

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de una máquina industrial para el pelado y extracción de pulpa de
banano maduro

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingenieros en Mecatrónica

Presentado por:

Darío Javier Erreyes Ordóñez

Sueanny Gabriela Moreno Santos

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2021

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico a Dios por darme la fuerza y sabiduría para seguir adelante.

A mis padres, Rodrigo Erreyes y Graciela Ordóñez, y a mis hermanos, Jenniffer Erreyes y Jhon Erreyes, quienes me han brindado todo su apoyo incondicional y se han mantenido a mi lado en los buenos y malos momentos. Además, gracias a ellos me he convertido en la persona que soy ahora.

A mi sobrina, Sofía Sánchez, quien me ha brindado cariño y alegría desde su nacimiento.

A mi pequeño círculo de amigos, Sueanny Moreno, Karen Benites y Lorena Campoverde, con los que he pasado buenos momentos a lo largo de mi vida universitaria.

Darío Erreyes

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a Dios, porque de Él, por Él y para Él son todas las cosas.

A mi más grande amor y alegría, mis padres y hermano, Elizabeth Santos, Washington Moreno y Alexis Moreno, quienes me han alentado e instruido con mucho amor, entereza y respeto a lo largo de mi vida.

A mis profesores, por dedicar parte de su vida a invertir en nuestro crecimiento personal y profesional con fervor.

A la memoria de mi amado abuelo Humberto a quien recuerdo con mucho cariño y a mi querida abuela Rosa.

Sueanny Moreno

AGRADECIMIENTOS

Agradezco principalmente a Dios, por toda la sabiduría conferida a lo largo de este proyecto. A mis padres, hermanos y sobrina, por brindarme todo su amor y acompañarme a lo largo del camino que he escogido.

A mi amiga y compañera Sueanny Moreno, con quien he llevado a cabo este proyecto, brindándome su apoyo en cualquier error que haya cometido durante este trabajo.

Al Ing. Efraín Terán por ser un gran profesor y tutor, brindándonos su guía a lo largo de este proyecto.

A mis amigos y compañeros que he conocido y me han acompañado a lo largo de mi vida universitaria

Dario Erreyes

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por todas las formas en las que me ha bendecido inmerecidamente, por todo el amor y gracia de la que me ha rodeado.

A mi familia por ser la luz y fortaleza de mi vida, por brindarme su apoyo incondicional, por motivarme a soñar y perseverar en ello.

A mi alma máter ESPOL por brindarnos una educación de vanguardia.

Al MSc. Efraín Terán y al MSc. Bryan Puruncajas por todo su apoyo y guía durante el desarrollo de este proyecto.

A Darío Erreyes por su amistad y apoyo a lo largo de la carrera universitaria y durante el desarrollado de esta ambiciosa idea.

A mis amigos y compañeros con quienes he compartido la vida universitaria, en especial a: Zaida, Karen, Lorena, Roberto, Ángel, Carlos, Wilmer, Jancarlo, Winter y César por todo su apoyo y linda amistad.

Sueanny Moreno

DECLARACIÓN EXPRESA

Los derechos de titularidad y explotación nos corresponden conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Darío Javier Erreyes Ordóñez* y *Sueanny Gabriela Moreno Santos* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Darío Erreyes Ordóñez



Sueanny Moreno Santos

EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:
**BRYAN JOAO
PURUNCAJAS
MAZA**

Bryan Puruncajas, M.Sc.
PROFESOR DE LA MATERIA



Firmado electrónicamente por:
**EFRAIN
ANDRES TERAN**

Efraín Terán, M.Sc.
PROFESOR TUTOR

RESUMEN

Ecuador es uno de los principales exportadores de banano dentro del mercado internacional, sin embargo, también existen empresas locales que se dedican a procesarlo, elaborando productos derivados como el *flake* de banano. Dentro de estas empresas se presentan falencias a lo largo de su línea de producción que no permiten alcanzar la productividad deseada. Una de ellas se encuentra en la etapa de pelado de fruta, donde se generan pérdidas de la materia prima y altos costos de operación. Es por eso que el presente proyecto plantea el diseño de una máquina para el pelado de banano maduro con capacidad de 3 ton/h. Se propuso un mecanismo de pelado compuesto por dos rodillos dentados, cuya función es adherirse a la cáscara de la fruta y desprenderla, dejando caer la pulpa desnuda.

El diseño final de la máquina fue modelado y simulado en el software SolidWorks. Se contempló una banda transportadora para ingreso de la fruta y otras dos en la salida para la pulpa y cáscara obtenidas tras atravesar el sistema de pelado. Los materiales seleccionados para su construcción fueron acero inoxidable SAE 304 y POM dado que son de grado alimenticio y se ajustan a las propiedades mecánicas requeridas por la aplicación. Por otro lado, el sistema eléctrico y de control fue diseñado considerando un PLC Simatic S7-1200 como controlador, mismo que fue programado con lenguaje de programación Ladder. La simulación de este sistema fue realizada con ayuda del software CadeSimu, obteniendo resultados válidos para la operación y seguridad de la máquina.

Con la máquina diseñada se prevé alcanzar una tasa de pelado de 3 ton/h y reducir costos de operación en un 80%, además de aumentar la productividad en un 2.5% dado que se reduciría la cantidad de materia prima desperdiciada.

Palabras Clave: Máquina, pelado, banano, diseño, simulación, fruta.

ABSTRACT

Ecuador is one of the main exporters of bananas in the international market; however, there are also local companies that process bananas, producing by-products such as banana flake. These companies have shortcomings in their production lines that prevent them from achieving the desired productivity. One of them is in the fruit peeling stage, where raw material losses and high operating costs are generated. This is why the present project proposes the design of a machine for peeling ripe bananas with a capacity of 3 tons/hour. A peeling mechanism composed of two toothed rollers was proposed, whose function is to adhere to the peel of the fruit and detach it, leaving the naked pulp to fall.

The final design of the machine was modeled and simulated in SolidWorks software. A conveyor belt was considered for the fruit inlet and two others at the outlet for the pulp and peel obtained after passing through the peeling system. The materials selected for its construction were SAE 304 stainless steel and POM since they are food grade and fit the mechanical properties required by the application. On the other hand, the electrical and control system was designed considering a PLC Simatic S7-1200 as controller, which was programmed with Ladder programming language. The simulation of this system was carried out with the help of CadeSimu software, obtaining valid results for the operation and safety of the machine.

The designed machine is expected to achieve a peeling rate of 3 tons/h and to reduce operating costs by 80%, in addition to increasing productivity by 2.5% since the amount of wasted raw material would be reduced.

Key words: *Machine, peeling, banana, design, simulation, fruit.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Justificación del problema	3
1.3 Objetivos	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Marco teórico.....	5
1.4.1 Sectorización del banano en Ecuador.....	6
1.4.2 Tipos de bananos cultivados en Ecuador.....	6
1.4.3 Procesos de industrialización de banano	8
1.4.4 Estado del arte	10
CAPÍTULO 2.....	12
2. METODOLOGÍA	12
2.1 Selección de la alternativa de solución.....	12
2.2 Proceso de diseño.....	14
2.3 Requerimientos de diseño.....	15
2.4 Diseño conceptual.....	16

2.5	Parámetros de diseño mecánico	17
2.5.1	Selección de motores	21
2.5.2	Sistema de transmisión de potencia	22
2.5.3	Dimensionamiento del eje.....	23
2.5.4	Diseño de rodillos	25
2.5.5	Selección de rodamientos para el eje	26
2.6	Parámetros de monitoreo y control.....	27
2.6.1	Selección de sensores.....	27
2.6.2	Selección de controlador	28
2.6.3	Diseño de sistema de monitoreo.....	30
2.6.4	Arquitectura de control.....	30
2.7	Parámetros de diseño eléctrico	33
CAPÍTULO 3.....		35
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS	35
3.1	Diseño mecánico.....	35
3.1.1	Engranajes y piñones	37
3.1.2	Eje de transmisión	39
3.2	Diseño del tablero eléctrico	42
3.2.1	Esquemas de fuerza y control.....	44
3.3	Análisis de costos.....	47
CAPÍTULO 4.....		50
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	50
4.1	Conclusiones.....	50
4.2	Recomendaciones.....	51
BIBLIOGRAFÍA.....		53
APÉNDICES.....		55

