

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE FORMACIÓN DE TECNÓLOGOS

SIMULACIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA DOSIFICACION Y APLANADO DE MASA PARA EMPANADAS

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE TECNÓLOGO EN
ELECTROMECAÁNICA**

DANIEL GUBER TANDAZO GALLEGOS

daniel.tandazo@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. ABRAHAM ISMAEL LOJA ROMERO MSC.

abraham.loja@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. ROBERTO CARLOS ROJAS MOLINA PhD.

roberto.rojas@epn.edu.ec

Quito, noviembre 2020

DECLARACIÓN

Yo Daniel Guber Tandazo Gallegos, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Sin perjuicio de los derechos reconocidos en el primer párrafo del artículo 114 del Código Orgánico de la Economía Social de los Conocimientos, Creatividad e Innovación -COESC-, soy titular de la obra en mención y otorgo una licencia gratuita, intransferible y no exclusiva de uso con fines académicos a la Escuela Politécnica Nacional. Entregaré toda la información técnica pertinente. En el caso de que hubiese una explotación comercial de la obra por parte de la EPN, se negociará los porcentajes de los beneficios conforme lo establece la normativa nacional vigente.



Daniel Guber Tandazo Gallegos

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Daniel Guber Tandazo Gallegos, bajo nuestra supervisión.



Ing. Loja Romero Abraham Ismael MSc.

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Rojas Molina Roberto Carlos PhD.

CODIRECTOR DEL PROYECTO

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres por su amor incondicional, a mi padre por educarme y mostrarme el valor del trabajo honesto como me dice “Salir a dar un paseo con poco dinero y caminar tranquilo no se compara al estar encerrado con mucho dinero y preocupado constantemente”.

A mi madre por su amor y su inmensa paciencia tu eres mi ejemplo de humildad y de constancia, tú me has enseñado a perdonar a pesar de las ofensas.

Los amo inmensamente.

Daniel Guber Tandazo Gallegos

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis padres por el apoyo brindado a lo largo de toda mi vida, por todo su esfuerzo y aliento brindado, la vida con ustedes siempre es mucho más llevadera y placentera, en verdad disfruto compartir con ustedes una comida, una conversación, una mañana de trabajo gracias por todo.

A mis hermanas Valeria, Rebeca por brindarme su paciencia y su ayuda incondicional, ustedes son tan espontaneas en verdad me divierto y me alegro al verlas bailar de manera repentina.

A mis compañeros por compartir y colaborar en el transcurso de la carrera.

A los docentes por impartir sus conocimientos y experiencias laborales gracias por sus esfuerzos en conjunto para poder brindar consultas y resolver interrogantes.

Al personal que conforma la Escuela Politécnica Nacional, administrativo y de servicios, todos ustedes en sus diferentes labores hacen de esta institución un mejor lugar para el desenvolvimiento de nosotros los estudiantes

Al Ing. Abraham Loja por idear este proyecto, aunque no se pudo implementar físicamente agradezco haber optado por este proyecto ya que mi visión de la carrera se amplió a otro campo que no conocía el cual es el diseño de maquinaria industrial mediante el uso de software de diseño mecánico y automatización.

Daniel Guber Tandazo Gallegos

ÍNDICE DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.	Planteamiento del problema.....	1
1.2.	Justificación	1
1.3.	Objetivos.....	2
2.	METODOLOGÍA	3
2.1.	Tipo de investigación.....	3
2.2.	Descripción de la metodología usada.....	3
3.	EJECUCIÓN Y RESULTADOS	5
3.1.	Estudio de la demanda de tipo de empanadas	5
3.2.	Estudio de la demanda de producción de empanadas	7
3.3.	Diseño de la máquina	8
3.4.	Diseño de la estructura.....	25
3.5.	Desarrollo del algoritmo de control	45
3.6.	Simulación del movimiento de las piezas.....	49
3.7.	Manual de operación de la máquina.....	59
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	60
4.1.	Conclusiones.....	60
4.2.	Recomendaciones.....	61
5.	BIBLIOGRAFÍA.....	63
6.	ANEXOS	¡Error! Marcador no definido.
	Anexo A	¡Error! Marcador no definido.
	Anexo B	¡Error! Marcador no definido.
	Anexo C	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1: Resultados tercera pregunta (Encuesta consumidores).	5
Figura 3.2: Resultados cuarta pregunta (Encuesta consumidores).	6
Figura 3.3: Vista acotada del engranaje para rodillos laminadores.....	13
Figura 3.4: Vista acotada del engranaje de la banda transportadora.....	14
Figura 3.5: Partes del rodillo.	15
Figura 3.6: Engranaje del rodillo laminador.	17
Figura 3.7: Fuerza perpendicular del rodillo.	19
Figura 3.8: Soporte con muesca	21
Figura 3.9: Soporte con muesca sobre la masa.	22
Figura 3.10: Soporte con cilindro de 300 gramos	22
Figura 3.11: Soporte con cilindro de 600 gramos.	22
Figura 3.12: Soporte con 2 cilindros de 600 gramos cada uno.....	23
Figura 3.13: Valor en gramos de los dos cilindros.....	24
Figura 3.14: Vista alámbrica acotada del soporte delantero.	25
Figura 3.15: Vista isométrica del soporte delantero.....	25
Figura 3.16: Vista alámbrica e isométrica del soporte medio.....	26
Figura 3.17: Vista alámbrica del soporte posterior.	26
Figura 3.18: Vista isométrica del soporte posterior.....	27
Figura 3.19: Vista alámbrica e isométrica del soporte para banda transportadora	27
Figura 3.20: Vista alámbrica del rodillo laminador.	28
Figura 3.21: Vista isométrica del rodillo laminador.	28
Figura 3.22: Vista alámbrica del rodillo cortador.....	29
Figura 3.23: Vista isométrica del rodillo cortador.....	29
Figura 3.24: Vista alámbrica del eje para el rodillo cortador.	30
Figura 3.25: Vista isométrica del eje para el rodillo cortador.	30
Figura 3.26: Vista isométrica de rodamiento 0100-15.	31
Figura 3.27: Vista isométrica anillo de retención 9 [mm]	31
Figura 3.28: Vista alámbrica del rodillo motriz para banda transportadora.	31
Figura 3.29: Vista isométrica del rodillo motriz para banda transportadora.	32
Figura 3.30: Vista alámbrica del rodillo templador.....	32
Figura 3.31: Vista isométrica del rodillo motriz para banda transportadora.	33
Figura 3.32: Vista alámbrica del eje para rodillo templador.	33
Figura 3.33: Vista isométrica del eje para rodillo templador.	34
Figura 3.34: Vista isométrica de rodamiento 0200-27.	34
Figura 3.35: Vista isométrica anillo de retención 19 [mm].	34

Figura 3.36: Vista alámbrica e isométrica de soporte derecho.	35
Figura 3.37: Vista alámbrica e isométrica del soporte izquierdo.	35
Figura 3.38: Vista alámbrica de la guía para templar la banda.	36
Figura 3.39: Vista isométrica de la guía para templar la banda.	36
Figura 3.40: Vista alámbrica de perillas de regulación.	37
Figura 3.41: Vista isométrica de perillas de regulación.	37
Figura 3.42: Vista isométrica mecanismo templador de alambre.	37
Figura 3.43: Vista alámbrica e isométrica soporte pistón.	38
Figura 3.44: Vista isométrica de eje para soportes.	38
Figura 3.45: Vista isométrica varilla roscada 14 [mm].	39
Figura 3.46: Vista alámbrica barra cuadrada.	39
Figura 3.47: Vista isométrica barra cuadrada.	39
Figura 3.48: Vista isométrica chumacera de pared.	40
Figura 3.49: Vista alámbrica e isométrica chaveta 6x6 [mm].	41
Figura 3.50: Vista alámbrica e isométrica de soporte para perillas.	41
Figura 3.51: Vista isométrica uña separadora.	42
Figura 3.52: Vista alámbrica e isométrica soporte transversal.	42
Figura 3.53: Motor inducción y caja reductora.	43
Figura 3.54: Pistón neumático.	43
Figura 3.55: Brida 12 [mm] a 20 [mm].	44
Figura 3.56: Ensamblaje Final.	44
Figura 3.57: Esquema del sistema neumático para accionar el rodillo cortador.	45
Figura 3.58: Cableado de logo, uso de la salida Q6.	46
Figura 3.59: Algoritmo de programación.	47
Figura 3.60: Diagrama de flujo del proceso.	48
Figura 3.61: Simulación de giro entre los engranajes de los rodillos laminadores.	49
Figura 3.62: Simulación de giro entre engranaje conductor y el engranaje de la banda.	50
Figura 3.63: Simulación del mecanismo para regular el espesor.	50
Figura 3.64: Simulación del mecanismo para templar la banda.	51
Figura 3.65: Restricción de movimiento soportes posteriores.	51
Figura 3.66: Restricción de movimiento émbolo del pistón.	52
Figura 3.67: Simulación de banda transportadora.	52
Figura 3.68: Selección del material del rodillo laminador.	53
Figura 3.69: Sujeción de las espigas del rodillo laminador.	54
Figura 3.70: Fuerza perpendicular de 878 N.	54
Figura 3.71: Mallado del rodillo de 12.14 [mm].	55
Figura 3.72: Análisis de tensión debido a la fuerza amasadora.	55

Figura 3.73: Análisis del desplazamiento debido a la fuerza amasadora.....	56
Figura 3.74: Sujeción de la espiga del rodillo laminador.....	57
Figura 3.75: Momento torsor de 38 N.m aplicado al rodillo laminador en SolidWorks	57
Figura 3.76: Mallado del rodillo de 12.14 [mm].....	58
Figura 3.77: Análisis de tensión en función de la torsión.....	58
Figura 3.78: Análisis de desplazamiento en función de la torsión	59

ÍNDICE DE TABLA

Tabla 3.1: Cifras de la muestra empanadas más consumidas	5
Tabla 3.2: Cifras característica más importantes del consumo	6
Tabla 3.3: Demanda de empanadas en establecimientos	7
Tabla 3.4: Formulación para producir masa en base a 1Kg de harina de trigo	7
Tabla 3.5: Dimensiones generales de la tortilla	8
Tabla 3.6: Tabla de módulos y pasos unificados AISI ISO	10
Tabla 3.7: Engranajes de los rodillos laminadores.....	13
Tabla 3.8: Engranaje banda transportadora	14
Tabla 3.9: Valores dimensionales en función del diámetro interno	40

RESUMEN

En el presente proyecto, se presenta una simulación de un prototipo de una máquina automatizada para dosificación y aplanado de masa para empanadas en la empresa Craft Machinec. La simulación del sistema electromecánico está basada en la integración de procesos eléctricos y mecánicos bajo el dominio del Controlador Lógico Programable, encargado de controlar el proceso.

En este documento se definen las herramientas apropiadas para realizar el diseño del algoritmo de programación y el diseño mecánico del sistema. Para definir el algoritmo de programación se utilizó el software LOGO SOFT COMFORT. Para el diseño de las partes mecánicas del sistema, se utilizó el software de diseño mecánico SOLIDWORKS, y el uso de modelos CAD que proveen los fabricantes de elementos mecánicos. Por ejemplo: chumaceras, soportes, rodamientos, seguros radiales entre otros, y elementos eléctricos.

El proceso de diseño inicia con la determinación del material y la geometría de los componentes que interactúan con la transmisión de potencia del motor. A continuación, se determina la inercia y potencia que consume cada una de las partes. También se analiza la resistencia que presenta la masa a la deformación y la potencia necesaria para vencer dicha resistencia.

Una vez diseñado todo el conjunto mecánico, se simula el funcionamiento y se analiza el óptimo funcionamiento del sistema. Además, se realiza un manual de funcionamiento con explicaciones detalladas de la operación de la máquina y las funcionalidades de los componentes principales.

ABSTRACT

This project presents a simulation of a prototype of an automated machine for dosing and flattening mass for empanadas in craft machine. The simulation of the electromechanical system is based on the integration of electrical and mechanical processes under the domain of the Programmable Logic Controller responsible for controlling the process. This document defines the appropriate tools for performing the programming algorithm design and the mechanical system design. LOGO SOFT COMFORT software was used to define the programming algorithm. SOLIDWORKS mechanical design software was used to sketch the design of mechanical parts of the system, and the use of CAD models provided by mechanical element manufacturers. For example: bearings, housings, bearings, radial insurance among others, and electrical elements. The design process begins with the determination of the material and geometry of the components that interact with the transmission of engine power. The inertial forces and the power consumed by each of the parts are then determined. Also, an analysis of the resistance of the mass to the deformation and the power needed to overcome that resistance is presented. Once the entire mechanical assembly is designed, the operation is simulated, and the optimal operation of the system is analyzed. In addition, an operating manual was done with detailed explanations of the operation of the machine and the functionalities of the main components.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Planteamiento del problema

La empanada es un alimento compuesto por una fina masa de pan y levadura, masa quebrada o de hojaldre, rellena de cualquier alimento salado o dulce. Generalmente se hacen de trigo, pero pueden estar hechas con maíz y otros cereales, y a veces con la adición de alguna grasa, como el aceite o la manteca. Es un alimento elaborado por la mayoría de las culturas gastronómicas de los países hispánicos [1].

Para la elaboración de las empanadas se debe realizar determinadas actividades como son: la preparación de la masa, el moldeado, relleno, sellado y corte; muchos negocios que se dedican a esta labor en el Ecuador, elaboran las empanadas de forma artesanal. En síntesis, la mayor parte de producción de empanadas en el Ecuador es artesanal de acuerdo a las características de su producción a baja escala, uso intensivo de mano de obra familiar en el proceso, baja intensidad en el uso de maquinaria y equipos (sobre todo de los que sustituyen habilidades y conocimientos humanos), conforme a normas colectivas consuetudinarias y no formales de vigilancia de la calidad, baja velocidad de cambio tecnológico y alejado, hasta cierto punto, de las normas competitivas de la industria alimentaria moderna [2].

La simulación de un prototipo, pretende crear un diseño capaz de mejorar la producción de empanadas, a través de la automatización del proceso de elaboración. De esta manera, se pueden mejorar aspectos inherentes a las empanadas como son: la consistencia, la proporción tanto de la masa, como del relleno y el aspecto de cada una.

1.2. Justificación

Al ser la empanada un alimento elaborado artesanalmente tiene dos grandes desventajas: el tiempo de elaboración y el costo. Como en la fabricación de este tipo de productos se dejan de lado las máquinas y solo se trabaja con unas cuantas herramientas, y la habilidad de cada persona, el proceso para terminar el trabajo lleva más tiempo de lo normal. Además, los procesos artesanales llevan más tiempo e incluso se necesita una fuerza laboral mayor, así como los costos de los resultados finales suelen elevarse más, que otras alternativas mucho más comerciales [3].

La simulación del prototipo de la máquina automática, tiene como fin crear un diseño que sea capaz de mejorar la producción de empanadas, producir una cantidad mayor de empanadas en un tiempo menor de lo que tomaría hacer el producto de forma artesanal. Además, se espera que a partir del diseño adecuado de la máquina cada una de las empanadas tenga una consistencia similar, garantizando que la materia prima

usada para la elaboración sea correctamente distribuida a cada una de las empanadas. Finalmente, se analiza y optimiza el proceso de elaboración de la empanada.

1.3. Objetivos

Objetivo General

Simular el prototipo de una máquina automatizada para dosificación y aplanado de masa para empanadas

Objetivos Específicos

1. Elaborar un estudio de la demanda de los tipos de empanadas en los sectores mercantiles de la ciudad de Quito.
2. Elaborar un estudio preliminar de la demanda de producción de empanadas en la ciudad de Quito, por parte de los productores artesanales.
3. Elaborar el diseño del prototipo de la máquina, etapa dosificación y aplanado mediante el uso de software de diseño mecánico.
4. Diseñar el algoritmo de control del proceso de dosificación y aplanado para la elaboración del prototipo.
5. Simular el movimiento de las piezas mecánicas de la máquina
6. Elaborar el manual de operación de la máquina.

2. METODOLOGÍA

2.1. Tipo de investigación

La investigación aplicada y exploratoria sustenta la simulación del prototipo. Aplicativa: ya que conocimientos mecánicos, eléctricos, de control industrial, entre otros estructuran la carrera de electromecánica y se aplican para el diseño y selección de componentes que conforman el prototipo.

Además, se establece como investigación exploratoria en base al aprendizaje para manejar un software de diseño mecánico y se recurre a la investigación de ideas para lograr la innovación y automatización del proceso de dosificación y aplanado de la masa para empanadas.

2.2. Descripción de la metodología usada

De acuerdo con la parte de diseño mecánico del prototipo, al existir una amplia gama de paquetes computacionales de diseño mecánico, se optó por el uso de SOLIDWORKS. Este software cuenta con una amplia gama de recursos: diseño 3D, inserción de relaciones mecánicas y de posición, el uso de librerías de componentes estándar listos para ser insertados en ensamblajes creados.

La máquina laminadora consta de dos rodillos que laminan la masa, el rodillo conductor conectado por medio de una brida al eje del motor eléctrico y el rodillo conducido que recibe la potencia, a través del sistema de engranajes con el que cuenta cada uno de los rodillos laminadores, a través del engranaje del rodillo conductor, también se transmite el movimiento a la banda transportadora mediante un sistema engrane-eje, en la banda transportadora cae la tortilla ya cortada que será usada para hacer las empanadas.

El soporte posterior de la máquina es flotante es decir cuenta con un movimiento angular, lo cual permite regular el espesor de la masa, a través de un sistema de varillas roscadas. El espesor de la masa se regula en función de aflojar o ajustar dichas varillas mediante las perillas fijadas en los extremos. Con este mecanismo, es posible obtener un espesor de la masa máximo de 4 [mm]. Esto para evitar que los dientes de los engranes de los rodillos laminadores dejen de hacer contacto entre sí. Además, el sistema cuenta con un pistón neumático de doble efecto, que mediante un mecanismo de soportes empuja el rodillo cortador, hacia el rodillo laminador conductor. Con esto se produce el corte de la masa en forma de tortilla que luego es separada por un sistema de alambres. Estos se encuentran tensados en ambos rodillos laminadores. El alambre tensado y el rodillo laminador conductor, separan la tortilla ya cortada y el alambre

tensado en el rodillo conducido, que evita que la masa se adhiera en el mismo, garantizando que únicamente se adhiera al rodillo conductor.

El diseño de los rodillos laminadores va condicionado en relación con dimensiones y características de la tortilla a ser usada para la elaboración de empanadas. Considerando las dimensiones, se calculó el diámetro y distancia longitudinal de los rodillos. Además, el diámetro de los rodillos laminadores sustentó un punto de partida para el diseño de los engranajes.

En cuanto al diseño de los engranajes, se definió parámetros principales que son: el número de dientes, el módulo y el diámetro primitivo. A continuación, se diseñó el engranaje y se calculó la relación de transmisión entre ellos.

3. EJECUCIÓN Y RESULTADOS

En esta sección, se establecen los lineamientos, datos para dimensionar y diseñar los elementos mecánicos que conforman la máquina. Se calcula la inercia que presentan los componentes rotacionales, también se calcula la potencia que necesita el motor para vencer la inercia de los componentes rotacionales y la resistencia que presenta la masa al deformarse. Además, se detallan los circuitos neumáticos, mecánicos, eléctricos, y el algoritmo de programación que controla el proceso.

3.1. Estudio de la demanda de tipo de empanadas

De acuerdo con el análisis obtenido de las cien encuestas realizadas en los sectores centro y norte de la ciudad de Quito, se determina generalidades del consumo de empanadas y los lineamientos para comenzar a diseñar la máquina.

En la Tabla 3.1 y Figura 3.1, se muestran los datos de las encuestas tanto en cifras, como en porcentajes de las empanadas más consumidas, lo cual determina que la masa más usada para elaborar empanadas de acuerdo con los datos obtenidos es la empanada horneada en panadería con masa de trigo. Este dato permite el estudio de la reología de la masa y así determinar la potencia requerida por el motor.

Tabla 3.1: Cifras de la muestra empanadas más consumidas

¿Empanadas más consumidas?	
Verde	29
Morocho	9
Panadería	47
Viento	17
Total	100

Fuente: Propia

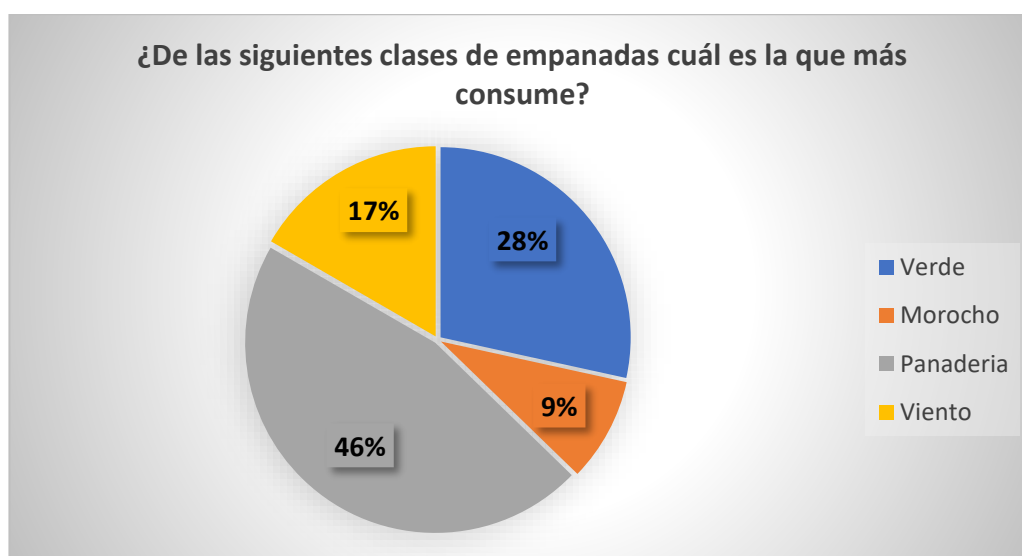


Figura 3.1: Resultados tercera pregunta (Encuesta consumidores).

Fuente: Propia

En la Tabla 3.2 y Figura 3.2, se muestran los datos de las encuestas expresados en cifras y porcentajes de la pregunta relacionada a las características de la empanada, lo cual determina que el sabor, precio y tamaño son características, por las cuales las personas eligen de las diferentes opciones de empanadas que hay en el mercado. De estas características, el tamaño es un parámetro de análisis al momento del diseño.

Tabla 3.2: Cifras característica más importantes del consumo

¿Características más importantes para el consumo de empanadas?	
Sabor	71
Tamaño	53
Precio	58
Presentación	31
Procedencia	10
Total	223

Fuente: Propia

Al ser una pregunta de opción múltiple el total de respuestas supera el número de encuestas, se observa en la Figura 3.2 los resultados de una forma simple y expresado en porcentajes los aspectos que más influyen al consumir empanadas.

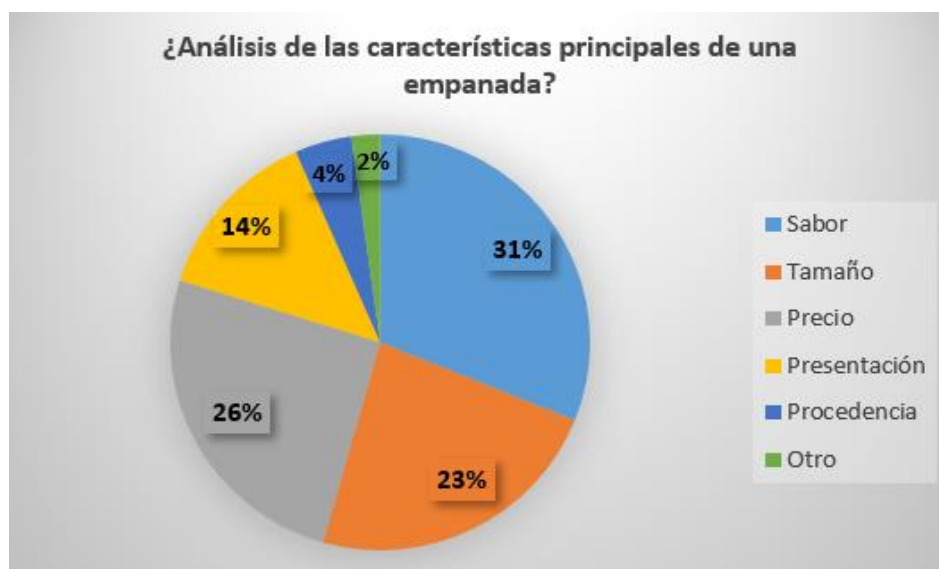


Figura 3.2: Resultados cuarta pregunta (Encuesta consumidores).

Fuente: Propia

No todas las preguntas de las encuestas a consumidores brindan información esencial para la máquina, se analizan únicamente las que brindan datos relevantes para dimensionar los elementos de la máquina, las preguntas que no se toman en cuenta se usan a modo de preguntas introductorias o para segmentar posibles nichos de mercado para la empresa Craft Machinec, se puede ver la encuesta completa en el Anexo B.

3.2. Estudio de la demanda de producción de empanadas

En la Tabla 3.3, se puede visualizar los datos de las encuestas realizadas a productores de empanadas en la ciudad de Quito, obteniendo una estimación de la producción necesaria para la máquina de empanadas.

