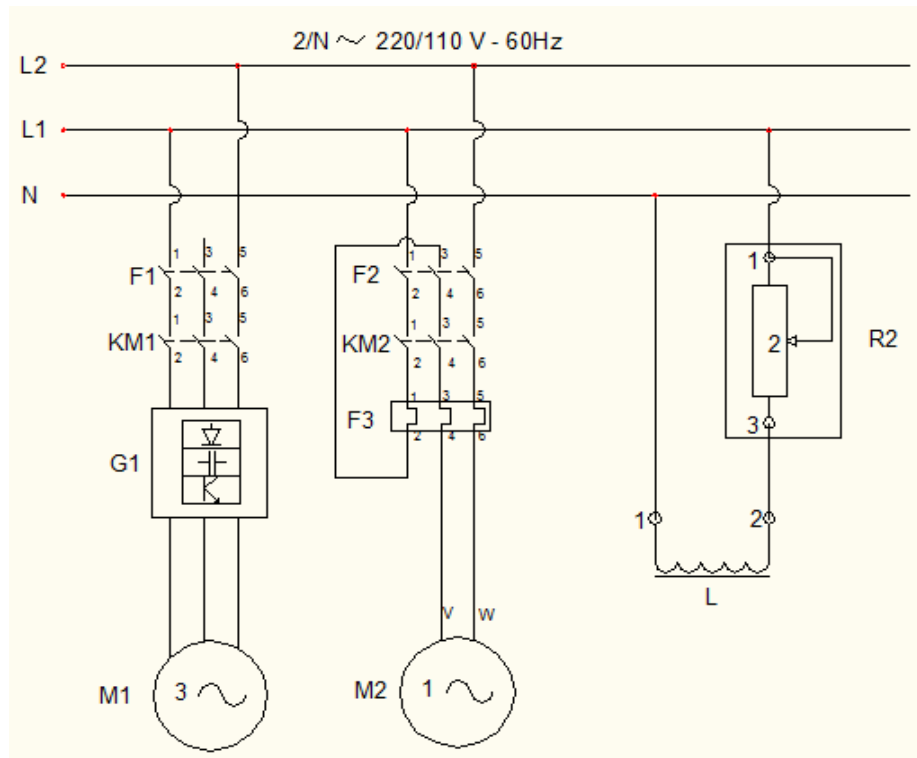


Figura 98 Diagrama de Potencia

Fuente: (Propia)

4.12.2 DIAGRAMA ELÉCTRICO DE CONTROL

Para realizar el control de la máquina, se usa elementos de mando y control, como son: PLC, controlador del variador de frecuencia, sensores, pulsadores, visualizadores tanto led y de iluminación, selector y potenciómetro.

Algunos funcionan con corriente alterna y otros con corriente continua, por lo tanto se tiene una fuente de alimentación de 24V. El circuito de control de corriente

continua se indica en la Figura 99, aquí se encuentra el PLC, el LCD, pulsadores, sensores y el controlador del variador de frecuencia.

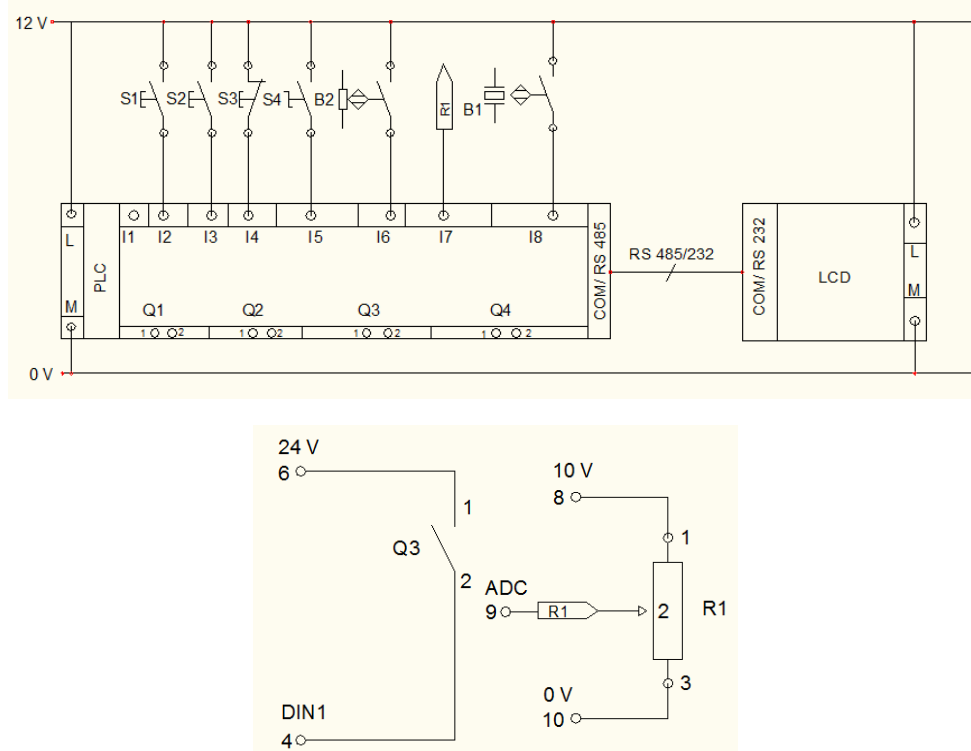


Figura 99 Circuito de Control a 24V DC

Fuente: (Propia)

Mientras que en la Figura 100 se observa el circuito de control que trabaja con corriente alterna, en donde se encuentran contactores de control y relés internos del PLC, como así también la alimentación de la fuente de 24V y los indicadores de iluminación, y en cada fase se tiene una protección tipo fusible de 3A. Este circuito funciona a 110V a 60Hz.

Una vez definidos los circuitos tanto de potencia como de control que dará funcionamiento a la máquina, se prosigue definiendo la posición de los elementos en paneles por medio de un diagrama de interconexiones.

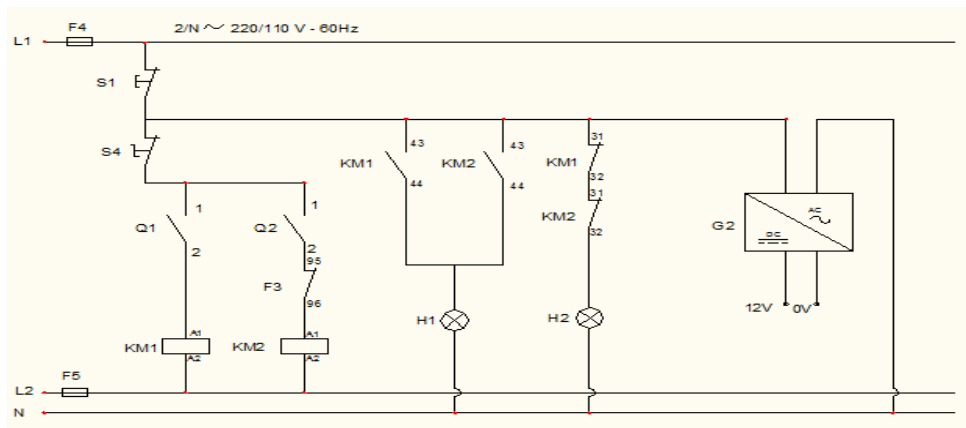


Figura 100 Circuito de Control a 110V AC

Fuente: (Propia)

4.12.3 DIAGRAMA DE INTERCONEXIONES

En el diagrama de interconexiones, se define por bloques los paneles que se arma con los elementos que se encuentran en cada uno de ellos, en este caso se tiene un panel de mando y uno principal, los sensores, actuadores y vibrador van fuera de estos paneles como se observa en la Figura 101.

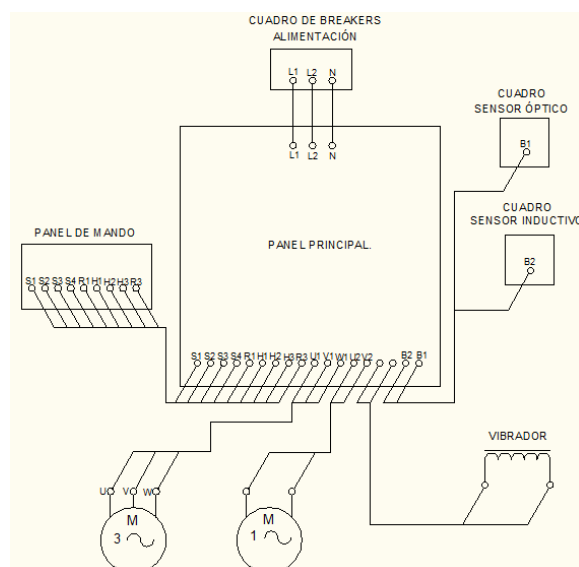


Figura 101 Diagrama de Interconexiones

Fuente: (Propia)

4.12.4 DIAGRAMA DE ALAMBRADO

El diagrama de alambrado es la conexión física de cada elemento eléctrico y con la distribución exacta en la que se encuentra, este diagrama ayuda bastante al técnico o a la persona que arma cada panel eléctrico, porque indica la conexión exacta y se lo puede observar en el ANEXO 7 plano 6.

CAPÍTULO 5

5 LÓGICA DE CONTROL Y SOFTWARE

En este capítulo se describe las entradas y salidas del PLC LOGO! que se usa, y que elemento va conectado en cada una. El diagrama de flujo para realizar la programación correcta del ladder del PLC para la automatización de la máquina, y algunas funciones del PLC junto con la pantalla LCD LOGO TD.

5.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE FUNCIONAMIENTO

Siempre para realizar cualquier tipo de programación de cualquier elemento, como microcontrolador, PLC, etc., en cualquier tipo de lenguaje o software, se debe empezar realizando una secuencia ordenada con el funcionamiento de la máquina, para esto se desarrolla un diagrama de flujo.

Por medio del selector de tres posiciones se activa la máquina, y se tiene dos posiciones más para ponerla en modo manual o automático.

5.1.1 MODO MANUAL

Este modo funciona como se muestra en el diagrama de la figura 102.

Al encontrarse en este modo, cada mecanismo funciona independientemente por medio de los pulsadores del panel visualizador.

Por medio de los pulsadores del panel visualizador se activa cada uno de los sistemas de máquina de forma independiente, es decir que sistemas como el de transporte y corte pueden funcionar en el orden que se desee, o juntos si se presionan los pulsadores correspondientes.

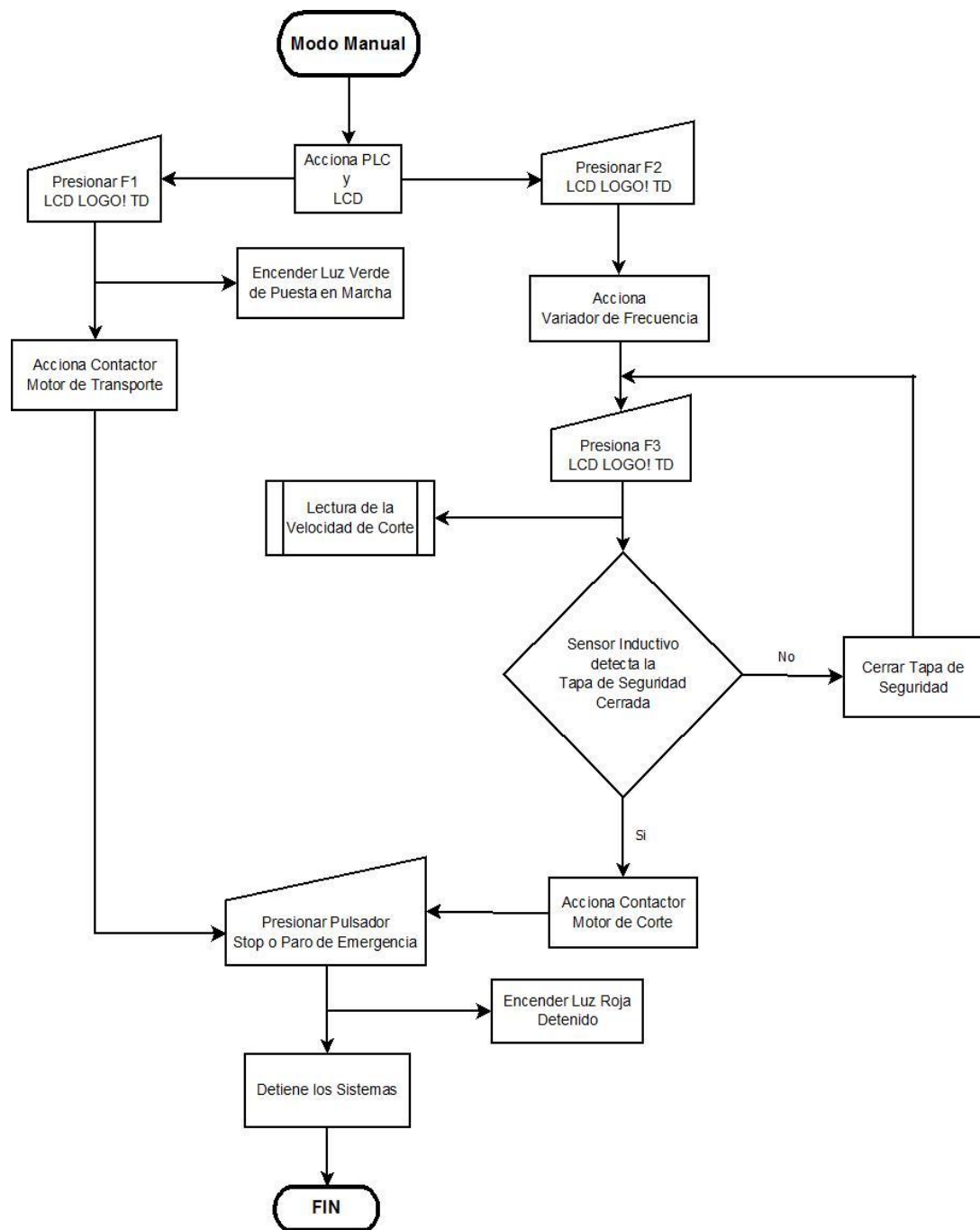


Figura 102 Diagrama de Flujo del Modo Manual

Fuente: (Propia)

El panel visualizador cuenta con 4 pulsadores de los cuales uno activa el sistema de transporte, otro activa el variador de velocidad y otro activa el sistema de corte, el último pulsador no realiza ninguna función en este modo de funcionamiento.

Cuando entran en funcionamiento cualquiera de los sistemas se activa el visualizador verde, cuando se apaga los sistemas se activa el visualizador rojo.

Al momento de accionar los pulsadores correspondientes se muestra en el panel visualizador si es sistema de transporte o si es sistema de corte, de ser este último se visualiza la velocidad a la que trabaja.

Si el sensor inductivo no detecta que la puerta está cerrada no permite que se active el sistema de corte, así también, cuando se presiona el pulsador de stop o paro de emergencia, la máquina se detiene, parando el o los sistemas que se encuentren funcionando.

Este modo sirve para que el operario o técnico pueda realizar alguna prueba o mantenimiento de la máquina.

Los pulsadores usados para este modo de funcionamiento se observan en la Tabla 41.

Tabla 41 Configuración Modo Manual de Panel Visualizador

Modo Manual	
Tecla	Función
F1	Activa el Mecanismo de transporte
F2	Activa o prende el Variador de Frecuencia
F3	Activa el motor de corte y se visualiza en la pantalla LCD la velocidad de motor

Fuente: Propia

5.1.2 MODO AUTOMÁTICO

Este modo funciona como se muestra en el diagrama de la Figura 103.