ABREVIATURAS

AGMA	American Gear Manufacturers Association
CAMAE	Cámara Marítima del Ecuador
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
EXW	Ex works
FAO	Food and Agriculture Organization
GLB	Global
MAG	Ministerio de Agricultura y Ganadería
PIB	Producto Interno Bruto
PLC	Programador Lógico Controlable
POM	Acetal polioximetileno
PPO	Poli fenol oxidasa
PROFIBUS	Bus de campo
PROFINET	Process Field Network
SAE	Society of Automotive Engineers
UNCTAD	United Nations Conference on Trade and Development
VAC	Voltage Alternative Current
VDC	Voltage Direct Current

SIMBOLOGÍA

Na ₂ S ₂ O ₅	Disulfito de sodio
h	Hora
s	Segundo
g	Gramo
mg	Miligramo
mm	Milímetro
m	Metro
in	Pulgadas
ton	Tonelada
lb	Libra
kg	Kilogramo
N	Newton
kN	Kilo Newton
V	Voltio
A	Amperios
H	Hertz
W	Watts
kW	Kilo watts
HP	Horse power
rpm	Revolución por minuto
kB	Kilobyte
Mbps	Mega bits por segundo

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Principales destinos de exportación de banano	5
Figura 1.2 Banano Cavendish	7
Figura 1.3 Baby banana	7
Figura 1.4 Banano rojo	8
Figura 1.5 Industrialización del banano maduro.....	9
Figura 1.6 Cerere 6000	11
Figura 1.7 Banana peeler	11
Figura 2.1 Metodología de diseño	15
Figura 2.2 Diseño conceptual.....	16
Figura 2.3 Pruebas de concepto, usando rodillos impresos en 3D.....	18
Figura 2.4 Acoplamiento de motor de taladro con transmisión por polea para los rodillos del mecanismo	19
Figura 2.5 Medición de voltaje, Medición de corriente.....	19
Figura 2.6 Factores de servicio para aplicaciones industriales de WEG	22
Figura 2.7 Diseño del tren de engranajes.....	23
Figura 2.8 Diseño del eje.....	24
Figura 2.9 Arquitectura de comunicación	32
Figura 3.1 Diseño 3D de la máquina peladora de banano maduro.	35
Figura 3.2 Mecanismo de pelado	36
Figura 3.3 Desplazamiento por carga de los engranes	38
Figura 3.4 Análisis de tensión estática de los engranes.....	38
Figura 3.5 Análisis de fatiga de los engranes.....	38
Figura 3.6 Deformación lineal debido a las cargas.....	40
Figura 3.7 Análisis de fatiga por esfuerzos de von Mises.....	40

Figura 3.8 Análisis de tensión estática	40
Figura 3.9 Factor de seguridad.....	41
Figura 3.10 Velocidad del motor.....	41
Figura 3.11 Velocidad de rodillos de pelado.....	41
Figura 3.12 Vista exterior de tablero de control e interior de tablero de control con detalle de componentes eléctricos.	42
Figura 3.13 Diagrama de flujo del funcionamiento eléctrico del sistema	43
Figura 3.14 Accionamiento de actuadores	44
Figura 3.15 Paro de sistema por falla magnetotérmica	45
Figura 3.16 Arranque del sistema con mecanismo en su velocidad de operación	46
Figura 3.17 Paro del sistema por falla magnetotérmica	46
Figura 3.18 Paro del sistema por falla de seguridad (remoción de guarda)	47
Figura 3.19 Comparativo de precios entre solución propuesta y modelos comerciales	49

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Distribución de hectáreas sembradas de banano en el Ecuador.....	6
Tabla 2.1 Criterios de selección	13
Tabla 2.2 Matriz de decisión de alternativas de solución	14
Tabla 2.3 Requerimientos del sistema	16
Tabla 2.4 Geometría y masa promedio del banano procesado.....	17
Tabla 2.5 Variantes de geometrías usadas para pruebas experimentales	18
Tabla 2.6 Mediciones experimentales obtenidas del prototipo de prueba	19
Tabla 2.7 Características de motorreductores.....	21
Tabla 2.8 Categoría de lubricantes de grado alimenticio	27
Tabla 2.9 Clasificación de sensores industriales según su aplicación.....	27
Tabla 2.10 Interruptores de seguridad.....	28
Tabla 2.11 Características del PLC seleccionado	29
Tabla 2.12 Componentes usados para el sistema de monitoreo y control	31
Tabla 2.13 Componentes eléctricos usados.....	33
Tabla 3.1 Datos del piñón y engrane seleccionados	37
Tabla 3.2 Geometría del eje	39
Tabla 3.3 Cotización de rubros.....	48
Tabla 3.4 Comparativo de máquinas similares.....	49

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Ecuador es reconocido por la FAO como el mayor exportador de banano en el mundo, cubriendo alrededor del 20% de la demanda en el mercado internacional. Las mayores plantaciones de banano se concentran en las provincias del Guayas, Los Ríos y, mayoritariamente, en El Oro [1]. Alrededor del 90% de la fruta que se produce es exportada, mientras que el 10% que no logra cumplir con parámetros de tamaño, peso, curvatura deseada o poseen manchas, se utiliza en el comercio nacional [2].

Empresas ecuatorianas dedicadas a la elaboración de productos derivados del banano, tales como puré, *flake* y harina, entre otros, presentan una importante participación dentro del mercado global. Estas empresas adquieren grandes cantidades del banano producido principalmente en la provincia de El Oro, dado que se especializan en la producción de ingredientes a partir de frutas tropicales como banano, piña, entre otros, para su posterior uso en productos alimenticios como galletas, bebidas, compotas, harinas y demás derivados.

El banano procesado en estas fábricas es pelado de forma manual, es decir, que pasa por manos del personal de operación, desde luego garantizando la calidad e inocuidad del producto, a una tasa de aproximadamente 26 frutas por minuto. Sin embargo, debido a la creciente demanda de sus ingredientes y a la limitada eficiencia de sus líneas de producción por falta de maquinaria de vanguardia no se ha logrado alcanzar la productividad deseada, además del incremento de materia prima desperdiciada y costos de operación. Por lo anterior, el presente proyecto busca diseñar un equipo mecatrónico capaz de pelar banano maduro bajo los estándares de calidad normados y ajustándose a los requerimientos de producción, de forma que, mediante una implementación modular de esta maquinaria, se logre alcanzar la productividad deseada y, además, se evite el contacto directo entre la pulpa y los operadores.

1.1 Descripción del problema

A pesar de la gran importancia que tiene el banano dentro de los sectores productivos y económicos del país [3], empresas locales que se dedican a procesarlo, cuentan con mecanismos rústicos en sus etapas de producción. Esto implica que parte de sus procesos no se encuentran automatizados, siendo uno de ellos el pelado manual de la materia prima usada en las líneas de producción de *flake* y puré.

Este proyecto se enfoca en el análisis y mejora de la línea de producción de *flake*, la cual corresponde a la elaboración de hojuelas de banano deshidratado. Alrededor de 60 toneladas de fruta son peladas por el personal de operación durante un turno de 12 horas. Sin embargo, debido al reciente incremento en la demanda de sus productos, fue necesario mejorar la productividad de la línea. Para ello se aumentó la tasa de ingreso de banano en un 16.67% (equivalente a 70 toneladas por turno) y se sumaron 5 operadoras en el área de pelado por jornada. No obstante, a pesar de las modificaciones realizadas, las limitaciones e ineficiencias del sistema han provocado un cuello de botella en esta fase, lo que induce al maltrato y pérdida de alrededor del 2.6% de la materia prima, mismo que a su vez repercute en mayores costos de operación.