Tabla 3.3: Demanda de empanadas en establecimientos

Empresa	Producción de empanadas diarias	Empanadas más vendidas
Café de la vaca	200 diarias	Mejido
El rey de las empanadas	150 diarias	Pollo
Factory Cafetería	175 diarias	Pollo

Fuente: Anexo B

De acuerdo con la información brindada por los fabricantes, la elaboración de masa es clave para comenzar a hacer empanadas en la Tabla 3.4, se muestra la formulación a seguir para fabricar masa de harina de trigo

Tabla 3.4: Formulación para producir masa en base a 1Kg de harina de trigo

Materias primas	Cantidades (kg)	%
Harina de trigo	1.000	58.14
Agua	0.360	20.93
Sal	0.040	2.33
Azúcar	0.130	7.56
Margarina	0.060	3.49
Huevos	0.132	7.56
Colorante	0.002	0.06
Total	1.72	100

Fuente: [4]

Una vez elaborada la masa de harina de trigo se procede a seguir una serie de pasos hasta obtener una empanada, los cuales son:

- Laminado de la masa
- Moldeado de la tortilla
- Colocación del relleno en la tortilla
- Cerrado de la tortilla

De acuerdo con la Tabla 3.3, se indica que al día se producen como máximo 200 empanadas, pero el tiempo que se emplea para la elaboración de las empanadas es como máximo una hora y media por lo cual se puede estimar un tiempo de tardanza para elaborar una empanada, según la Ecu.1 [5] :

Donde:

T : Tardanza

$$T = \frac{\text{Tiempo disponible}}{\text{unidades a fabricar}} \quad \text{Ecu. 1}$$

$$T = \frac{90 \text{ minutos} * 60 \text{ segundos}}{200} = 27 \text{ segundos}$$

De acuerdo con los cálculos se estima que elaborar una empanada tarda 27 segundos, de los cuales se tomaran los 7 segundos como tiempo referencia del que no se puede exceder para la elaboración de una tortilla.

3.3. Diseño de la máquina

o Dimensiones generales de la tortilla.

Para obtener los parámetros y dimensiones generales de diseño del prototipo, se deben establecer las medidas y aspectos de la tortilla que será usada para la elaboración de empanadas, además, se emplea las Ecu.2 hasta la Ecu.17 [6], para definir parámetros y dimensiones de los engranajes y rodillos laminadores. La presión de amasado aproximadamente es de 0.476 [Kgf/cm²] [5], al ser esta masa compuesta por harina de trigo, se puede usar como dato para realizar el cálculo de la potencia requerida por el motor.

Para determinar el tamaño de la circunferencia proyectada en el rodillo cortador de masa, se tomaron medidas de las empanadas más grandes, con lo cual se determinó el diámetro máximo de la circunferencia, en la Tabla 3.5, se muestran las dimensiones y aspectos generales de la tortilla.

Tabla 3.5: Dimensiones generales de la tortilla

Dimensiones y aspectos de la tortilla	
Diámetro máx.	180 [mm]
Espesor máx.	4 [mm]
Presión de amasado	0.476 [Kgf/cm ²]
Separación entre tortillas	120[mm]

Fuente: Propia

- **Rodillos laminadores**

Cálculo del diámetro primitivo

Para obtener el perímetro del rodillo laminador, se suma el diámetro máximo de la tortilla y la separación entre cada una de ellas.

$$pe = 2\pi * r \quad \text{Ecu. 2}$$

Donde:

pe : Perímetro del rodillo [mm]

r : Radio del rodillo [mm]

$$pe = \text{diámetro max} + \text{separación} \quad \text{Ecu. 3}$$

$$pe = 180 + 120 = 300 \text{ [mm]}$$

$$300 = 2\pi * r$$

$$r = \frac{300}{2\pi} = 47.74 \approx 50 \text{ [mm]}$$

Para obtener el valor del diámetro primitivo se multiplica por dos el valor de radio

$$\emptyset = 2 * r \quad \text{Ecu. 4}$$

$$\emptyset = 2 * 50 = 100 \text{ [mm]}$$

Cálculo de longitud

Se designa una longitud del rodillo de 220 [mm], brindado una holgura de 20 [mm] a cada lado del valor máximo del diámetro de la tortilla que es de 180 [mm].

- **Engranajes.**

Cálculo de parámetros engranaje.

Considerando que las circunferencias primitivas de las ruedas dentadas son tangentes entre ellas, se puede usar la distancia entre centros de los rodillos laminadores para calcular el diámetro primitivo de la rueda dentada y usar este dato como punto de partida para el cálculo de los parámetros.

$$Lc = \frac{Dp + dp}{2} \quad \text{Ecu. 5}$$

Donde:

Lc : Distancia entre centros

Dp : Diámetro primitivo del engranaje.

dp : Diámetro primitivo del piñón.

Se tiene que los engranes de ambos rodillos laminadores son iguales, es decir relación 1:1, con lo cual se consigue que los rodillos laminadores giren a la misma velocidad garantizando un laminado de calidad, entonces se tiene que $D_p = d_p$.

$$100 = \frac{D_p + d_p}{2}$$

$$100 = \frac{2D_p}{2}$$

$$D_p = d_p = 100[\text{mm}]$$

Se usa el ángulo de presión de 20° , que es el más utilizado para propósitos generales de acuerdo con la SEA. [7]

Cálculo del número de dientes.

$$D_p = m * Z \quad \text{Ecu. 6}$$

Donde:

D_p : diámetro primitivo

m : módulo estándar

Z : número de dientes

Se selecciona el módulo número 5 de acuerdo con los valores estándar que se presentan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6: Tabla de módulos y pasos unificados AISI ISO

Módulo m	Paso p	Módulo m	Paso p	Módulo m	Paso p
0.5	1.571	2	6.284	6	18.850
0.55	1.727	2.25	7.069	6.5	20.420
0.6	1.885	2.5	7.854	7	21.991
0.7	2.199	2.75	8.639	8	25.133
0.8	2.513	3	9.425	9	28.274
0.9	2.827	3.25	10.210	10	31.416
1	3.142	3.5	10.996	11	34.557
1.125	3.534	3.75	11.781	12	37.699
1.25	3.927	4	12.566	14	43.982
1.375	4.320	4.5	14.137	16	50.265
1.5	4.712	5	15.708	18	56.549
1.75	5.498	5.5	17.279	20	62.832

Fuente: [8]

$$Z = \frac{100}{5} = 20 \text{ dientes}$$

Cálculo del paso circular

$$p_c = \pi * m \quad \text{Ecu. 7}$$

Donde:

p_c : paso circular

m : módulo estándar

$$p_c = \pi * 5 = 15.70 [\text{mm}]$$

Cálculo de paso diametral

$$pd = \frac{Z}{Dp} \quad \text{Ecu. 8}$$

Donde:

pd: paso diametral

Z: número de dientes

Dp: diámetro primitivo

$$pd = \frac{20}{100} = 0.2$$

Cálculo del espesor del diente

$$S = \frac{\pi * m}{2} \quad \text{Ecu. 9}$$

Donde:

S: espesor del diente

m: módulo estándar

$$S = \frac{\pi * 5}{2} = 7.85[mm]$$

Valor del adendum

$$a = m \quad \text{Ecu. 10}$$

$$a = 5$$

Donde:

a: adendum

m: módulo estándar

Valor del dedendum

$$b = \frac{7}{6}m \quad \text{Ecu. 11}$$

Donde:

b= dedendum

m: módulo estándar

$$b = \frac{7}{6} * 5 = 5.83[mm]$$

Cálculo de altura del diente.

$$h = a + b \quad \text{Ecu. 12}$$

$$h = 5 + \left(\frac{7}{6} * 5\right) = 10.83 [mm]$$

Cálculo de diámetro interno

$$D_i = D_p - 2b \quad \text{Ecu. 13}$$

Donde:

D_i = diámetro interno

D_p : diámetro primitivo

b = dedendum

$$D_i = 100 - 2(5.83) = 88.34 \text{ [mm]}$$

Cálculo de diámetro externo

$$D_e = D_p + 2a \quad \text{Ecu. 14}$$

Donde:

D_e = diámetro externo

D_p : diámetro primitivo

a : addendum

$$D_e = 100 + 2(5) = 110 \text{ [mm]}$$

Cálculo del ancho del hueco

$$e = \frac{21}{40} * pc \quad \text{Ecu. 15}$$

Donde:

e : ancho del hueco

pc : paso circular

$$e = \frac{21}{40} * 15.70 = 8.24 \text{ [mm]}$$

Cálculo del radio de entalle

$$r_e = \frac{pc}{12} \quad \text{Ecu. 16}$$

Donde:

r_e : radio de entalle

pc : paso circular

$$r_e = \frac{15.70}{12} = 1.30 \text{ [mm]}$$

Cálculo ángulo entre dientes

$$\theta = \frac{360}{Z} \quad \text{Ecu. 17}$$

Donde:

θ : ángulo entre dientes

Z : número de dientes

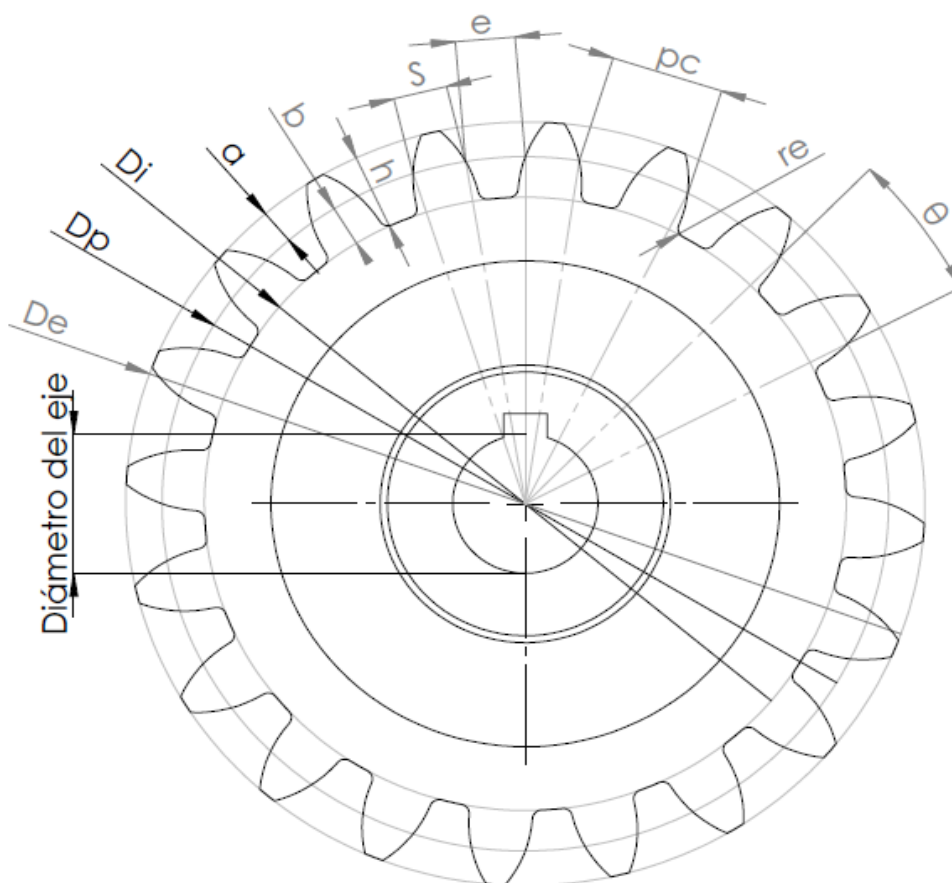
$$\theta = \frac{360}{20} = 18^\circ$$

Tabla 3.7: Engranajes de los rodillos laminadores

Parámetros de engranajes rodillos aplanadores			
Dp: diámetro primitivo	100 [mm]	b: dedendum	5.83 [mm]
m: módulo	5	h: altura del diente	10.33 [mm]
α: ángulo de presión	20°	Di: diámetro interior	88.34 [mm]
pc: paso circular	15.70 [mm]	De: diámetro exterior	110 [mm]
pd: paso diametral	0.2 [mm]	e: ancho del hueco	8.24 [mm]
S: espesor de diente	7.85 [mm]	re: radio del entalle	1.30 [mm]
a: adendum	5 [mm]	θ: ángulo entre dientes	18°
Z: # de dientes	20	Diámetro del eje	20 [mm]

Fuente: Propia

En la Figura 3.3, se observan los parámetros de diseño del engranaje de los rodillos laminadores a manera de cotas ya que los valores se presentan en la Tabla 3.7 de una forma ordenada y simplificada.

**Figura 3.3:** Vista acotada del engranaje para rodillos laminadores

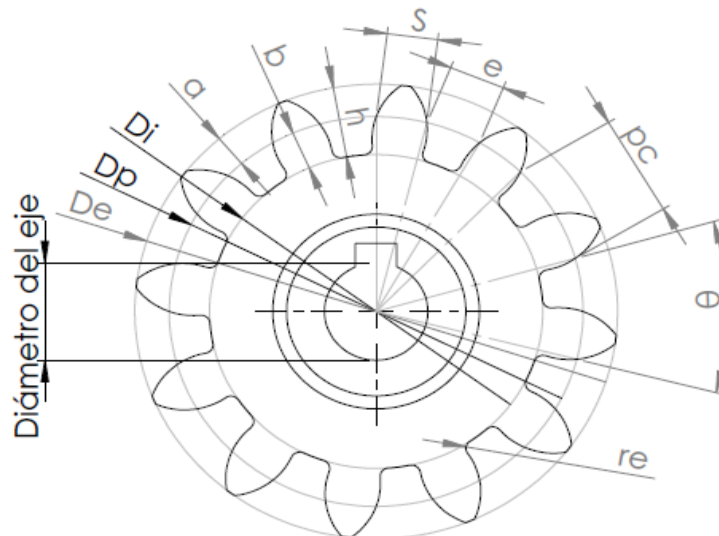
Fuente: Propia

Tabla 3.8: Engranaje banda transportadora

Parámetros de engranaje banda transportadora			
Dp: diámetro primitivo	60 [mm]	b: dedendum	5.83 [mm]
m: módulo	5	h: altura del diente	10.83 [mm]
α : ángulo de presión	20°	Di: diámetro interior	48.33 [mm]
pc: paso circular	15.70 [mm]	De: diámetro exterior	70 [mm]
pd: paso diametral	0.2 [mm]	e: ancho del hueco	8.24 [mm]
S: espesor de diente	7.85 [mm]	re: radio del entalle	1.30 [mm]
a: adendum	5 [mm]	θ : ángulo entre dientes	30°
Z: # de dientes	12	Diámetro del eje	15 [mm]

Fuente: Propia

En la Figura 3.4, se observan los parámetros de diseño del engranaje para la banda transportadora a manera de cotas, para estos valores no se realizan cálculos al ser repetitivos, solo se presentan en la Tabla 3.8 de forma ordenada y simplificada.

**Figura 3.4:** Vista acotada del engranaje de la banda transportadora

Fuente: Propia

- **Potencia requerida del motor**

La potencia del motor debe ser la necesaria para vencer la inercia de los componentes mecánicos rotacionales, y la resistencia de la masa a ser deformada. Primero, se calcula la potencia que consumen los componentes mecánicos rotacionales mediante la Ecu. 19 hasta la Ecu. 25 [9], y luego se calcula la potencia que consume la resistencia de la masa a ser deformada empleando la Ecu.26 hasta la Ecu. 29 [10]. Con la potencia total del sistema se selecciona motorreductor.

El tener una velocidad tangencial baja garantiza que la masa se adhiera al rodillo motriz. Las revoluciones por minuto se establecen en 24 RPM = 2.5132 [rad/s] según el rango de velocidades nominales del catálogo de Oriental motor ver Anexo A.

La aceleración angular se determina a partir de establecer ciertas condiciones de funcionamiento y analizando la transición de la máquina del estado de reposo hasta alcanzar un funcionamiento estable, de acuerdo con la Ecu.18 [9] se tiene:

$$\alpha = \frac{W1 - W0}{T1 - T0} \quad \text{Ecu. 18}$$

Donde:

α : Aceleración angular

W0: Velocidad angular inicial

W1: Velocidad angular final

T0: Instate inicial

T1: Instante final

$$\alpha = \frac{2.5132 - 0}{0.5 - 0} = 5.0264 \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \right]$$

○ **Potencia necesaria en los rodillos**

Para calcular la inercia del rodillo laminador, se determina la masa total del rodillo laminador ver Figura 3.5, y se establece el material.

Cálculo de masa.

$$m = \rho * \pi * r^2 * h \quad \text{Ecu. 19}$$

Donde:

m: Masa del rodillo

ρ : Densidad del acero AISI 304= 8000 [kg/m³]

r: Radio del rodillo

h: Longitud del rodillo

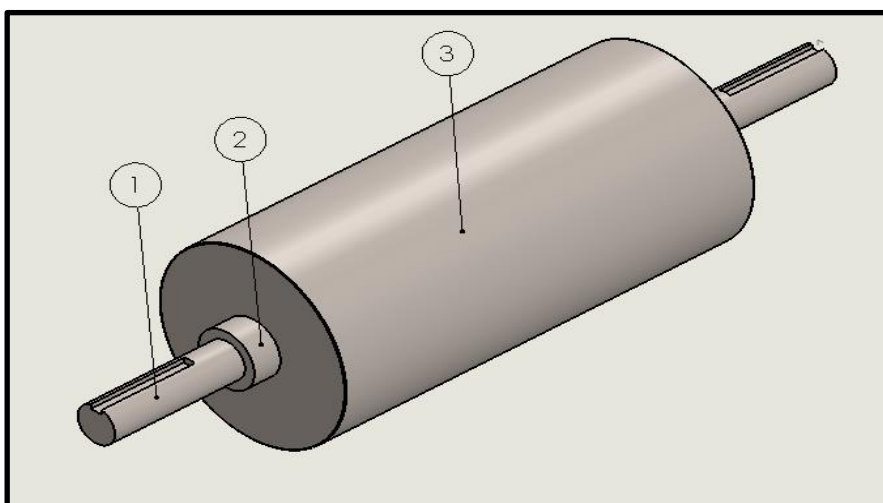


Figura 3.5: Partes del rodillo.

Fuente: Propia

Partes del rodillo

1: Espiga

2: Espaciador

3: Rodillo

$$m(\text{rodillo}) = 8000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * \pi * (0.05[\text{m}])^2 * 0.22[\text{m}] = 13.82 [\text{Kg}]$$

$$m(\text{espaciador}) = 8000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * \pi * (0.015[\text{m}])^2 * 0.014[\text{m}] = 0.07[\text{Kg}]$$

$$m(\text{espiga}) = 8000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * \pi * (0.01[\text{m}])^2 * 0.07[\text{m}] = 0.17 [\text{Kg}]$$

$$m(\text{espaciador total}) = 0.07[\text{Kg}] * 2 = 0.14 [\text{Kg}]$$

$$m(\text{espiga total}) = 0.17[\text{Kg}] * 2 = 0.34 [\text{Kg}]$$

Cálculo de la inercia.

$$L = \frac{1}{2} * m * r^2 \quad \text{Ecu. 20}$$

Donde:

L: Momento de inercia del cuerpo

m: Masa del rodillo

r: Radio del rodillo

$$L_{\text{rodillo}} = \frac{1}{2} * 13.82[\text{Kg}] * (0.05[\text{m}])^2 = 0.0172 [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$L_{\text{espaciadores}} = \frac{1}{2} * 0.14[\text{Kg}] * (0.015[\text{m}])^2 = 1.575 \times 10^{-5} [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$L_{\text{espigas}} = \frac{1}{2} * 0.34[\text{Kg}] * (0.010[\text{m}])^2 = 1.700 \times 10^{-5} [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$L_{\text{rodillo conductor}} = L_{\text{rodillo}} + L_{\text{espaciadores}} + L_{\text{espigas}}$$

$$L_{\text{conductor}} = 0.01722 [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$L_{\text{total}} = 0.01722[\text{Kg} \cdot \text{m}^2] * 2 = 0.03446 [\text{Kg} \cdot \text{m}^2]$$

Cálculo del torque

$$T = L * \alpha \quad \text{Ecu. 21}$$

Donde:

T: Torque

L: Momento de inercia

α : Aceleración angular

$$T = 0.01722 [\text{Kg} \cdot \text{m}^2] * 5.0264 \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \right] = 0.0865 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

Cálculo de potencia

$$P = T * w \quad \text{Ecu. 22}$$

Donde:

P: Potencia

T: Torque

w: Velocidad angular final

$$P = 2.5132 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] * 0.0865 [\text{N.m}] = 0.2175 [\text{watts}]$$

$$P = 0.2175 * 2 = 0.435 [\text{watts}]$$

- **Potencia necesaria engranajes.**

Cálculo volumen

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) * l \quad \text{Ecu. 23}$$

Donde:

V: Volumen del engranaje

l: Longitud del engranaje

D_{ext}: Diámetro exterior del engranaje

D_{int}: Diámetro interior del engranaje

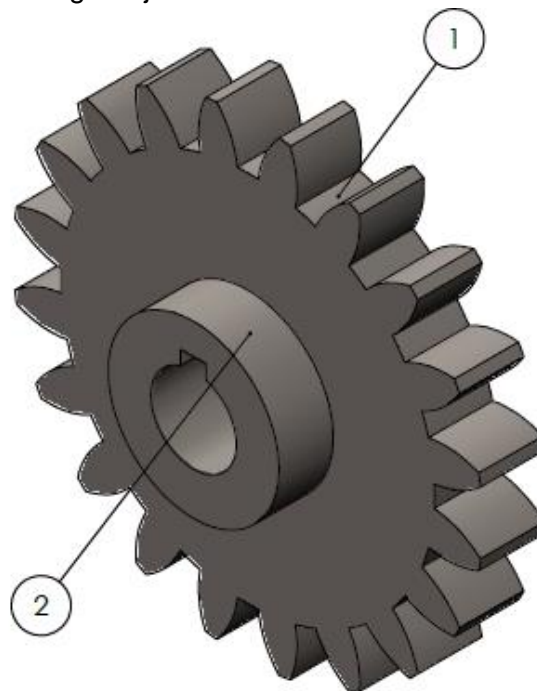


Figura 3.6: Engranaje del rodillo laminador.

Fuente: Propia

En la Figura 3.6, se observa el engranaje del rodillo laminador, el cual se divide en dos partes, para el análisis de la inercia de la pieza se tiene la corona definida por el globo 1 y el cubo definido por el globo 2.

$$v \text{ parte 1} = \frac{\pi}{4} (110^2 - 20^2) * 15 = 137837.37 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$v \text{ parte 2} = \frac{\pi}{4} (40^2 - 20^2) * 10 = 9424.77 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$v \text{ engranaje} = 137837.37 \text{ [mm}^3\text{]} + 9424.77 \text{ [mm}^3\text{]} = 147262.14 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$v = 147262.14 \text{ [mm}^3\text{]} = 1.4726 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

Cálculo de la masa

$$m = p * v \quad \text{Ecu. 24}$$

Donde:

m: Masa del engranaje

p: Densidad del MC nylon CDR2= 1200 [kg/m³]

v: Volumen del engranaje

$$m = 1200 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] * 1.4726 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]} = 0.1767 \text{ [Kg]}$$

Cálculo de la inercia

$$L = \frac{m}{2} * (R_{int}^2 + R_{ext}^2) \quad \text{Ecu. 25}$$

Donde:

L: inercia del engranaje

m: Masa del engranaje

R_{ext}: Radio exterior del engranaje

R_{int}: Radio interior del engranaje

$$L \text{ engranaje} = \frac{0.1767}{2} * (55^2 + 10^2)$$

$$L \text{ engranaje} = 276.0937 \text{ [Kg. mm}^2\text{]} = 2.7609 \times 10^{-4} \text{ [Kg. m}^2\text{]}$$

Se considera la inercia el doble al existir dos engranajes iguales en cada rodillo laminador.

$$L \text{ engranaje} = 2.7609 \times 10^{-4} \text{ [Kg. m}^2\text{]} * 2 = 5.5218 \times 10^{-4} \text{ [Kg. m}^2\text{]}$$

Cálculo del torque

$$T = L * \alpha \quad \text{Ecu. 21}$$

Donde:

T: Torque

L: Momento de inercia

α: Aceleración angular

$$T = 5.5218 \times 10^{-4} \text{ [Kg. m}^2\text{]} * 5.0264 \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \right] = 2.7755 \times 10^{-3} \text{ [N. m]}$$

Cálculo de potencia

$$P = T * w \quad \text{Ecu. 22}$$

Donde:

P: Potencia

T: Torque

w: Velocidad angular final

$$P = 2.5132 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] * 2.7755 \times 10^{-3} [\text{N.m}] = 6.9754 \times 10^{-3} [\text{watts}]$$

$$P = 6.9754 \times 10^{-3} * 2 = 0.0139 [\text{watts}]$$

Se multiplica por dos ya que la máquina usa dos rodillos laminadores, que consumen potencia del motor.

- **Potencia total de rodillos y engranajes**

$$0.435 [\text{W}] + 0.0139 [\text{W}] = 0.4489 [\text{W}]$$

Analizando los resultados, los valores de la inercia que presentan los rodillos y engranajes son pequeños y su efecto en el sistema puede ser despreciable para la selección del motor.

- **Potencia necesaria para vencer la resistencia de la masa.**

En esta sección, se analiza la potencia necesaria para vencer la resistencia que presenta la masa. Esta depende de varios factores de acuerdo con la Figura 3.7, entre ellos la fuerza perpendicular que ejerce el rodillo con la masa, el área de contacto entre la masa y el rodillo, así como la velocidad de giro de los rodillos.

Velocidad del rodillo= 24 [RPM]

Longitud del rodillo = 0.22 [m]

Diámetro del rodillo= 0.1 [m]

Paso entre rodillo= 0.004[m]

Presión = 0.476 [Kgf/cm²]

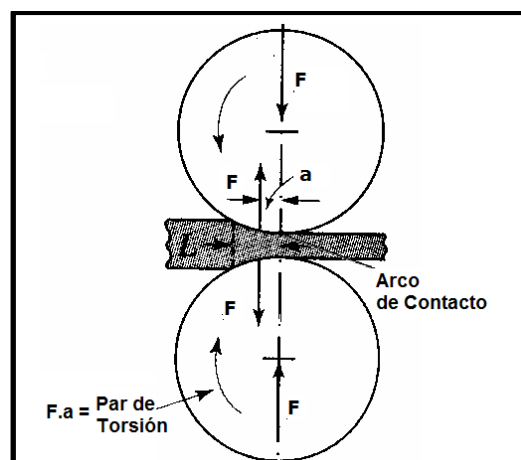


Figura 3.7: Fuerza perpendicular del rodillo.

Fuente: [10]

Para el cálculo se estima que la masa al ingresar a los rodillos tiene un espesor de 150 [mm] y a la salida un espesor de 4 [mm].