En este modo al presionar el pulsador de inicio comienzan a trabajar todos los mecanismos al mismo tiempo, se enciende tanto el sistema de transporte como el de corte.

El variador de velocidad empieza a funcionar cuando al selector se lo ubica en modo automático, de tal manera que este ya se encuentra energizado esperando que se pulse el pulsador de inicio para poner en marcha el sistema de corte.

Siempre y cuando la tapa de protección se encuentre cerrada, el sensor inductivo permitirá la puesta en marcha de ambos sistemas, caso contrario no se enciende nada.

Mientras no se presione el pulsador de inicio, se encuentra encendido el visualizador rojo, cuando entra en marcha se enciende el verde, así mismo, la máquina se puede detener presionando el pulsador de paro o *stop*, pero al reiniciar se continua con el conteo partiendo de la cantidad en que se quedo, el paro de emergencia también permite parar todo el proceso borrando el conteo que se tenía, encendiendo nuevamente el visualizador rojo.

En este modo funciona el sensor fotoeléctrico mostrando en el panel visualizador la cantidad de tubos que se van cortando, pero si en un lapso de 90 segundos el sensor fotoeléctrico no ha detectado el paso de ningún tubo detiene automáticamente la máquina.

Así, los parámetros de velocidad de corte y cantidad de tubos cortados se puede observar en el panel visualizador, presionando los respectivos pulsadores como se indica en la Tabla 42.

Tabla 42 Configuración Modo Automático de Panel Visualizador

Modo Automático	
Tecla	Función
F4	Aparece en la pantalla una presentación de la máquina "Máquina Cortadora de Rejos"
F1	Visualización en la pantalla de la velocidad del motor de los discos de corte
F2	Visualización en la pantalla del conteo o producción de rejos

Fuente: Propia



5.2 SOFTWARE LOGO! SOFT CONFORT

LOGO! Soft Confort, es el software que se utiliza para la programación del PLC LOGO que controla todo el funcionamiento de la máquina, este software ofrece dos métodos para crear programas.

- Esquema de contactos (KOP)
- Diagrama de funciones (FUP)

El método utilizado para programar el PLC es el esquema de contactos (KOP) o programación tipo Ladder.

Los elementos usados de LOGO!Soft Confort para elaborar el programa en el PLC son los siguientes:

- **Contacto Normalmente Cerrado**  : representan los bornes de entrada digital de un PLC LOGO!.
- **Contacto Normalmente Abierto**  : representa los bornes de entrada digital de un PLC LOGO!.

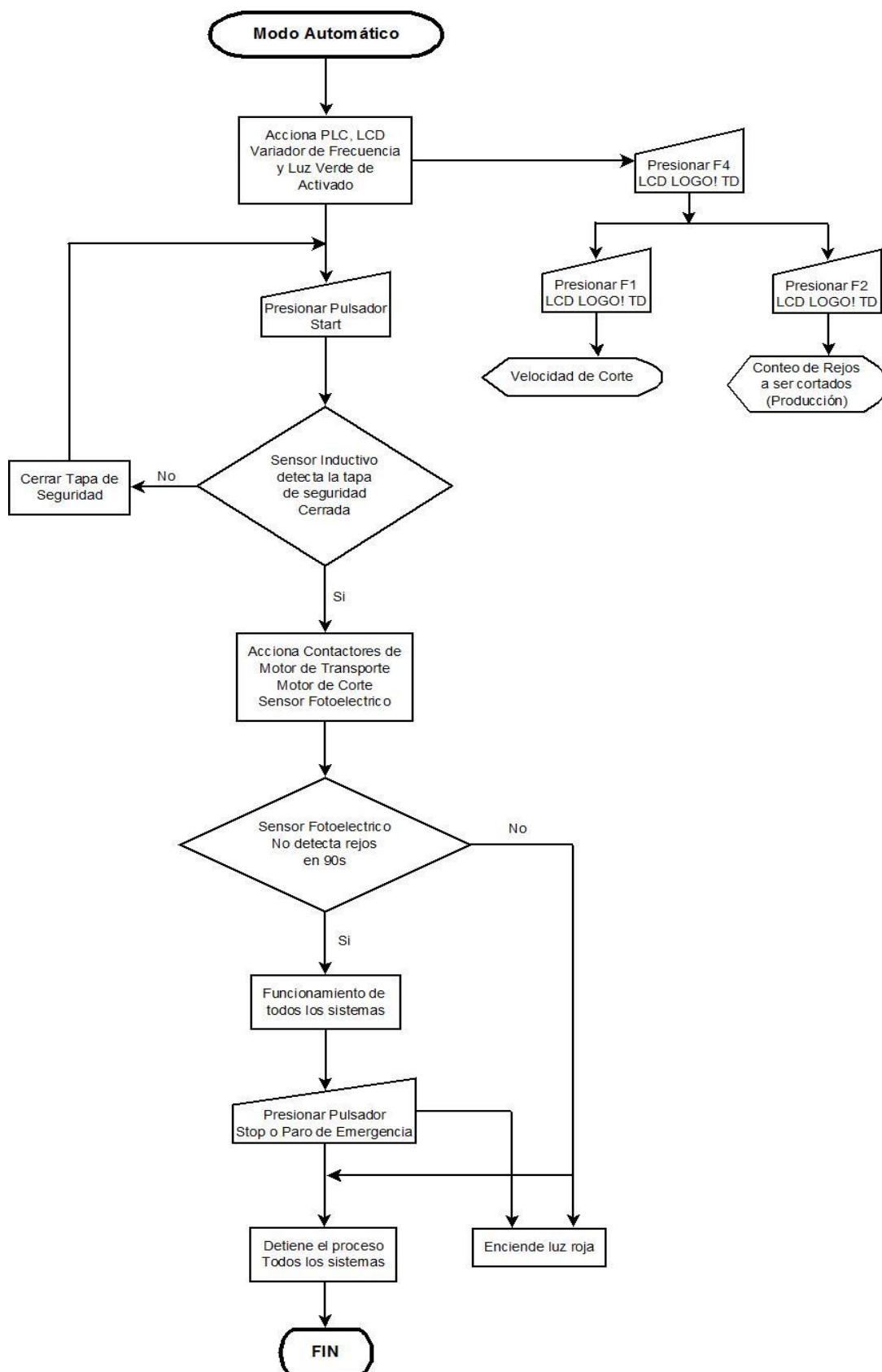









Figura 103 Diagrama de Flujo del Modo Automático
Fuente: (Propia)

- **Contacto Analógico** : representa los bornes de entrada analógica de un PLC LOGO!.
- **Bobina de Relé** : representa los bornes de salida del PLC LOGO!.
- **Salida Invertida** : representan los bornes de salida del PLC LOGO!.

Tanto en los contactos abiertos como cerrados, al igual que en las salidas de relé abiertas como cerradas se puede usar marcas internas representadas con la letra “M”, la cual permite terminar un circuito para continuarlo en un circuito nuevo.

Entre las funciones especiales que se usan para la programación del PLC LOGO! están:

- **Retardo a la conexión** : la salida se activa tan solo tras haber transcurrido un tiempo parametrizable.
- **Contador Adelante/Atrás** : según la parametrización, un pulso de entrada incrementa un valor de contaje interno. Cuando se alcanzan los umbrales parametrizables se define o se resetea la salida.
- **Texto de Aviso** : esta función especial amplifica un valor en la entrada analógica y lo devuelve en la salida analógica.
- **Amplificador Analógico** : cuando el LOGO! Esta en modo RUN, esta función visualiza textos de aviso y parámetros de otros bloques en el display del LOGO! o del LOGO! TD.

5.2.1 ENTRADAS Y SALIDAS DEL PLC CON LOGO!SOFT CONFORT

Para realizar la programación del PLC, y automatizar la máquina se debe asignar los elementos que van en las entradas y salidas físicas y digitales del PLC, los que se describen en la Tabla 43.

5.3 PROGRAMA LADDER DEL PLC

La programación ladder o escalera es un lenguaje gráfico utilizado para programar autómatas, es derivado de la lógica cableada mediante relés como se observa en la Figura104.

Con las indicaciones de entradas y salidas del PLC que se observa en la Tabla 43, se procede a realizar el programa del PLC en Ladder siguiendo como guía el diagrama de flujo que se observa en el apartado 5.1, el programa correspondiente a esta máquina se lo puede observar en el ANEXO 8.

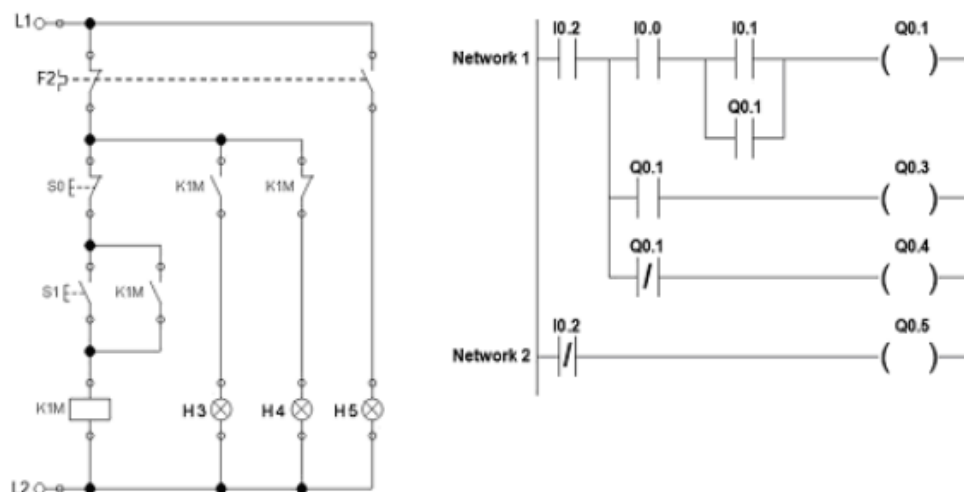












Figura 104 Esquema eléctrico vs Programación en lenguaje de contactos KOP.

Fuente: (PROPIA)

Tabla 43 Designación de Entradas y Salidas en el PLC

Procedencia/Destino	Tipo	Denominación	Elemento Digital
Selector Manual/Automático	Entrada Digital	I2	
Inicio	Entrada Digital	I3	
Stop o Pausa	Entrada Digital	I4	
Paro de Emergencia	Entrada Digital	I5	
Sensor Inductivo	Entrada Digital	I6	
Potenciómetro (Variador de Velocidad)	Entrada Analógica	AI1	
Sensor Óptico	Entrada Digital	I8	
Motor 2HP (Corte)	Salida	Q1	
Motor ¼ HP (Transporte)	Salida	Q2	
Variador de Velocidad	Salida	Q3	

Fuente: Propia

CAPÍTULO 6

6 CONSTRUCCIÓN E INTEGRACIÓN DE MECANISMOS Y SUBSISTEMAS

En este capítulo se detalla las secuencias y tiempos de conformado de cada uno de los mecanismos y subsistemas, que conforman la máquina por medio de diagramas de métodos de procesos.

Empezando con el primer sistema que se desarrolla para la construcción de la máquina, siendo este el sistema de alimentación, y finalizando con el ensamble integral de todos los subsistemas y mecanismos conformando la máquina cortadora de rejos.

6.1 DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS EXTRUIDOS PARA ALIMENTO CANINO

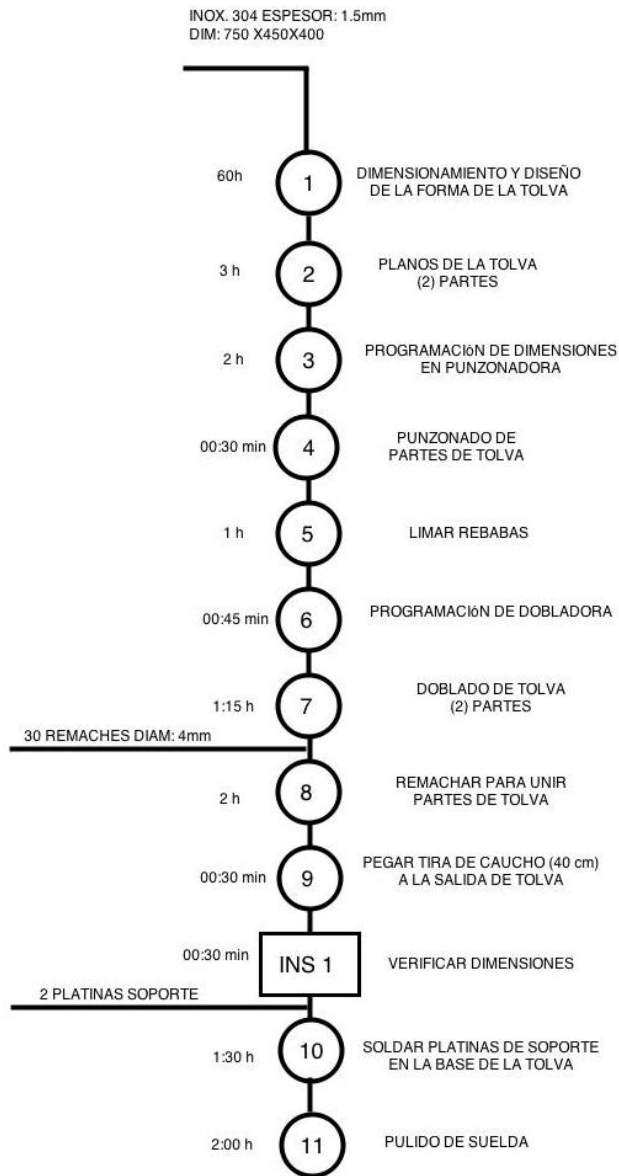


Figura 105 Diagrama de Proceso para la construcción del sistema de alimentación

Fuente: (Propia)

Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	11	75 h
Inspecciones	1	

En la Figura 105 se indica el diagrama de proceso para la construcción del sistema de alimentación, y en la Figura 106 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, siendo este una tolva.