1.2 Justificación del problema

Una de las empresas líderes del mercado a nivel mundial, en producción de *flake* de banano, se ubica en Ecuador [4]. Dicha compañía se ha visto en la necesidad de aumentar su productividad, debido al progresivo incremento en la demanda de sus ingredientes, lo cual ha implicado una ampliación en la capacidad de sus procesos, además de contemplar la posibilidad de rediseñar sus líneas de producción para adecuarlas a los requerimientos, especialmente aquellas que no se encuentran automatizadas y hasta ahora se han adaptado a las necesidades aumentando las velocidades de operación y agregando más personal.

Sin embargo, a pesar de las modificaciones en la etapa de pelado descritas en la sección anterior, no ha sido posible alcanzar los indicadores de eficiencia y desperdicio deseados dadas las limitaciones que presenta esta fase. Entre estos figuran el maltrato que la fruta sufre al ingresar a la línea, el espacio de trabajo disponible, además de la falta de recirculación de la fruta que no alcanza a ser pelada y termina siendo considerada como desperdicio. Por estas razones, la zona de pelado se considera un cuello de botella que impacta negativamente la productividad del proceso, debido a que no se logra pelar la cantidad de materia prima necesaria para su post procesamiento.

En consecuencia, el presente proyecto propone mejorar la productividad en aproximadamente un 2.5% y reducir costos de operación en la etapa de pelado de la línea de producción de *flake* de banano en un 80% a largo plazo (Apéndice A); cumpliendo con estándares de calidad y reduciendo posibilidad de contaminación cruzada; mediante la implementación de un sistema mecatrónico de pelado de banano maduro.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema mecatrónico para el pelado y extracción de pulpa de banano maduro a escala industrial, cumpliendo con estándares de calidad, inocuidad y seguridad alimentaria.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar una estructura mecánica con un mecanismo resiliente y eficiente, capaz de pelar 3 toneladas de bananas por hora.
- Implementar un sistema de control mediante el uso de sensores y actuadores que permita la automatización de la máquina y garantice una manipulación segura del mismo por parte del personal.
- Diseñar un tablero eléctrico que permita el control y monitoreo adecuado del proceso del equipo.

1.4 Marco teórico

En los últimos cuatro años, debido al aumento de productividad por hectárea, buenas condiciones climáticas y geográficas, Ecuador ha logrado aumentar su producción y exportación de banano en un 19% según la CAMAE. En 2019 la FAO reconoció al Ecuador como el mayor exportador de banano de alta calidad a nivel mundial con un porcentaje de cobertura de la demanda internacional del 20%, equivalente a 20.2 millones de toneladas. Siendo sus mayores compradores Rusia, Estados Unidos y Turquía, tal como se observa en la Figura 1.1 [5].











No.	País	Valor USD
1	 Rusia	400.405.598
2	 Estados Unidos	377.327.234
3	 Turquía	201.232.016
4	 Italia	147.285.304
5	 Alemania	118.654.680
6	 China	101.355.583
7	 Países Bajos	92.011.002
8	 Arabia Saudita	67.873.469
9	 Bélgica	66.838.964
10	 Argentina	64.281.661

Figura 1.1 Principales destinos de exportación de banano (Enero - Agosto del 2020) [5]

El cultivo de banano representa una de las principales actividades económicas en Ecuador. Según el Ministerio de Comercio Exterior, la exportación de esta fruta representa alrededor del 2% de PIB general, mientras que corresponde al 35% del PIB agrícola, con alrededor de \$3,100 millones de ingresos. Además, este sector beneficia a un gran porcentaje de la población total del país, proporcionando alrededor de 2.5 millones de plazas de trabajo, especialmente en las zonas rurales [1].

1.4.1 Sectorización del banano en Ecuador

Según datos del MAG, los principales productores de banano se focalizan en las provincias de: El Oro con 41%, siendo en su mayoría pequeños productores, mientras que Guayas con 34% y Los Ríos con 16% albergan a grandes productores. A nivel nacional se registran alrededor de 162,234 hectáreas de sembríos de banano, distribuidos entre un total de 4,473 productores, con la distribución mostrada en la Tabla 1.1. [1]

Tabla 1.1 Distribución de hectáreas sembradas de banano en el Ecuador [1]

Distribución por hectárea	Clasificación	Hectáreas sembradas	Número de productores
De 0 a 30	Pequeño	35,685	3,480
De 31 a 100	Mediano	57,486	800
De 101 o más	Grande	69,063	193
Total		162,234	4,473

1.4.2 Tipos de bananos cultivados en Ecuador

El banano es considerado una de las frutas de mayor consumo en el globo, no solo por su delicioso sabor sino también por el valor nutricional que aporta, dado que es una importante fuente de minerales (calcio, cobre, fósforo, hierro magnesio, manganeso, sodio, potasio y zinc), vitaminas, fibra, carbohidratos, dopamina, además de ser baja en grasa; aportando al correcto funcionamiento del metabolismo y sistema nervioso, según informa la UNCTAD en su publicación “Banana, An INFOCOOM COmmodity Profile” [6]. En Ecuador se cosechan 3 tipos de bananas: Cavendish, baby banana y banano rojo [7]; a continuación, se describe cada una de ellas.

Banano Cavendish: Este tipo de banano (Figura 1.2) representa el 95% de todos los bananos que son comercializados a nivel mundial. Este tipo de banano es muy rico en potasio; según la FAO, por cada 100 g de esta fruta se tienen 400 mg de potasio, siendo cantidades similares al potasio presente en muchas verduras cocidas, carnes o pescado [1].



Figura 1.2 Banano Cavendish

Banano bebé: A este tipo de banana también se la conoce como “Orito”, es de origen tropical y su tamaño es el más pequeño entre las variantes, como se observa en la Figura 1.3, midiendo, en promedio, 12 cm de largo [8]. Se caracteriza por tener un sabor más dulce y concentrado que el Cavendish, convirtiéndose en el favorito para niños y ancianos, por su presentación más sencilla y agradable de consumir. [9]



Figura 1.3 Baby banana

Banana roja: Este tipo es de origen ecuatoriano, y se caracteriza por su color (Figura 1.4) y su sabor dulce similar al de la frambuesa; actualmente ha ido ganando popularidad entre los consumidores, utilizándose en repostería y zumos, aunque también suele ser consumido frito. Esta fruta es altamente nutritiva, siendo rica en calorías, minerales y vitaminas. [10]



Figura 1.4 Banano rojo

1.4.3 Procesos de industrialización de banano

Las plantaciones de banano deben cumplir con una serie de reglamentos y resoluciones como, por ejemplo, la “Resolución DAJ-201413^a-0201.00 40 (14 de marzo del 2014) Guía de Buenas Prácticas Agrícolas para el Banano” [11], con la cual se busca garantizar la salubridad del banano, al igual que asegurar el empleo correcto y sustentable de insumos.

Dentro del sector industrial, el banano es sometido a una serie de procesos que buscan aprovechar al máximo la fruta para la elaboración de productos alimenticios o ingredientes. Después de la cosecha, la fruta es lavada para posteriormente ser clasificada según su tamaño, forma y su imagen (manchas); aquellas que cumplen con las condiciones deseadas son apartadas y almacenadas herméticamente hasta alcanzar su punto de maduración. Se estima que alrededor del 90% del banano producido en territorio nacional es destinado al mercado de la exportación, cumpliendo con las altas exigencias nacionales, así como con las de compradores internacionales de fruta fresca; mientras que el 10% restante que no logra cumplir con parámetros de peso, tamaño o curvatura, se comercializa localmente ya sea para su industrialización o su consumo local.