Cálculo del área de contacto

$$Ac = XY \quad \text{Ecu. 26}$$

Donde:

Ac: Área de contacto

X: Longitud del rodillo

Y: Longitud de contacto entre el rodillo y la masa

Cálculo de longitud de contacto

$$Y = \sqrt{R(Vo - Vf)} \quad \text{Ecu. 27}$$

Donde:

Y: Longitud de contacto entre el rodillo y la masa

R: Radio del rodillo

Vo: Espesor inicial de la masa

Vf: Espesor final de la masa

$$Y = \sqrt{50 * (150 - 4)} = 85.44 \text{ [mm]}$$

$$Y = 8.544 \text{ [cm]}$$

$$Ac = 220 * 85.44 = 18796.8 \text{ [mm}^2\text{]} = 187.96 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Cálculo de la fuerza

$$F = Pa * Ac \quad \text{Ecu. 28}$$

Donde

F: Fuerza perpendicular

Pa: Presión de amasado

Ac: Área de contacto

$$F = 0.476 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] * 187.96 \text{ [cm}^2\text{]} = 89.46 \text{ [Kgf]}$$

$$F = 877.3029 \text{ [N]}$$

Cálculo del torque

$$Tr = \left(\frac{Y}{2} \right) * F \quad \text{Ecu. 29}$$

Donde:

Tr: Torque

F: Fuerza perpendicular

Y: Longitud de contacto entre el rodillo y la masa

$$Tr = \left(\frac{8.54}{2} \right) * 89.46$$

$$Tr = 381.99 [Kgf.cm]$$

$$381.99 [Kgf.cm] = 37.4621 [N.m]$$

La potencia de amasado

$$P = Tr * w$$

Ecu.22

Donde:

Tr : Torque

w : Velocidad angular

$$P = 37.4621 * 2.5132 = 94.1497 [W]$$

$$P = 94.1497 [W] * \left(\frac{1hp}{746 W} \right) = 0.1262 [hp]$$

Se multiplica por dos el valor de potencia, ya que hay dos rodillos en rotación.

$$P = 0.1262 [hp] * 2 = 0.2524 [hp]$$

Comparando este valor de potencia con la potencia necesaria para vencer las fuerzas inerciales de los elementos rotatorios, se pueden concluir que la potencia del motor es definida y determinada en su totalidad por la resistencia que presenta la masa que ingresa en los rodillos laminadores. Por lo que, se realiza la selección de un motor de ¼ HP monofásico de 115 [V] de acuerdo con el Anexo A.

- **Selección de la caja reductora de velocidad.**

Con una velocidad de salida de 24 [RPM], 60 [Hz], y eje paralelo se selecciona una caja reductora con relación de transmisión de 75 de acuerdo con el Anexo A.

- **Selección del pistón**

Se realizó pruebas de presión en la masa con la ayuda de un soporte con muesca hecho de madera de balsa como se observa en la Figura 3.8, con un peso despreciable para considerarlo en el análisis.

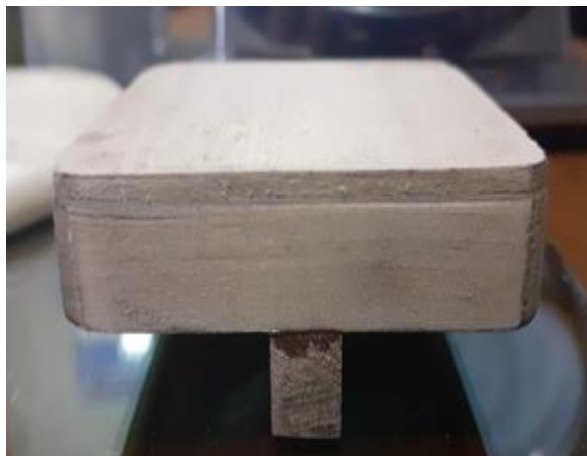


Figura 3.8: Soporte con muesca
Fuente: Propia

En la masa de un espesor de aproximadamente 4 [mm] se coloca el soporte como se observa en la Figura 3.9.



Figura 3.9: Soporte con muesca sobre la masa.

Fuente: Propia

Se procede a colocar cilindros de diferente peso hasta que la masa se deforme lo suficiente para que la muesca haga contacto con la superficie del vidrio que se encuentra bajo la masa. Como se observan en las Figuras 3.10 y 3.11 el peso colocado no es capaz de hacer que la muesca entre en contacto con la superficie del vidrio.

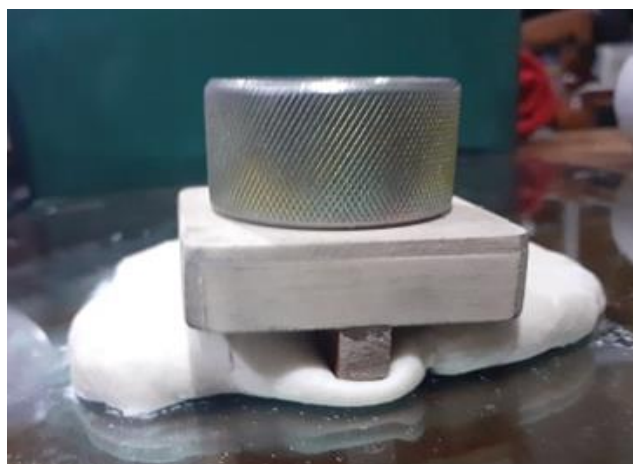


Figura 3.10: Soporte con cilindro de 300 gramos

Fuente: Propia

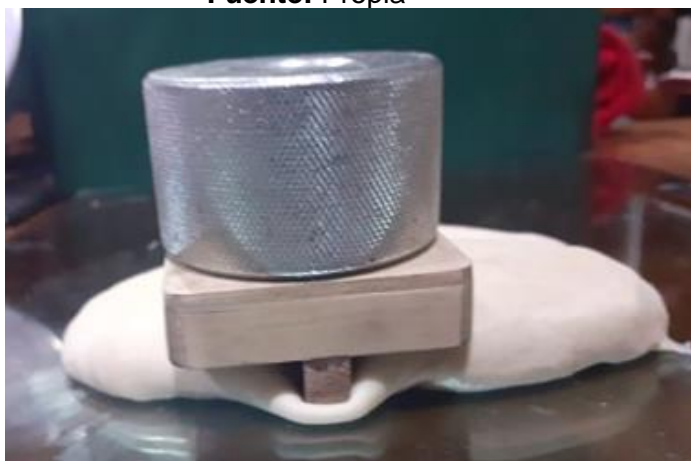


Figura 3.11: Soporte con cilindro de 600 gramos.

Fuente: Propia

Mientras que en la Figura 3.12, se observa que el peso de los dos rodillos juntos suma 1200 gramos que fueron los necesarios para vencer la resistencia de la masa a la deformación.

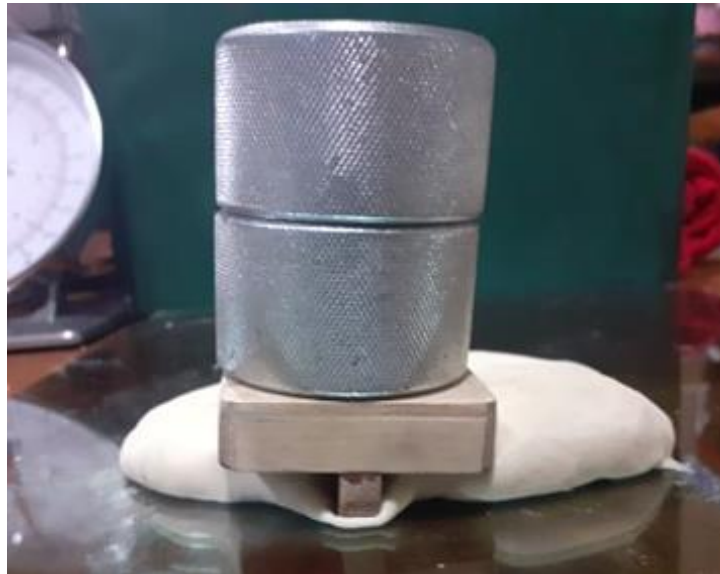


Figura 3.12: Soporte con 2 cilindros de 600 gramos cada uno
Fuente: Propia

De acuerdo con la Figura 3.13 los 1200 gramos de los dos rodillos colocados sobre la base de madera es la masa necesaria para vencer la resistencia que presenta la masa de harina de trigo a ser deformada y hacer que la muesca del soporte de madera se junte con la superficie del vidrio.

Se calcula la fuerza de gravedad sobre los cilindros, según la Ecu. 30 [10] :

$$F = M * g \quad \text{Ecu. 30}$$

Donde:

F: fuerza neta

M: Masa

g: Aceleración de gravedad

$$F = 1.2 \text{ Kg} \times 9.8066 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 11.7679 \text{ [N]}$$

$$11.7679 \text{ [N]} \approx 2.6455 \text{ [lbf]}$$

Considerando una presión inicial de alimentación de 115 [psi] proveniente de un compresor de aire comprimido y esta se regulará a unos 30 [psi] a través de la válvula estranguladora de presión, de acuerdo con la Ecu.31 [10], se tiene que el área del embolo para la selección del pistón es:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ecu. 31}$$

Donde:

P: Presión de alimentación

F: Fuerza cortadora

A: Área del embolo

$$A = \frac{2.64 \text{ lbf}}{30 \text{ psi}} = 0.0881 \text{ [in}^2\text{]}$$

$$0.0881 \text{ [in}^2\text{]} \approx 56.8385 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Se determina el radio:

$$r = \sqrt{\frac{56.8385 \text{ [mm}^2\text{]}}{\pi}} = 4.2510 \text{ [mm]}$$

$$\text{Diametro del embolo} = 4.2510 \times 2 = 8.50 \approx 9 \text{ [mm]}$$

Una vez definido el valor del diámetro del embolo de acuerdo con los cálculos realizados y determinada la carrera, se selecciona el pistón neumático de acuerdo con el Anexo A. Se escoge un pistón normalizado neumático de doble efecto tipo DSNU/ESNU con un diámetro de 9 [mm] y una carrera de 15 [mm].



Figura 3.13: Valor en gramos de los dos cilindros
Fuente: Propia

- **Selección de la electroválvula de 5/2 vías.**

Debido a que la alimentación eléctrica con la cual se configura al módulo lógico inteligente (LOGO) en esta máquina es de tipo monofásico se procede a seleccionar una electroválvula 5/2 vías del mismo tipo de alimentación eléctrica de acuerdo con el catálogo se tiene una electroválvula de código VSVA-B-M52-AH-A2-2AC1 ver en el Anexo A.

3.4. Diseño de la estructura

○ Soporte delantero

En la Figura 3.14, se presentan las medidas en dos vistas, estas medidas se obtienen de los modelos CAD de las chumaceras de pared y soportes de las perillas.

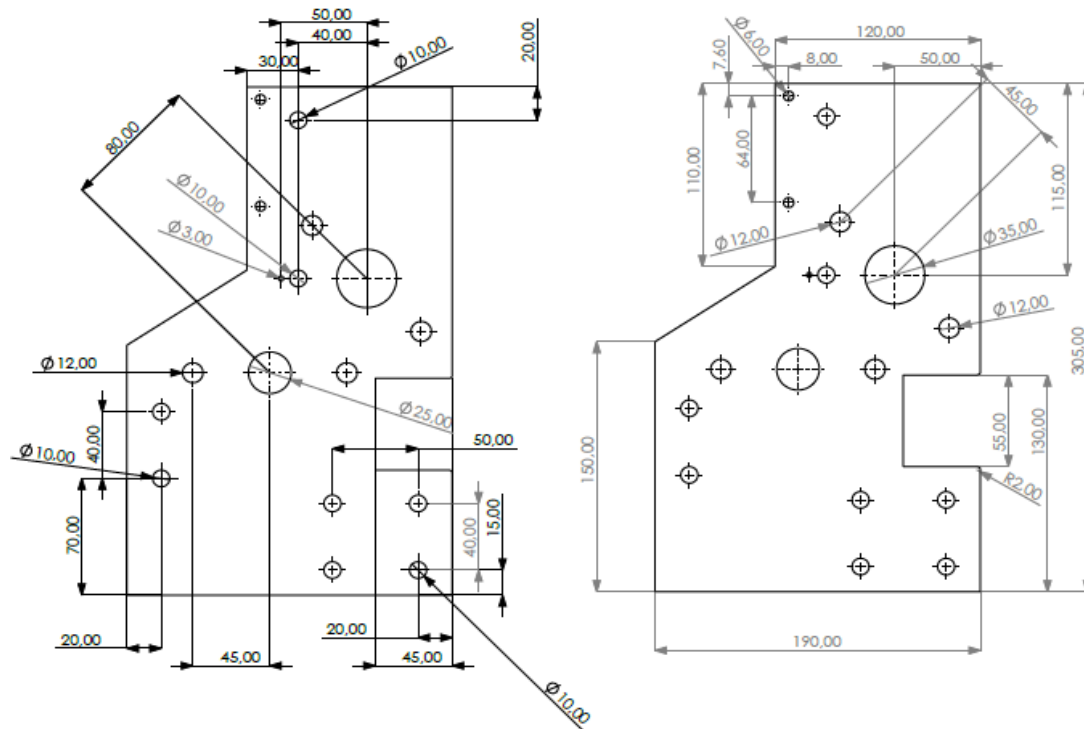


Figura 3.14: Vista alámbrica acotada del soporte delantero.

Fuente: Propia

En la Figura 3.15, se observa la vista isométrica del soporte delantero en donde se acopla el rodillo conductor y el rodillo motriz de la banda transportadora, también se observa un destaje rectangular que permite mover con libertad al rodillo cortador.

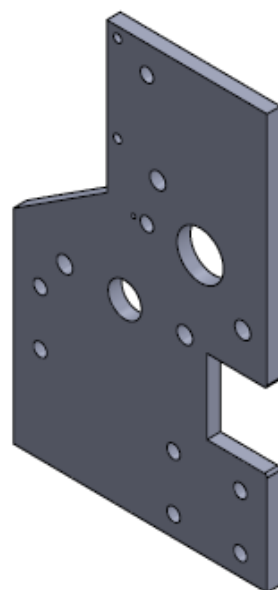


Figura 3.15: Vista isométrica del soporte delantero

Fuente: Propia

- **Soporte medio**

En la Figura 3.16, se observan las medidas necesarias para el diseño del soporte medio, que permite acoplar el soporte posterior con el delantero, el soporte medio consta de 4 agujeros de 10 [mm] que permiten fijar el soporte delantero y un agujero 20 [mm] para articular el soporte posterior.

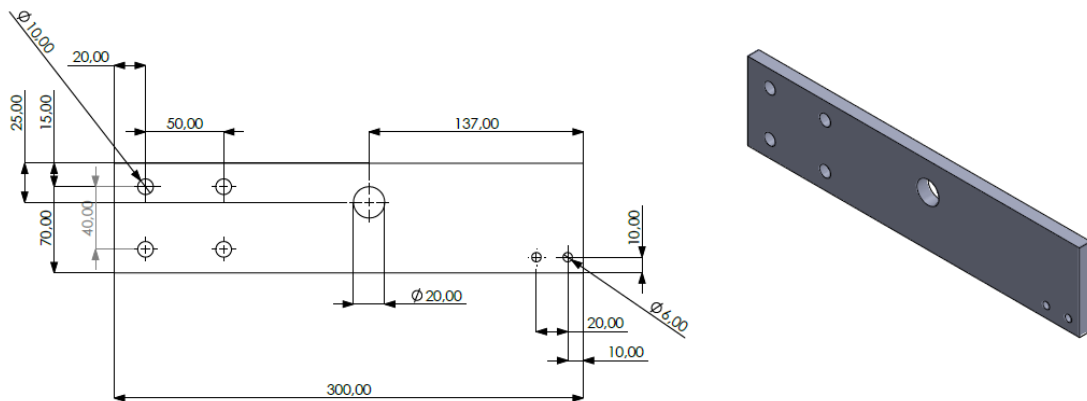


Figura 3.16: Vista alámbrica e isométrica del soporte medio
Fuente: Propia

- **Soporte posterior**

En la Figura 3.17, se observan las dimensiones necesarias para diseñar el soporte posterior.

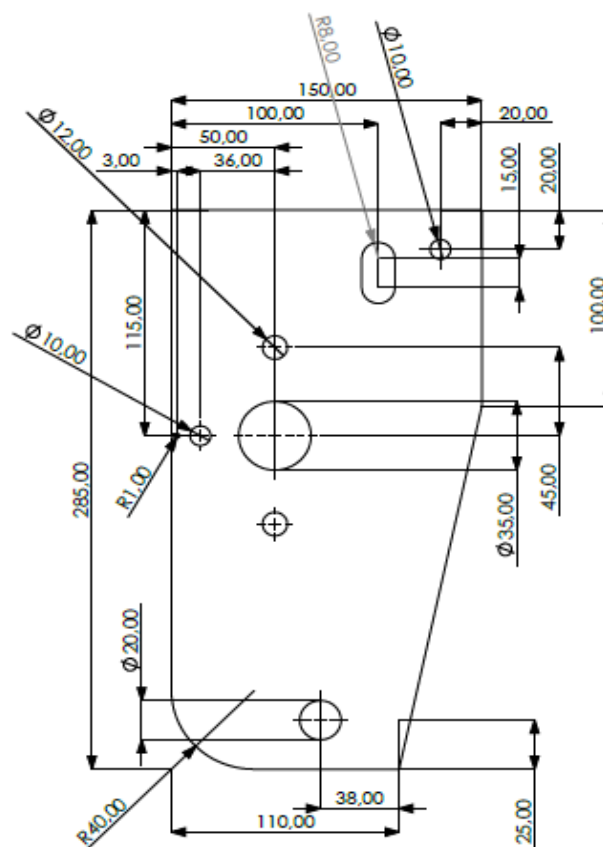


Figura 3.17: Vista alámbrica del soporte posterior.
Fuente: Propia

En la Figura 3.18, se observa la vista isométrica del soporte posterior donde acopla el rodillo conducido; además, consta de una ranura que permite desplazar el pasador tubular.

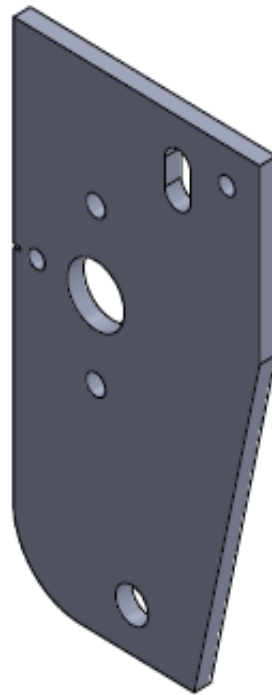


Figura 3.18: Vista isométrica del soporte posterior.

Fuente: Propia

- **Soporte banda transportadora**

En la Figura 3.19, se observan las medidas necesarias para realizar el diseño del soporte que sirve como armazón para la banda transportadora, en la cual se presenta una ranura por donde se desplaza el eje de manera transversal, permitiendo así templar la banda.

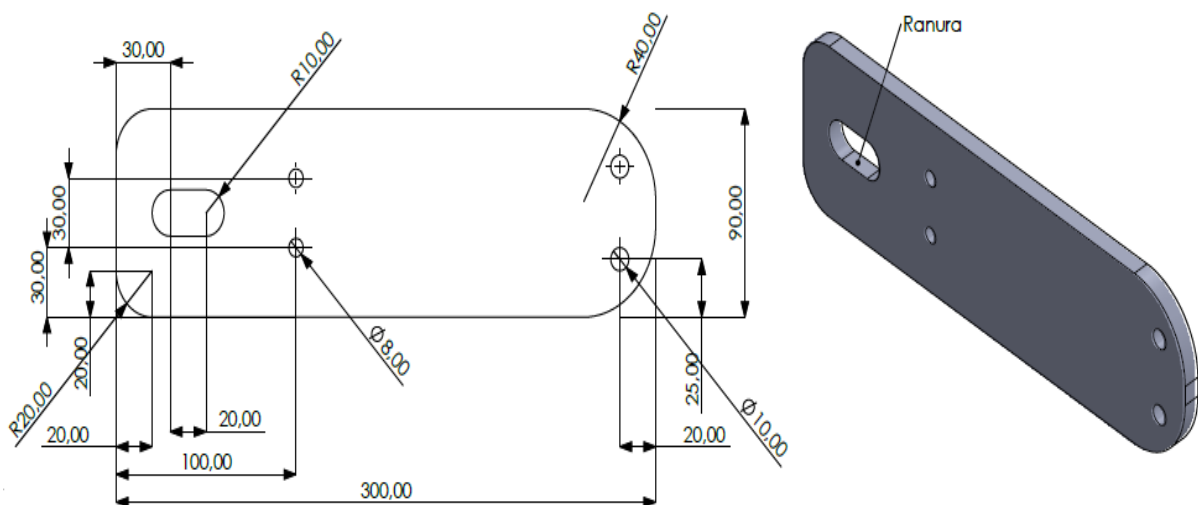


Figura 3.19: Vista alámbrica e isométrica del soporte para banda transportadora

Fuente: Propia

○ **Rodillos laminadores**

En la Figura 3.20, se observan las medidas necesarias para el diseño de los rodillos laminadores, se muestra una única figura, ya que son iguales ambos rodillos, tanto el conductor como el conducido.

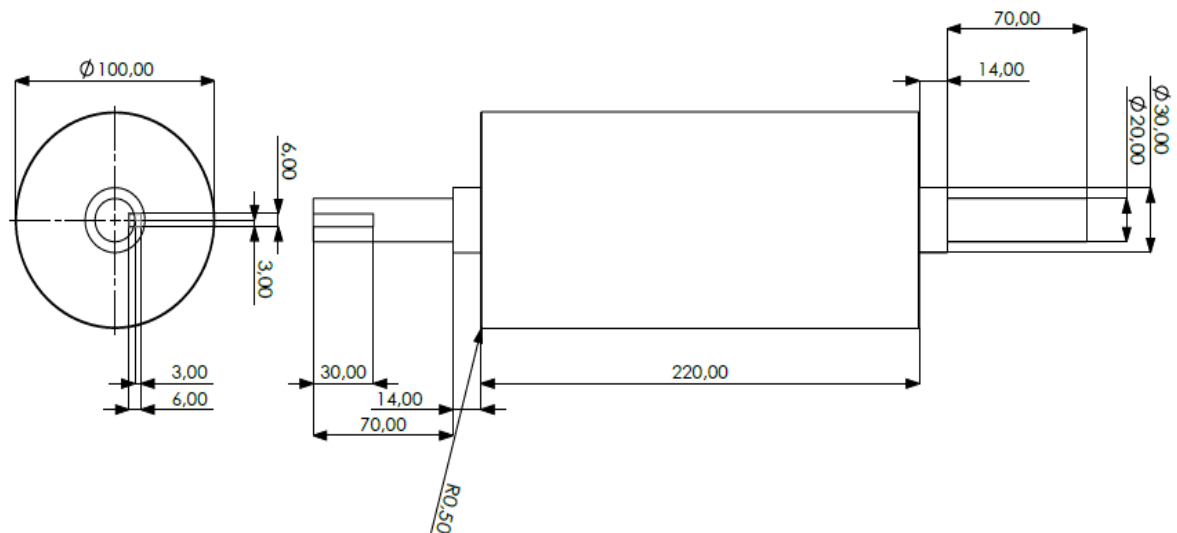


Figura 3.20: Vista alámbrica del rodillo laminador.

Fuente: Propia

En la Figura 3.21, se tiene la vista isométrica del rodillo laminador en donde se visualizan las partes que lo conforman.

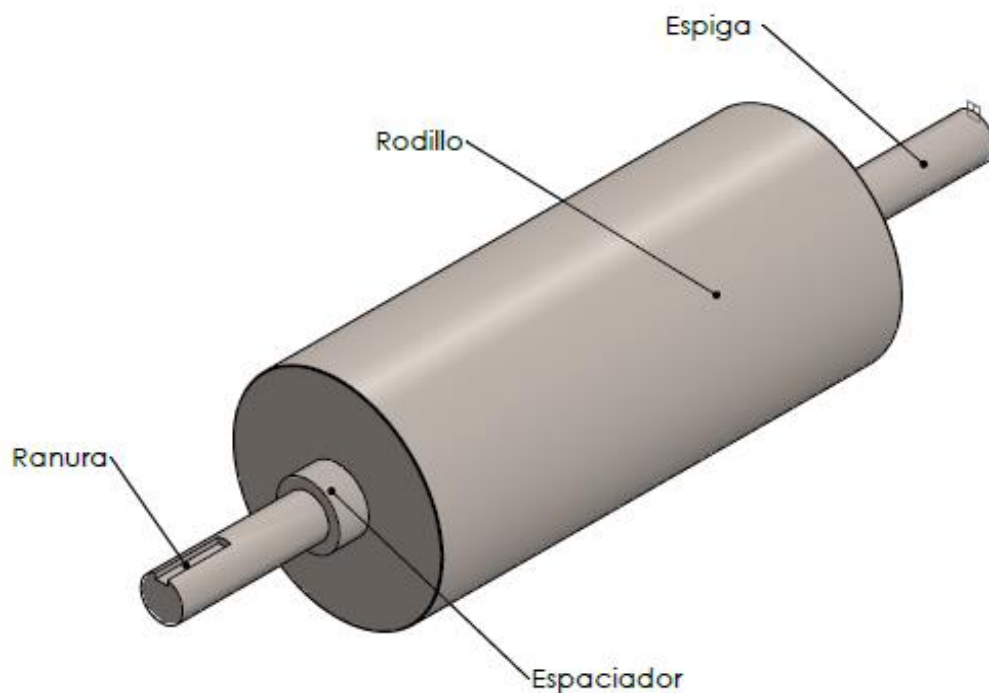


Figura 3.21: Vista isométrica del rodillo laminador.

Fuente: Propia

○ Rodillo cortador

En la Figura 3.22, se observan las dimensiones principales para el diseño del rodillo cortador, se observa el agujero transversal por donde atraviesa el eje, y el valor de las cavidades donde se acoplan los rodamientos laterales; además, se detallan los valores de la circunferencia proyectada al rodillo con un relieve de 5 [mm], los necesarios para cortar el máximo grosor de la masa que se adhiere al rodillo conductor.