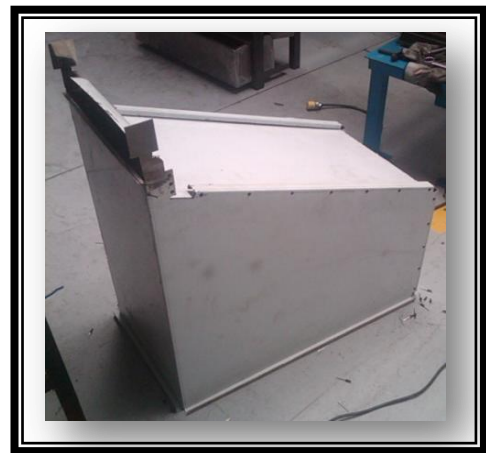
a)



b)



c)



d)

Figura 106 Construcción de la Tolva, Sistema de Alimentación:
a) doblez del fondo de la tolva b) parte frontal abierto c) tolva vista posterior d) tolva terminada vista lateral

Fuente: (Propia)

6.2 DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DEL MECANISMO DE TRANSPORTE

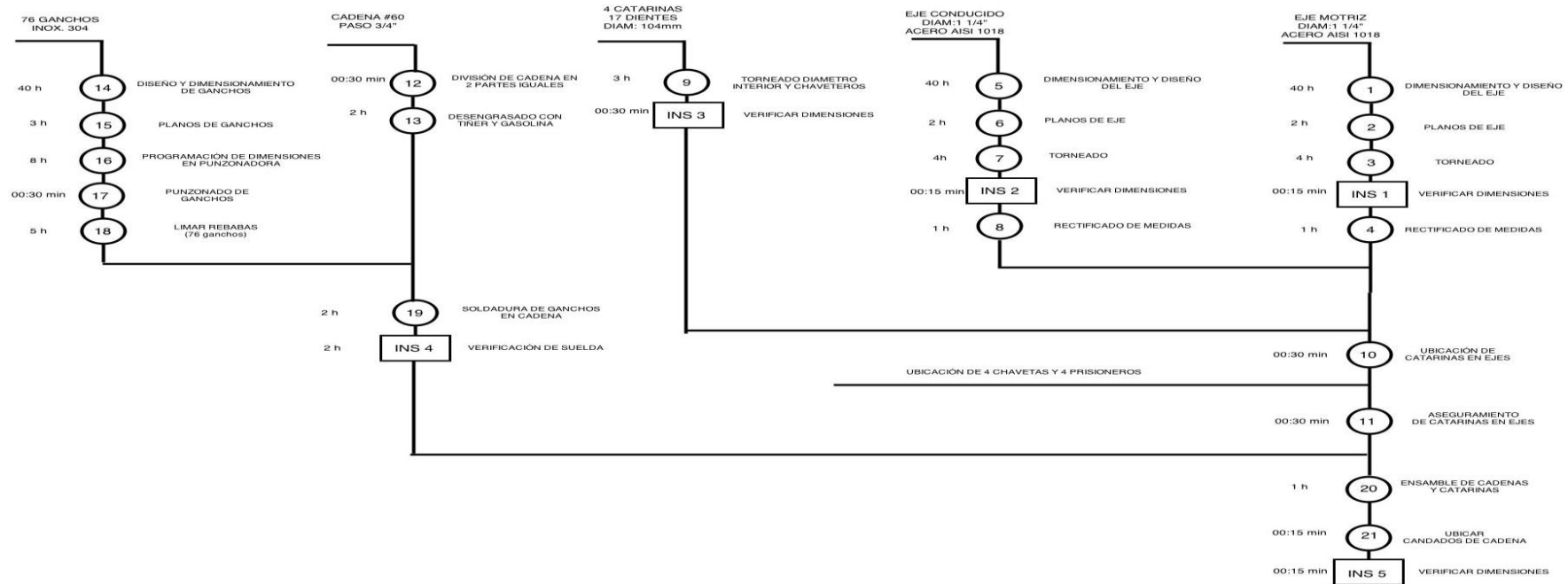


Figura 107 Diagrama de Proceso para la construcción del mecanismo de transporte

Fuente: (Propia)

Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	21	75 h
Inspecciones	5	

En la Figura 107 se indica el diagrama de proceso para la construcción del mecanismo de transporte, y en la Figura 108 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, obteniendo ejes, catarinas y una cadena con ganchos para transportar los tubos extruidos de alimento canino.

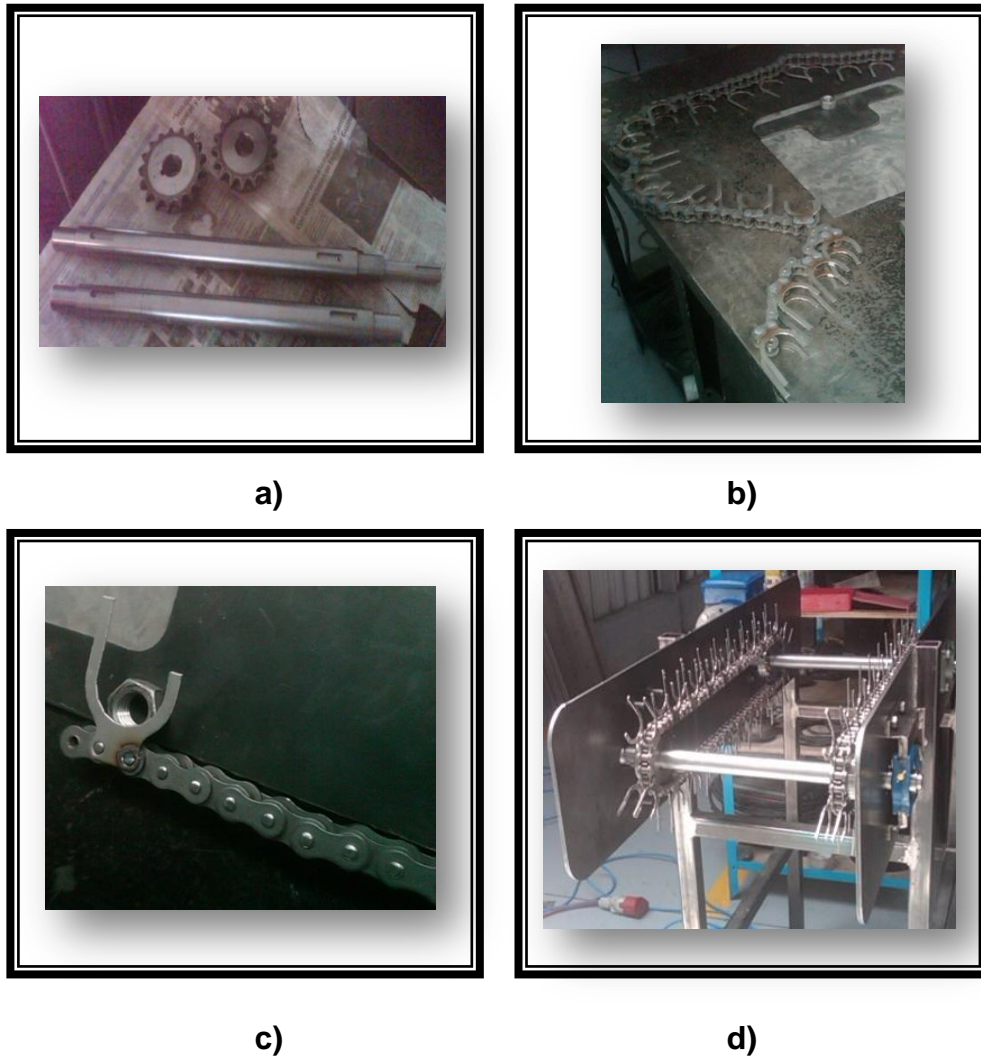


Figura 108 Construcción del Sistema de Transporte:
a) Ejes y catarinas b) Soldadura de un gancho a la cadena c) Cadena con ganchos soldados d) mecanismo de transporte ensamblado

Fuente: (Propia)

6.3 DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DEL MECANISMO DE CORTE

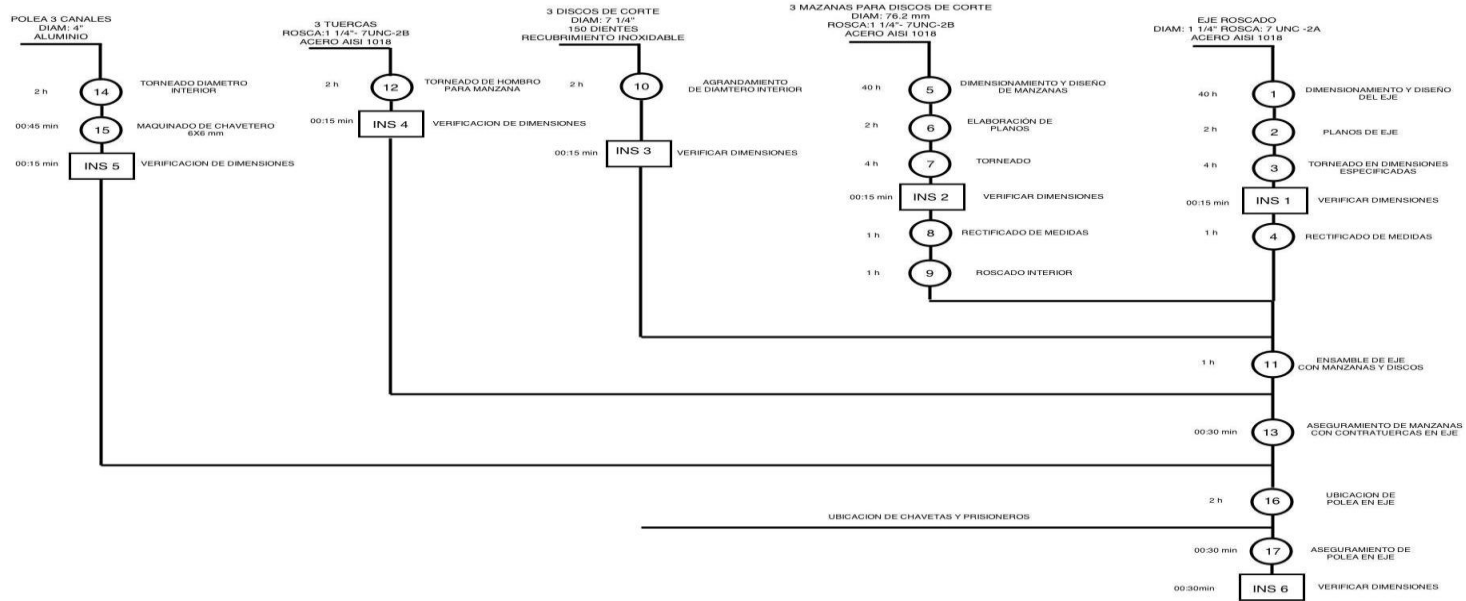


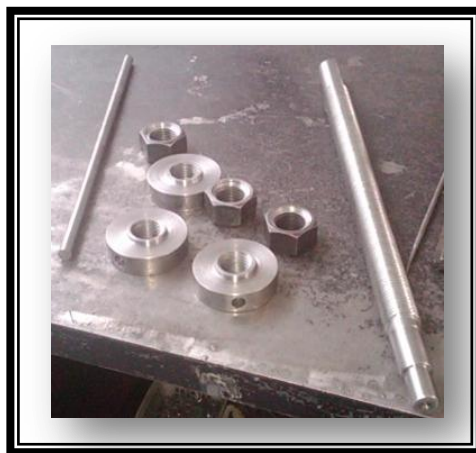
Figura 109 Diagrama de Proceso para la construcción del Mecanismo de Corte

Fuente: (Propia)

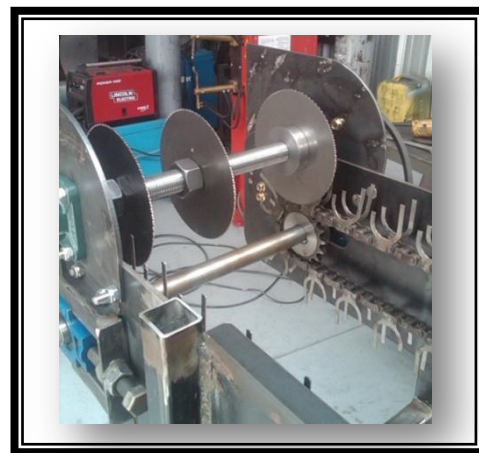
Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	17	107h 30min
Inspecciones	6	

En la Figura 109 se indica el diagrama de proceso para la construcción del mecanismo de corte, y en la Figura 110 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, siendo estos un eje roscado, manzanas y contratuerzas donde se montaran las cierras circulares, y el acoplamiento con la máquina por medio de chumaceras y poleas que conectan al motor por medio de bandas.



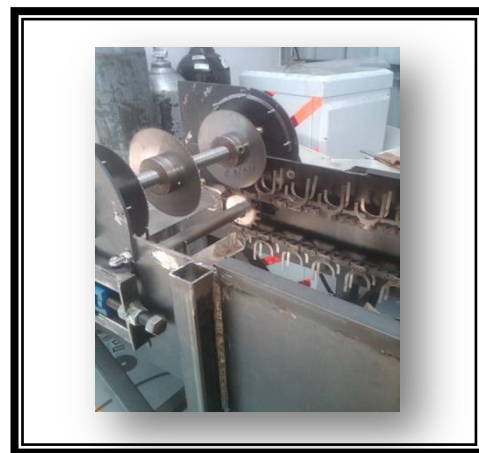
a)



b)



c)



d)

Figura 110 Construcción del Sistema de Corte:
a) Eje manzanas y contratuercas b) Cuchillas armadas con el mecanismo c) Mecanismo de corte ensamblado con el motor y bandas d) Mecanismo de corte montado en la máquina

Fuente: (Propia)

6.4 DIAGRAMA DE MÉTODOS DE PROCESO DEL BASTIDOR Y SOPORTE DE LA MÁQUINA

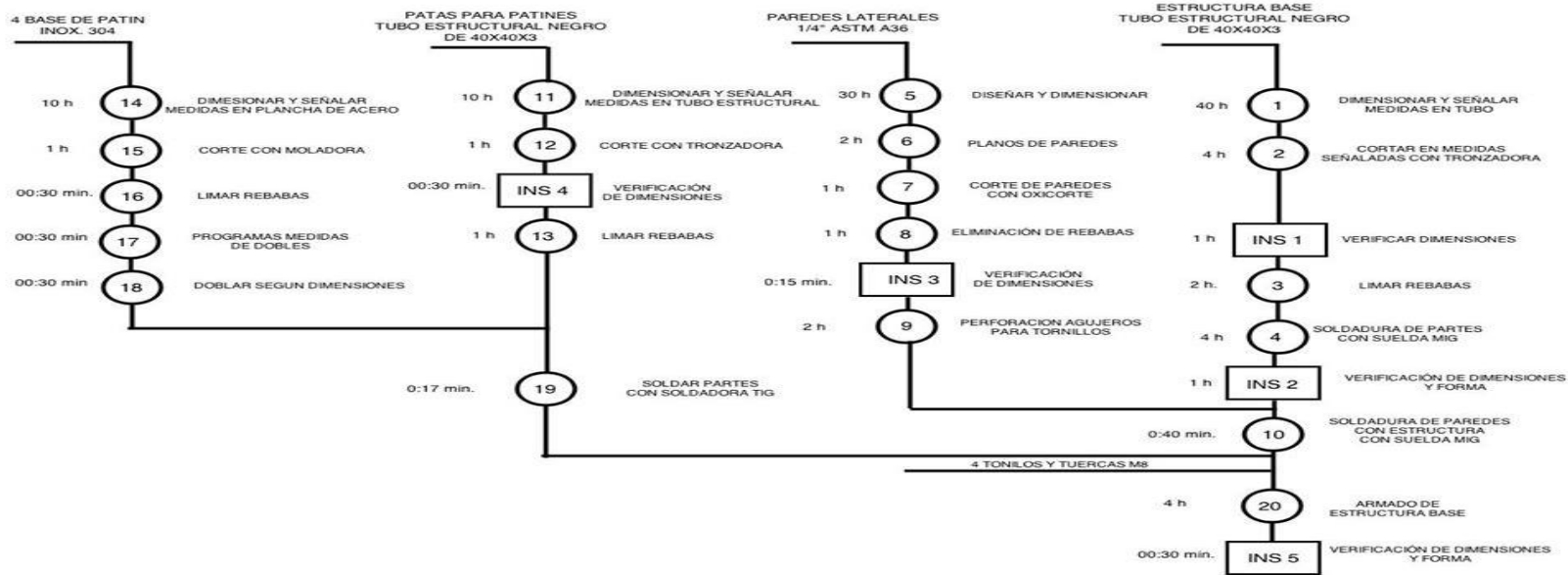


Figura 111 Diagrama de procesos para la construcción del Bastidor y Soporte de la máquina

Fuente: (Propia)

Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	20	118h 42min
Inspecciones	5	

En la Figura 111 se indica el diagrama de proceso para la construcción del bastidor y soporte de la máquina, y en la Figura 112 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, siendo este una estructura de tubo cuadrado con paredes de acero donde se alojarán todos los mecanismos y subsistemas.