En la Figura 1.5 se detalla las diversas etapas que atraviesa la fruta dentro de su procesamiento, desde su cultivo hasta el producto final de *flake* de banano. El proceso empieza con la recolección, lavado y organización de la fruta en las plantaciones por agricultores asociados. Posteriormente la materia prima es trasladada a la fábrica, en donde inicia

una etapa de maduración hasta alcanzar el punto deseado. Después es procesado manualmente por operadores que se encargan de retirar la pulpa. Seguido de ello los plátanos son triturados hasta conseguir una pasta fina, la cual luego es filtrada y calentada hasta convertirse en puré, mismo que será deshidratado y tratado en rodillos a temperaturas muy altas para obtener un laminado, el cual finalmente es cortado para obtener el *flake* que será entregado a los clientes. [2]

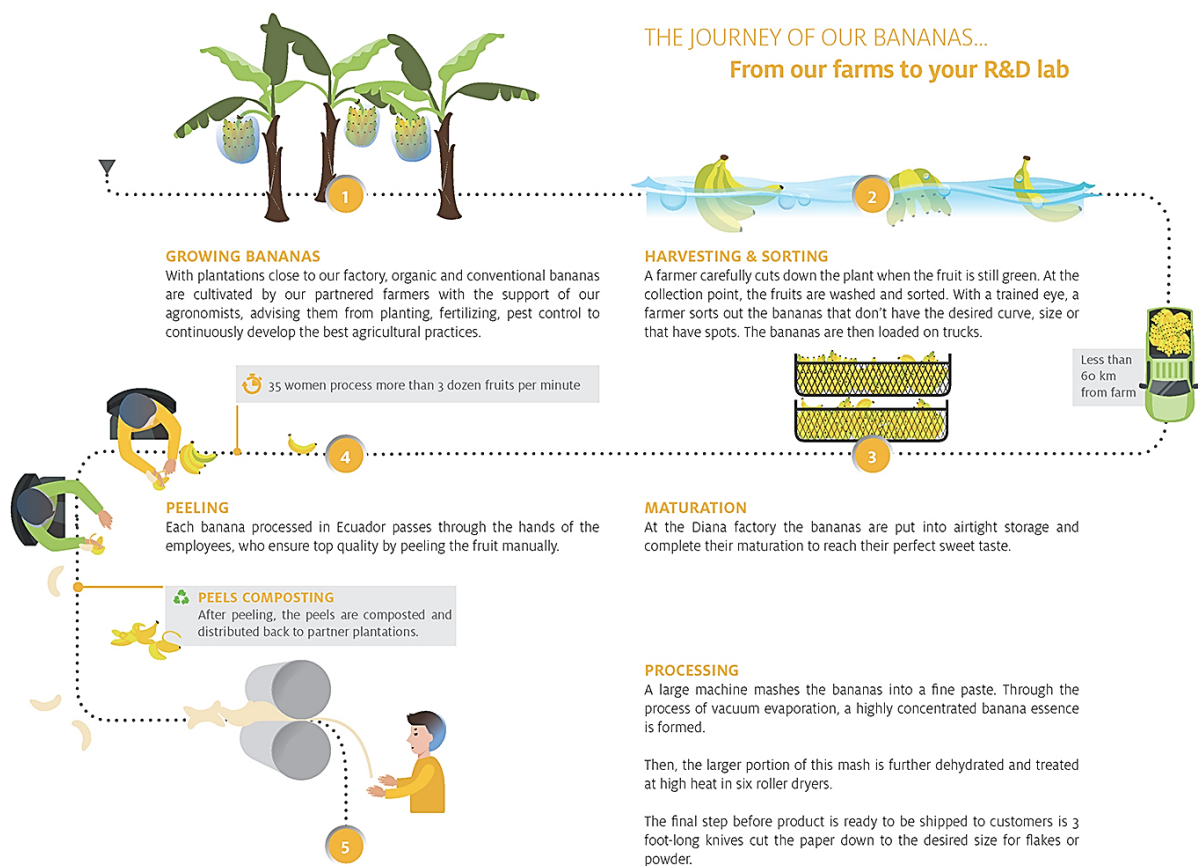


Figura 1.5 Industrialización del banano maduro. [2]

En otros países, como la India, también se producen alimentos derivados del banano como, por ejemplo, harinas, puré, bebidas como el vino, entre otras. En cuanto al proceso de producción de harina de banano, éste debe pasar por varias etapas. Primero se separa la pulpa del banano maduro, posteriormente, esto se convierte en puré por medio de una picadora y seguida de un molino coloidal. Seguido a esto, se le agrega una solución de $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_5$ con la finalidad de mejorar el color del producto final.

Después se continúa con el deshidratado del puré obtenido, el cual se lo realiza mediante un secado por aspersion o tambor, reduciendo la humedad en un 8 a 12%. Finalmente se realiza un último secado por un túnel o secador de gabinete a 60 °C, reduciendo la humedad un 2% más de lo obtenido en la etapa anterior [12].

1.4.4 Estado del arte

Actualmente no existe evidencia pública de que en el país se utilice algún tipo de maquinaria industrial que ejecute el pelado de banano de manera automática. Sin embargo, existen patentes de maquinarias dedicadas al pelado de plátano maduro; una de estas es la patente US4446782A, la cual presenta un mecanismo compuesto por tres ruedas giratorias con púas, las cuales se enganchan a la cascara del banana, separando la piel de la pulpa [13].

Además, se investigó trabajos similares al tema propuesto, encontrando documentación de una tesis titulada “Diseño de una máquina peladora y rebanadora de plátano para frituras” [14], así como también ofertas de maquinarias importada de fabricantes GRUENN, Pasen, etc. Sin embargo, en el mercado internacional sí se recabó evidencia de máquinas industriales dedicadas al pelado de banana; se detectaron dos en particular. Una de ellas fabricada por Topical Food Machinery y denominada Automatic Banana Peeler “Cerere 6000” (Figura 1.6) con capacidad de pelar 6,000 kg de bananas por hora, caracterizada por recibir en su entrada pequeños racimos de banana que posteriormente son cortados e ingresan a su tolva principal donde se separa la pulpa de la cáscara; luego la pulpa es triturada y bombeada hasta la salida, a donde llega como puré [15].



Figura 1.6 Cerere 6000 [15]

Mientras que el segundo modelo observado corresponde al “Peeled banana” (Figura 1.7) del fabricante Pasen, de origen chino, con una capacidad de hasta 3,000 kg de bananas por hora. A diferencia del modelo antes mencionado esta máquina recibe a las bananas una a una de manera horizontal y es ayudada por un operador que asegura el ingreso en una determinada posición. En su interior, el equipo cuenta con un mecanismo capaz de pelar dos bananas simultáneamente, entregando la pulpa limpia y sin ningún maltrato [16].



Figura 1.7 Banana peeler [16]

El presente proyecto busca inspirarse en los dos modelos presentados para diseñar localmente una máquina industrial capaz de admitir de manera continua una cantidad considerable de bananas en su entrada, para que estas sean peladas y posteriormente se obtenga la pulpa en la salida para su post procesamiento, al igual que la cáscara para su retorno al proveedor o venta a tercero.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se detalla el procedimiento empleado para cumplir con el objetivo del presente proyecto. Explicando cada etapa del proceso de diseño, desde la selección de una alternativa viable y funcional capaz de dar solución a la problemática planteada, continuando con la identificación de requerimientos del sistema, hasta el proceso de selección de elementos: mecánicos, eléctricos y de control que permitan obtener el diseño deseado.

2.1 Selección de la alternativa de solución

A partir de la problemática planteada en el capítulo anterior, se definieron tres alternativas de solución para el sistema de pelado que se las detalla a continuación:

- **Alternativa 1:**

Diseño de una máquina de pelado de banano compuesta por dos rodillos que permitan comprimir la fruta por completo, para luego tamizarla y extraer la pulpa en forma de puré.

- **Alternativa 2:**

Diseño de una máquina de pelado de banano constituida por dos rodillos con puntas abrasivas que permitan enganchar la cáscara y separarla por completo, dejando desnuda la pulpa.

- **Alternativa 3:**

Diseño de una máquina de pelado de banano conformada por un mecanismo de dos cuchillas que laceren la cáscara mientras dos rodillos la succionan mediante ventosas y la separen de la pulpa, dejándola completamente desnuda.