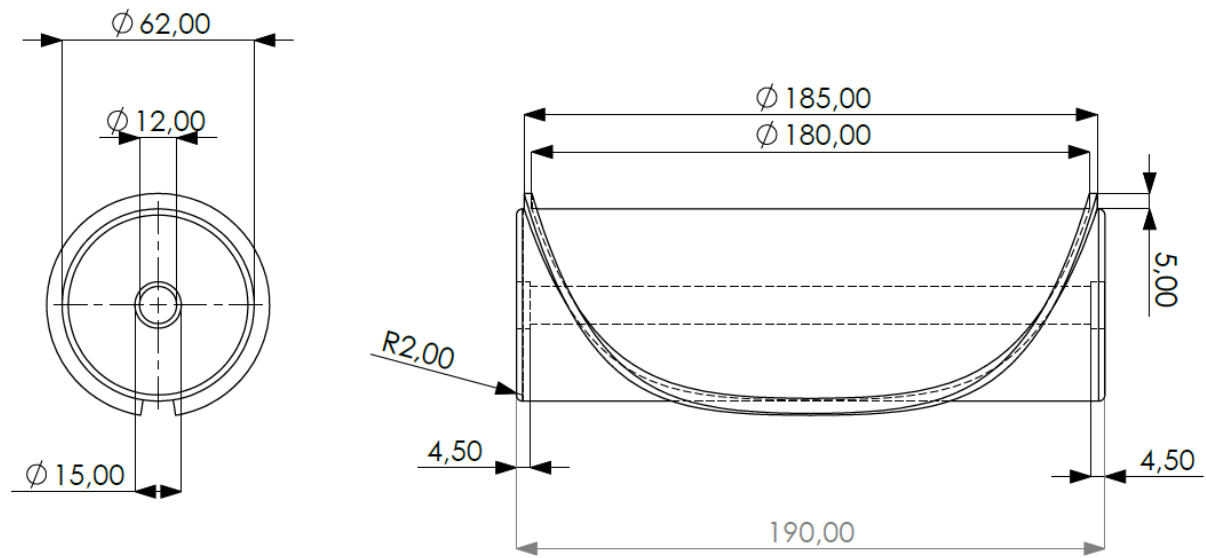


Figura 3.22: Vista alámbrica del rodillo cortador.

Fuente: Propia

En la Figura 3.23, se observa la vista isométrica del rodillo cortador, permitiendo apreciar de forma detallada la circunferencia proyectada en el rodillo y la cavidad donde acopla el rodamiento.

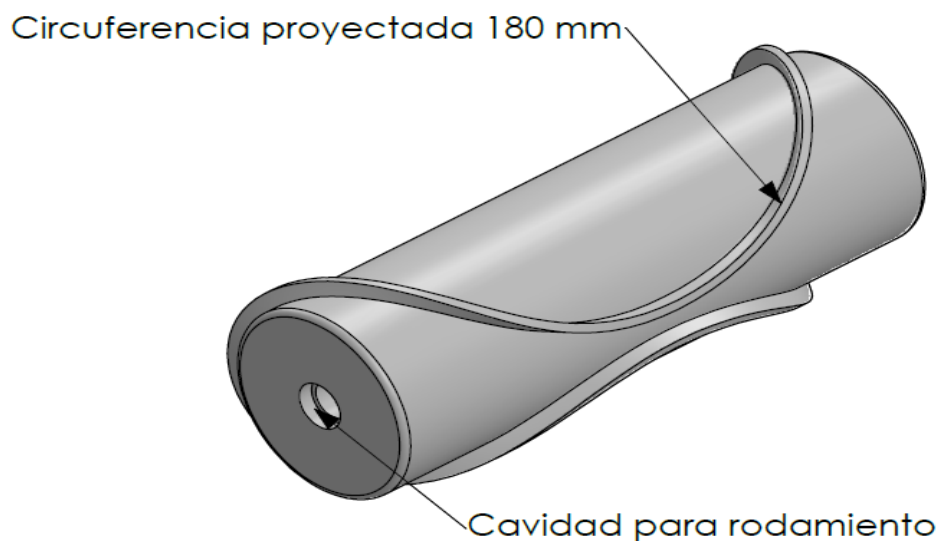


Figura 3.23: Vista isométrica del rodillo cortador.

Fuente: Propia

- **Eje para el rodillo cortador**

En la Figura 3.24, se detallan las medidas necesarias para diseñar el eje del rodillo cortador, al ser un eje simétrico las medidas son la mismas para ambos extremos del eje.

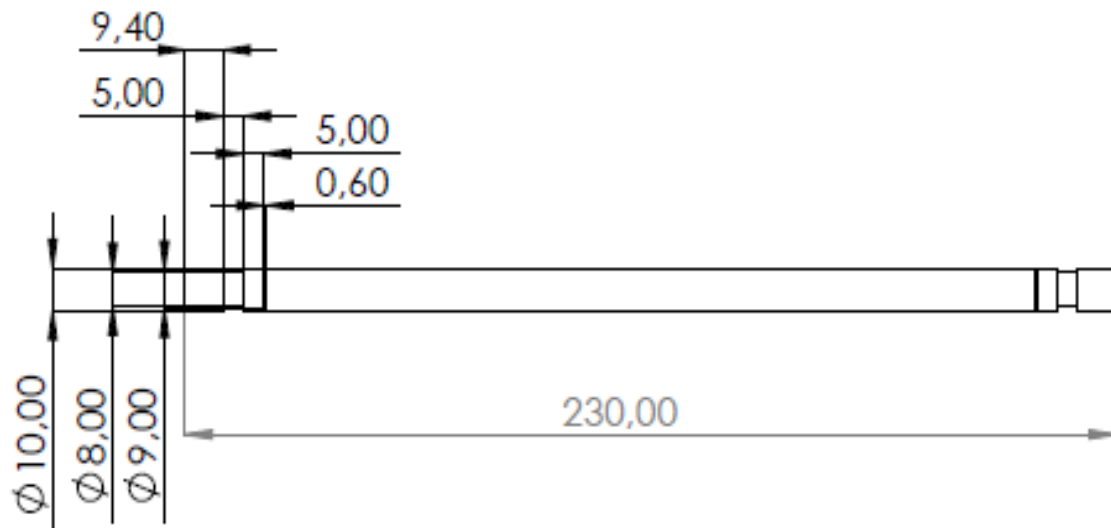


Figura 3.24: Vista alámbrica del eje para el rodillo cortador.

Fuente: Propia

En la Figura 3.25, se observa la vista isométrica del eje, en la que se detalla donde colocar el seguro radial externo 9 [mm] y las cavidades guías para los soportes del rodillo cortador.



Figura 3.25: Vista isométrica del eje para el rodillo cortador.

Fuente: Propia

- **Rodamiento**

En la Figura 3.26, se observa el rodamiento de espesor 4.50 [mm] con un diámetro interno 10 [mm] y un diámetro exterior de 15 [mm].

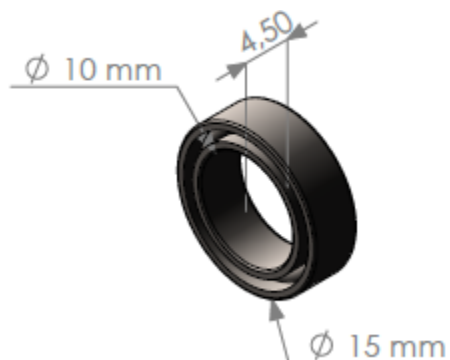


Figura 3.26: Vista isométrica de rodamiento 0100-15.

Fuente: Propia

- **Anillo de retención 9 mm**

La Figura 3.27, se muestra un anillo radial externo de retención 9 [mm], el cual cumple con la función de asegurar que el rodamiento se mantenga fijo en la cavidad del rodillo de corte, aunque el valor real del radio es 4.23 [mm] como se observa en la cota, al no ser un anillo totalmente cerrado el valor cambia.



Figura 3.27: Vista isométrica anillo de retención 9 [mm]

Fuente: Propia

- **Rodillo motriz para la banda transportadora**

En la Figura 3.28, se observan las dimensiones necesarias para diseñar el rodillo motriz, el mismo que recibe el movimiento del rodillo conductor y lo transmite a la banda transportadora.

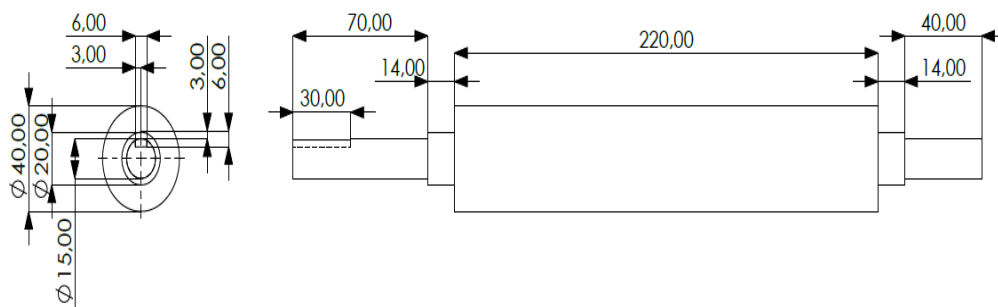


Figura 3.28: Vista alámbrica del rodillo motriz para banda transportadora.

Fuente: Propia

En la Figura 3.29, se observan las partes principales del rodillo motriz de la banda transportadora, se observa las espigas que acoplan con las chumaceras de pared colocadas en ambos extremos del eje, también se detalla la espiga ranurada donde se acopla el engranaje y también se observan los espaciadores que evitan que los rodillos rosen con los soportes.

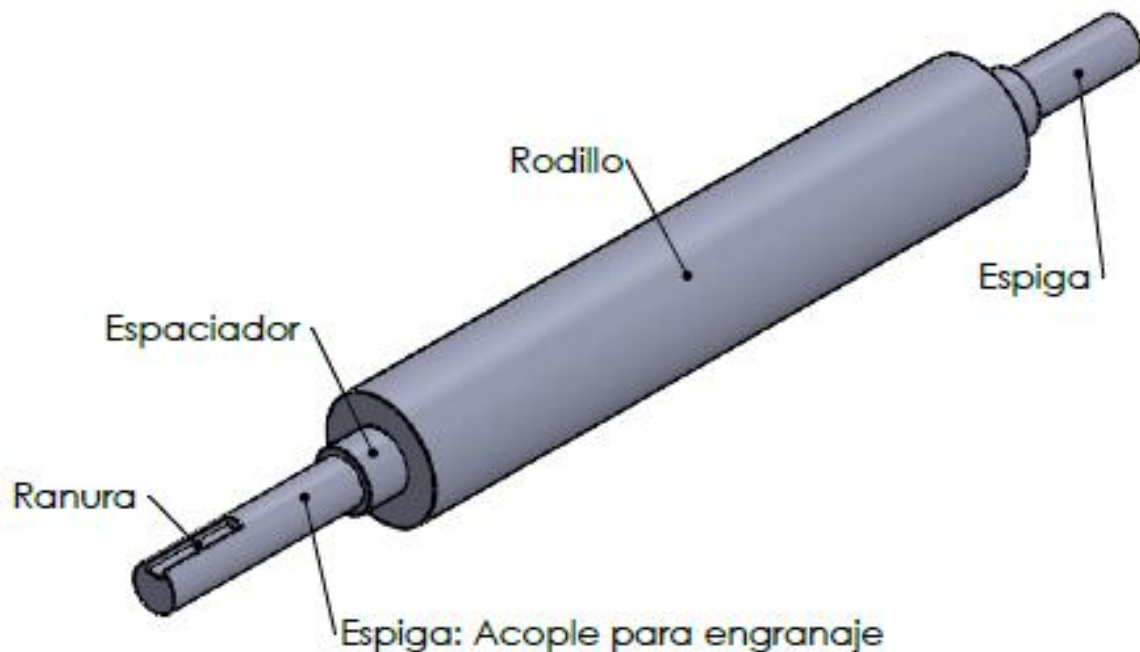


Figura 3.29: Vista isométrica del rodillo motriz para banda transportadora.
Fuente: Propia

- **Rodillo templador de banda transportadora**

En la Figura 3.30, se observan las medidas necesarias para diseñar el rodillo templador, los diámetros del agujero que atraviesa transversalmente todo el rodillo; así también, se observan las dimensiones de las cavidades en donde se acoplan los rodamientos.

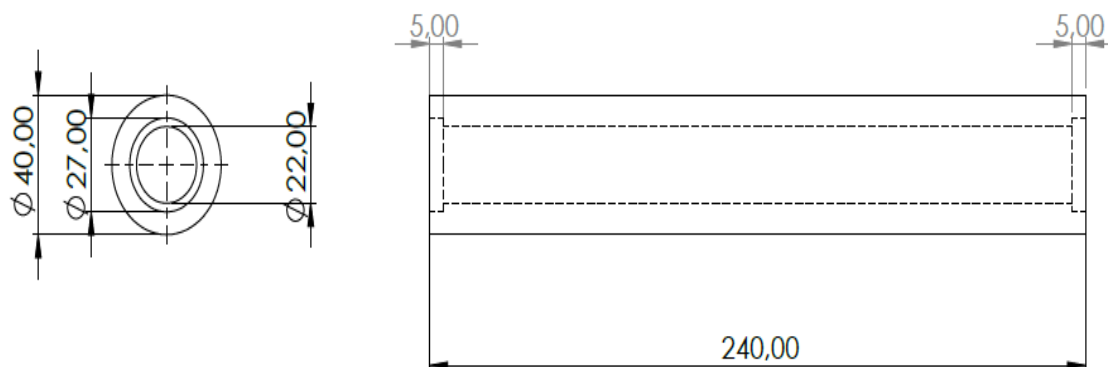


Figura 3.30: Vista alámbrica del rodillo templador.
Fuente: Propia

En la Figura 3.31, se observa la vista isométrica del rodillo templador, apreciando la cavidad en donde se encaja el rodamiento.



Figura 3.31: Vista isométrica del rodillo motriz para banda transportadora.
Fuente: Propia

- **Eje para rodillo templador**

En la Figura 3.32, se observan las medidas necesarias para diseñar el eje del rodillo templador, se observan en detalle las medidas de las ranuras donde se alojan los pernos tipo Allen, para realizar el temple de la banda transportadora y las cavidades en donde ingresan los seguros radiales de 19 [mm].

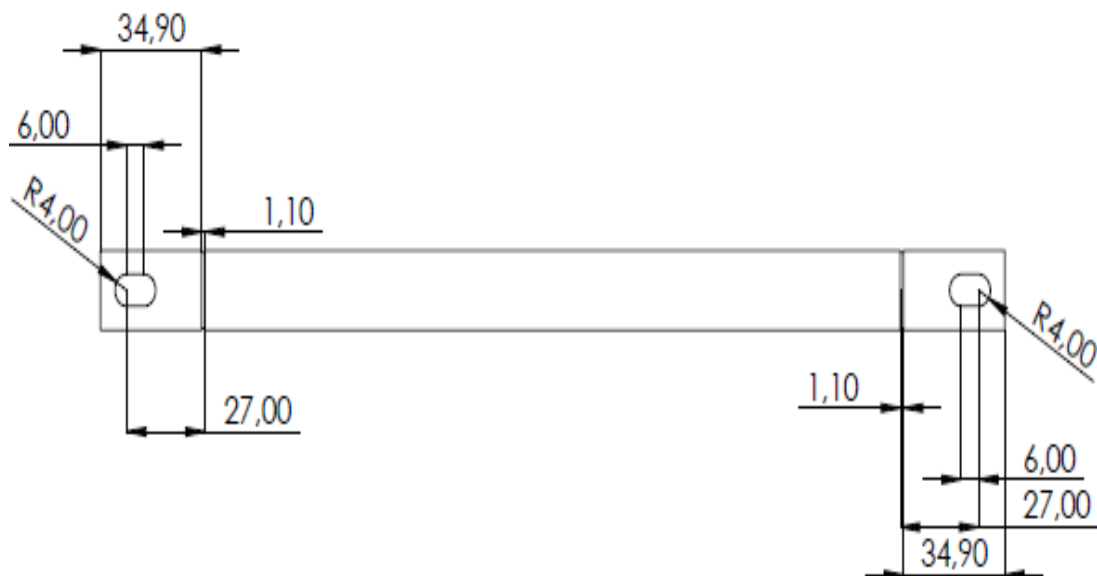


Figura 3.32: Vista alámbrica del eje para rodillo templador.
Fuente: Propia

En la Figura 3.33, se observa la vista isométrica del eje para el rodillo templador en la que se detalla en donde colocar el seguro radial externo 19 [mm].

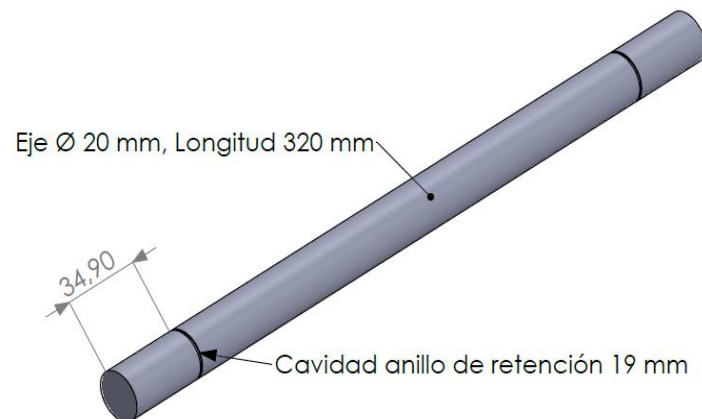


Figura 3.33: Vista isométrica del eje para rodillo templador.
Fuente: Propia

○ Rodamiento

En la Figura 3.34, se observa el rodamiento de espesor 4.80 [mm], con un diámetro interno 20 [mm] y un diámetro exterior es de 27 [mm].



Figura 3.34: Vista isométrica de rodamiento 0200-27.
Fuente: Propia

○ Anillo de retención 19 mm

En la Figura 3.35, se muestra un anillo de retención 19 [mm], el cual permite asegurar que el rodamiento se mantenga fijo en la cavidad del rodillo templador, aunque el valor real del radio es 4.98 [mm] como se observa en la cota, al no ser un anillo totalmente cerrado el valor cambia.



Figura 3.35: Vista isométrica anillo de retención 19 [mm].
Fuente: Propia

- **Guías para el rodillo cortador**

En las Figuras 3.36 y 3.37, se observan las medidas que permiten diseñar los soportes para el rodillo cortador, tanto del lado derecho como del lado izquierdo, en ambos se observa que constan de una ranura, en la cual se desplaza un eje de forma transversal, y dicho desplazamiento permite regular la carrera del pistón.

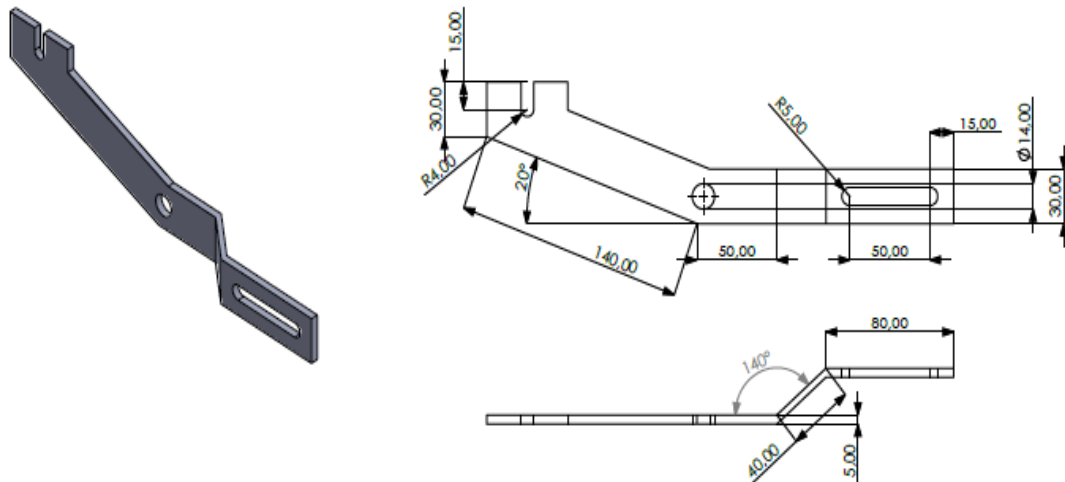


Figura 3.36: Vista alámbrica e isométrica de soporte derecho.
Fuente: Propia

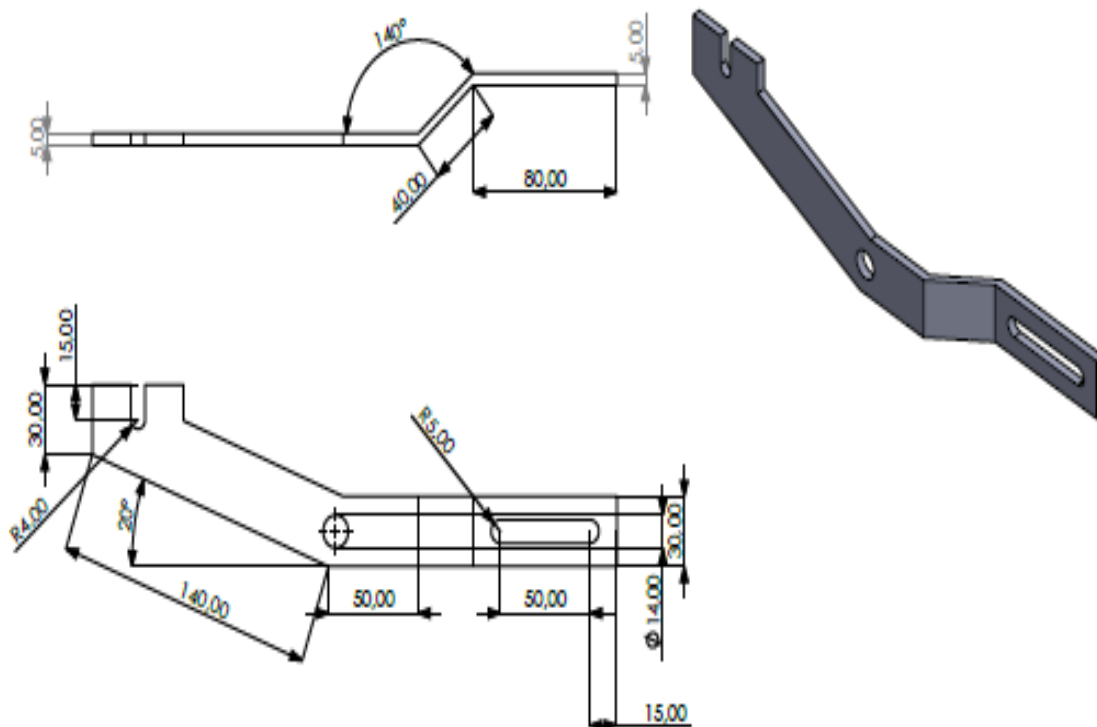


Figura 3.37: Vista alámbrica e isométrica del soporte izquierdo.
Fuente: Propia

- **Guías para templar la banda**

En la Figura 3.38, se observan las medidas necesarias para diseñar las guías que permiten templar la banda transportadora.

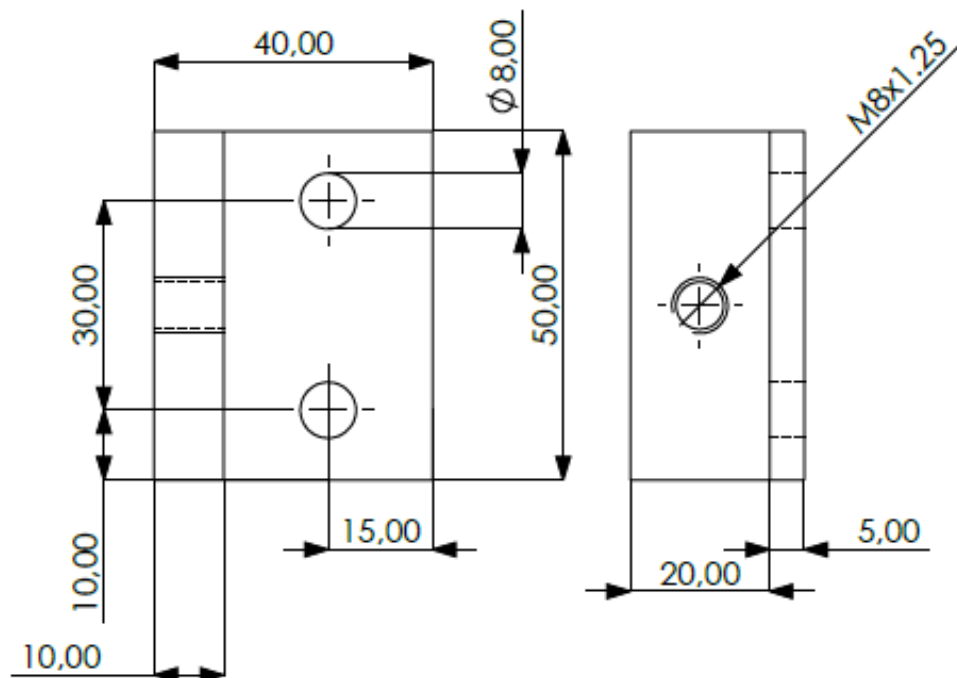
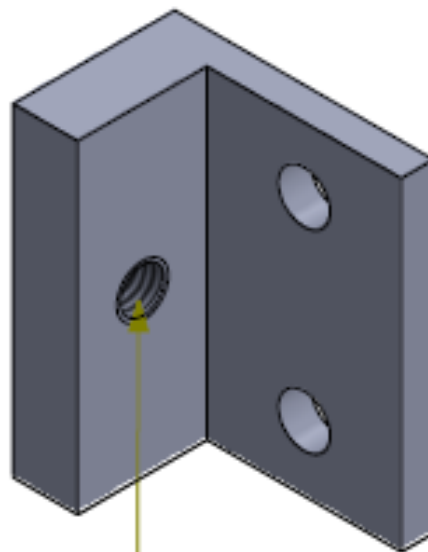


Figura 3.38: Vista alámbrica de la guía para templar la banda.