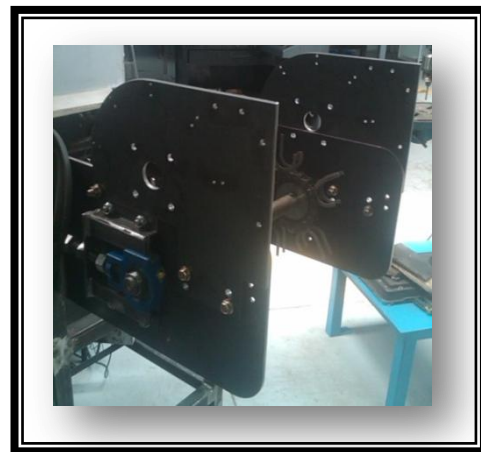
a)



b)



c)



d)

Figura 112 Construcción del Bastidor de la Máquina:
a) Paredes laterales cortadas con oxicorte b) Estructura de tubo cuadrado soldado c) Estructura de la máquina armada d) Paredes de sistema de corte armado con el bastidor

Fuente: (Propia)

6.5 DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESOS DEL SISTEMA DE SALIDA DEL PRODUCTO

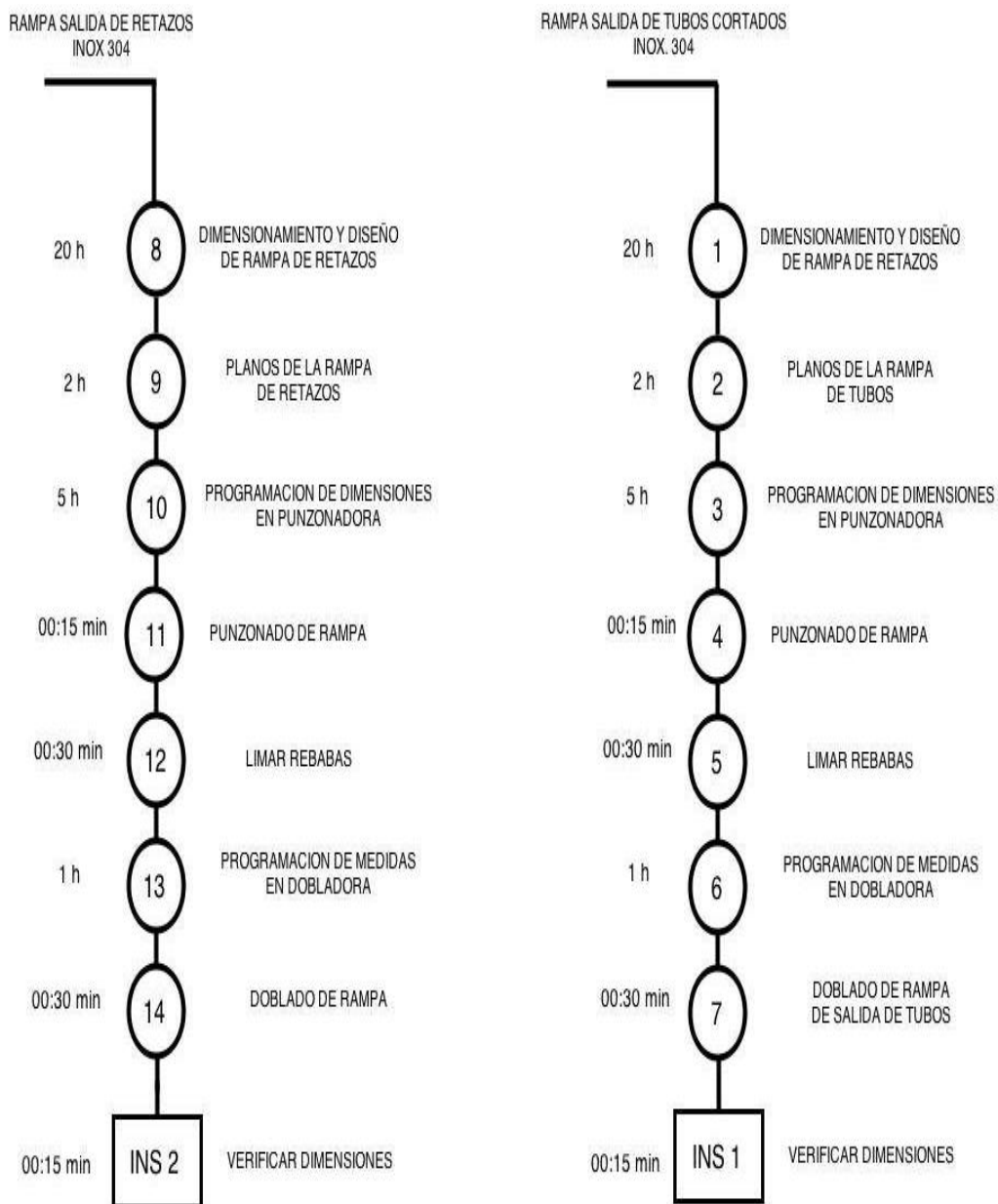


Figura 113 Diagrama de Proceso para la construcción de las bandejas de salida del producto

Fuente: (Propia)

Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	14	59 h
Inspecciones	2	

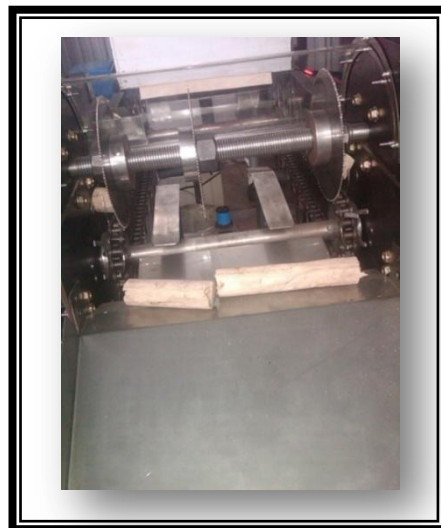
En la Figura 113 se indica el diagrama de proceso para la construcción de las bandejas de salida del producto, y en la Figura 114 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, siendo este dos bandejas una para el producto cortado y otra para el residuo que será reprocesado.



a)



b)



c)

Figura 114 Construcción del Sistema de Salida:
a) Bandejas de salida punzonadas b) Bandejas de salida de producto ensambladas c) Bandejas de Salida con una muestra

Fuente: (Propia)

6.6 DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESOS DE LAS TAPAS DE SEGURIDAD

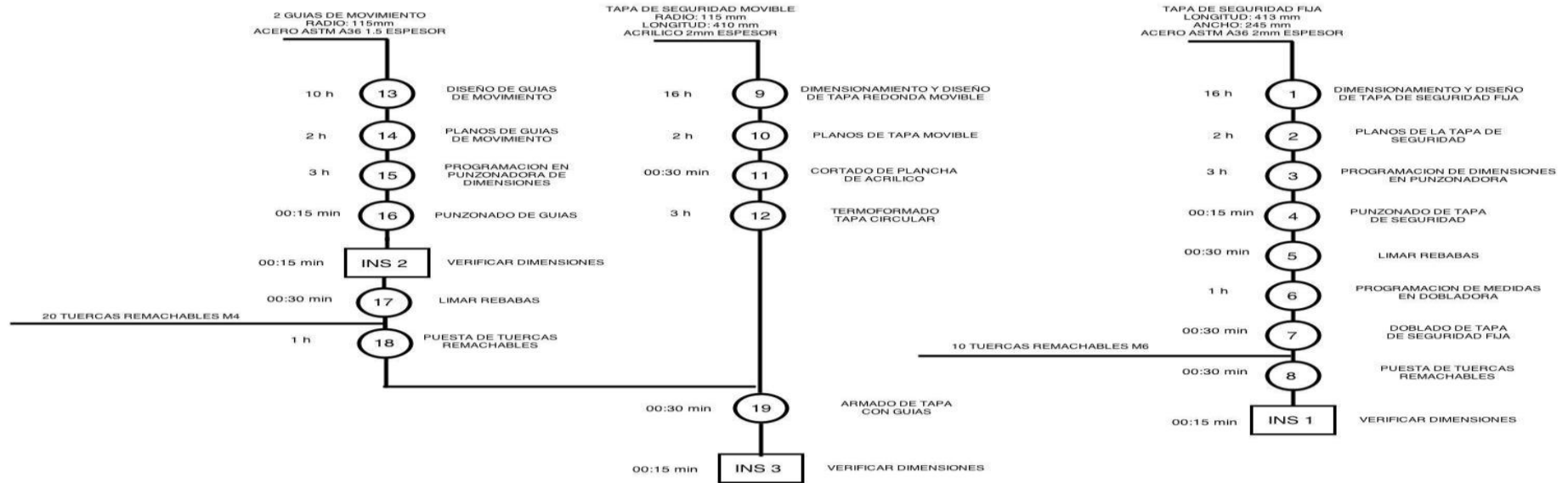


Figura 115 Diagrama de Proceso para la construcción de las tapas de seguridad

Fuente: (Propia)

Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	19	63h 15min
Inspecciones	3	

En la Figura 115 se indica el diagrama de proceso para la construcción de las tapas de seguridad, y en la Figura 116 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, siendo estas una tapa fija de acero y una móvil en forma de cuarto de circunferencia de acrílico transparente, que cubren al mecanismo de corte y protegen al operario de algún accidente.

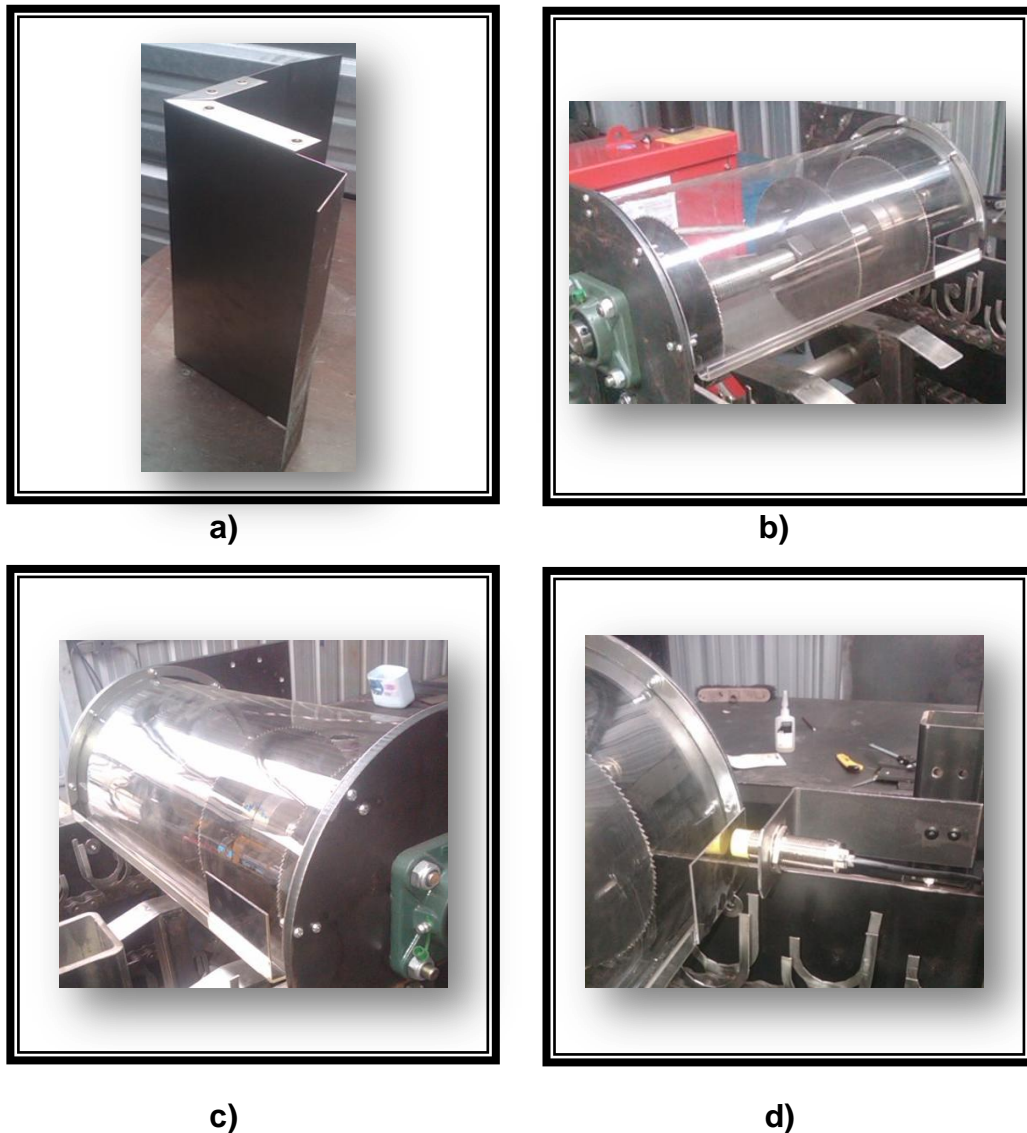


Figura 116 Construcción del Sistema de Seguridad:
a) Tapa fija de la protección b) Tapa móvil de acrílico c) Tapa de acrílico con la platina de acero inoxidable d) Sensor inductivo para la seguridad montado en la máquina

Fuente: (Propia)