Para la selección de la mejor alternativa, se realizó un análisis de cada una de ellas en función de los criterios que se muestran en la Tabla 2.1, donde se muestra el rango de importancia, es decir, qué criterios predominan por sobre los demás para la selección y a qué porcentaje de decisión corresponde cada uno de ellos. A continuación, se describe brevemente cada criterio.

- **Viabilidad:** Posibilidad de construir este mecanismo con recursos y procesos que puedan ejecutarse a nivel local.
- **Capacidad:** Cantidad de banano que puede ser pelado por hora.
- **Tiempo de operación:** Lapso continuo en el cual se ejecuta el proceso de pelado y para el que la máquina deberá operar.
- **Autonomía:** Capacidad de funcionar por sí sola, sin la necesidad de intervención y/o supervisión continua en la etapa de pelado, o requerir la menor cantidad de operadores posibles.
- **Facilidad de uso y limpieza:** Facilidad de desmontaje del mecanismo para ser sanitizado y/o recibir mantenimiento.
- **Replicabilidad:** Facilidad del mecanismo para poder ser replicado y darle mantenimiento, a fin de contar con un diseño modular que pueda ser usado en otras líneas de la fábrica.
- **Grado de innovación:** Que tan novedoso resulta el mecanismo a implementarse en el diseño.

Tabla 2.1 Criterios de selección

CRITERIOS DE SELECCIÓN			
Peso	Criterio	Rango de Importancia	% de Decisión
3	Viabilidad	1	20
2.5	Capacidad	2	16.67
2.5	Tiempo de operación	3	16.67
2	Autonomía	4	13.33
2.5	Facilidad de uso y limpieza	5	16.67
2	Replicabilidad	6	13.33
0.5	Grado de innovación	7	3.33
15	TOTAL		100

Cada una de las alternativas propuestas fue evaluada en base a los criterios previamente mencionados. Tras este análisis, se decidió seleccionar la alternativa 2 dado que se consideró la más óptima para la presente problemática, debido a que permitiría alcanzar los requerimientos de producción (capacidad y tiempo de operación), además de resultar viable en cuanto a su fabricación con recursos y tecnología local, mientras que el diseño se mantiene sencillo y de fácil desmontaje para el mantenimiento y limpieza. Los resultados de esta evaluación se pueden evidenciar en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Matriz de decisión de alternativas de solución

Pesos	CRITERIO							RESULTADOS		
	3	2.5	2.5	2	2.5	2	0.5	Puntaje sin peso	Puntaje con peso	Prioridad
Opciones	Viabilidad	Capacidad	Tiempo de operación	Autonomía	Facilidad de uso y limpieza	Replicabilidad	Grado de innovación			
Alternativa 1	3	2	2	2	1	1	2	13	28,5	2
Alternativa 2	3	2	2	2	2	2	3	16	33	1
Alternativa 3	2	3	2	1	1	1	3	13	27	3

2.2 Proceso de diseño

Para alcanzar el diseño final fue necesario atravesar varias etapas, abordando progresivamente cada área del problema, logrando cumplir con los requerimientos del cliente. En la Figura 2.1 se ilustra, mediante un diagrama de flujo, la metodología seguida a lo largo del diseño.

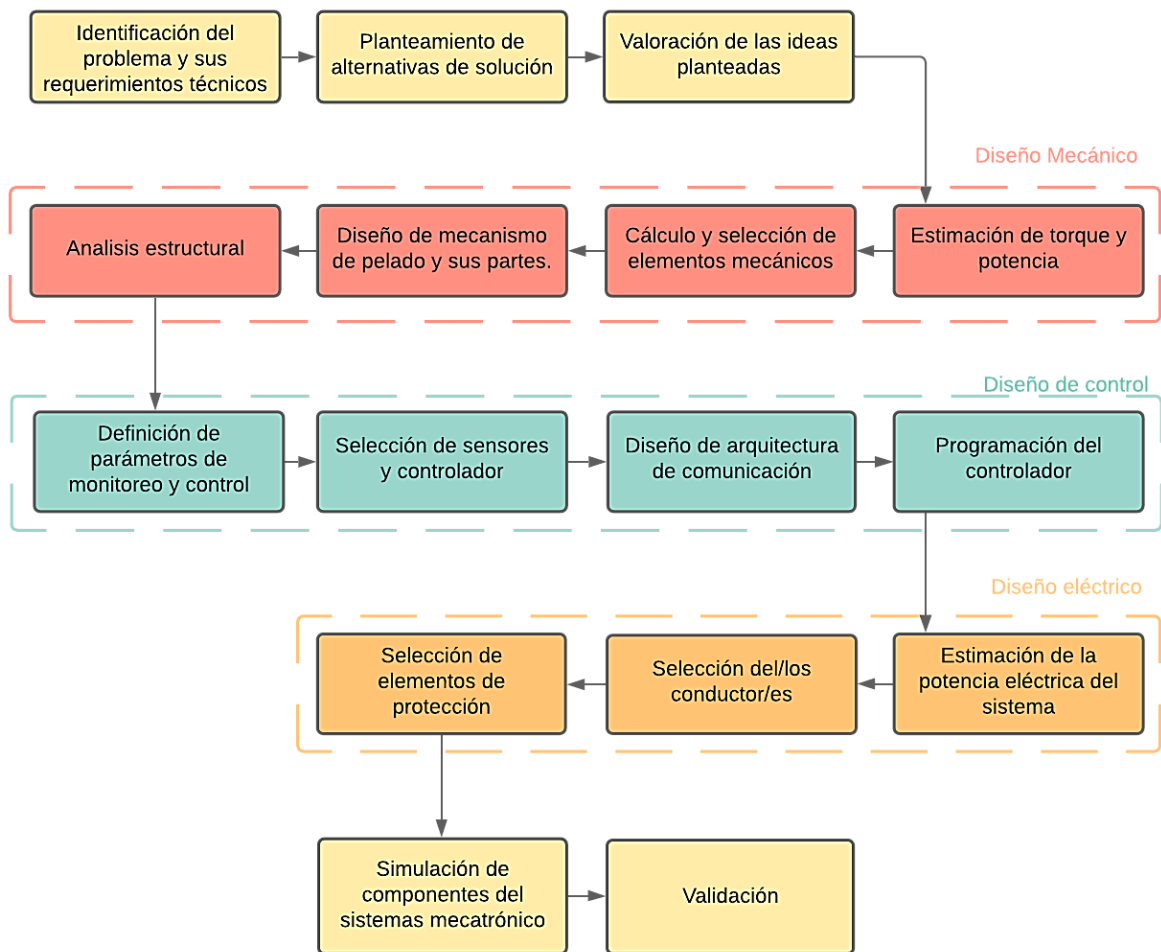


Figura 2.1 Metodología de diseño

2.3 Requerimientos de diseño

Para realizar el diseño de una máquina industrial para el pelado y extracción de pulpa de banano maduro fue necesario conocer previamente los requerimientos del cliente. En la Tabla 2.3 se detallan los requerimientos de diseño.

Tabla 2.3 Requerimientos del sistema

Funcionalidad	Separar mecánicamente la pulpa de la cáscara, de manera automática y continua.
Capacidad	Cumplir con una tasa de pelado de entre 70 toneladas en un turno de 12 horas.
Autonomía	La máquina debe trabajar con el apoyo o soporte de máximo 5 operadores.
Tiempo de operación diario	24 horas diarias, 5 días a la semana.
Mantenimiento	Frecuencia de mantenimiento preventivo trimestral.
Costos	Inversión rentable, en comparación a los actuales costos de operación.
Tamaño	Adaptable al área de trabajo en la línea de <i>flake</i> actual, con dimensiones de 6x12m.

2.4 Diseño conceptual

En la Figura 2.2 se ilustra un boceto inicial del diseño de la máquina peladora de bananas, en ella se pueden identificar los componentes principales del sistema, entre ellos la entrada de materia prima, bandas transportadoras y mecanismo de pelado.