Fuente: Propia

En la Figura 3.39, se muestra la vista isométrica de la guía para templar la banda transportadora, en la cual se detalla el roscado donde ingresa el perno de 8 [mm] con un paso de 1.25 [mm].



Roscado 8 mm, paso 1,25 mm

Figura 3.39: Vista isométrica de la guía para templar la banda.

Fuente: Propia

- **Perillas reguladoras**

En las Figuras 3.40 y 3.41, se detallan las medidas necesarias para diseñar las perillas, mismas que enroscan y se fijan con la barra roscada 14 [mm] y un pasó de 1.5 [mm], formando el mecanismo para la regulación del espesor de la masa.

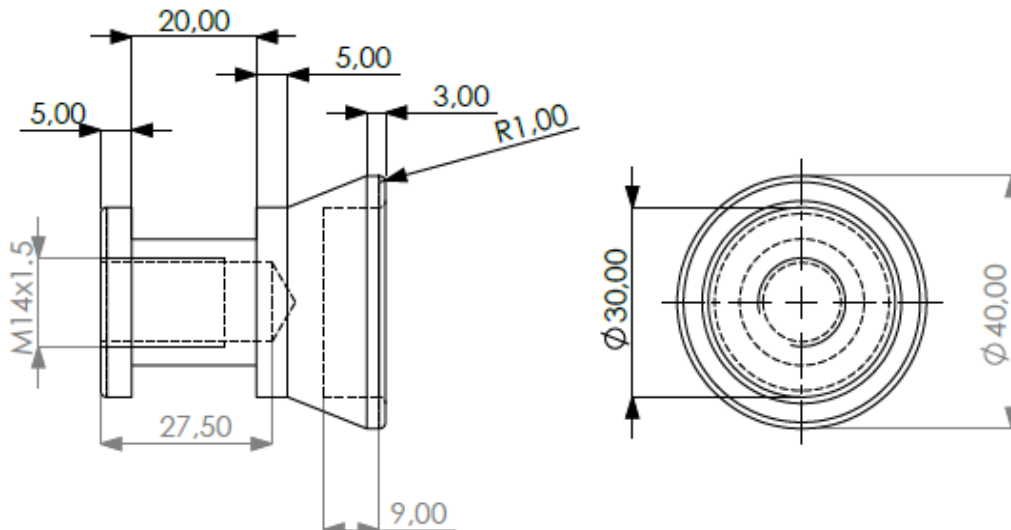


Figura 3.40: Vista alámbrica de perillas de regulación.

Fuente: Propia



Figura 3.41: Vista isométrica de perillas de regulación.

Fuente: Propia

- **Mecanismo templador de alambre**

En la Figura 3.42, se observa el sistema para templar los alambres transversales a los rodillos conductor y conducido. En el agujero de 3 [mm] se inserta el alambre y luego se procede a ajustar el perno de 5 [mm] para templar de esta manera el alambre.

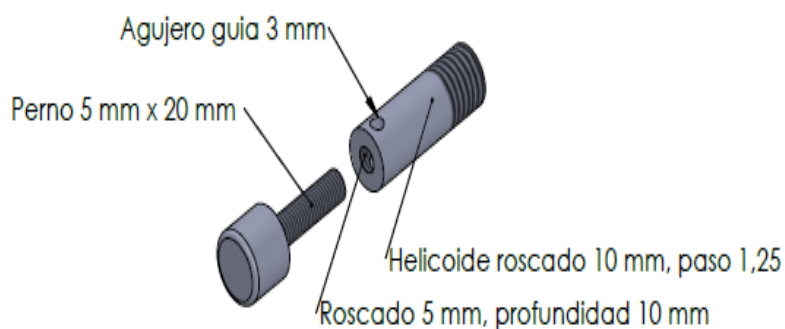


Figura 3.42: Vista isométrica mecanismo templador de alambre.

Fuente: Propia

- **Soporte para pistón neumático**

En la Figura 3.43, se observa el modelo CAD del soporte que permite que el pistón neumático articule.

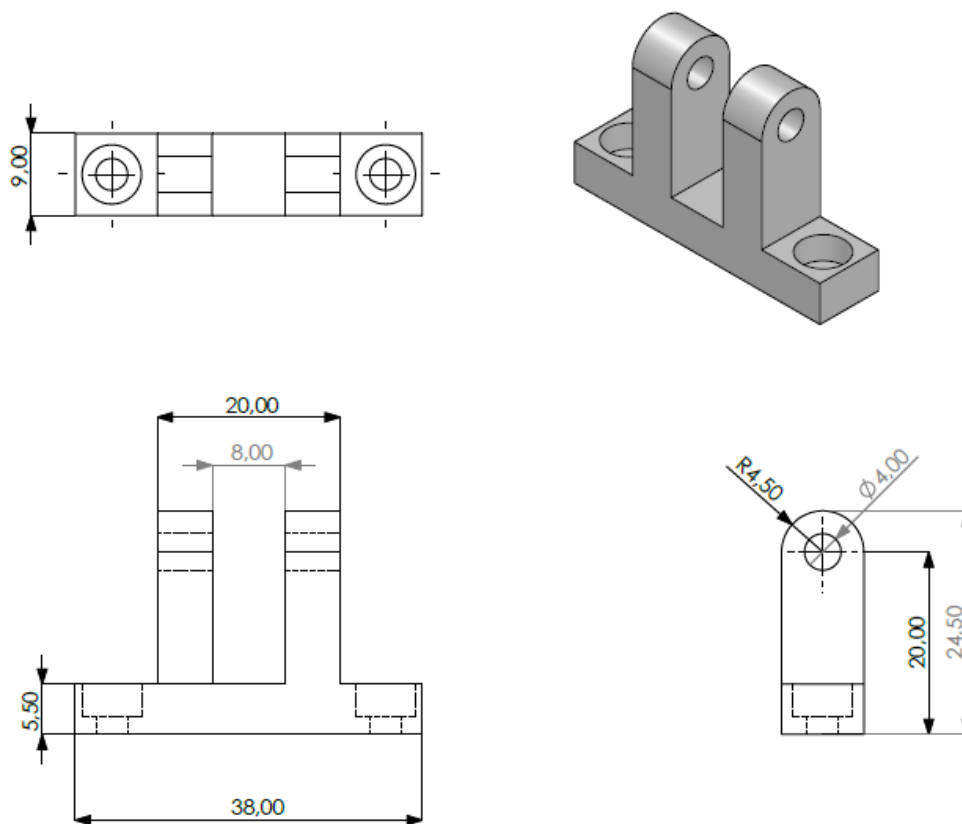


Figura 3.43: Vista alámbrica e isométrica soporte pistón.

Fuente: [11]

- **Eje para soportes delanteros y posteriores**

En la Figura 3.44, se observan las dimensiones para diseñar los ejes que permiten fijar los soportes delanteros y posteriores, también se detallan las medidas de longitud y roscado del eje.

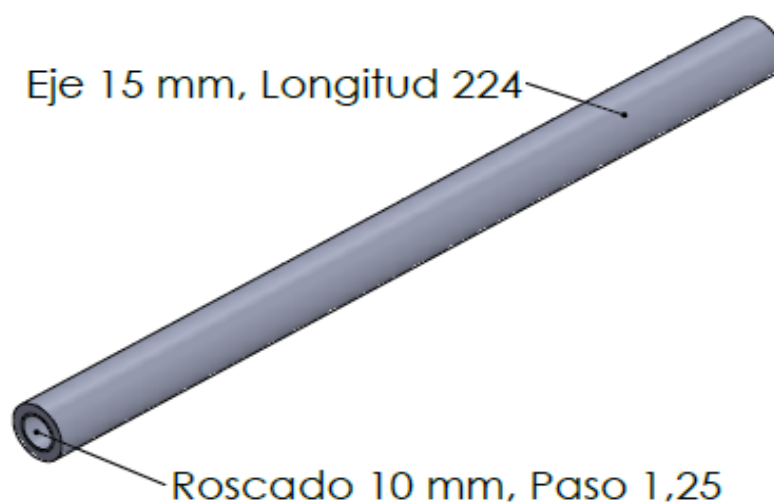


Figura 3.44: Vista isométrica de eje para soportes.

Fuente: Propia

- **Varilla roscada**

En la Figura 3.45, se observa la longitud de la barra roscada en las cuales se fijan las perillas de regulación y se enrosca en la barra cuadrada con lo cual ajustar o aflojar dicha barra, permite regular el espesor de la masa.



Figura 3.45: Vista isométrica varilla roscada 14 [mm].

Fuente: Propia

- **Barra roscada cuadrada**

En la Figura 3.46, se detallan las medidas para diseñar la barra roscada cuadrada; además, se detallan las medidas del roscado y el agujero guía para el pasador tubular.

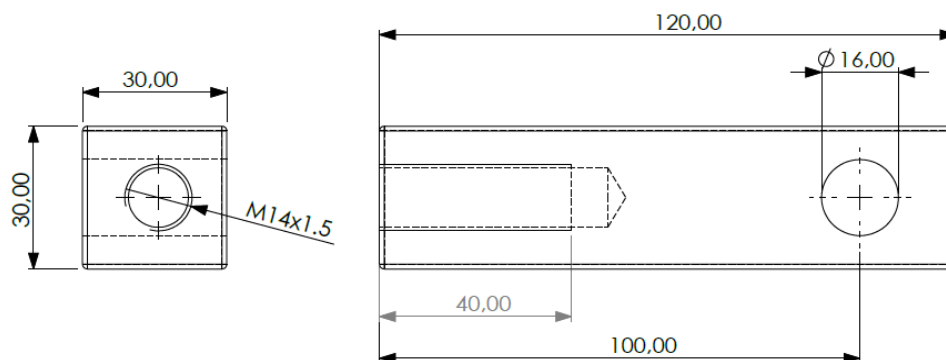


Figura 3.46: Vista alámbrica barra cuadrada.

Fuente: Propia

En la Figura 3.47, se observa la vista isométrica de la barra cuadrada con un roscado de 14 [mm] y un paso 1.5 [mm], consta de un agujero guía, en donde se coloca un pasador tubular que lo acopla con el soporte posterior.

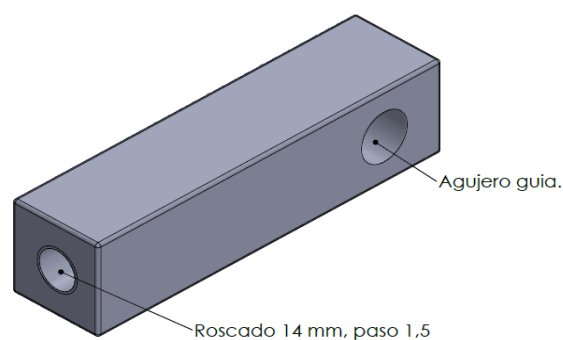


Figura 3.47: Vista isométrica barra cuadrada.

Fuente: Propia

○ **Chumaceras**

En la Figura 3.48, se observa la vista isométrica de una chumacera de pared, la cual mantiene las mismas medidas en un rango de diámetro interno de 12 [mm] a 20 [mm] como se observa en la Tabla 3.9, para el diseño de la máquina se usa chumaceras de pared de 15 [mm] que sirven de soporte para el rodillo motriz de la banda transportadora y de 20 [mm], que son para el soporte de los rodillos laminadores.

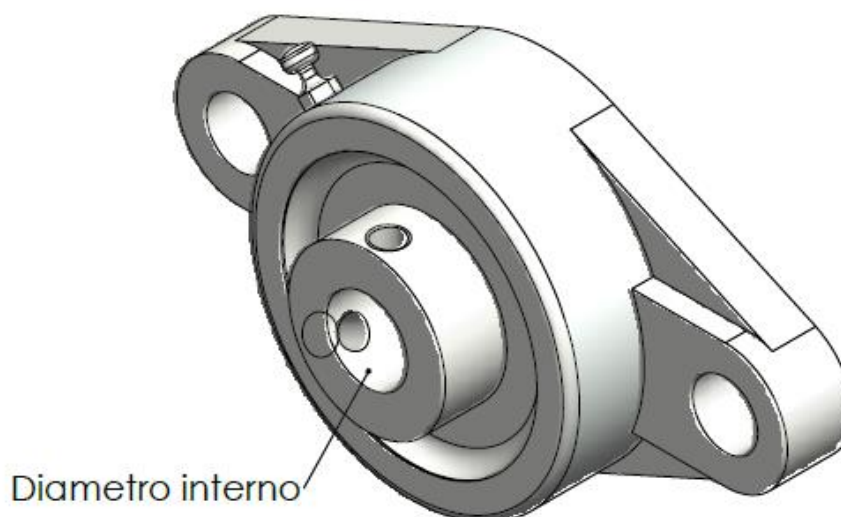


Figura 3.48: Vista isométrica chumacera de pared.
Fuente: [11]

En la Tabla 3.9, se detallan las medidas de la coraza en función del diámetro interno del rodamiento.

Tabla 3.9: Valores dimensionales en función del diámetro interno

Part Number	JIS Nominal			F	F ₁	W	L	L ₁	t	A	A ₁	A ₂	d	d ₁	B	S	Basic Load Rating (kN)		Set Screw			Mass (g)	
	Type	D	HDH														HDF	C _r (Dynamic)	C _{0r} (Static)	M ₁	Tightening Torque (N·cm)	Axial Load Capacity (N)	HDH
	12	UCFL201	UCF201	113	90	60	86	64	12	33.3	25.5	15	12	12	31.0	12.7	12.8	6.6	M6x0.75	392	640	470	630
	15	UCFL202	UCF202																			450	610
	17	UCFL203	UCF203																			440	600
	20	UCFL204	UCF204																			1280	420
HDH	25	UCFL205	UCF205	130	99	68	95	70	14	35.8	27.0	16	16	34.1	14.3	14.0	7.9	490	1400	590	720		
HDF	30	UCFL206	UCF206	148	117	80	108	83		40.2	31.0	18		38.1	15.9	19.6	11.3			1960	900	1010	
	35	UCFL207	UCF207	161	130	90	117	92	16	44.4	34	19	16	42.9	17.5	25.9	15.4	M8x1	1180	2590	1200	1380	
	40	UCFL208	UCF208	175	144	100	130	102		51.2	36	21		49.2	19	29.3	17.9			2930	1510	1770	
	45	UCFL209	UCF209	188	148	108	137	105	18	52.2	38	22	16	51.6	19	33.0	20.5	M10x1.25	2350	3300	1900	2070	
	50	UCFL210	UCF210	197	157	115	143	111		54.6	40	22		51.6	19	35.5	23.2			3550	2200	2360	

Fuente: [11]

- **Chaveta 6x6**

En la Figura 3.49, se observa el modelo CAD de la chaveta 6x6 [mm] que permiten fijar los engranajes con las ranuras de los rodillos laminadores y rodillo motriz de la banda transportadora.

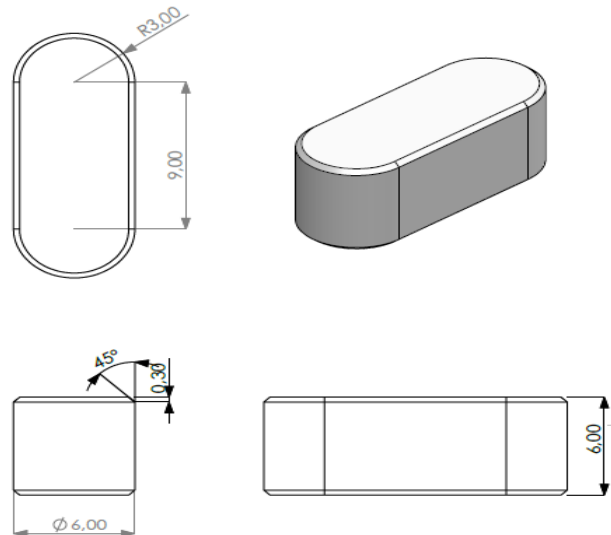


Figura 3.49: Vista alámbrica e isométrica chaveta 6x6 [mm].
Fuente: [11]

- **Soporte para perillas de regulación**

En la Figura 3.50, se observa el modelo CAD del soporte, donde acoplan las perillas de regulación permitiendo a estas girar libremente.

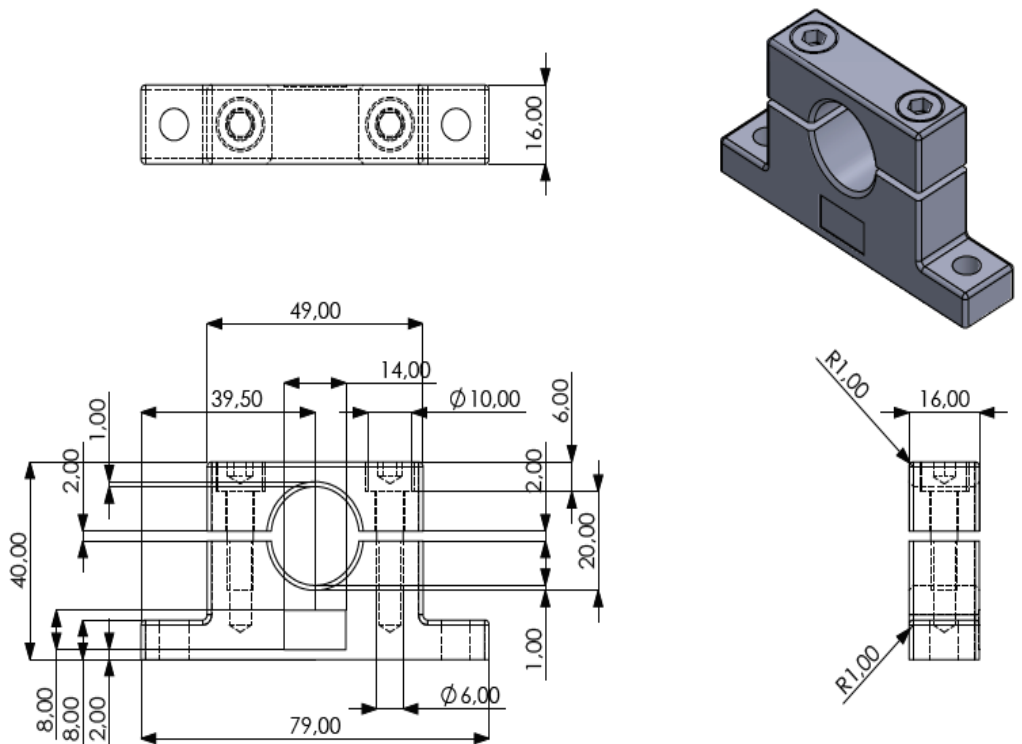


Figura 3.50: Vista alámbrica e isométrica de soporte para perillas.
Fuente: [11]

- **Uña separadora de masa**

En la Figura 3.51, se observa la vista isométrica de la uña separadora, la cual se acopla al eje y permite separar la tortilla cortada del rodillo.

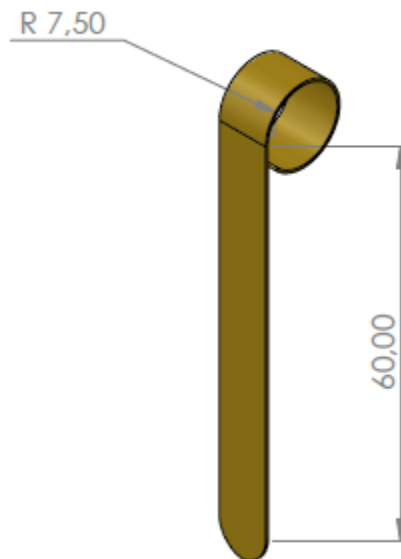


Figura 3.51: Vista isométrica uña separadora.

Fuente: Propia

- **Soporte transversal**

En la Figura 3.52, se observan las vistas alámbrica e isométrica del soporte transversal, que sostiene el mecanismo para articular el pistón neumático de doble efecto.

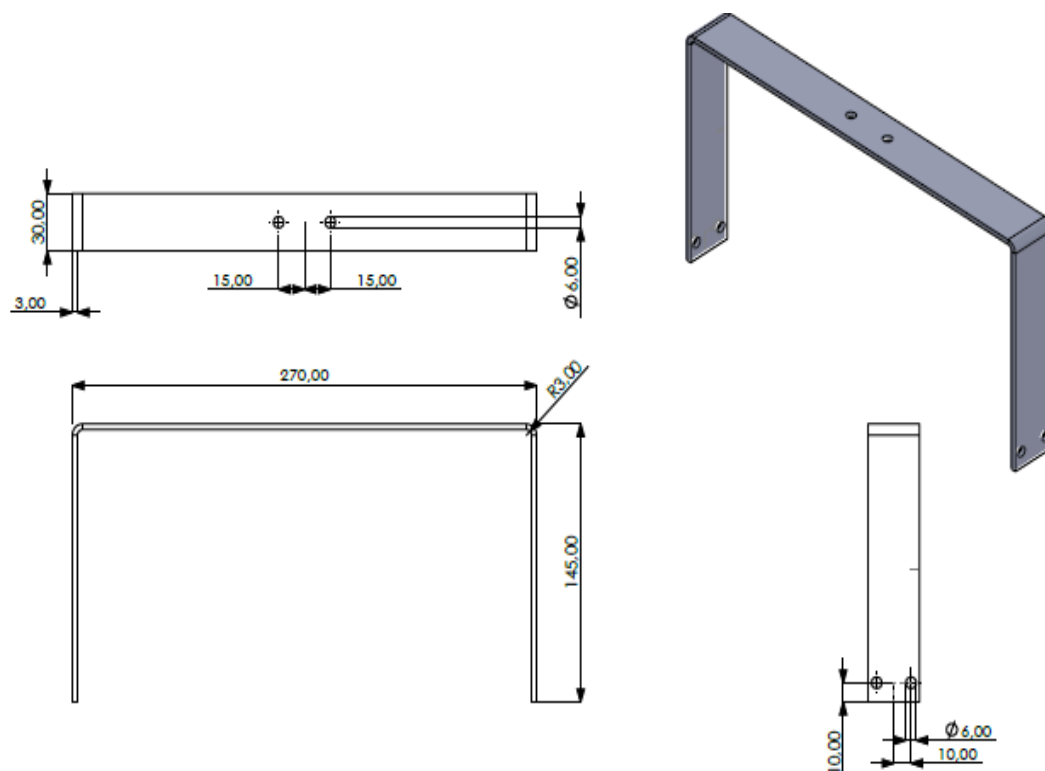


Figura 3.52: Vista alámbrica e isométrica soporte transversal.

Fuente: Propia

- **Motor eléctrico**

En la Figura 3.53, se observa el modelo CAD de un motor eléctrico monofásico de inducción con caja reductora relación de transmisión 75.

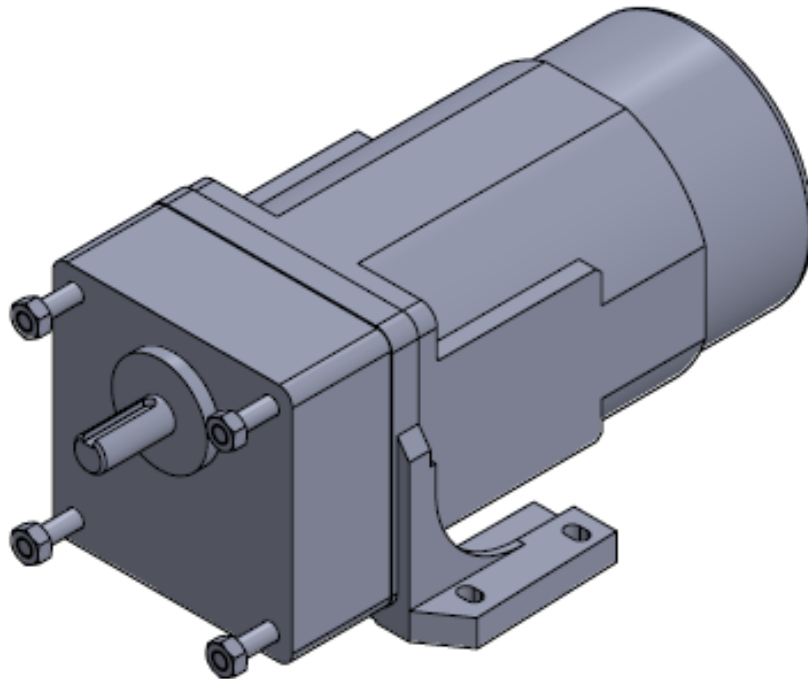


Figura 3.53: Motor inducción y caja reductora.

Fuente: [11]

- **Pistón neumático**

En la Figura 3.54, se observa el modelo CAD de un pistón neumático de doble efecto, que permite empujar el rodillo cortador hacia rodillo laminador conductor mediante un sistema de soportes, permitiendo así el corte de la masa adherida en el rodillo conductor

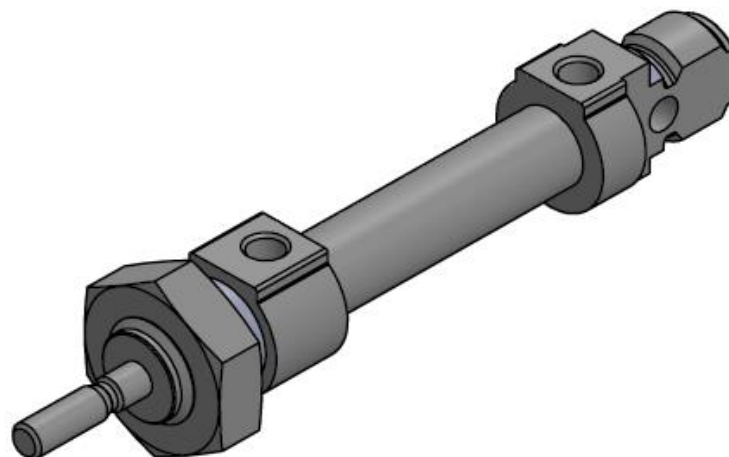


Figura 3.54: Pistón neumático.