6.7 DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESOS SISTEMA ELÉCTRICO Y CONTROL

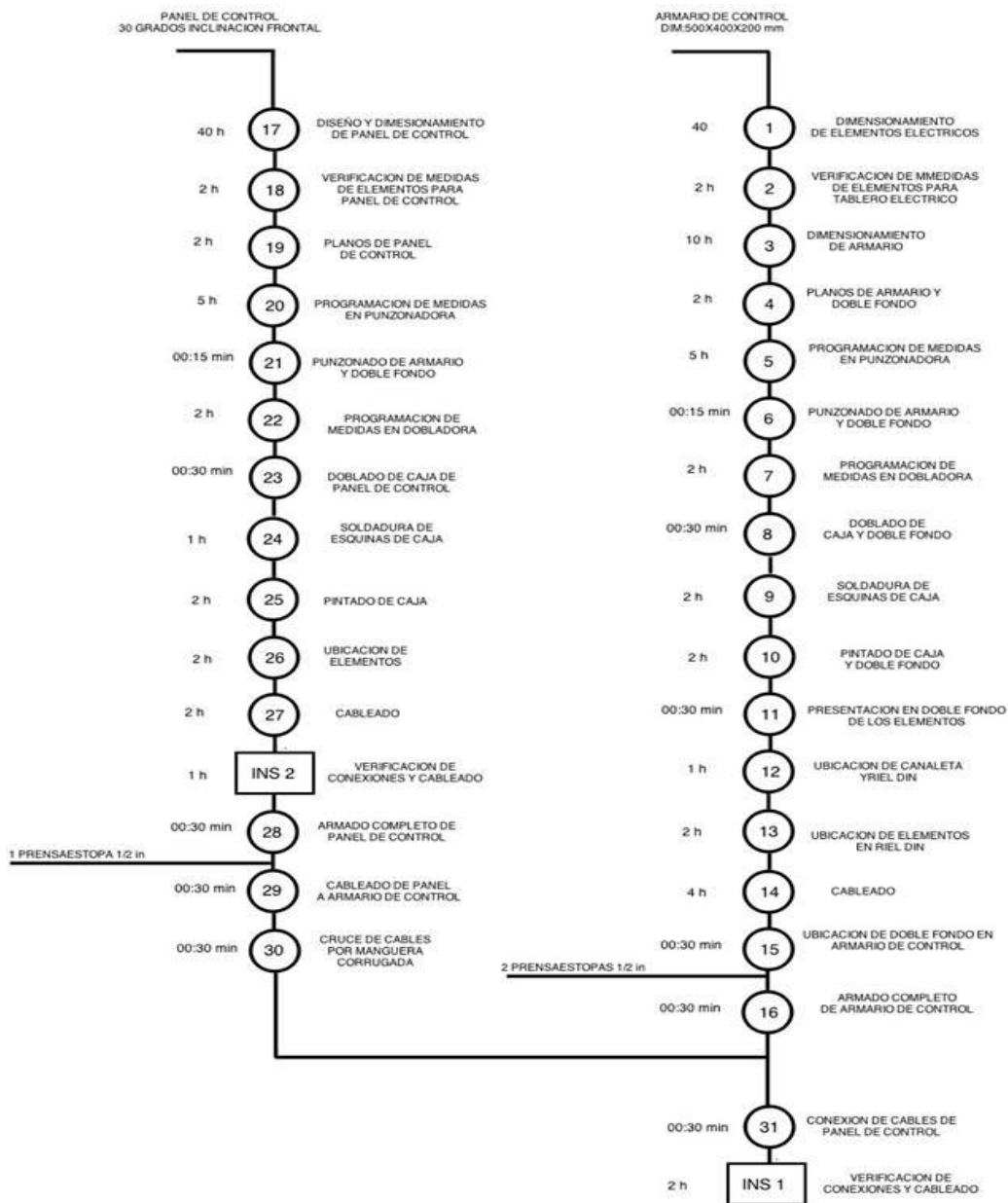


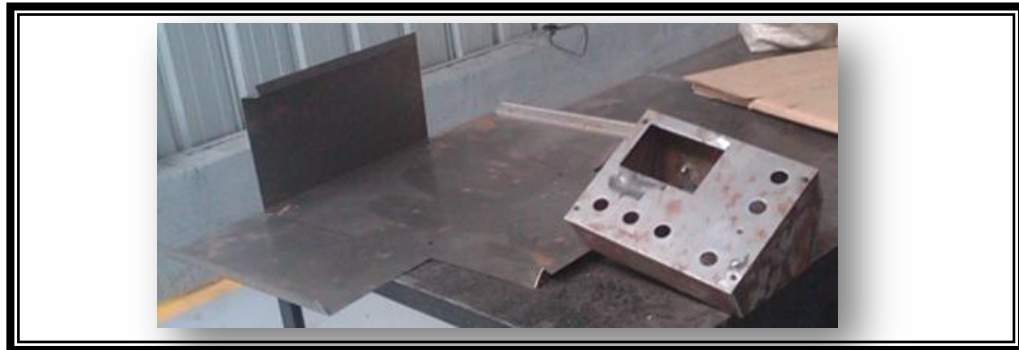
Figura 117 Diagrama de Proceso para el armado del panel principal y el HMI

Fuente: (Propia)

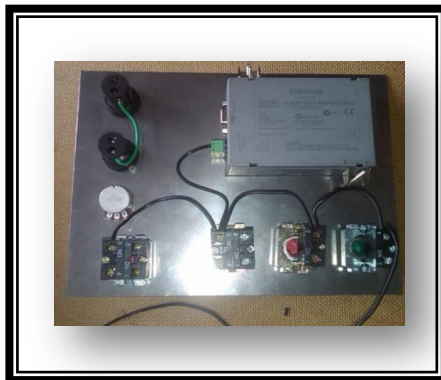
Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	31	137h 30min
Inspecciones	1	

En la Figura 117 se indica el diagrama de proceso para la construcción del panel principal y el HMI, y en la Figura 118 se observa imágenes del proceso de construcción y el producto final, siendo estos la caja del panel principal y el HMI como la interconexión de alambrado de los distintos elementos que los conforman.



a)



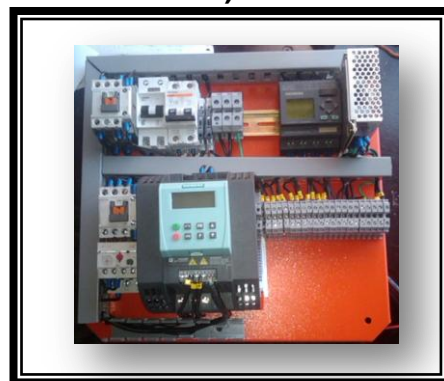
b)



c)



d)



e)

Figura 118 Construcción y armado de los Tableros Eléctricos:
a) Caja del panel principal y el HMI b) Cableado del HMI c) Vista frontal del HMI d) Doble fondo del panel principal con riel DIN y canaleta agujereada e) Panel Principal cableado y armado.

Fuente: (Propia)

6.8 DIAGRAMA DE METODOS DE PROCESO DE ENSAMBLE DE MECANISMOS Y SUBSISTEMAS DE LA MÁQUINA

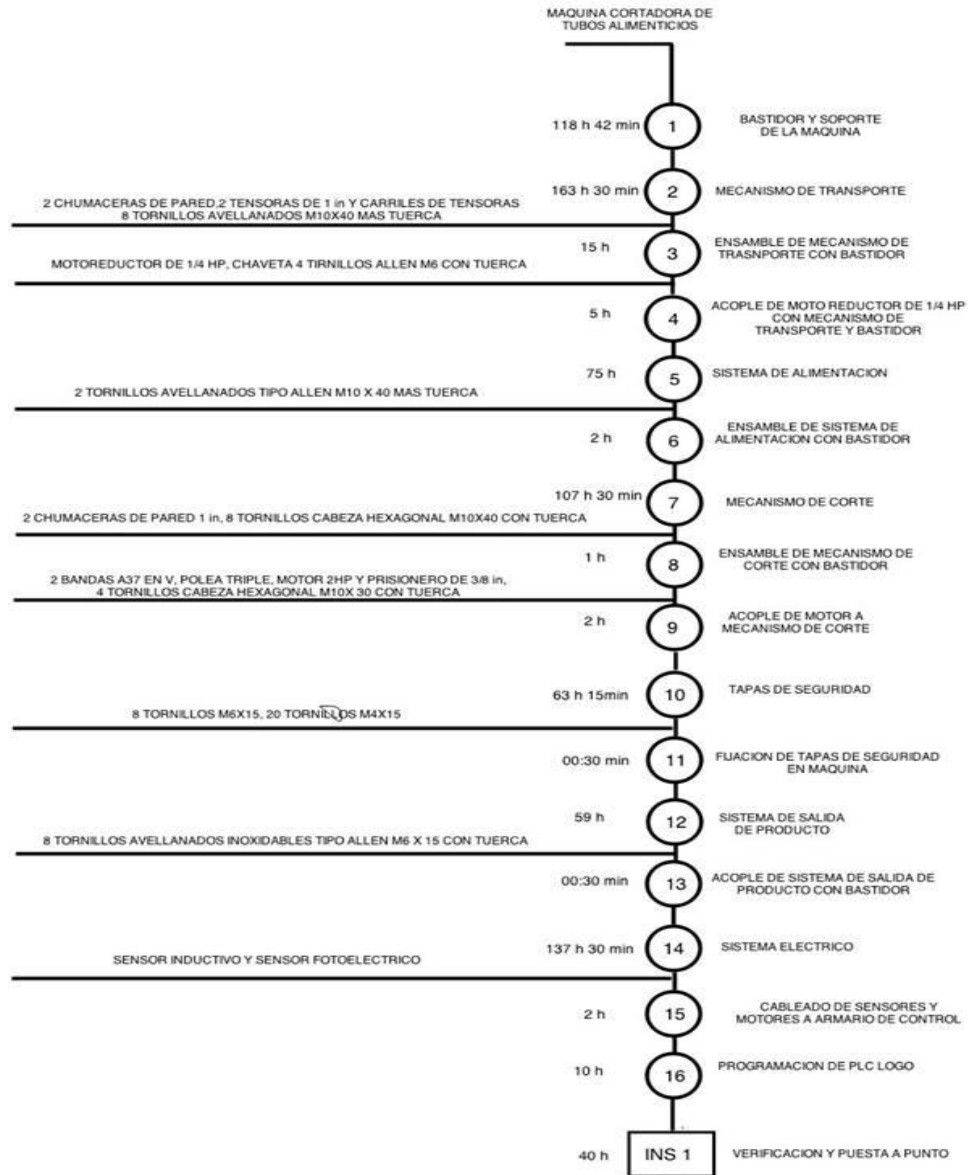


Figura 119 Diagrama de Proceso para el ensamble de la Máquina cortadora de tubos alimenticios

Fuente: (Propia)

Resumen:

Evento	Cantidad	Tiempo
Operaciones	16	801h 27min
Inspecciones	1	

En la Figura 119 se indica el diagrama de proceso para el ensamblado de la todos los sistemas y mecanismos que conforman la máquina, y en la Figura 120 se observa imágenes del ensamble realizado y la máquina completa.



Figura 120 Máquina Cortadora de Rejos ensamblada

Fuente: (Propia)

En La Figura 121 se aprecia una comparación del diseño digital de la máquina con la máquina real.

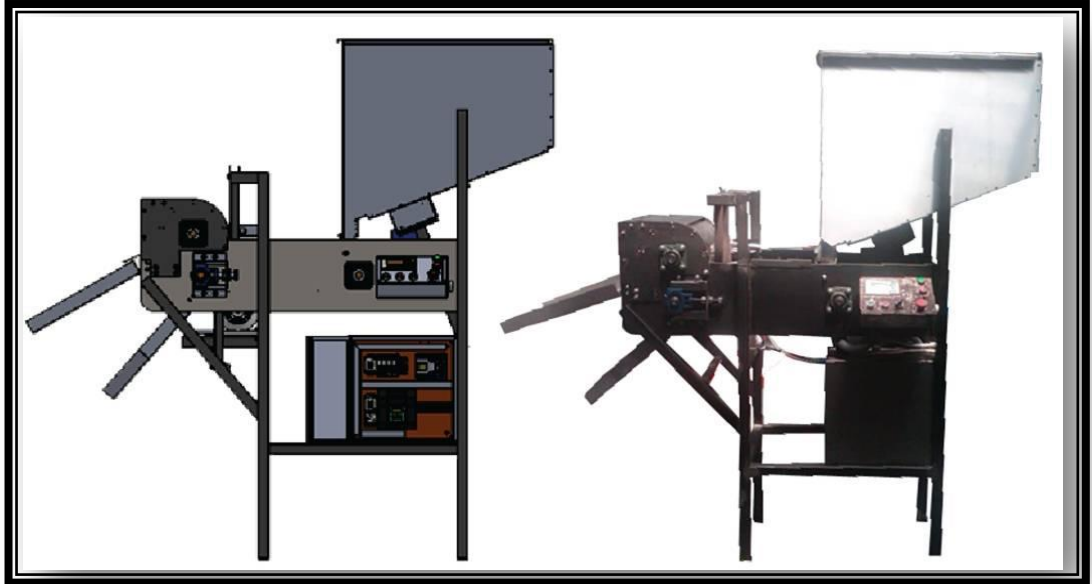


Figura 121 Máquina diseño digital y Máquina real

Fuente: (Propia)

CAPÍTULO 7

7 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y RESULTADOS

En este capítulo se describe el desarrollo de las pruebas de cada elemento y subsistema de la máquina, y en base a su resultado se toma el correctivo o modificación necesaria, y al final se presenta una tabla con los resultados obtenidos del funcionamiento de la máquina.

7.1 VERIFICACIÓN DEL MECANISMO DE TRANSPORTE

El mecanismo de transporte de la máquina, se integra tanto por la alimentación de los tubos que se realiza por medio de la tolva como del sistema de tracción por cadena que realiza el transporte propiamente dicho hasta el mecanismo de corte. Por lo tanto tanto la alimentación como el transporte deben trabajar en conjunto.

Una vez construida la tolva de alimentación, colocados y armados los elementos correspondientes al transporte se prende el motor con reductor y se pone en marcha estos mecanismos. (Ver Figura 122)

- Observación:

En esta prueba se pudo observar que el transporte de los tubos o arrastre por medio del mecanismo de transporte, con los ganchos y cadena funciona correctamente, pero la alimentación por medio de la tolva tiene dos problemas:

- Los tubos salen dos o tres al mismo tiempo.
- Existe atascamiento en la boca de la tolva de varios tubos y no cae ninguno.

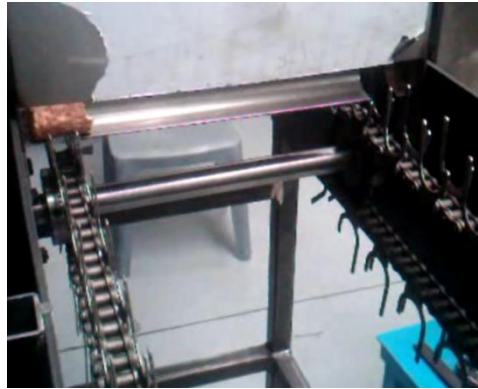


Figura 122 Prueba de alimentación y transporte

Fuente: (Propia)

7.2 VERIFICACIÓN DEL MECANISMO DE CORTE

Primero se puso en marcha el mecanismo de corte en vacío, sin cortar ningún producto y se mantuvo como primer prueba encendido todos los mecanismos, esencialmente el de corte durante un día entero para verificar que las piezas de la máquina no se desensamblen y para observar si existe vibración excesiva.

- Observación:

Como resultado de este ensayo se obtuvo que la vibración en toda la máquina especialmente en el mecanismo de corte es un poco elevada, pero la máquina no llegó a desarmarse.

7.2.1 CALIBRACIÓN DE LAS VELOCIDADES EN LOS MOTORES

La velocidad en el avance o transporte es fija, y se basa en la producción que se requiere que es de 60 tubos/min, la velocidad que se varía y se debe determinar cual es la adecuada para el corte. Para esto primero se realizó pruebas con tubos de madera y luego con el material para el que se diseña la máquina, cabe recalcar que tiene una textura un poco vidriosa o como yeso. Los resultados de estas pruebas

se pueden observar en la Tabla 44. (Ver Figura 123)

Tabla 44 Pruebas realizada con diferentes materiales y velocidades de corte

Prueba	Material	Velocidad de corte (rpm)	Observación
1	Madera	2500	No corta completamente y daña los ganchos de transporte (Tuerce)
2	Madera	5300	Corta el material sin dificultad
3	Tubos extruidos o rejos	5000	Hace pedazos al material (Como romper vidrio)
4	Tubos extruidos o rejos	2800	Corta tranquilamente al material.

Fuente: Propia

Con los resultados obtenidos que se observan en la Tabla 7.1 se obtuvo, que la máquina funciona normalmente y sin dificultad para el material que se desea cortar con una velocidad de avance de 14rpm, y en el corte tiene un rango entre 2700 y 3000rpm.



Figura 123 Pruebas realizadas a) madera, b) tubos extruidos a altas velocidades

Fuente: (Propia)

7.2.2 COMPROBACIÓN DEL CORTE

Esta comprobación o prueba, es para determinar la calidad del corte del tubo extruido para alimento canino o rejo con la velocidad antes determinada de 2800rpm.

- Observación:

Al realizar la prueba se observó, que en el corte del centro el tubo tiene una ruptura hacia abajo por la presión ejercida por la cierra de corte, tendiéndolo a partir después de ser cortado un poco como se observa en la Figura 124, y también que al tener el tubo extruido o rejo una forma irregular en su contorno hay algunos que no se fijan bien y tienden a patinar en vacío, lo que también provocaba que el tubo se destruya en el momento del corte.