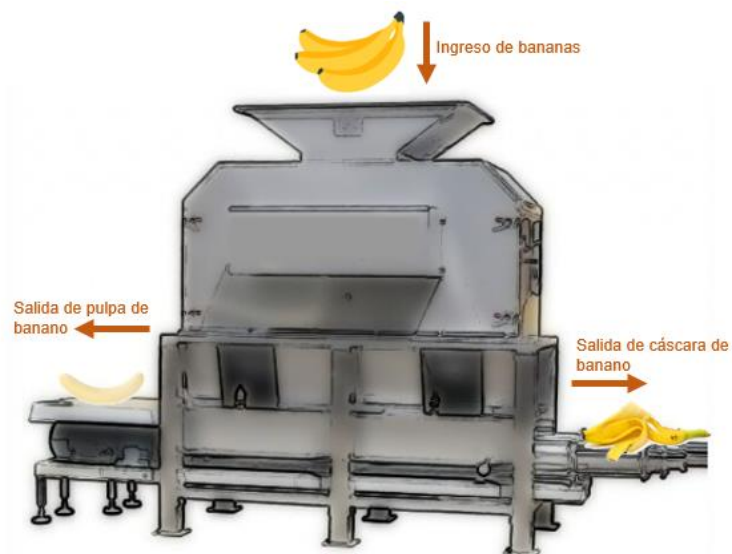


Figura 2.2 Diseño conceptual

Para el desarrollo del diseño, fue necesario seccionar el problema en sus componentes principales, de forma que se pudiera abordar asertivamente la problemática planteada, además de repasar los requerimientos técnicos solicitados por el cliente y plantear una solución viable. Dado que se desea cumplir con una capacidad de entre 5 - 6 ton de banano por hora (equivalente a 70 ton en un turno de 12 horas). Se propone el uso de un diseño modular, en el que utilicen dos máquinas de iguales características para satisfacer la demanda, a fin de evitar el paro de la producción en caso de algún fallo en el equipo. De esta forma se plantea diseñar una máquina capaz de pelar 3 ton de banano por hora.

Con las dimensiones y peso promedio de un total de 25 bananas, mismo que se detalla en el Apéndice A, se aproximaron las magnitudes mostradas en la Tabla 2.4. En base a lo descrito, se espera pelar entre 4 y 5 bananas por segundo.

Tabla 2.4 Geometría y masa promedio del banano procesado

Peso [kg]	0.20
Largo [mm]	218.3
Ancho [mm]	40.8

2.5 Parámetros de diseño mecánico

A fin de corroborar la funcionalidad de la alternativa ganadora se realizaron varias pruebas con diferentes tipos de rodillos, en los que se buscó variar principalmente la geometría de los dientes, a fin de determinar la más adecuada para la aplicación. En la Figura 2.3 se muestra una prueba y resultado de este experimento en el que los rodillos fueron impulsados de forma manual sujetos a una base fija, con una separación de 20 mm entre los dientes de un rodillo con respecto al otro.

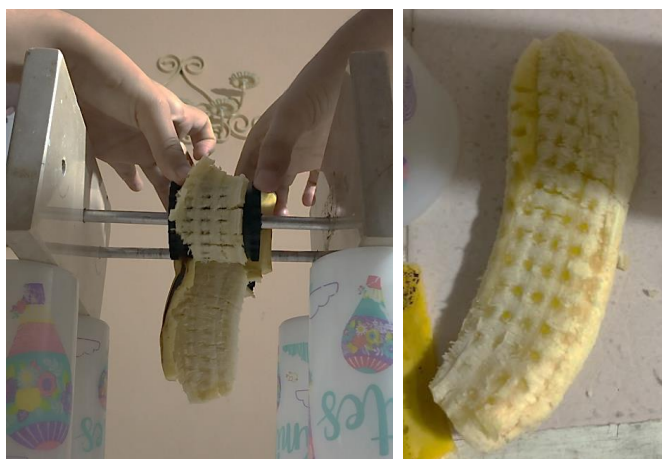






Figura 2.3 Pruebas de concepto, usando rodillos impresos en 3D

Mientras que en la Tabla 2.5 se describen las alternativas que consideradas durante el proceso iterativo de diseño para la geometría de los dientes del rodillo.

Tabla 2.5 Variantes de geometrías usadas para pruebas experimentales

Tipo	Imagen	Cantidad de dientes	Dimensiones del rodillo	Descripción de resultados obtenidos
Dientes puntiagudos con geometría triangular		264	$\varnothing 50 \text{ mm}$ $L = 60 \text{ mm}$	Se obtuvieron perforaciones en la cáscara, pero no hubo adherencia de la misma. Además, la pulpa se maltrató.
Dientes con geometría cilíndrica		160	$\varnothing 45 \text{ mm}$ $L = 50 \text{ mm}$	Penetración de dientes en la cáscara con adherencia regular a distancia corta.
Dientes con ranura delgada plana		126	$\varnothing 45 \text{ mm}$ $L = 55 \text{ mm}$	Penetración de dientes en cáscara. Sin embargo, esta se cortaba y desprendía debido a la cercanía entre dientes.
Dientes con paleta inclinada		140	$\varnothing 75 \text{ mm}$ $L = 65 \text{ mm}$	Buena adherencia de la cáscara debido a la inclinación de las paletas y baja pérdida de pulpa en los dientes.

Por otro lado, para estimar un valor aproximado de la potencia requerida se acopló la prueba de concepto a un sistema sencillo de transmisión de potencia, impulsado por un taladro de velocidad variable (Figura 2.4), de forma que los rodillos puedan ser accionados eléctricamente y se pudiera obtener valores de voltaje y corriente, tal como se muestra en la Figura 2.5. En la Tabla 2.6 se muestran los datos que se obtuvieron durante esta prueba experimental.



Figura 2.4 Acoplamiento de motor de taladro con transmisión por polea para los rodillos del mecanismo



Figura 2.5 Medición de voltaje y corriente del motor

Tabla 2.6 Mediciones experimentales obtenidas del prototipo de prueba

Voltaje [V]	118.10
Corriente [A]	1.07

A partir de estos datos y mediante la ecuación 2.1, se realizó el cálculo de la potencia que necesitó el motor de prueba para pelar una banana.

$$P = V \cdot I \quad (2.1)$$

$$P = 118.1 [V] \cdot 1.07 [A]$$

$$P = 126.367 [W]$$

Considerando que el experimento fue realizado para una banana y ya que se desea pelar simultáneamente cinco, se procede a hacer una estimación del valor de la potencia requerida.

$$P = 126.367 [W] * 5$$

$$P = 631.835 [W] = 0.632 [kW]$$

Considerando además un factor de seguridad del 25%, se obtiene una potencia estimada de 0.79 kW, equivalente a 1.06 HP. Considerando la incertidumbre del método descrito para estimar la potencia y contemplando además una reserva, se decide elegir para el mecanismo de pelado un motor disponible comercialmente de 1.5HP de potencia nominal. Este sobredimensionamiento del motor permitirá que el mismo no se sobre esfuerce, incrementando su vida útil.

Con respecto a la velocidad, conociendo la geometría aproximada de los bananos utilizados, además definiendo un diámetro de 150 mm para los rodillos de pelado, se realizó una estimación de la velocidad angular requerida mediante la ecuación 2.2; donde se considera un tiempo de 0.5 s, dejando un margen de 0.5 s en el que se contempla en ingreso y salida de la banana al mecanismo de pelado.

$$\omega = \frac{V_{lineal}}{r} \quad (2.2)$$

$$\omega = \frac{d}{t \cdot r} = \frac{0.2183 \text{ m}}{0.50 \text{ s} \cdot 0.075 \text{ m}}$$




$$\omega = 5.82 \left[\frac{rad}{s} \right] \equiv 55.60 \text{ rpm}$$

Mediante la potencia y velocidad angular determinadas, se procede a la selección del motorreductor.

2.5.1 Selección de motores

El mecanismo de pelado requiere un torque moderado y una velocidad de giro baja, por lo que las opciones consideradas fueron usar un motor y acoplar su salida a un reductor, o seleccionar un motorreductor que cumpla con una salida aceptable para el diseño. Después de considerar ambas opciones se optó por seleccionar un motorreductor ofertado nacionalmente. En la Tabla 2.7, se muestran las características de los motorreductores considerados para la aplicación, todos ellos de la marca WEG y funcionamiento a 60Hz.