Fuente: [12]

- **Brida**

En la Figura 3.55, se observa el modelo CAD de una brida para acoplar el eje del motor eléctrico con el eje del rodillo conductor, de esta manera se podrá transmitir la potencia para laminar la masa.

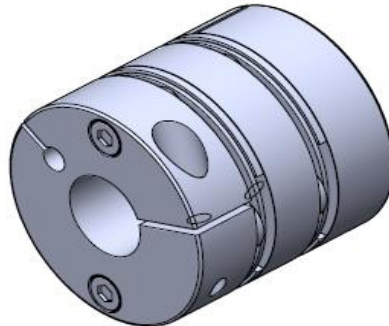


Figura 3.55: Brida 12 [mm] a 20 [mm].
Fuente: [11]

- **Ensamblaje final**

En la Figura 3.56 se observa el ensamblaje final de la máquina laminadora presentada en una vista isométrica, donde se presenta la disposición de los componentes mecánicos como engranajes, rodillos, chumaceras, banda transportadora y soportes, también se observa la disposición del pistón neumático de doble efecto y del motorreductor.

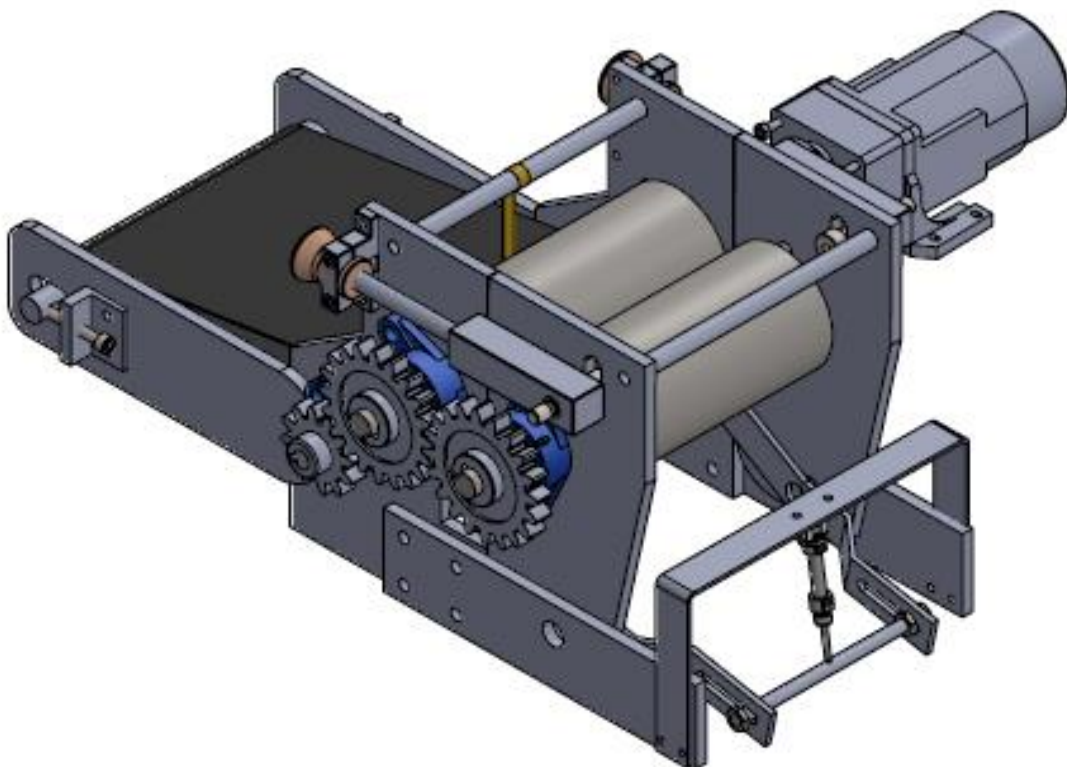


Figura 3.56: Ensamblaje Final
Fuente: Propia

3.5. Desarrollo del algoritmo de control

El Controlador Lógico Programable LOGO permite realizar el control del pistón neumático mediante una electroválvula solenoide. El algoritmo de control se basa únicamente en un sistema muy simple, en el cual, lo único que se controla es el accionamiento de un pistón neumático. Este pistón permite que el rodillo cortador haga contacto con el rodillo motriz produciendo así una tortilla, se observa el esquema neumático en la Figura 3.57.

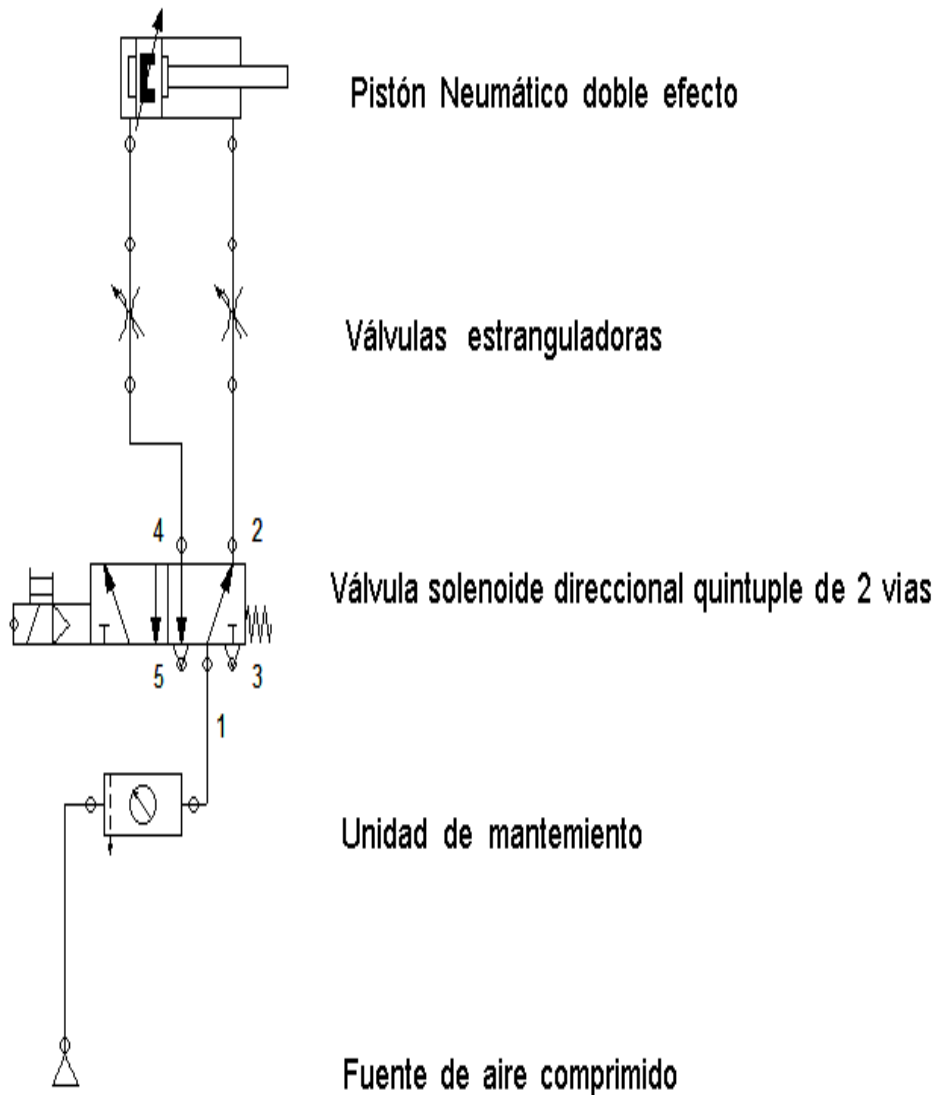


Figura 3.57: Esquema del sistema neumático para accionar el rodillo cortador.

Fuente: Propia

Para controlar el accionamiento de la válvula solenoide se usa la salida Q6 del módulo de expansión como se observa en la Figura 3.58. En la figura también se indica que la entrada I6 tiene un pulsador normalmente abierto de etiqueta PI, esta da la señal de inicio del proceso. Luego el proceso se controla en función del accionamiento del fin

de carrera de etiqueta FC1, además cuenta con un paro de emergencia de etiqueta PE en la entrada digital I8 con la cual se detiene todo el sistema de ser necesario.

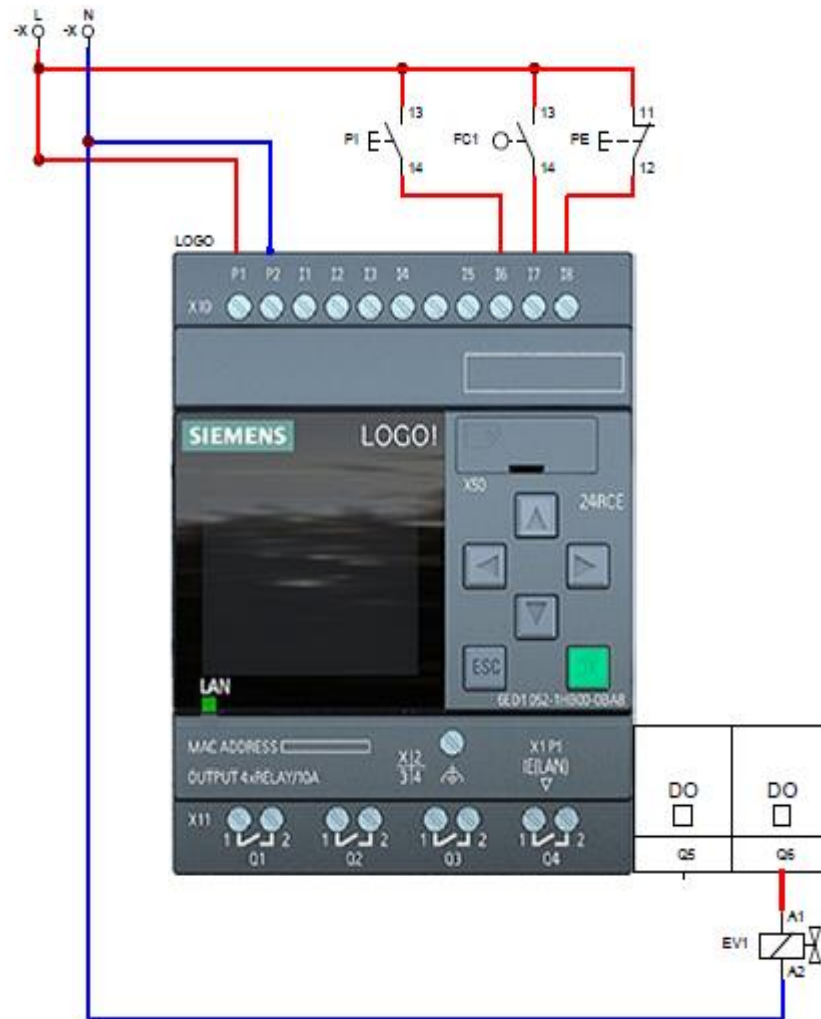


Figura 3.58: Cableado de logo, uso de la salida Q6.
Fuente: Propia

Algoritmo de programación

El algoritmo de programación es muy simple, ya que se trata únicamente de realizar el control del accionamiento de un pistón neumático doble efecto y que este se mantenga accionado durante un determinado tiempo. Para realizar esta tarea, se usa el software de programación LOGOSoft Comfort y lenguaje de programación de diagrama de bloques de funciones (FBD). En la Figura 3.59, se puede ver el algoritmo de programación.

Al existir una diferencia de diámetros entre el rodillo laminador conductor y el rodillo cortador, se calcula el tiempo que tarda el rodillo cortador en dar una vuelta según la Ecu. 32 [6], ya que de este valor depende el tiempo en el que el vástago se encuentran realizando el empuje y mantiene al rodillo cortador contiguo al rodillo laminador conductor realizando así el corte de la masa en forma de tortilla.

Definiendo la relación de velocidades como:

$$I = \frac{N2}{N1} = \frac{D1}{D2} \quad \text{Ecu. 32}$$

Donde:

D1: Diámetro rodillo laminador

D2: Diámetro rodillo cortador

N1: Velocidad de giro rodillo laminador

N2: Velocidad de giro rodillo cortador

Considerando que el rodillo tiene un diámetro de 62 [mm], la circunferencia proyectada tiene un relieve de 5 [mm] y que esta abarca casi en su totalidad el perímetro del rodillo cortador, se tiene como diámetro final:

$$D_{rodillo\ cortador} = 62 [mm] + 10 [mm] = 72 [mm]$$

$$\frac{24\ RPM}{N2} = \frac{100 [mm]}{72 [mm]}$$

$$N2 = 33.33 [RPM]$$

Se determina el tiempo que tarda en dar una vuelta el rodillo cortador, a partir de obtener la velocidad de este.

$$1\ Rev = \frac{60}{33.33} = 1.80 [seg]$$

$$1.80 [seg] \approx 2 [seg]$$

El tiempo se aproxima a dos segundos ya que el software LOGOSoft Comfort permite moverse en intervalos de tiempo de números enteros, este valor es el que se ingresa en el temporizador con retardo a la desconexión ver Figura 3.59.

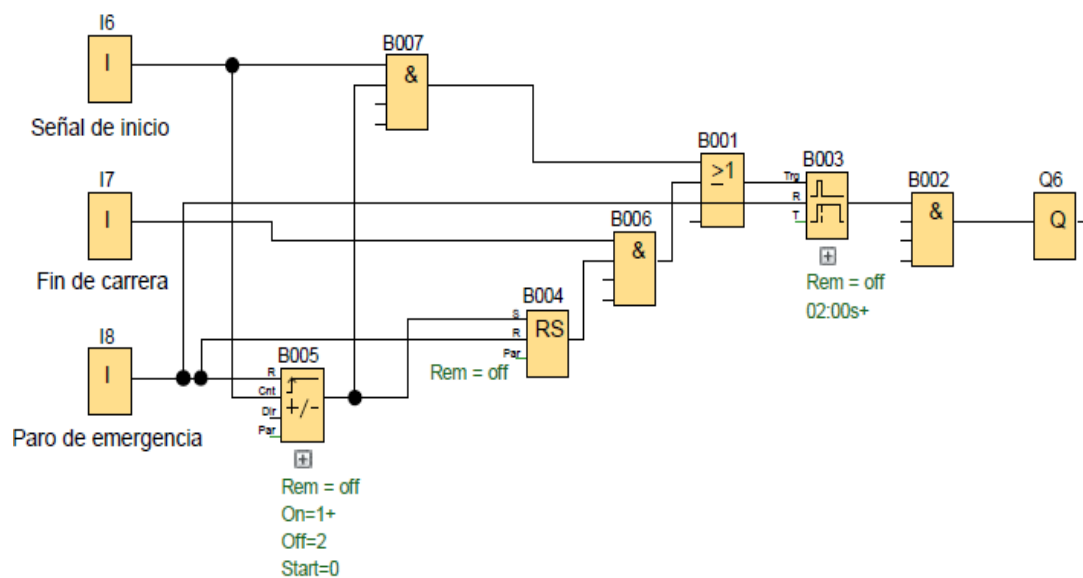


Figura 3.59: Algoritmo de programación.
Fuente: Propia

Diagrama de flujo

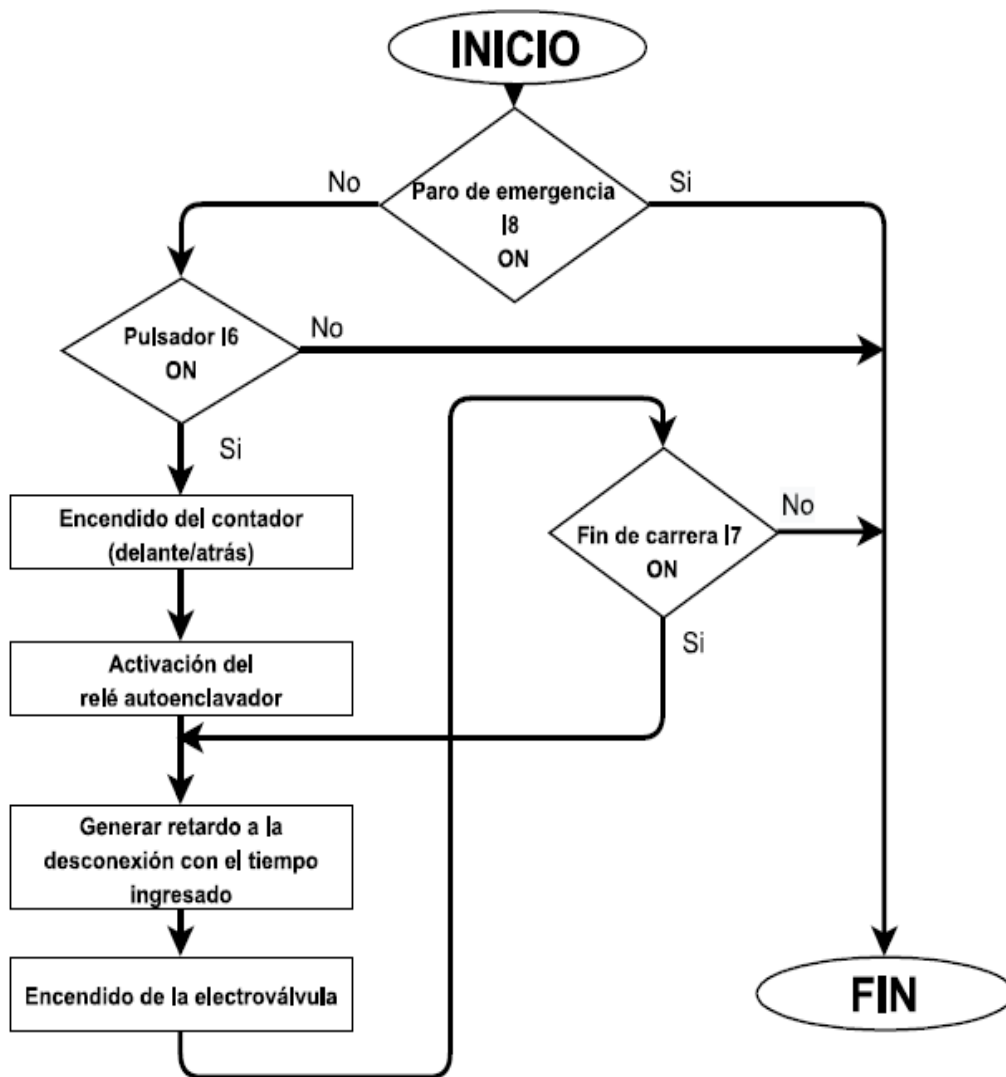


Figura 3.60: Diagrama de flujo del proceso
Fuente: Propia

En la Figura 3.60, se observa que lo primero que se hace es evaluar las condiciones iniciales, que son aquellas señales provenientes de los sensores de contacto conectadas al LOGO, estas señales son usadas por el sistema para garantizar la seguridad del operario y el correcto inicio del proceso,

- Se evalúa que el botón de paro de emergencia conectado a la entrada I8 no se encuentre activado
- Luego se da la señal de inicio por medio del pulsador conectado en la entrada I6
- El contador delante/atrás registra la cuenta y a su vez enclava el relé RS.
- Luego se activa el Temporizador B003 que temporiza el encendido de la electroválvula por 2 segundos.
- Luego el proceso es totalmente controlado por la señal proveniente del fin de carrera conectado en la entrada I7.

3.6. Simulación del movimiento de las piezas

Una vez finalizada la elaboración de todas las piezas de la máquina y la creación del ensamblaje de la máquina se debe definir funciones en el software de diseño mecánico (Solidworks), funciones necesarias para limitar los movimientos de las piezas, motivo por el cual se emplea relaciones de posición estándar, dentro de las cuales se encuentran posiciones: coincidentes, tangentes, perpendiculares, paralelas y concéntricas que restringen así los movimientos de los componentes, permitiendo definir las direcciones permisibles de movimiento lineal o rotacional que poseen los componentes mecánicos.

- **Relaciones de posición mecánica (engranajes)**

En la Figura 3.61 se muestra la relación de posición mecánica de engranaje, misma que crea un movimiento mutuo entre el engranaje del rodillo conductor y el engranaje del rodillo conducido. Para una correcta simulación de giro, se define la relación de transmisión en función de los diámetros primitivos y se selecciona los ejes de rotación de los engranajes, se ingresa los valores de 100 [mm] del engranaje conductor y 100 [mm] del engranaje conducido dando una relación de $100:100=1$, la cual garantiza que los dientes de ambos engranajes se enlacen adecuadamente.

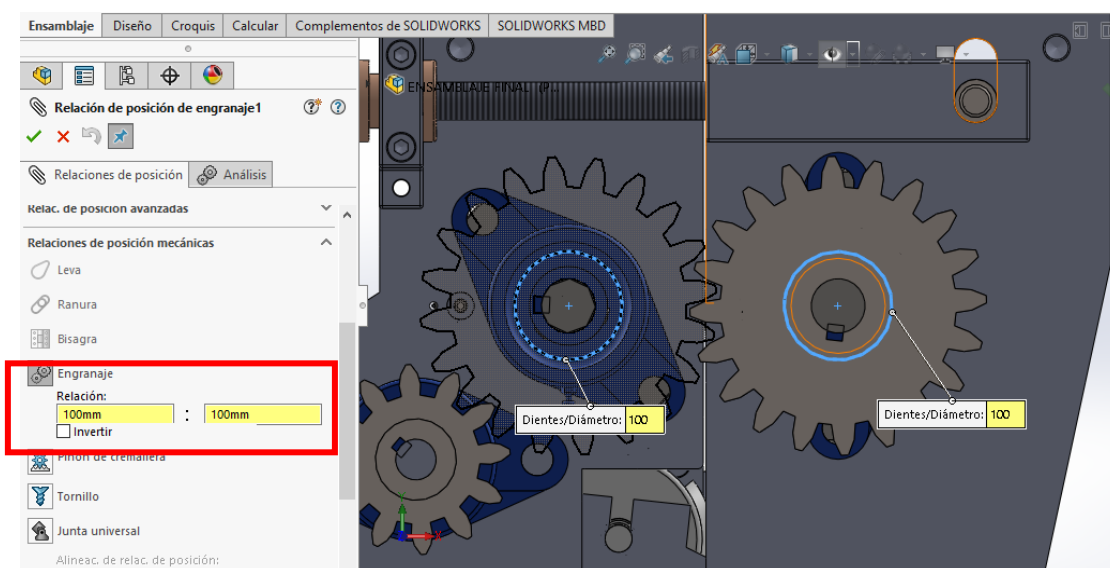


Figura 3.61: Simulación de giro entre los engranajes de los rodillos laminadores
Fuente: Propia

En la Figura 3.62 se muestra la relación de posición mecánica de engranaje misma que crea un movimiento mutuo entre el engranaje del rodillo conductor y el engranaje del eje motriz de la banda transportadora. Para una correcta simulación de giro, se define la relación de transmisión en función de los diámetros primitivos y se selecciona los ejes de rotación de los engranajes, se ingresan los valores de 60 [mm] del engranaje del eje motriz de la banda transportadora y 100 [mm] del engranaje del

rodillo conducido dando una relación de $60:100=0.6$, la cual garantiza que los dientes de ambos engranajes enlacen adecuadamente.

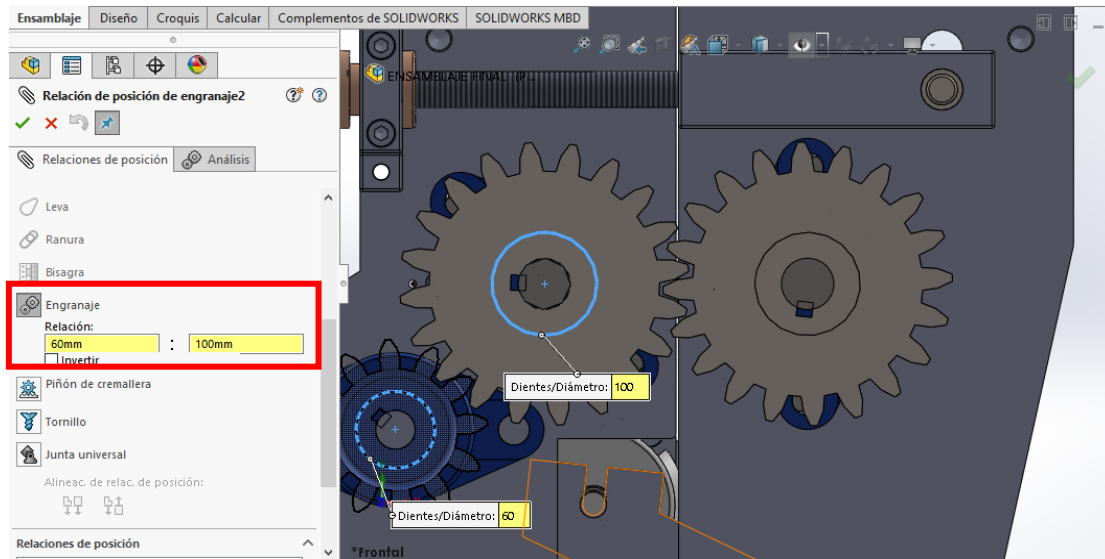


Figura 3.62: Simulación de giro entre engranaje conductor y el engranaje de la banda
Fuente: Propia

- **Relaciones de posición mecánica (Tornillo)**

En la Figura 3.63, se muestra la relación de posición mecánica de tornillo. Con la acción de este tornillo se selecciona la función distancia/revolución y se crea una restricción entre la varilla roscada y la barra cuadrada haciendo que sean concéntricas y agregando una relación de paso de rosca entre la rotación de la varilla y la translación de la barra cuadrada, este mecanismo permite regular el espesor de la masa en función de ajustar o aflojar las perillas, haciendo que los soportes posteriores se retraigan o desplacen.