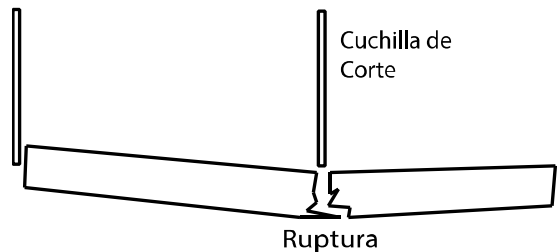


Figura 124 Ruptura en el centro del tubo al momento del corte

Fuente: (Propia)

7.3 VERIFICACIÓN DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS DE LOS SENSORES

La adquisición de datos por medio de los sensores tanto inductivo como fotoeléctrico son óptimos, la velocidad de respuesta es de 10ms en cada sensor, por lo tanto no se tiene problema en la detección.

El sensor inductivo detecta a una distancia de 8mm y en la máquina se lo utiliza para detectar una plaquita metálica que se encuentra en la tapa de acrílico, para la seguridad donde una distancia de 5mm es suficiente y la velocidad de respuesta es suficiente en este caso.

El sensor fotoeléctrico debe cumplir con la detección del paso de rejos por la máquina a ser cortados, cada rejo pasa con una frecuencia de 1 cada segundo y teniendo el sensor una respuesta de 10ms, el conteo se realiza con normalidad y sin ningún problema, la distancia de detección del sensor es de 70cm, la cual fue calibrada para detectar los tubos a una distancia de 30cm para que no detecte nada que pueda pasar por encima del mecanismo de transporte.

7.4 VERIFICACIÓN DEL SISTEMA DE SEGURIDAD

El sistema de seguridad funciona de la mano del sensor inductivo, la seguridad de la máquina se encuentra en el mecanismo de corte precautelando la seguridad del operario, en caso de prender este mecanismo y meter las manos pudiendo mutilarse algún dedo o realizarse algún corte.

El sistema de seguridad funciona correctamente, si la tapa no se encuentra cerrada, si el sensor inductivo no detecta la plaquita metálica, el mecanismo de corte no se prende en el modo manual, y en el modo automático no se activa ninguno de los sistemas, y si por algún motivo mientras la máquina está operando esta tapa es abierta la máquina se detiene automáticamente al instante. Por lo tanto para que la máquina trabaje siempre debe estar la tapa de protección del mecanismo de corte cerrada. (Ver Figura 125)

7.5 RECTIFICACIÓN DE FALLAS MECÁNICAS Y DE CONTROL

En base a las observaciones tomadas de las distintas pruebas que se realizó de la máquina, se realizaron las correcciones necesarias para el correcto funcionamiento de la máquina.

7.5.1 RECTIFICACIONES EN LA ALIMENTACIÓN

Las rectificaciones realizadas en la alimentación se hacen en base a las observaciones tomadas en las pruebas realizadas, como son el hecho de salir más de un tubo al mismo tiempo y el hecho de que algunos tubos se atascan en la boca de la tolva, para eso se realizó los correctivo que se observan en la tabla 45.

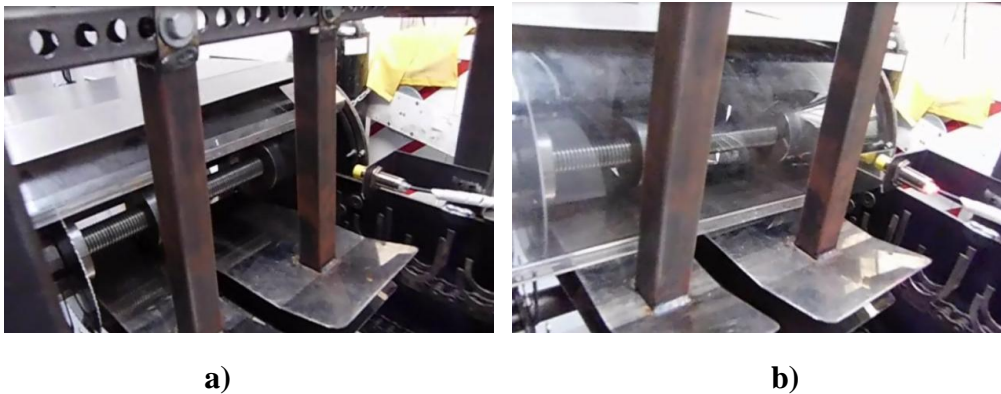


Figura 125 Protección de la máquina a) tapa abierta, sensor no detecta b) tapa cerrada, sensor detecta

Fuente: (Propia)

Tabla 45 Fallas y Rectificaciones a realizar

Falla	Rectificación
Salen más de 1 tubo al mismo tiempo de la tolva	Tapa de goma a la salida de la tolva
Los tubos se atascan en la boca de la tolva	Vibrador para que los tubos se acomoden correctamente

Fuente: Propia

7.5.1.1 Tapa de Goma a la Salida de la Tolva

Para el problema a la salida de los tubos de la tolva se colocó una tapa de goma con unas pestañas fijas a la tolva para que funcione como compuerta.

Al pasar los ganchos del mecanismo de transporte toman al tubo que se

encuentra listo para salir de la tolva, con la fuerza de tracción se supera la fuerza que ejerce la tapa de goma dejando salir un tubo y de inmediato esta tapa de goma regresa a su posición original, deteniendo la salida del siguiente tubo y permitiendo que salgan uno por uno.

Para lograr esto la tapa de goma debe ser unos milímetros menor al ancho de la salida de la tolva que es de 40mm, por lo que la tapa es de 35mm, y de un largo menor a la de los huecos que tiene la tolva para el paso de los ganchos jalando a los tubos, para que no interfiera en el correcto funcionamiento del transporte, y para que la tapa sea un poco más rígida y regrese instantáneamente a su posición original, se elaboró unas pequeñas pestañas para fijarla a la tolva con una inclinación de 20° como se observa en la Figura 126.

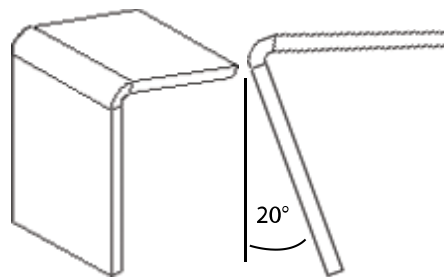


Figura 126 Pestaña para tapa de goma de la tolva

Fuente: (Propia)

En la Figura 127 se puede ver este cambio.

7.5.1.2 Vibrador

Para el atascamiento de varios tubos en la boca de la tolva, se colocó un vibrador en la parte inferior de la tolva para que estos tubos se acomoden automáticamente, para la correcta salida, sin problemas.



Figura 127 Rectificación a la salida de los tubos extruidos a) sin tapa de goma, b) con tapa de goma

Fuente: (Propia)

7.5.1.2.1 Diseño del Vibrador para la Tolva

Se realizo un vibrador en base a un electroimán con unas placas E, para el núcleo del electroimán y unas placas I (ver Figura 128), que vibraran de acuerdo a la frecuencia que se calibre por medio de un *dimmer*.

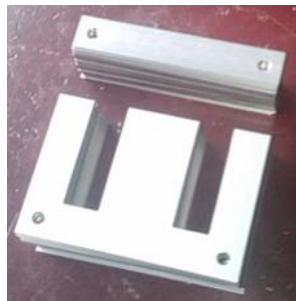


Figura 128 Placas tipo E e I para el electroimán

Fuente: (Propia)

En la parte céntrica de las placas en E, va el bobinado del cable esmaltado en un carrete plástico cuadrado como se observa en la Figura 129.

Se acopla los elementos que son: el grupo de placas E que rodean a la bobina y las placas I que serán las que vibren de acuerdo a la frecuencia calibrada, para esto se pone un elemento dieléctrico, que puede ser cualquier material que no sea

férrico en la mitad de las placas E e I como se observa en la Figura 130, para que no se queden pegadas completamente y vibren.

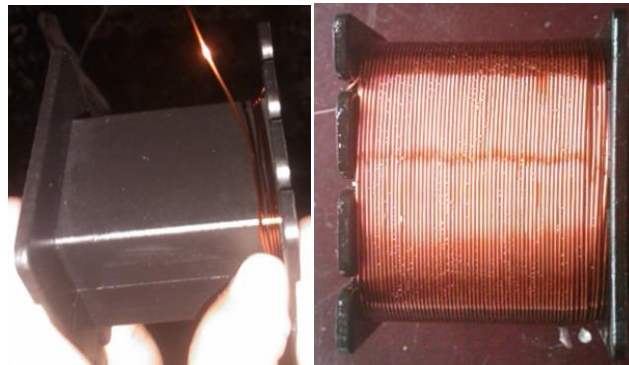


Figura 129 Bobinado del cable de cobre esmaltado en el núcleo del electroimán

Fuente: (Propia)

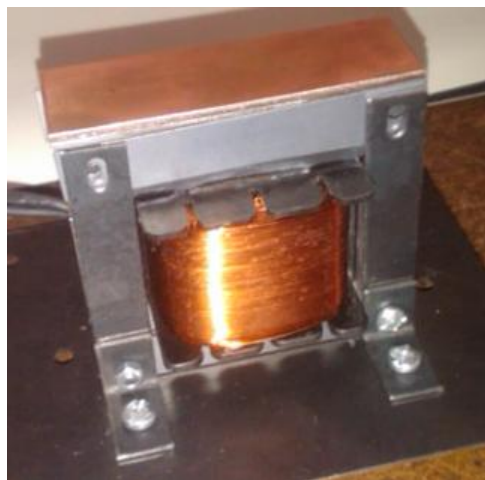


Figura 130 Electroimán para vibrador

Fuente: (Propia)

Se colocó unas plaquitas de baquelita en la parte superior del vibrador (ver Figura 130), que serán las que golpeen contra la base de la tolva produciendo que esta vibre, para que los tubos se acomoden correctamente.

El vibrador es prácticamente lo que se acabó de describir, pero para anclarlo a la máquina y hacerlo más vistoso o comercial se elaboró una cajita de acero, con unas platinas para poder anclar cada elemento a las respectivas bases y partes de la caja, como se puede observar en la Figura 131.

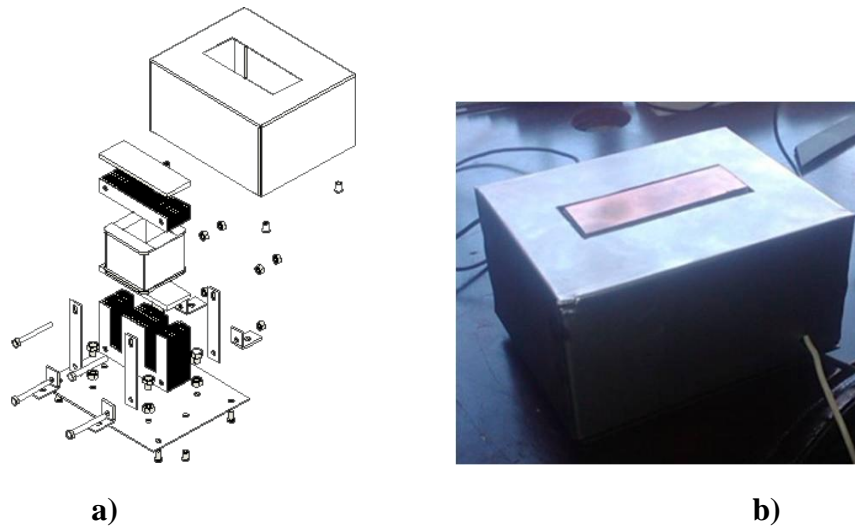


Figura 131 Vibrador para la tolva a) despiece, b) vista real del vibrador armado

Fuente: (Propia)

7.5.1.2.2 Colocación del vibrador en la máquina

Para ubicar correctamente el vibrador en la base de la cuña de la tolva, debe ser a $1/3$ del largo de la cuña de la tolva como se indica en la Figura 132.

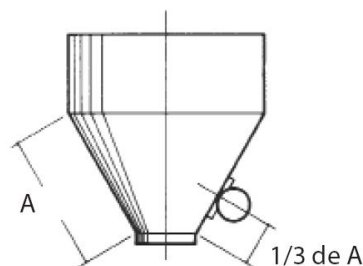


Figura 132 Distancia de colocación del vibrador

Fuente: (Propia)

La placa del vibrador que realiza la vibración se encuentra justo a $1/3$ de la base de la cuña, la cuña tiene una distancia de 760mm por lo tanto esta placa se ubica exactamente a 253,33mm como se indica en la Figura 133.

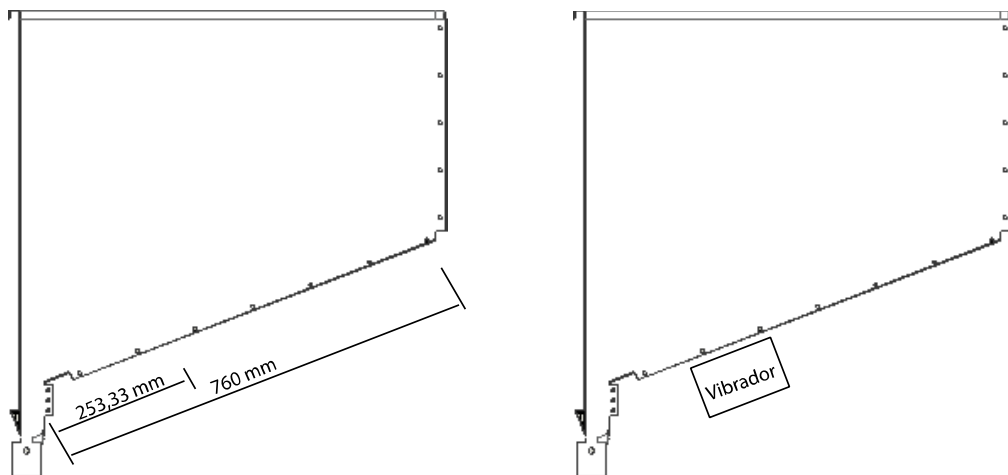


Figura 133 Medida para la colocación del vibrador en la tolva

Fuente: (Propia)

Para montar el vibrador a la tolva se soldó a la estructura base de la máquina un tubo con una placa para la base donde se encuentra asentada la caja del vibrador, este tubo está soldado con la inclinación respectiva para que la placa que tendrá contacto con la base de la tolva y producirá la vibración se encuentre perpendicular.

Como se observa en la Figura 134 a., la base de la tolva tiene una inclinación de $21,03^\circ$, pero como se mencionó anteriormente esta base debe ser perpendicular al vibrador, por lo tanto el tubo que sostiene al vibrador debe soldarse a la estructura de la máquina, con una inclinación de $111,03^\circ$ como se ve en la Figura 134 b.

Así se evita dañar la tolva que ya se encuentra construida, empernando o soldando el vibrador a ella, y se asegura al vibrador a la estructura de la máquina permitiendo que la vibración se realice correctamente en la tolva como se requiere.

(Ver Figura 135), además se hizo uso de varios cauchos redondos, que se los ubicó en los tornillos de la caja del vibrador y la base de esta, para amortiguar la vibración hacia la estructura.