Tabla 2.7 Características de motorreductores

Configuración de ejes entre el motor y la salida	Coaxiales	Paralelos	Ortogonales
Imagen			
Modelo	C03223	V03224	N03323
Potencia [kW]	1.10	1.10	1.10
n1[rpm]	1750	1750	1750
n2 [rpm]	112.75	108.94	116.98
M2 [Nm]	93	96	90
fs	2.15	2.28	1.78
Fr [kN]	3.9	4.7	4.8
Peso [kg]	16.7	19.0	19.0
Diámetro del eje de salida [mm]	25	30	25
Largo del eje [mm]	50	95	50

Tras analizar las características de los motorreductores considerados en la Tabla 2.7, se decide seleccionar el motorreductor ortogonal N03323, dado que cumple con los requerimientos de potencia y velocidad; presenta un factor de servicio de 1.78, el cual es adecuado para aplicaciones de molinos y trituradoras dentro de la industria alimenticia en elevados tiempos de operación, según especificaciones del fabricante (Figura 2.6). Además, se prefiere este motorreductor porque su configuración representa una ventaja para su montaje en la estructura contemplada para el diseño de la máquina.

FATOR DE SERVIÇO - F _{sa}							
APLICAÇÃO	PERÍODO DE OPERAÇÃO POR DIA			APLICAÇÃO	PERÍODO DE OPERAÇÃO POR DIA		
	< 8h	16h	24h		< 8h	16h	24h
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA				MINERAÇÃO			
Centrífugas	1,75	1,75	2,00	Acionamentos de giro	1,50	1,50	1,75
Cortadores	1,25	1,25	1,50	Escavadores	#	#	#
Cozinhadores de cereais	1,25	1,25	1,50	Trituradores	1,75	1,75	2,00
Dessolventizador Tostador (DT)	2,00	2,00	2,00	Vibradores	1,75	1,75	2,00
Misturadores	1,25	1,25	1,50	MOINHOS E TAMBORES ROTATIVOS			
Moinhos e Trituradores	1,50	1,50	1,75	Moinho de bolas e rolos	2,00	2,00	2,00
Prensas	2,00	2,00	2,00	Moinho de martelo	2,00	2,00	2,00
Secadores rotativos	1,25	1,25	1,50	Moinho de carvão	1,50	1,50	1,75
				Secadores	1,50	1,50	1,75
				Resfriadores	1,50	1,50	1,75

Figura 2.6 Factores de servicio para aplicaciones industriales de WEG [17]

2.5.2 Sistema de transmisión de potencia

Para el sistema de transmisión de potencia se requiere el diseño y la selección de un tren de engranajes que permita transmitir la potencia del motorreductor elegido a los dos ejes del sistema de pelado manteniéndolos a una velocidad angular menor y constante, con sentido de giro opuestos. Para esto se ha diseñado un tren de engranajes compuesto por dos engranes y dos piñones. Se prevé acoplar uno de los piñones al eje del motorreductor, mientras que el otro piñón funcionará como un engrane loco; ambos estarán en contacto con los engranes colocados en los rodillos, tal como se muestra en la Figura 2.7.

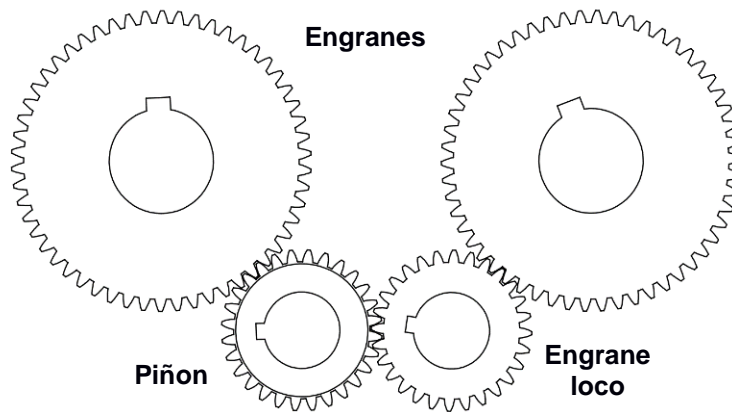


Figura 2.7 Diseño del tren de engranajes

El diseño de los piñones y engranes del sistema de transmisión se lo realizó tomando como base la norma AGMA 2001-C95, la cual incluye información detallada sobre los diversos cálculos y factores que influyen en el diseño de engranes, considerando un análisis de resistencia a la picadura y resistencia a la fatiga por flexión de los dientes, entre los pares de engranes rectos.

Tras definirse la relación de velocidad entre los engranes y la potencia transmitida, así también como la separación que se esperaba tener entre los rodillos, fue necesario considerar otros parámetros de diseño, como, por ejemplo: las condiciones bajo las que el mecanismo operaría, el ambiente al que se sometería, el tipo de trabajo que realizaría la máquina, a fin de seleccionar factores de sobrecarga adecuados. Así como también los factores geométricos tales como diámetro de paso, cantidad y forma de los dientes, ancho de cara y el material de fabricación, incluyendo el tratamiento térmico al que debería ser sometido en caso de necesitar aumentar su resistencia.

En el Apéndice B se describen en detalle los cálculos para definir el piñón y los engranajes a utilizar en el sistema de transmisión de potencia.

2.5.3 Dimensionamiento del eje

El dimensionamiento del eje se realizó tomando en consideración la geometría del banano, mencionada en la Tabla 2.4. Dado que se espera tener máximo 5 bananos atravesando simultáneamente los rodillos, se

consideró una dimensión de 17.7 in (550 mm) de largo, dejando holgura suficiente entre las frutas, en el improbable caso de que más de una de ellas ingrese en sentido horizontal. Así también, se considera una sección de menor diámetro de 3 in (76 mm) de longitud para sujetar los rodamientos que permitirán fijar el eje a la estructura de la máquina y finalmente, se contará con una sección de diámetro inferior de 2.5 in (63.5 mm) de longitud para colocar el engrane de transmisión en uno de los costados. Es importante mencionar que entre los cambios de sección se consideraron muescas y chaflanes en los extremos del eje (Figura 2.8).

Dado que el mecanismo comprimirá levemente la fruta, provocando la presencia de laceraciones, se produce la liberación de la enzima PPO, misma que convierte los fenoles en quinonas al entrar en contacto con el oxígeno del aire; esto a su vez, provoca la pigmentación de la pulpa. [13] Es imprescindible que la superficie abrasiva en contacto con la fruta pueda retirarse fácilmente cada cierto tiempo para ser sanitizado, de forma que no se afecte la inocuidad de la materia prima.

El material del eje será de Acero Inoxidable tipo 304 de grado alimenticio, según lo indicado en la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN-EN 1672-2, misma que se basa en la norma europea EN 1672-2:2005+A1:2009.

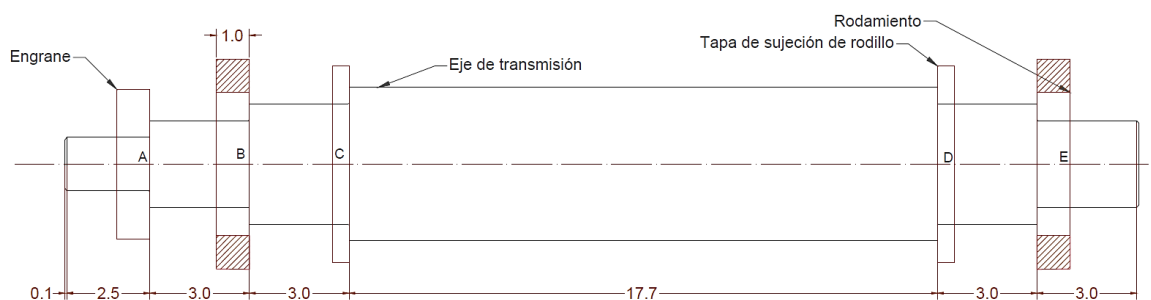


Figura 2.8 Diseño del eje

Con las longitudes ya definidas para cada sección del eje, se procede a determinar los diámetros de las mismas, considerando los esfuerzos combinados (flexión y torsión) que se presentaran a lo largo del eje. Para el análisis, se decidió usar el criterio de Goodman modificado, por encima de método estándar de ASME, debido a que entrega resultados

más conservadores al incluir todas las situaciones de carga que se puedan presentar en el eje.