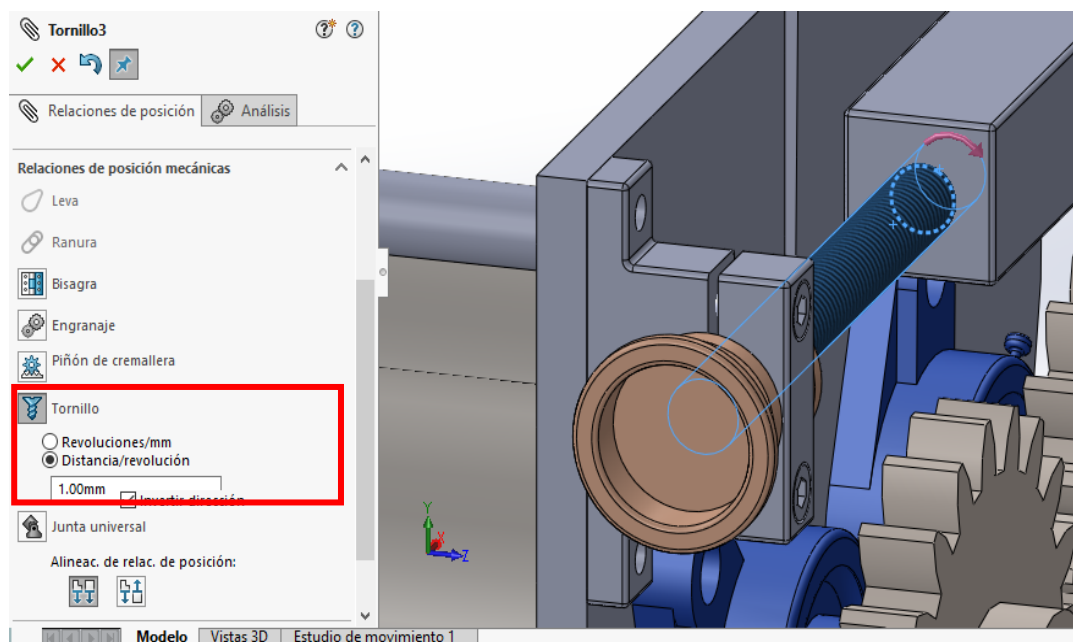


Figura 3.63: Simulación del mecanismo para regular el espesor
Fuente: Propia

En la Figura 3.64, se muestra la relación de posición mecánica de tornillo. Con la acción de este tornillo se selecciona la función distancia/revolución, y se crea una restricción entre el perno Allen de 8 [mm] y la guía para tensar la banda transportadora, haciendo que sean concéntricos y agregando una relación de paso de rosca entre la rotación del perno y la translación del rodillo templador, este mecanismo permite tensar la banda transportadora al ajusta el perno Allen de 8 [mm].

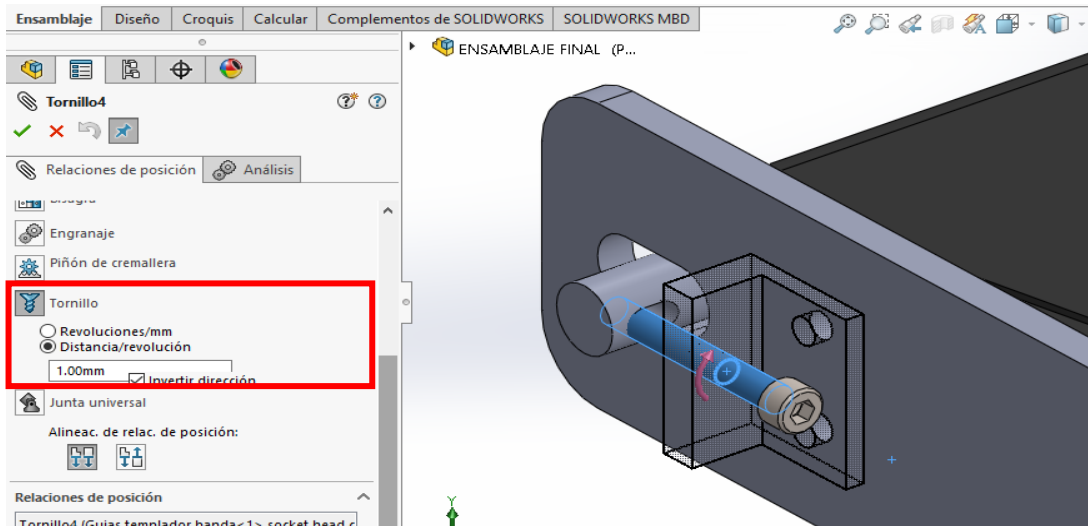


Figura 3.64: Simulación del mecanismo para templar la banda
Fuente: Propia

- **Relaciones de posición avanzadas**

En la Figura 3.65, se observa el límite del espesor de amasado mediante la restricción de movimiento del soporte posterior en función del soporte delantero. Para definir esta configuración, se usa relaciones de posición avanzadas mediante la función "Ángulo" que limita el movimiento y establece un rango de grados que van de 0° - 1.59° , equivalente a 0-4 [mm].

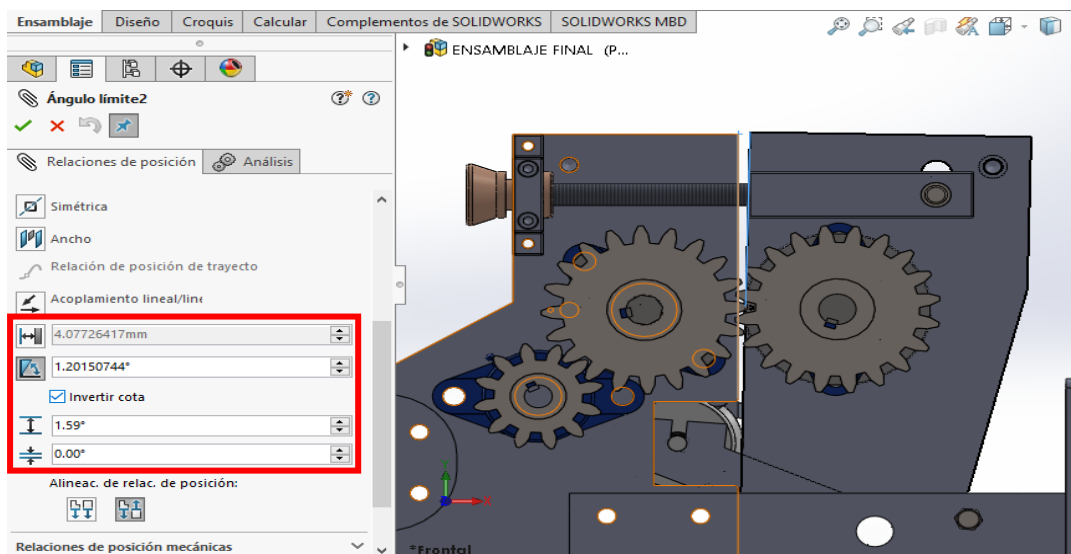


Figura 3.65: Restricción de movimiento soportes posteriores
Fuente: Propia

En la Figura 3.66, se observa la restricción de movimiento del émbolo. Para definir esta configuración, se usa relaciones de posición avanzadas mediante la función “Distancia”, esta limita la carrera del pistón y establece un rango de desplazamiento de 0 a 15 [mm].

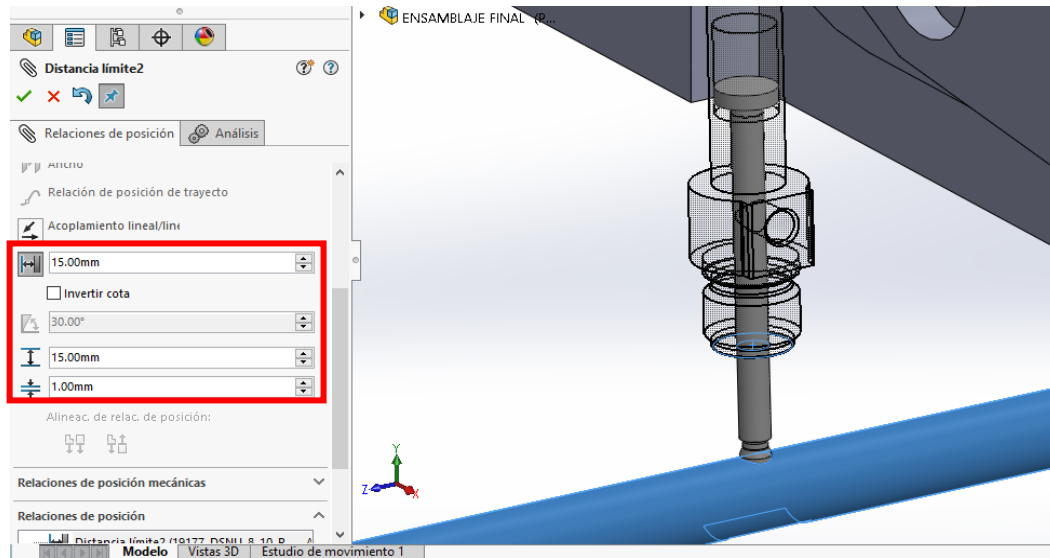


Figura 3.66: Restricción de movimiento émbolo del pistón

Fuente: Propia

○ Simulación de la banda transportadora

En la Figura 3.67, se muestra la transmisión de movimiento entre el eje motriz de la banda transportadora y el rodillo templador. La configuración de este movimiento se define con la utilización de la función “Correa”, que permite elaborar una banda transportadora de 3 [mm] de espesor.

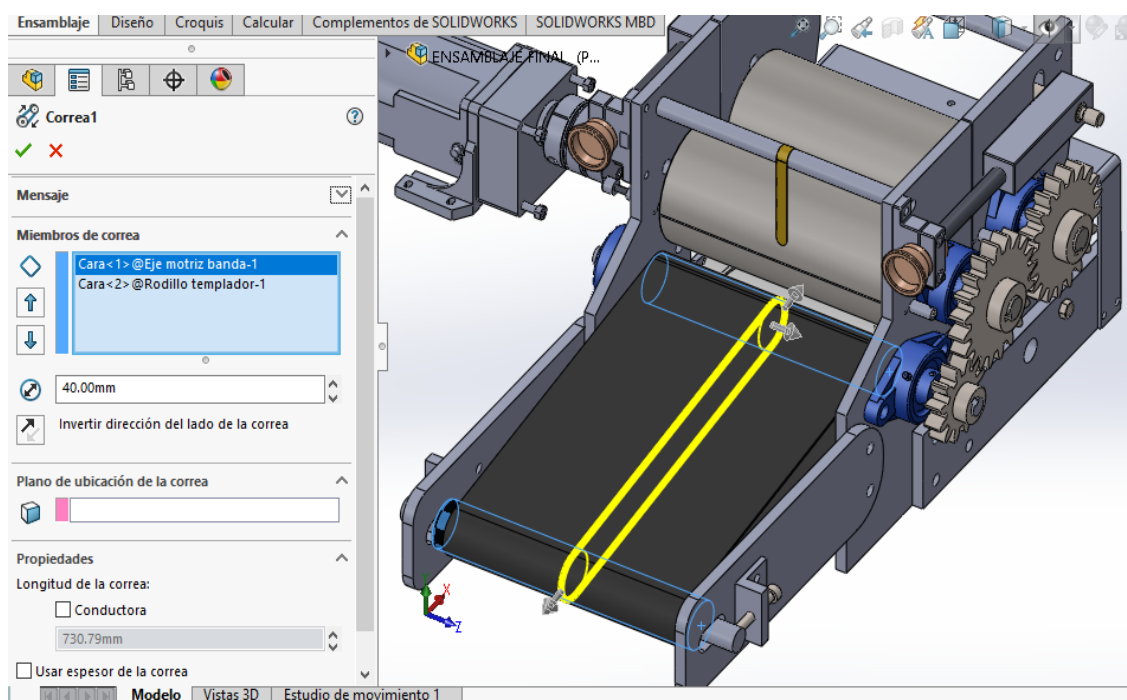


Figura 3.67: Simulación de banda transportadora

Fuente: Propia

Analisis de fuerzas en solidworks

Mediante el software de diseño mecánico, se realiza el estudio de fuerzas, que permite observar el efecto que tiene la fuerza amasadora y la torsión en los rodillos laminadores de masa, pero al ser ambos rodillos de iguales dimensiones, se toma como objeto de estudio uno de los rodillos y analiza las tensiones y desplazamientos que se producen en el cuerpo del rodillo al ser sometidos a fuerza y torsión. Para realizar el estudio de fuerzas sobre el rodillo laminador, se debe seguir una serie de pasos con los cuales el software de diseño mecánico realiza los cálculos y entrega los resultados presentados en una escala de colores, los pasos son: definir el material de la pieza, condiciones (Fuerzas aplicadas a la pieza, Sujeciones), mallado, análisis y resultados.

○ Definir el material

Para comenzar a realizar el estudio del efecto de las fuerzas en el mecanismo, se debe definir el material del elemento a analizar. En el caso del rodillo laminador, el material asignado es acero AISI 304, ver Figura 3.68. Con este metal se realiza el análisis de inercia del rodillo laminador.

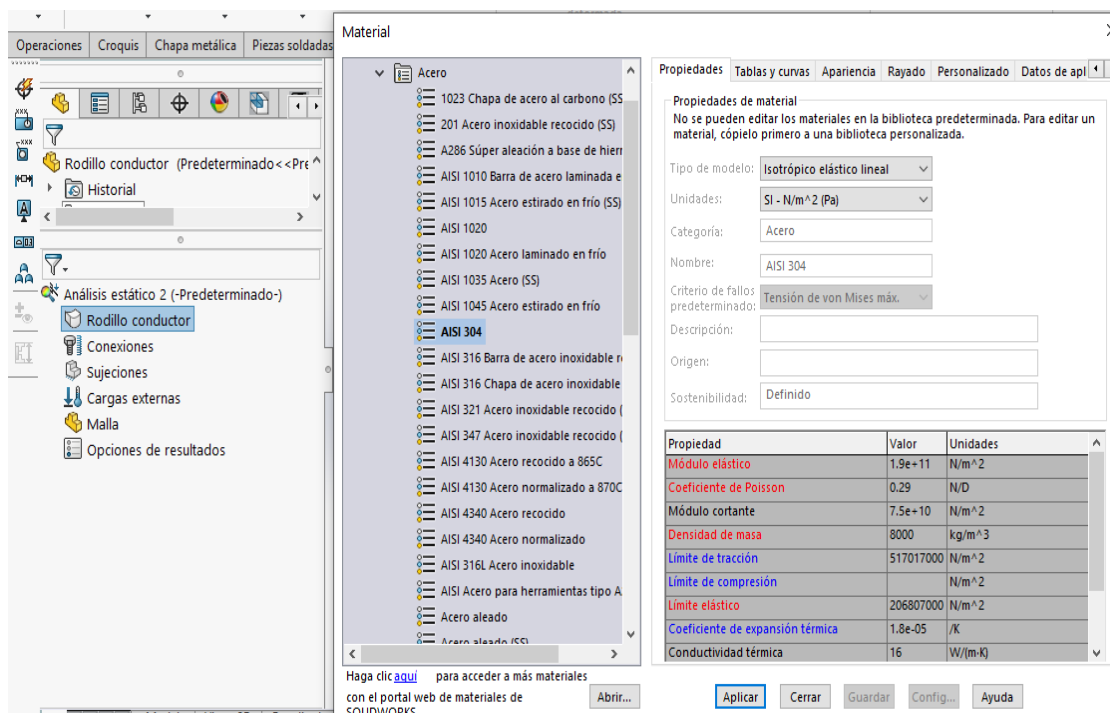


Figura 3.68: Selección del material del rodillo laminador

Fuente: Propia

○ Fuerza amasadora

Para realizar el análisis de la fuerza amasadora se establecen condiciones necesarias como las sujeciones y el mallado de la pieza, luego sobre el rodillo se define la dirección y magnitud de la fuerza amasadora que actúa, una vez definida las condiciones se ejecuta el análisis y se observa los resultados en función de la escala de colores.

- **Definir Sujeciones**

Al establecer condiciones de sujeción, se restringe los movimientos de translación del rodillo laminador, al usar sujeciones, éstas actúan como apoyo y referencia para ver el efecto de la fuerza amasadora sobre el rodillo, se fija las espigas de los extremos del rodillo laminador como se observa en la Figura 3.69.

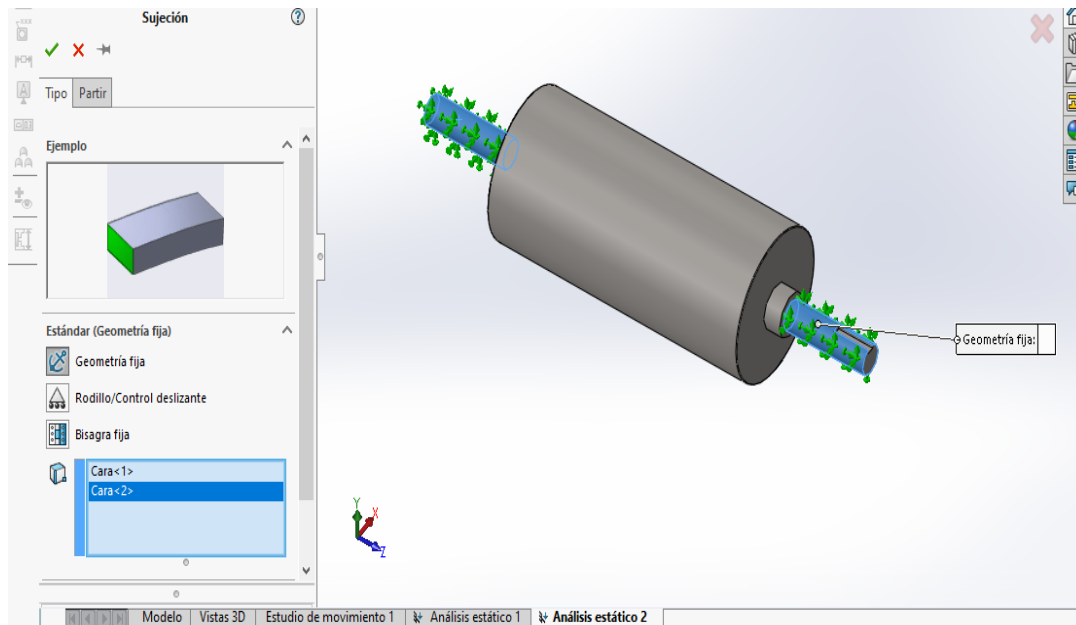


Figura 3.69: Sujeción de las espigas del rodillo laminador
Fuente: Propia

- **Definición de las cargas externas**

Se aplica fuerza amasadora al rodillo laminador en este caso de 878 N, de acuerdo con los valores de fuerza que se utiliza para el dimensionamiento de la potencia del motor ver la Figura 3.70.

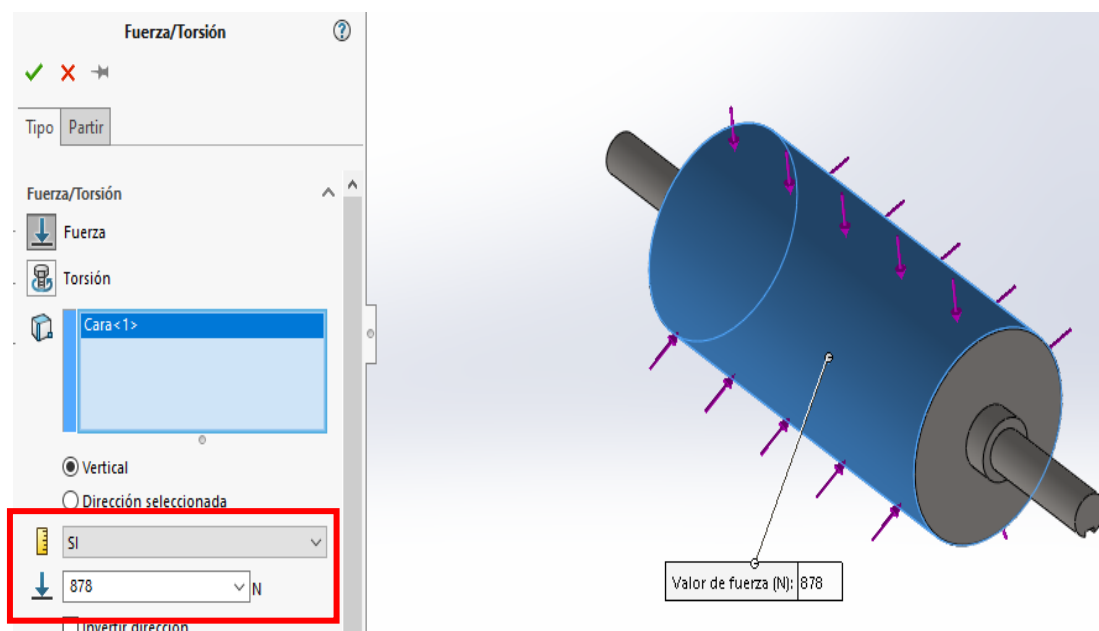


Figura 3.70: Fuerza perpendicular de 878 N
Fuente: Propia

○ **Mallado**

El mallado divide la pieza en partes pequeñas que usa el ordenador para realizar los cálculos del efecto de las fuerzas, se crea el mallado de 12.14 [mm], ver Figura 3.71 valor que por defecto entrega el software, este valor es intermedio entre mallado grueso de 24.29 [mm] y mallado fino de 6.07 [mm], mientras el mallado es más fino la precisión aumenta, pero el coste computacional de procesamiento aumenta de igual manera.

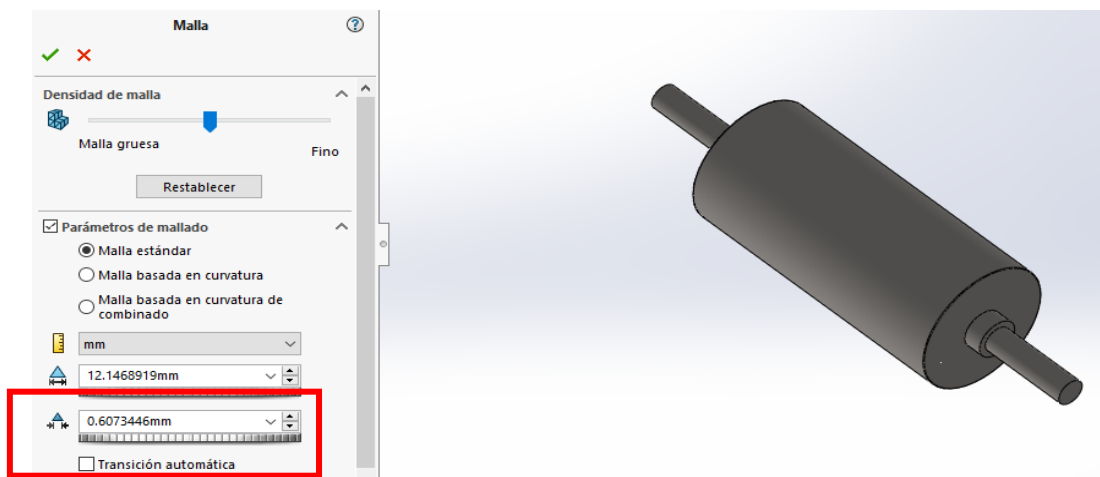


Figura 3.71: Mallado del rodillo de 12.14 [mm]

Fuente: Propia

○ **Tensiones generadas en función de la fuerza de amasado**

En la Figura 3.72, se detalla el análisis de la tensión en el elemento mecánico debido a la fuerza amasadora. De acuerdo con la escala de colores, el color rojo representa valores críticos. En la Figura 3.72 no se observa grandes zonas de color rojo, el valor máximo de tensión generado es de $6.990e+04$ [N/m²] y se localiza entre el espaciador y la espiga ranurada. Estas tensiones no son críticas.

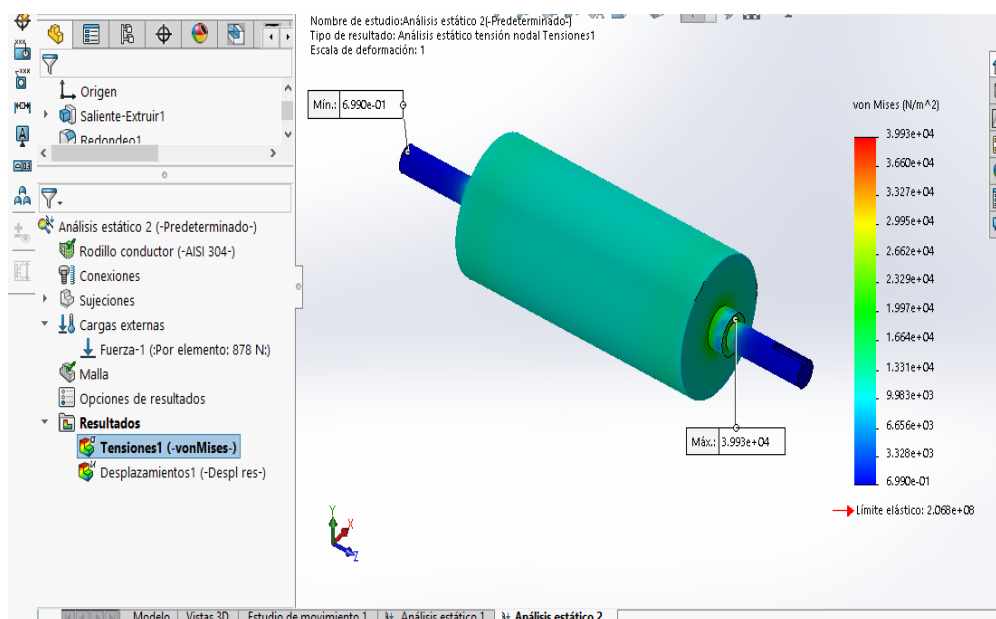


Figura 3.72: Análisis de tensión debido a la fuerza amasadora

Fuente: Propia

- **Desplazamientos generados en función de la fuerza de amasado**

En la Figura 3.73, se presenta un análisis de los desplazamientos que se generan en el rodillo laminador debido al efecto de la fuerza amasadora. De acuerdo con la escala de colores, el color rojo indica las zonas críticas donde se producen mayores desplazamientos. En la Figura 3.73, se observa que la fuerza aplicada al rodillo genera desplazamientos críticos en los laterales del rodillo laminador, con un valor máximo de $4.177e-06$ [mm].