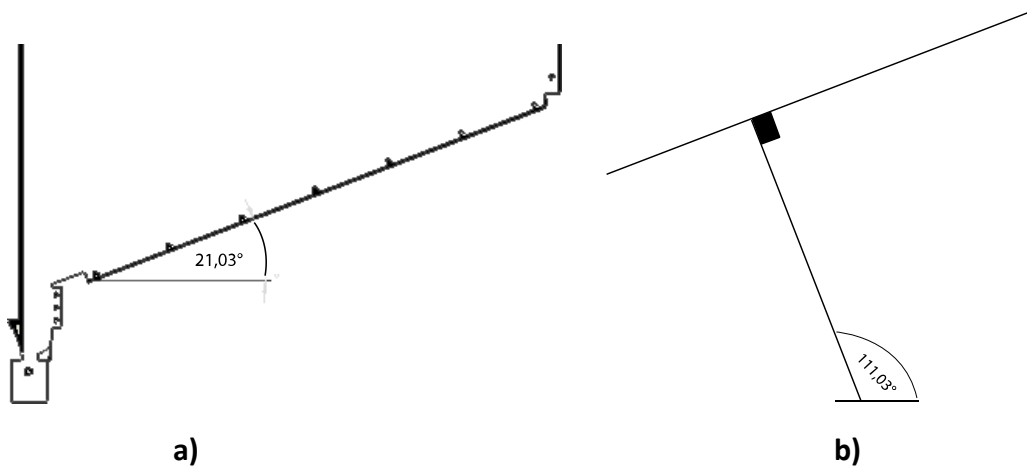


Figura 134 Ángulos para la colocación del vibrador a) ángulo de inclinación de la tolva, b) ángulo para soldar la base del vibrador a la estructura de la máquina

Fuente: (Propia)



Figura 135 Vista real del vibrador con la tolva

Fuente: (Propia)

7.5.2 RECTIFICACIÓN PARA LA EXCESIVA VIBRACIÓN PRODUCIDA EN EL CORTE

Al momento de cortar se produce vibración en la máquina, por el motivo que las placas que sostienen al mecanismo de corte no forman un solo cuerpo con el resto de la máquina, sino son placas empernadas a la estructura principal de la máquina.

Por esta razón para disminuir la vibración y canalizarla a la estructura de la máquina, y principalmente al piso, primero se colocó unos nervios como apoyo entre las patas de la máquina y las paredes de la estructura base, en la parte donde se encuentra el mecanismo de corte como se observa en la Figura 136.

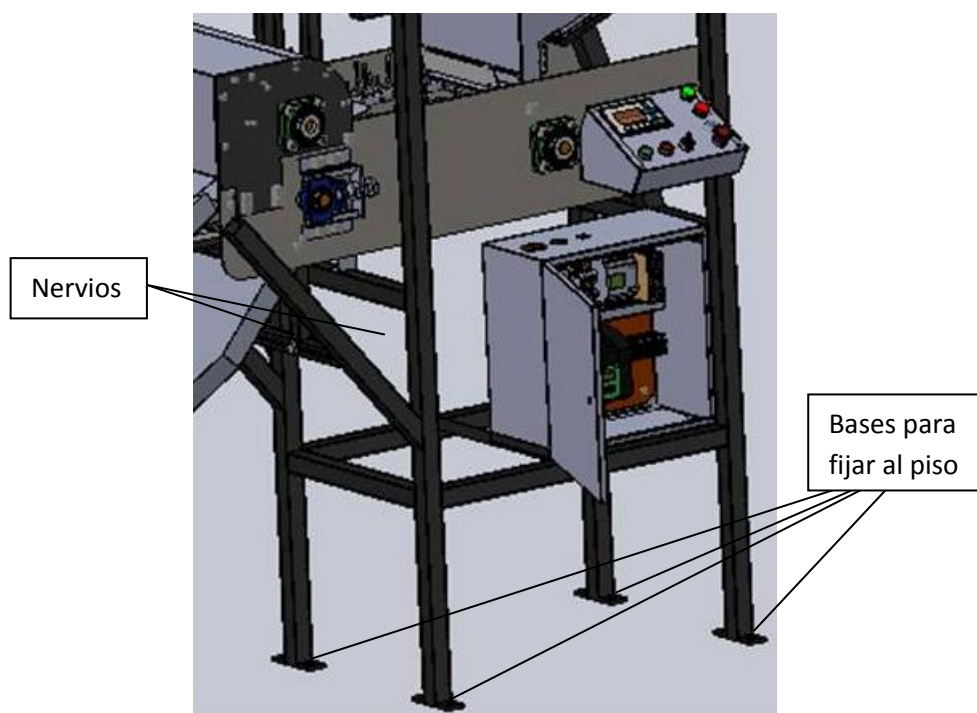


Figura 136 Rectificaciones para disminuir la vibración

Fuente: (Propia)

También se colocó unas bases en cada pata de la máquina, para poderla fijar al piso con la ayuda de pernos y eliminar totalmente la vibración de la máquina.

7.5.3 CORRECCIÓN EN EL CORTE

Para eliminar la ruptura del tubo extruido o rejo en el corte realizado con la cuchilla del centro, se colocó unos patines en la parte inferior del paso del tubo, para que sirva de apoyo, contrarrestando la fuerza ejercida por la cuchilla hacia abajo como se indica en la Figura 137.

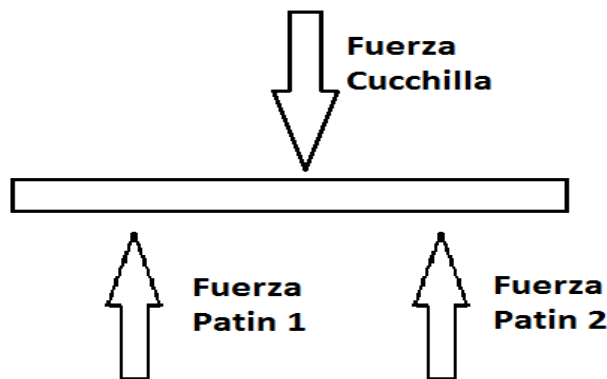


Figura 137 Fuerzas ejercidas en el tubo extruido para evitar la ruptura en el centro del mismo

Fuente: (Propia)

Con estos patines se evita que el tubo se rompa en la mitad y se le da un apoyo en la base (ver Figura 138)

Para dar la sujeción al tubo extruido o rejo en el momento del corte, se realizó unos patines similares a los inferiores pero para la parte superior, con un recubrimiento de esponja para que apriete al tubo y se amolde a la forma de este, como estos tubos tienen forma irregular, con eso se presiona al tubo hacia abajo contra los patines inferiores y las cadena de transporte, dándole la facilidad de moverse en esta y eliminando el hecho que quede el tubo en el aire. (Ver Figura 139)

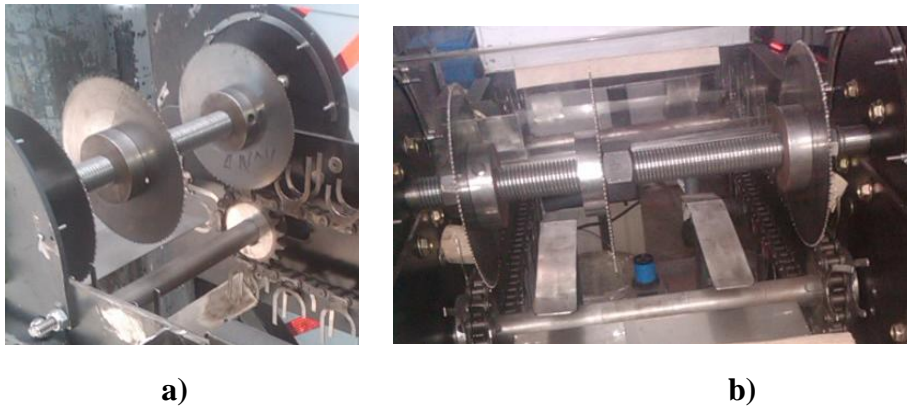


Figura 138 Patines inferiores a) sin patines, b) con patines

Fuente: (Propia)



Figura 139 Patines superiores

Fuente: (Propia)

7.6 RESULTADOS

Los resultados obtenidos luego de realizar todas las correcciones necesarias fueron satisfactorios, como se observa tanto en la Tabla 46 como en la Figura 140.

Tabla 46 Resultados finales de la máquina cortadora de rejos

PRUEBA	RESULTADO
Alimentación	Los tubos extruidos o rejos salen ordenadamente 1 por 1
Transporte	Se lo realiza ordenadamente a una velocidad de 60 tubos por minuto
Corte	El corte es preciso, se obtiene dos pedazos de 7 ¼ pulgadas y 4 ½ pulgadas, aunque estos tamaños se pueden variar

Fuente: Propia



a)



b)

Figura 140 Tubos extruidos cortador a) primeras pruebas, b) prueba final con las correcciones respectivas

Fuente: (Propia)

CAPÍTULO 8

8 ANÁLISIS ECONÓMICO

En el presente capítulo se analiza la inversión realizada en la máquina automática cortadora de rejos contra el beneficio obtenido de ella, y en cuanto tiempo se recupera la inversión, como también cuál es el ahorro obtenido a corto y largo plazo determinando si el proyecto es positivo y viable.

8.1 INVERSIÓN

La inversión para realizar un proyecto, es todos los gastos que intervienen en su desarrollo, como son los costes de elementos mecánicos, costes de elementos eléctricos y de control, costes de mano de obra, de manufactura y también de ingeniería o diseño, todos esos costes se describirán a continuación.

8.1.1 COSTES DE ELEMENTOS MECÁNICOS

Los costes de elementos mecánicos, son todos los gastos en materiales y elementos para la construcción mecánica de la máquina, como se observa en la Tabla 47.

8.1.2 COSTES DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y DE CONTROL

Los costes de elementos eléctricos y control, son todos aquellos elementos que sirven para la automatización de la máquina como también sensores y actuadores, como se indica en la Tabla 48.

A continuación se presentan las tablas con los valores de cotización en elementos mecánicos, eléctricos y control.

Tabla 47 Costes Elementos Mecánicos

MATERIAL MECÁNICO					
Elemento	Descripción	Proveedor	Cant.	P. U. (USD)	Total (USD)
Plancha Inox	acero inoxidable 304, de 1,5 mm de espesor brillante	PROVIACERO	1	88,15	88,15
Plancha Acero	A36, 1mm de espesor	PROVIACERO	1	27,50	27,50
Tubo	40x40x 3 mm	PROVIACERO	4	25,00	100,00
Eje de acero roscado	SAE1018 de 1 1/4 in de diámetro	SOLO PERNOS	1	26,30	26,30
Tuerca para contratuerca	1 1/4 in de diámetro interno	SOLO PERNOS	3	1,50	4,50
Chumacera	de pared de 1in	JHOANDRE	4	7,14	28,56
Chumacera	tensora de 1in	JHOANDRE	2	20,00	40,00
Cuchillas circulares	revestimiento anticorrosivo 1,5mm espesor, 184mm de diámetro agujero de 37mm	TECNISIERRA	3	30,00	90,00
Cadena	ANSI #60	ACEROS MG	1	39,90	39,90
Catarinas	Para cadena ANSI #60	ACEROS MG	4	18,85	75,40
Banda	En V A37	JR	2	5,40	10,80
Polea	3 canales de 4 pulgadas de diámetro	ACEROS MG	2	9,00	18,00
Material para guías de chumacera	Elementos varios		1	10,00	10,00
Tira de caucho	barredera 10cm de ancho	KIWY	1	2,28	2,28
Pernos y tuercas	Inox avellanado M10	SOLO PERNOS	2	1,50	3,00
Pernos y tuercas	Inox avellanados M6 allen y tuerca de seguridad	SOLO PERNOS	8	1,20	9,60
Pernos y tuercas	Acero M10	SOLO PERNOS	32	0,63	20,16
Tornillos y tuercas	M4	SOLO PERNOS	20	0,25	5,00
Tornillos y tuercas	M6	SOLO PERNOS	8	0,35	2,80
Chavetas			1	1,00	1,00
Prisioneros	Esparrago negro	SOLO PERNOS	10	0,30	3,00
				TOTAL	605,95

Fuente: Propia

Tabla 48 Costes Elementos eléctricos y de Control

MATERIAL ELÉCTRICO Y CONTROL					
Elemento	Descripción	Proveedor	Cant.	P. U. (USD)	Total (USD)
Motor	WEG 2HP trifásico 3400 rpm	BKB	1	205,00	205,00
Motor con reductor	14 rpm de salida 1/4 HP monofásico	BKB	1	468,16	468,16
Variador de frecuencia	SIEMENS G110 2HP	INDUMATIC	1	293,00	293,00
PLC	SIEMENS LOGO 12/24 RC	INDUMATIC	1	135,00	135,00
Display	LOGO TD!	INDUMATIC	1	165,00	165,00
Sensor fotoeléctrico	G30-3A70NA SASSIN	INSELEC	1	54,17	54,17
Sensor inductivo	LM18-2005A SASSIN	INSELEC	1	20,50	20,50
Selector	3 posiciones	DIMATEL	1	1,96	1,96
Pulsador	rojo y verde	DIMATEL	2	1,70	3,40
Indicadores	verde y rojo	DIMATEL	2	1,70	3,40
Pulsador con enclavamiento	tipo hongo	DIMATEL	1	3,97	3,97
Dimmer		KIWY	1	8,00	8,00
Bornera porta fusible	6.3 A	INDUMATIC	2	4,50	9,00
Fusible	3A	APM	2	0,40	0,80
Disyuntor	12A doble	DIMATEL	1	3,92	3,92
Disyuntor	20A doble	INDUMATIC	1	15,00	15,00
Relé térmico		INSELEC	1	20,00	20,00
Contactador		INSELEC	2	23,00	46,00
Fuente	3A, 12V AC-DC	GOIA	1	25,00	25,00
Resistencia	1/2 Watt 10K y 12K	APM	2	0,10	0,20
Potenciómetro	5K	APM	1	1,00	1,00
Material para electroimán	placas E e I, núcleo plástico, cable esmaltado	CAVI	1	20,00	20,00
Bornera de 1 polo con tornillo	44 A AWG 10	INSELEC	3	1,64	4,92
Bornera de 1 polo con tornillo	32 A AWG 12	INSELEC	24	1,48	35,52
Riel din		INSELEC	1	1,20	1,20
Canaleta		INSELEC	1	2,50	2,50
Cable			5	0,40	2,00
Serpentín	plástico	INSELEC	4	0,70	2,80
				TOTAL	1551,42

Fuente: Propia

8.1.3 COSTES DE MAQUINADO Y MANO DE OBRA

Los costes de maquinado y mano de obra contempla, el maquinado que se realiza de algunas piezas en torneado, oxicorte, punzonado, doblado, corte, soldadura y termoformado.

En algunos procesos o maquinados también se contempla el material, como por ejemplo, en el torneado de ejes especialmente, donde se pago el maquinado con todo y material, al igual que los trabajos realizados en oxicorte como son las paredes de ¼in de espesor, y el termoformado de la tapa de acrílico para la seguridad son elementos maquinados en otras empresas proveedoras. Esto se detalla en la Tabla 49.

También se considera los costes de maquinado realizados por nosotros en la empresa como se detalla en la Tabla 50.

8.1.4 COSTES DE DISEÑO

Los costes de diseño se refiere a la ingeniería realizada en el diseño mecánico, eléctrico y control de la maquina, al igual que la programación y automatización de la misma, el tiempo invertido en ingeniería. Por lo que se toma un valor por hora de ingeniería de \$ 10,00 dólares. El tiempo invertido en el diseño y programación es de 580 horas, lo cual se puede verificar en el capítulo 6 en los diagramas de procesos, correspondiente a las operaciones de diseño y dimensionamiento, con la elaboración de planos y toda la ingeniería respectiva, obteniendo un valor total de \$ 5800,00 dólares por costes de diseño.

Tabla 49 Costes de Elementos Maquinados

ELEMENTOS MAQUINADOS				
Elemento	Descripción	Can t.	P. U. (USD)	Total (USD)
Poleas y catarinas	agrandado de agujeros en torno	6	15,00	90,00
Ejes	material y maquinado en torno (SAE 1018 32mm)	2	100,00	200,00
Eje roscado	maquinado en torno	1	70,00	70,00
Manzanas	material y maquinado en torno (SAE 1018 3in)	3	25,00	75,00
Tuercas de seguridad para cuchillas	maquinado en torno	3	8,00	24,00
Pared lateral	material y corte en oxicorte (A36 1/4 in de espesor)	2	75,00	150,00
Paredes cuchillas	material y corte en oxicorte (A36 1/4 in de espesor)	2	35,00	70,00
Base de motor	material y corte en oxicorte (A36 1/4 in de espesor)	1	20,00	20,00
Tapa de acrílico	material 2mm de espesor transparente y termoformado	1	25,00	25,00
			TOTAL	724,00

Fuente: Propia

Tabla 50 Costes de Manufactura

MANUFACTURA		
Proceso	Máquina o herramienta	Costo (USD)
Corte de tubo y taladrado	Moladora con disco de corte y taladro de pedestal	130,00
Punzonado de chapa metálica	Punzonadora CNC	200,00
Doblado de chapa metálica	Dobladora automática	75,00
Soldadura	TIG	400,00
Varios		100,00
		TOTAL
		950,00

Fuente: Propia

8.1.5 COSTE TOTAL DEL PROYECTO

Los costes totales del proyecto es la suma de toda la inversión realizada en material y manufactura, como también en el costo de diseño, obteniendo un total de \$ 9631,37 dólares. Esta descripción se aprecia en la Tabla 51

Tabla 51 Coste Total de la inversión

Descripción	Costo (USD)
Subtotal Elementos Mecánicos	605,95
Subtotal Elementos Eléctricos y de Control	1551,42
Subtotal Elementos Maquinados	724,00
Subtotal Manufactura	950,00
Subtotal Diseño	5800,00
TOTAL	9631,37

Fuente: Propia

8.2 RENTABILIDAD

La rentabilidad es la ganancia que se obtiene al vender un producto, en este caso la máquina automática cortadora de rejos, al precio de inversión se lo multiplica por un factor que oscila entre 0,15 y 0,3 lo que representa el 15% y 30% respectivamente.

Este factor se determina comparando con precios de productos similares en el mercado, pero en este caso esta máquina es nueva y no existe en el mercado, por lo tanto se toma el valor medio de estos factores siendo 30% o 0,3.

$$\text{Rentabilidad} = \text{factor rentabilidad} * (\text{Inversión}) \quad (\text{Ecuación 8.1})$$

$$\text{Rentabilidad} = \$ 2889,41$$

8.3 PRECIO DE VENTA AL PÚBLICO

El precio de venta al público es la suma de la inversión más la rentabilidad del producto, multiplicado por Impuesto al Valor Agregado (IVA).

$$PVP = (Rentabilidad + Inversión) * IVA \quad (\text{Ecuación 8.2})$$

$$PVP = \$ 14023,27$$

8.4 ANÁLISIS Y COMPARACIÓN ECONÓMICO DEL CORTE REALIZADO MANUALMENTE CON LA MÁQUINA AUTOMÁTICA CORTADORA DE REJOS.

8.4.1 ANÁLISIS DE LA OPERACIÓN REALIZADA MANUALMENTE

La empresa AGROCUEROS S.A., actualmente realiza esta operación de forma manual con una máquina para cortar carne de cinta de sierra. Este trabajo lo realiza un operario con un sueldo básico de \$ 340,00 y se demora en cada corte un tiempo de 2 segundos. La máquina para cortar carne tiene un precio en el mercado de \$ 1000,00.

Primero se analiza la cantidad de cortes que realiza un operario en ciertos periodos de tiempo, como se observa en la Tabla 52.

En el este análisis se asume que el operario trabaja continuamente 8 horas diarias laborables sin parar, lo que en la realidad no se cumple al 100%.

Con el dato obtenido en la Tabla 8.5 de la cantidad de cortes realizados por un operario, se puede sacar un valor estimado por corte considerando que el operario

gana \$ 340,00 al mes.

Tabla 52 Cortes realizados por un operario

Tiempo	Cantidad de Cortes
En 1 minuto	30
En 1 hora	1800
En 1 día de 8 horas laborables	14400
En 1 semana de 5 días	72000
En 1 mes de cuatro semanas	288000
En 1 año de 12 meses	3456000

Fuente: Propia

$$Cc = \frac{\text{mensual}}{\text{cortes en 1 mes}} \quad (\text{Ecuación 8.3})$$

Dónde:

Cc → Costo por corte

Mensual → la mensualidad básica que gana un trabajador

$$Cc = \$ 0,0012$$

Esto quiere decir que cada corte cuesta menos de 1 centavo de dólar.

8.4.2 ANÁLISIS DE LA OPERACIÓN REALIZADA

AUTOMÁTICAMENTE

El corte se lo realiza automáticamente con la máquina diseñada en este proyecto, pero cabe recalcar que para la alimentación inicial de rejos se necesita de un operario, el cual gana un sueldo básico de \$ 340,00 mensuales.

Se analiza la cantidad de cortes realizados en un determinado periodo, como se ve en la Tabla 53. La máquina corta un tubo o rejo en dos tamaños en 1 segundo, realizando realmente 3 cortes por segundo.

Tabla 53 Cortes realizados por la máquina automática cortadora de rejos

Tiempo	Cantidad de Cortes
En 1 minuto	180
En 1 hora	10800
En 1 día de 8 horas laborables	86400
En 1 semana de 5 días	432000
En 1 mes de cuatro semanas	1728000
En 1 año de 12 meses	20736000

Fuente: Propia

8.4.3 COMPARACIÓN ENTRE EN CORTE MANUALMENTE Y AUTOMÁTICAMENTE

Para comparar y analizar económicamente la diferencia entre estas dos formas de realizar este trabajo, se parte con los datos obtenidos en las Tablas 8.5 y 8.6 verificando la diferencia en porcentaje.

$$\% = \frac{\text{cortes en 1 min.con máquina}}{\text{cortes en 1 min.manualmente}} * 100\% \quad (\text{Ecuación 8.4})$$

$$\% = 600\%$$

Esto quiere decir que la máquina automática cortadora de rejos tiene un rendimiento del 600%, en comparación del trabajo realizado por un operario con una máquina para cortar carne.

Por lo tanto para cubrir o igualar el trabajo realizado por la máquina se necesita de 6 operarios y 6 máquinas cortadoras de carne, contra un operario y una máquina automática cortadora de rejos.

Entonces esta comparación se hace con la producción en un año, realizándolo manualmente se tiene una inversión en maquinaria de \$ 6000,00, y asumiendo que cada operario gana el básico \$ 340,00 y siendo estos 6, en un año la inversión en sueldo es de \$ 24480,00 dando un total de \$ 30480,00. Mientras que realizándolo con la máquina automática cortadora de rejos se tiene una inversión \$ 14023,27 en el costo de la máquina, y como se necesita de un operario para que alimente a la misma cada 5 minutos igualmente con un sueldo básico de \$ 340,00 se tiene que en un año se gasta en sueldo \$4080,00, dando un total de \$ 18103,27.

Con esto el ahorro anual es de:

$$\text{Ahorro} = \text{gasto anual}(\text{manual}) - \text{gasto anual}(\text{automático}) \quad (\text{Ecuación 8.5})$$

$$\text{Ahorro} = \$ 12376,73$$

Hablando porcentualmente se tiene un ahorro del 40,6%.

CAPÍTULO 9

9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 CONCLUSIONES

- Se tiene una máquina automática cortadora de tubos extruidos para alimento canino totalmente funcional que cumple los requerimientos del cliente, de entrada y salida del producto principalmente, se puede regular la longitud de corte del producto, dando la seguridad necesaria al operador para que no sufra una mutilación al momento del corte, así como también la máquina permite las opciones de trabajo manual y automático.
- Se dimensionó y construyó todos los subsistemas mecánicos, como son alimentación, transporte, corte y salida del producto. La forma de cuña de la tolva permite la alimentación de producto uno a uno al mecanismo de transporte el cual por medio de ganchos de acero inoxidable permite transportar los tubos sin ningún problema al mecanismo de corte en donde son cortados en dos pedazos útiles y dos residuos, los cuales salen por dos bandejas respectivamente en forma correcta. En cuanto a la seguridad se tiene dos tapas una fija y una móvil, las que con la ayuda de un sensor inductivo ayudan a que se proteja al operador de accidentes.
- La automatización de la máquina se la realizó con un PLC LOGO, lo que permite operar en dos formas, modo manual donde los sistemas funcionan de manera independiente y el otro modo automático donde toda la máquina funciona en conjunto correctamente. Para variar o cambiar la velocidad de

las cuchillas de corte se usa un variador de frecuencia el cual por medio de un potenciómetro realiza el cambio de velocidad al motor y esta señal también es enviada al PLC para poder visualizarla en la pantalla LCD del panel de control en revoluciones por minuto (rpm).

- La pantalla LCD LOGO TD! permite interactuar en los dos modos de funcionamiento de la máquina con los pulsadores de función que posee, y podemos visualizar los parámetros de la máquina, estos son la velocidad a la que el mecanismo de corte está operando que es 2800 rpm y la cantidad de tubos extruidos para alimento canino o rejos que se corta.
- El correcto ensamble de todos los subsistemas y bastidor permite tener una máquina totalmente funcional en forma mecánica, así que, al integrar el sistema eléctrico se logra la automatización, ya que se utiliza sensores y actuadores como son el sensor fotoeléctrico, el sensor inductivo, el motor de corte, el moto reductor e inclusive el vibrador que permiten, mover ejes, acomodar tubos, monitorear seguridades, y por medio de elementos de maniobra y con el PLC podemos ejecutar un secuencia de funcionamiento totalmente práctica.
- Al realizar la pruebas de funcionamiento después de haber realizado todos los cambios y correcciones necesarios, se obtiene un resultado satisfactorio o positivo, porque se obtiene una producción de al redor de 60 tubos por minuto, al finalizar el corte y sin ningún tipo de astillado en los bordes del mismo, recalcando que el tamaño de tubo puede ser calibrado según la necesidad.

- Al no existir una máquina automática cortadora de tubos extruidos en el mercado, el mayor aporte realizado es el diseño integral de esta para la industria canina, como principalmente el tipo de transporte o arrastre que se ideó en el diseño mecánico para movilizar estos tubos hasta el punto de corte.
- Se obtuvo las propiedades mecánicas del material a cortar a partir de ensayos de laboratorio, donde se determinó la fuerza última a la tracción de 402,21 N y la fuerza necesaria para el corte de 1195,09 N.
- Se elaboró todos los planos de los mecanismos de la máquina, de cada pieza y los respectivos ensambles para realizar alguna mejora futura y saber como desarmar y armar la máquina, también se elaboró los diagramas de conexiones eléctricas, un diagrama de las entradas y salidas de las señales a las borneras que se encuentra en el panel principal y la programación del PLC, así mismo se realizó un manual de usuario indicando como poner en marcha la máquina y todo lo que se tiene en el panel de control (manipulación y monitoreo), para fácil práctica del usuario y un manual de mantenimiento con el cual el usuario puede realizar un mantenimiento preventivo y corregir alguna falla si lo existiera.

9.2 RECOMENDACIONES

- La máquina está diseñada para la operación por parte de un usuario cuya estatura se encuentra entre 1,60m y 1,70m, que es la estatura estándar del ecuatoriano promedio, por lo tanto el tablero HMI se encuentra a una altura de 1,20, razón por la cual la entrada de la tolva queda un poco arriba

(1,90m), se recomienda al cliente, en caso de colocar los tubos extruidos manualmente por un operario hacer uso de algún tipo de escalera, pero lo mejor sería para automatizar todo el proceso adaptar una banda transportadora con inclinación que alimente constantemente de tubos extruidos para alimento canino a la tolva de la máquina.

- Para futuras adaptaciones y requerimientos por la empresa para cortar tubos de alimento canino de otra contextura, se recomienda al cliente hacer juegos de adaptaciones en la tolva y en los ganchos que transportan el material para su buen funcionamiento con diferentes tamaños y formas.
- Si se requiere cortar otro tipo de material se recomienda al operador variar la velocidad de corte como así mismo variar la velocidad de avance de la máquina para obtener el resultado requerido.
- Para futuros trabajos especialmente para compañeros estudiantes, en base a la experiencia obtenida, se recomienda trabajar con chapa metálica doblada, realizar dobleces en los filos con la finalidad de hacer esto más rígido y que con el tiempo no tienda a deformarse, al igual tratar de usar la suelda lo menos posible para evitar deformar el material con el calor producido.

10 BIBLIOGRAFÍA:

(CAN), C. d. (2013). *Normas para el registro, control, comercialización y uso de productos veterinarios DECISION 483*. Recuperado el 10 de 01 de 2013, de Normas para el registro, control comercialización y uso de productos veterinarios:

<http://www.agrocalidad.gob.ec/agrocalidad/images/Agrocalidad/Contenido/Registro%20Insumos/Unidad%20de%20registro%20de%20productos%20de%20uso%20veterinario/Normativa/Decision%20483%20CAN.pdf>

(OMS), O. M. (s.f.). *Buenas Practicas de Manufactura Vigentes, Fabricacion de productos Farmaceuticos*. Ginebra.

+KOTA. (s.f.). Recuperado el 19 de Enero de 2013, de http://www.maskota.com.mx/home/contenido.asp?cve_cont=1131

Alibaba. (s.f.). Recuperado el 19 de Enero de 2013, de <http://spanish.alibaba.com/product-gs/dry-chicken-chip-dog-food-367776705.html>

Arango, A. Á. (2005). *Matemáticas Financieras*. Bogota: McGrawHill.

Budynas, R. G., & Nisbett, I. K. (2012). *Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F.: McGrawHill.

H.S.Bawa. (2007). *Procesos de manufactura*. México D.F.: McGraw-Hill.

Harper, E. G. (2004). *Guía Práctica para el cálculo de Instalaciones Eléctricas*. México D.F.: Limusa.

Leo, A. (1996). *Procesos para Ingeniería de Manufactura*. AlfaOmega.

MAS CAN. (s.f.). Recuperado el 19 de Enero de 2013, de http://www.mas-can.com/mas-can/index.php?option=com_content&view=article&id=10&Itemid=109

Mercamania. (s.f.). Recuperado el 19 de Enero de 2013, de http://www.mercamania.es/a/listado_productos/idx/5070600/mot/Nudos/listado_productos.htm

Mott, R. L. (2006,). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta 4ta ed.). México D.F.: Prentice Hall.

NTN. (2009). *Catalogo y Manual de Chumaceras. NTN Chumaceras*.

- Ravenet Catalan, J. (1977). *SILOS, Teoría, Investigación y Construcción*. Barcelona, España: Editores Tecnicos Asociados.
- Roy R. Craig, J. (2003, segunda edicion en ingles y primera edicion en español). *Mecanica de Materiales*. Mexico: Compañia Editorial Continental.
- Soriano, P. (s.f.). *Novedades Escuela de Ingeniería Técnica Agrícola-Tema 07 Cadenas*. Recuperado el 19 de Enero de 2013, de <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema07.pdf>
- tolvas-cilos, j. (s.f.). *Manejo de Solidos*. Obtenido de http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/8284/1/TEMA1_Manajosolidos.pdf
- Vilora, J. R. (2004). *Automatismos y Cuadros Eléctricos*. Madrid: Thomson Paraninfo.
- Zambrano, A. M. (2006). *Matemáticas Financieras*. México D.F.: Alfaomega.