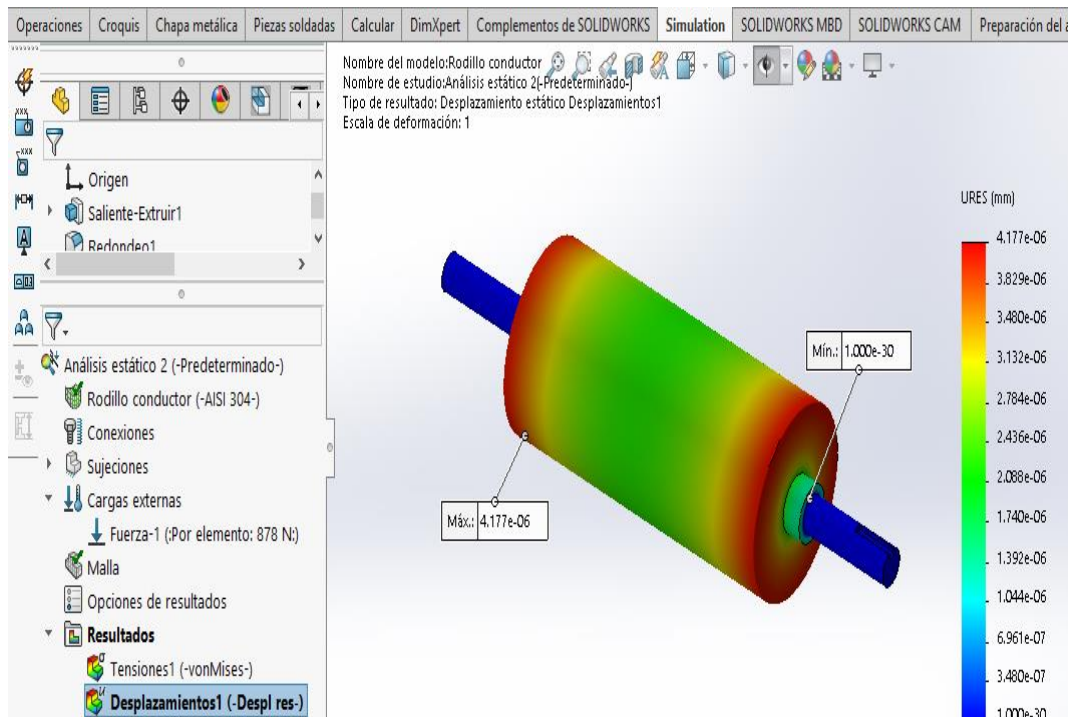


Figura 3.73: Análisis del desplazamiento debido a la fuerza amasadora
Fuente: Propia

- **Análisis de torsión**

Para realizar el análisis de la torsión, se establece condiciones necesarias como las sujeciones y el mallado de la pieza, luego sobre el rodillo se define la dirección y magnitud de la fuerza actuante, en este caso la torsión que afecta al rodillo laminador, una vez definida las condiciones se procede a ejecutar el análisis y se observa los resultados donde se muestran las zonas críticas y los desplazamientos generados en la pieza mecánica.

- **Definición de Sujeciones**

Al establecer condiciones de sujeción se restringe los movimientos de translación del rodillo laminador, al usar sujeciones estas actúan como apoyo y referencia para ver el efecto de la torsión sobre el rodillo, se fija la espiga del extremo del rodillo laminador como se observa en la Figura 3.74.

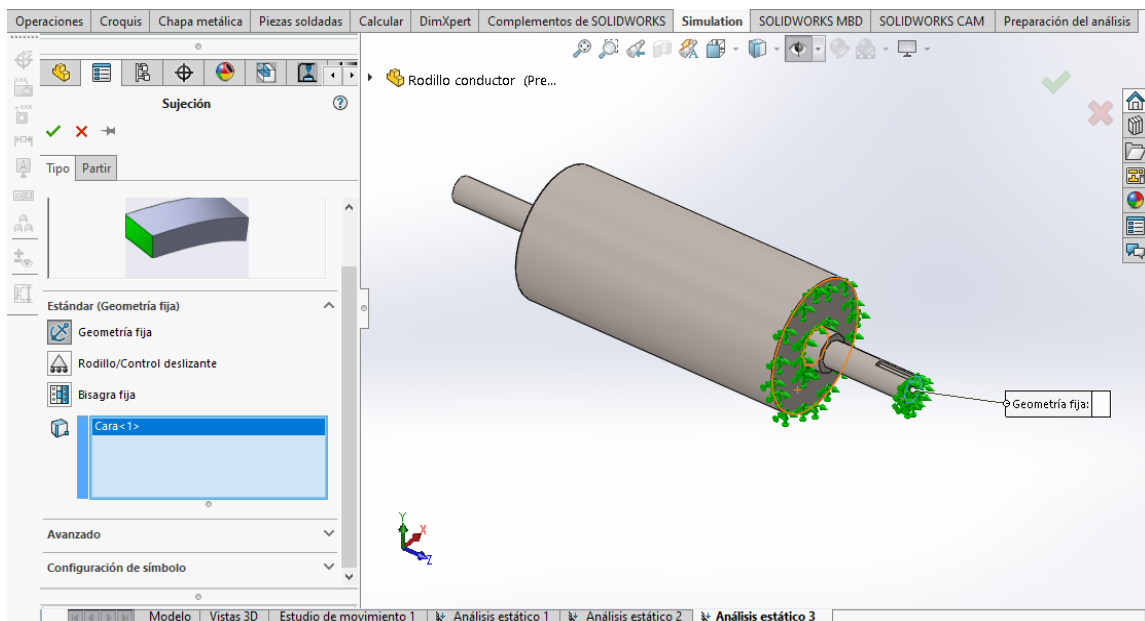


Figura 3.74: Sujeción de la espiga del rodillo laminador

Fuente: Propia

- **Definición de cargas externas**

La carga externa que se aplica en el rodillo laminador es un momento torsor de 38 [N.m], este valor se define de los valores de torsión que se usa para el dimensionamiento del motor, ver la Figura 3.75.

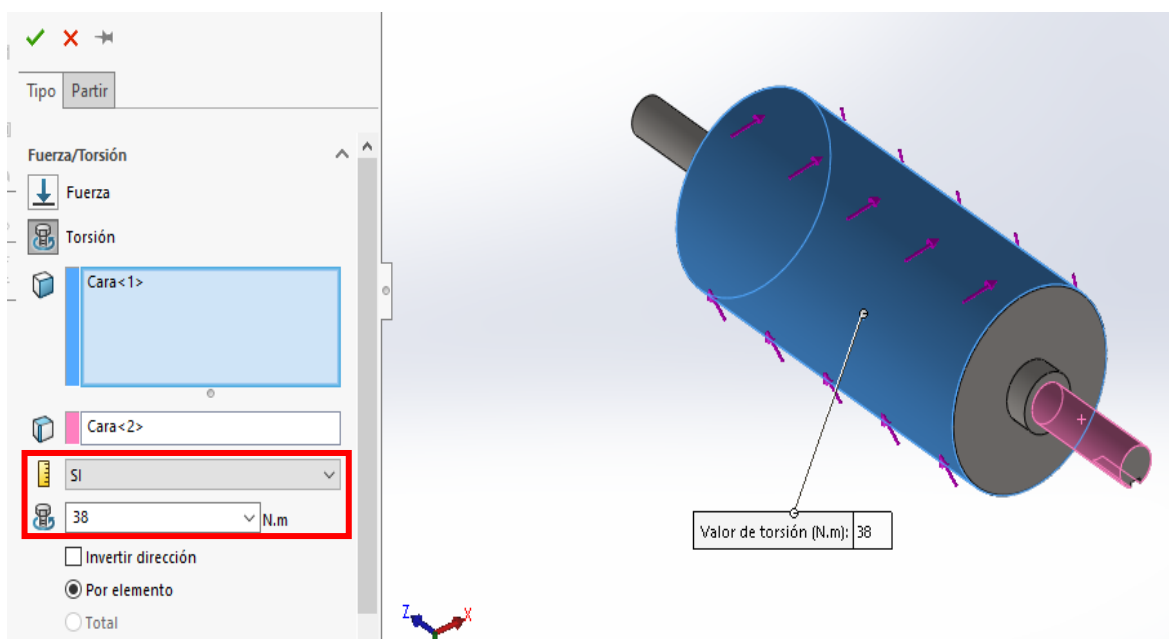


Figura 3.75: Momento torsor de 38 N.m aplicado al rodillo laminador en SolidWorks

Fuente: Propia

- **Mallado**

Para el análisis de la torsión se usa un mallado de 12.14 [mm], mismo valor que se usa para el análisis de la fuerza amasadora ver Figura 3.76.

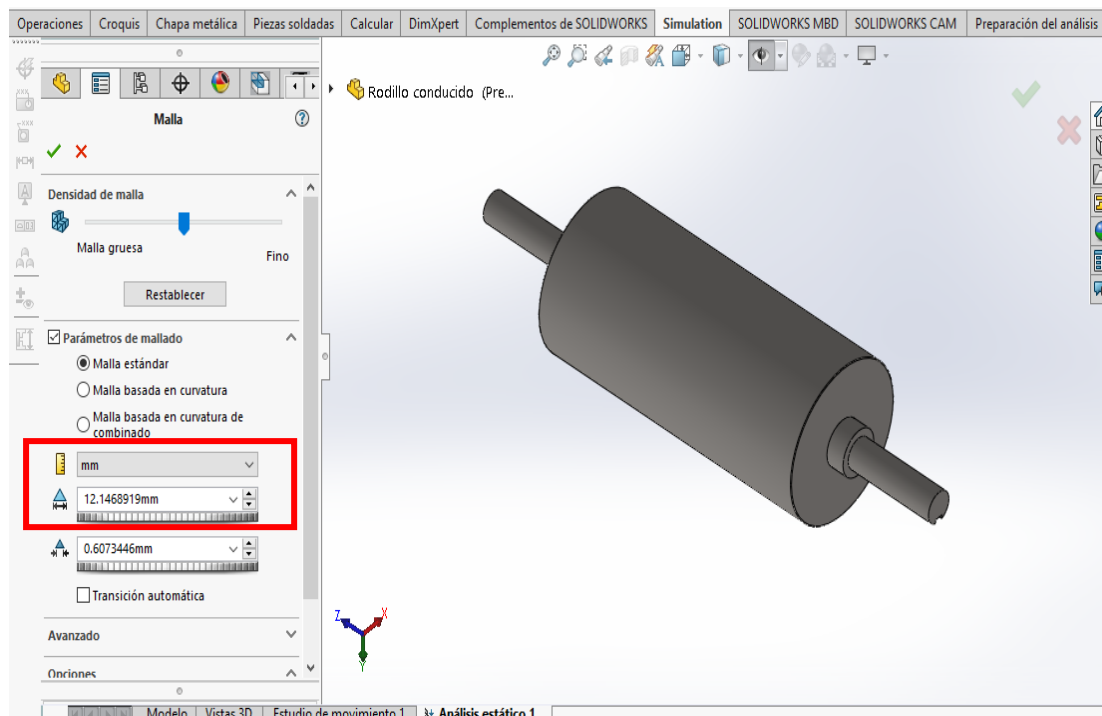


Figura 3.76: Mallado del rodillo de 12.14 [mm]

Fuente: Propia

○ **Tensiones generadas en función de la fuerza de la torsión.**

En la Figura 3.77, se muestra el análisis de las tensiones debidas al momento torsor. En la Figura 3.77, se observa que la torsión aplicada al rodillo laminador no genera zonas demasiado grandes de fatiga extrema en el rodillo laminador, esto se puede evidenciar con la escala de tensiones de la figura. El valor máximo de tensión es de $2.835e+07$ [N/m²] y se produce en el espaciador de rodillo laminador.

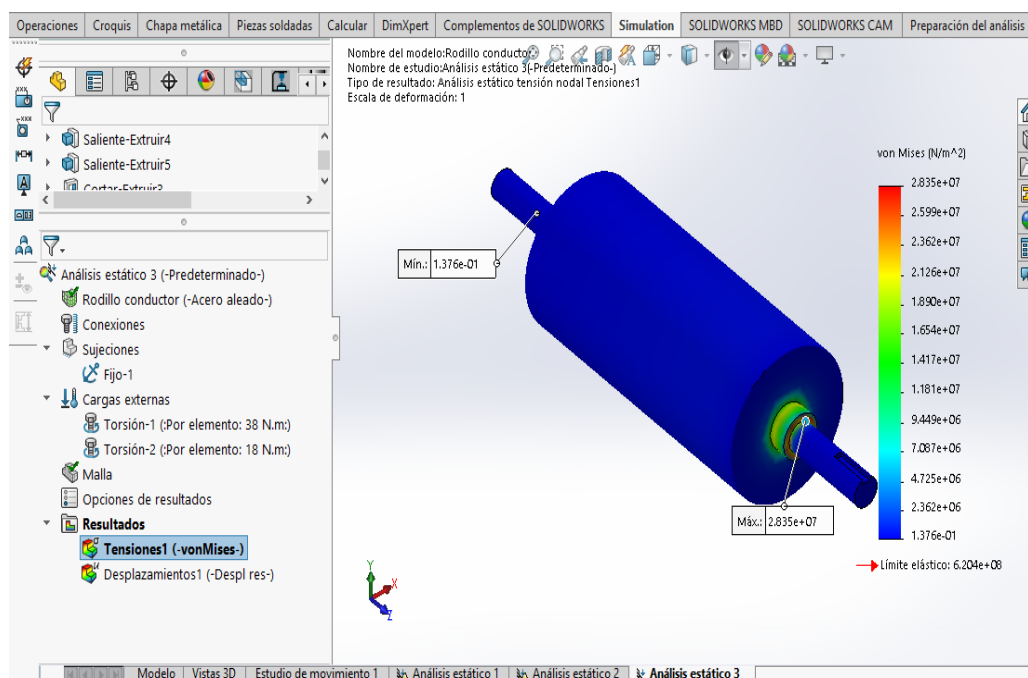


Figura 3.77: Análisis de tensión en función de la torsión

Fuente: Propia

- **Desplazamientos generados en función de la fuerza de la torsión.**

En la Figura 3.78, se analiza los desplazamientos debido al momento torsor en el rodillo laminador. Se observa que la torsión aplicada al rodillo hace que las fibras de la parte superior del rodillo se desplacen a lo largo de toda la superficie exterior o sección laminadora del rodillo. El valor máximo del desplazamiento es $1.049e-02$ [mm].

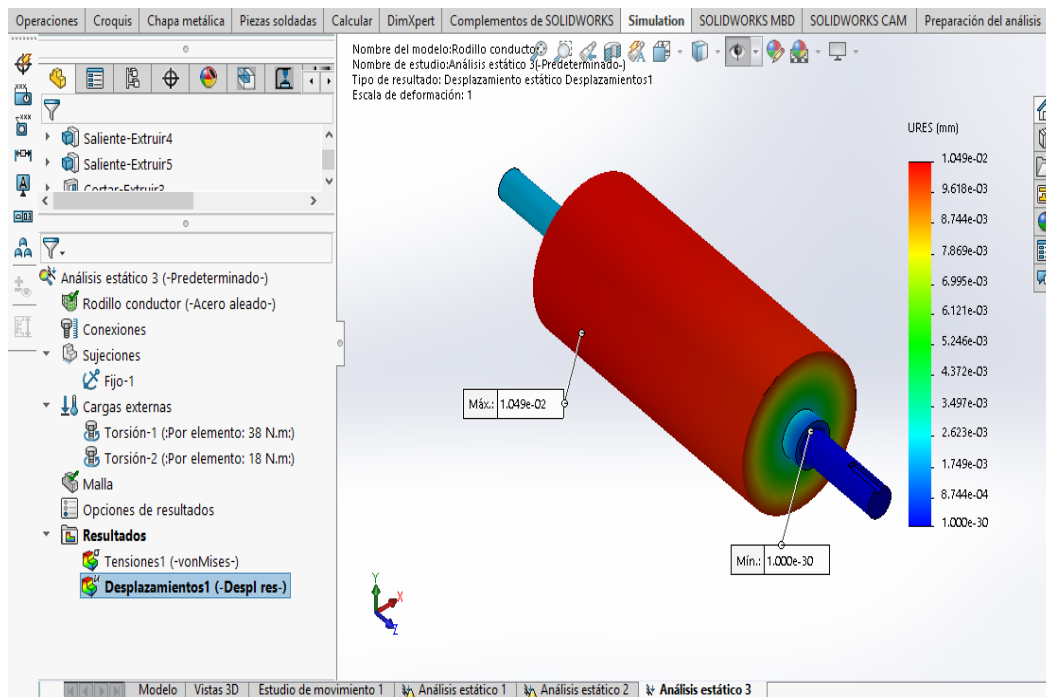


Figura 3.78: Análisis de desplazamiento en función de la torsión

Fuente: Propia

3.7. Manual de operación de la máquina

El manual se encuentra en el Anexo C.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- La potencia necesaria para vencer la inercia de los componentes rotacionales se puede considerar como despreciable frente a la potencia que se necesita para vencer la resistencia que presenta la masa a ser laminada, en función de la potencia de laminado de la masa se realiza la selección del motor y la caja reductora.
- El diseño de los rodillos laminadores, rodillo cortador y engranajes está definido por el diámetro y el espesor de la empanada. A su vez el diseño de estos elementos define las dimensiones de piezas secundarias como son: soportes chumaceras y pernos entre las principales a nombrar.
- Para un correcto diseño de los soportes de la máquina se escoge modelos CAD proporcionados por los fabricantes de piezas como son: Festo, MISUMI USA y ORIENTAL MOTOR, estos modelos proporcionan las medidas reales que permiten esbozar y dimensionar correctamente los soportes delanteros, medios y posteriores de la máquina.
- Al ser el acero AISI 304 el más usado para la industria alimenticia se toma como dato la densidad de este para el cálculo de la inercia de los rodillos laminadores; pero también existe la posibilidad de escoger la densidad de polímeros termoplásticos que presentan características similares a las del acero AISI 304 como el Grilón, Duralón y Ertalón.
- Al trabajar con bajas revoluciones la inercia que presentan los componentes acoplados al motor no presentan demasiada resistencia, incluso se puede despreciar para la selección del motor, por lo cual la mayor parte de la resistencia es generada por la masa a ser aplanada.
- Un laminado y corte de óptima calidad depende de mantener bajas revoluciones, ya que, al presentarse altas revoluciones, las vibraciones se incrementan en los componentes que reciben la transmisión de potencia del motor.
- La correcta integración de las herramientas informáticas de simulación tanto de circuitos neumáticos, mecánicos y de control industrial que permite simular de manera muy real el funcionamiento de una máquina electromecánica, y así corregir errores que se presenten durante el diseño e idearse maneras para optimizar el funcionamiento.
- El manual de operación de la máquina detalla los parámetros más relevantes entre ellos la velocidad a la que gira el motorreductor, además consta de gráficos que indican como regular el espesor de la tortilla, así como la funcionalidad de

los elementos principales tratando de usar un lenguaje no muy técnico para mayor entendimiento.

4.2. Recomendaciones

- Al realizar encuestas personales se recomienda que las preguntas sean simples de ser formuladas y de fácil entendimiento para asegurar que la información recabada sea lo más fiable posible.
- Al realizar encuestas a negocios se recomienda el uso de preguntas de opción múltiple y hacer las preguntas más importantes al inicio para al final dejar un espacio donde el representante del negocio haga recomendaciones.
- Al simular el ensamblaje si este presenta problemas en la fluidez del movimiento debido a un bajo poder de procesamiento de la tarjeta gráfica, se recomienda disminuir la resolución de las gráficas y simplificar la geometría de los componentes.
- El algoritmo de programación al ser muy simple, lo único que debe asegurar es que tiempo introducido al temporizador sea correctamente determinado asegurando que el rodillo laminador conductor y el rodillo cortador haga contacto el tiempo necesario para elaborar una tortilla.
- Para un correcto cálculo del momento de inercia de los componentes se debe determinar el eje de rotación correctamente, ya que al variar dicho eje la distribución de la masa varía.
- El uso de sub-ensamblajes para posteriormente insertarlos como una pieza única y sólida en el ensamblaje padre facilita el armado del diseño final, cabe aclarar que si el sub-ensamblaje cuenta con relaciones mecánicas estas quedan bloqueadas hasta que se configure como un ensamblaje flexible.
- Al programar en *LOGO!Soft Comfort* se debe etiquetar o colocar nombres a cada una de las entradas y salidas mediante la opción de texto que brinda el programa facilitando la comprensión del algoritmo y la función que cumple cada uno de los elementos conectados a dichas entradas y salidas.
- El uso de la biblioteca de SOLIDWORKS *toolbox* facilita el diseño de conjuntos mecánicos, ya que cuenta con piezas usadas comúnmente, en cuanto se refiere al diseño mecánico como son: Pernos, seguros radiales, arandelas entre otros.
- La configuración de las unidades del documento creado en SOLIDWORKS debe ser en MMGS (milímetro, gramo, segundo), es lo más adecuado de acuerdo con el medio, ya que el sistema métrico internacional es el más usado en Ecuador.
- En caso de implementar la máquina, los engranajes deben ser fabricados con materiales que tengan un bajo coeficiente de fricción y que sean fácilmente

mecanizables como son: aceros al carbono, fundición de hierro, bronce y polímeros plásticos como el nylon.

- Si se llega a implementar la máquina los rodillos laminadores pueden ser fabricados con polímeros plásticos como nylon, este polímero es mucho más fácil de mecanizar comparado con el acero AISI 304.
- Se debe leer el manual de operaciones, el cual especifica la funcionalidad de los componentes principales y cuáles son los pasos que se debe seguir para que la operatividad de la máquina sea correcta.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. C. L. Quimbita. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/3924/1/UPS-QT03209.pdf>. [Último acceso: 22 Junio 2019].
- [2] C. VERA, «CONACYT,» [En línea]. Available: <https://www.ciad.mx/estudiosociales/index.php/es/article/view/700/396>. [Último acceso: 10 Julio 2019].
- [3] «EL MUNDO INFINITO,» [En línea]. Available: <https://elmundoinfinito.com/ventajas-desventajas-produccion-artesanal/>. [Último acceso: 9 Julio 2019].
- [4] L. J. Nelson Calle, «Repositorio USFQ,» [En línea]. Available: <http://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/964/1/98012.pdf>. [Último acceso: 12 08 2020].
- [5] S. J. FIGUEROA JUAN, «Repositorio ESPOCH,» 2010. [En línea]. Available: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/907/3/15T00448.pdf>. [Último acceso: 19 Junio 2020].
- [6] R. L. Norton, Diseño de maquinaria, Mexico: Mc Graw Hill, 2012.
- [7] «Bibing.us,» [En línea]. Available: <http://bibing.us.es/>. [Último acceso: 12 04 2020].

- [8] «slideashare,» [En línea]. Available: file:///C:/Users/valet/Downloads/capitulo16-121021142313-phpapp01.pdf. [Último acceso: 19 Mayo 2020].
- [9] V. F. Ramos Peña, «BIBDIGITAL,» [En línea]. Available: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/10287>. [Último acceso: 19 08 2020].
- [10] S. S. Smith, *Manufactura, Ingenieria y Tecnologia*, Mexico: Prentice Hall, 2014.
- [11] «MISUMI,» [En línea]. Available: <https://us.misumi-ec.com/>. [Último acceso: 5 Junio 2020].
- [12] «FESTO,» [En línea]. Available: https://www.festo.com/cms/nl-be_be/9556.htm. [Último acceso: 22 MAYO 2020].
- [13] J. M. Garcia, *Apuntes de diseños de maquina*, ALICANTE: ECU CLUB UNIVERSITARIO, 2008.
- [14] S. G. González, *SolidWorks Práctico I: Pieza, Ensamblaje y Dibujo*, Marcombo, 2012.
- [15] J. T. N. ABE, «Repositorio Universidad Pontificia Bolivariana,» 29 Agosto 2014. [En línea]. Available: <https://repository.upb.edu.co/bitstream/handle/20.500.11912/2303/Tesis.pdf?sequence=1>.

- [16] «SOLIDWORKS,» 2018. [En línea]. Available: https://files.solidworks.com/Supportfiles/Whats_new/2018/Spanish/whatsnew.pdf.
- [17] R. Hibbeler, Mecanica de materiales, Mexico: Prentice Hall, 2006.
- [18] M. F. Gambu, Problemas resueltos de centros de gravedad y momentos de inercia, BOOK Print Digital S.A, 2006.
- [19] «Dipac,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/acero-inoxidable-aisi>. [Último acceso: 2 Junio 2020].
- [20] «Translink,» 2005. [En línea]. Available: https://www.translinkpt.com/wp-content/uploads/2018/02/catalogo_soportes.pdf. [Último acceso: 3 Junio 2020].
- [21] «Motor Oriental,» [En línea]. Available: <https://www.orientalmotor.com/motor-sizing/index.html>. [Último acceso: 16 Junio 2020].
- [22] D. T. Cesar Peña, «Repositorio Escuela Politecnica Nacional,» Mayo 2014. [En línea]. Available: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9000/3/CD-6014.pdf>. [Último acceso: 18 Junio 2020].
- [23] W. E. P. RAMOS, «Repositorio Universidad de San Carlos de Guatemala,» Junio 2014. [En línea]. Available: http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0794_M.pdf. [Último acceso: Junio 2020].

- [24] «3D CONTENTCENTRAL,» [En línea]. Available: <https://www.3dcontentcentral.es/Parts.aspx>.
- [25] D. L. C. P. Stefano Jibaja, «Repositorio ESPOL,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/123456789/20949/Tesis%20completa.pdf?sequence=2&isAllowed=y>. [Último acceso: 26 Junio 2020].
- [26] A. Cortés, J. Higuera, C. Reyes, E. Arriaga, C. Romero, J. Ribes, J. Reyes y M. Hernández, «Medicina y Seguridad del Trabajo,» Scielo, Diciembre 2011. [En línea]. Available: http://scielo.isciii.es/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0465-546X2011000400006&fbclid=IwAR28a50hXWYhlmYxEa_bfYeCRQ-_feDNMjhce_SUEdNsZQlqfJ7_0ABYD4A. [Último acceso: 06 Mayo 2020].