En el Apéndice C se describen los cálculos para el diseño del eje, determinando los diámetros de cada sección mediante un análisis de falla por esfuerzos combinados (von Mises).

2.5.4 Diseño de rodillos

Para el diseño de los rodillos que realizarían la función de sujetar y retirar la cáscara se consideró una distancia fija entre ellos de 167 mm entre ellos, de forma que el banano pudiera atravesar por un espacio de 20 mm, lo cual correspondería a la distancia de separación entre los dientes de un rodillo con respecto al otro.

En cuanto al diseño constructivo del rodillo, inicialmente se contempló diseñar un eje perforado con dientes intercambiables que puedan ser fácilmente desmontados, lo cual dotaba al diseño de versatilidad dado que podían realizarse pruebas o modificaciones de manera sencilla para algún tipo de producto diferente o para validar un mejor comportamiento. Sin embargo, por recomendación del cliente, debido a seguridad alimentaria se prefería tener la menor cantidad de elementos desmontables dentro del mecanismo, dado que debido a las vibraciones del sistema y el constante uso, existía el riesgo de que uno de los elementos de sujeción se liberara y probablemente se mezclara con el producto, convirtiéndose en un riesgo potencial tanto para la calidad del producto como para las maquinarias usadas en etapas posteriores, como por ejemplo: el traslado de la pulpa usando bombas de desplazamiento positivo.

En base a estas recomendaciones se procedió a realizar un diseño modular basado en discos dentados compactos con espaciadores, de forma que puedan removerse fácilmente y además se cuente con la facilidad de cambiar solo los discos que necesiten ser reemplazados ya sea por desgaste o alguna avería, lo cual permitiría reducir los costos de mantenimiento. Como material para este diseño se seleccionó acetal polioximetileno (POM), dado que es de grado alimenticio y, además, posee

alta rigidez y resistencia tanto al desgaste como al contacto con sustancias químicas; asimismo no absorbe humedad y es ampliamente usado para aplicaciones similares, como en la fabricación de raspadores, paletas, agitadores. Este material además presenta la ventaja de ser más fácil de maquinar y más económico que el acero inoxidable, y gracias a que posee una menor dureza se ajusta mejor a la aplicación, puesto que no solo lacerará la fruta como lo haría el acero inoxidable, sino que se sujetaría a ella.

La cantidad de dientes fue estimada de manera empírica en base a la geometría de la banana, considerando que al menos una hilera de dientes debería estar en contacto con la banana en cada extremo del mecanismo.

2.5.5 Selección de rodamientos para el eje

Para el mecanismo a diseñarse se consideró el uso de rodamientos de pared, o chumaceras, de forma que pudieran sujetarse a las superficies laterales de la estructura principal del mecanismo. Para su selección fue necesario realizar un análisis de las cargas estáticas presentes en la sección del eje donde se fijarían los rodamientos, así como también se contempló el tiempo de vida útil mediante un análisis de las cargas dinámicas. En el Apéndice D se describe en detalle el proceso para seleccionar el rodamiento adecuado, considerando que el material del rodamiento y chumacera, tipo pared, sean de acero inoxidable 304 de grado alimenticio y se comercialicen en el mercado local.

Con respecto a la lubricación que deben recibir estos rodamientos, se consideraron las diferentes categorías de lubricantes de grado alimenticio que existen según las probabilidades de entrar en contacto con el producto; cada una de estas categorías se encuentran detalladas en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8 Categoría de lubricantes de grado alimenticio

Categoría	Descripción
Lubricantes H1	Son usados en ambientes donde se trabajan con productos alimenticios, existiendo la posibilidad de contacto incidental con estos.
Lubricantes H2	Son usados en equipos y maquinarias donde no existe ninguna probabilidad de contacto entre el lubricante y los alimentos.
Lubricantes H3	Estos son usados para limpieza y como prevención de que se produzcan manchas de herrumbre en los equipos y maquinarias.

En base a lo detallado anteriormente, el lubricante más adecuado para los rodamientos del sistema debe ser de categoría H1 debido a que existe la probabilidad de que entre en contacto con las bananas, porque este se encuentra en contacto con el eje de transmisión del mecanismo.

2.6 Parámetros de monitoreo y control

Los parámetros que el presente proyecto busca monitorear dentro del proceso de pelado industrial de banana son: velocidades de operación y el estado de actuadores. También se pretende controlar el encendido, apagado y cambio de velocidades de actuadores. Además de contar con un sistema de seguridad que garantice una operación fiable.

2.6.1 Selección de sensores

Como preámbulo para la selección de sensores en la Tabla 2.9 se muestra una clasificación de los tipos de sensores más usados a nivel industrial y sus principales aplicaciones según su objeto a detectar.





Tabla 2.9 Clasificación de sensores industriales según su aplicación

Tipo de sensor	Estado del objeto a detectar			Medio/Naturaleza del material a detectar			
	Sólido	Líquido	Polvo, material granulado	Metálico	No metálico	Opaco	Transparente
Inductivo	√		√	√			
Capacitivo	√	√	√		√	√	√
Óptico	√			√	√		
Ultrasónico	√	√		√	√	√	√

- **Monitoreo de estado de guardas metálicas para la operación segura del mecanismo:**

Dentro del diseño de una máquina es indispensable considerar elementos y condiciones que garanticen su operación segura, a fin de reducir al mínimo los riesgos de accidentes durante su operación. Es por ello que, en base a lo evaluado en la Tabla 2.10, se decidió usar como mecanismo de seguridad un interruptor magnético codificado. De forma que la máquina opere solo cuando los interruptores de seguridad indiquen que las guardas metálicas se encuentran correctamente ubicadas en el mecanismo, asegurando su operación.

Tabla 2.10 Interruptores de seguridad

Tipo de sensor	Final de carrera	Micro interruptor de seguridad con llave	Interruptor de proximidad magnético	Interruptor de proximidad magnético
Codificado	No	Si	No	Si
Imagen				
Características	No distingue qué o quién lo está accionando.	Muy vulnerable, admite cualquier llave de la misma forma.	Muy vulnerable dado que se puede colocar cualquier imán.	Basados en imanes de seguridad o tecnología RFID, muy confiables.

2.6.2 Selección de controlador

El controlador es indispensable dentro de un sistema automatizado dado que será el encargado de adquirir las señales de los transductores conectados a él, las procesará en base a la programación definida y gobernará sobre las salidas del sistema, mismas que estarán compuestas por motores, luces piloto y una alarma sonora.

Debido a que el PLC (Programador lógico controlable) se manejará dentro de un ambiente industrial que exige fiabilidad y eficiencia dentro de

un proceso continuo, y a la cantidad de entradas y salidas, se decide seleccionar un controlador de capacidad media. Para adecuarse al patrón de los controladores manejados por el cliente se selecciona un PLC de la marca Siemens, modelo Simatic S7-1200; en la Tabla 2.11 se muestran sus características. Adicionalmente, para cubrir la demanda de las salidas necesarias para el funcionamiento del sistema se añade un módulo de extensión de salidas digitales, tipo relé modelo 6ES7222-1HF30-0XB0.

Tabla 2.11 Características del PLC seleccionado

Modelo	Simatic S7-1200
	
CPU	1214C
Alimentación	110/220 VAC
Entradas digitales	14 a 24VDC
Salidas digitales	10 tipo relé
Memoria	50 kB
Puerto de comunicación	Ethernet RJ45 10/100Mbps
Capacidad de expansión para módulos de señal	8
Capacidad de expansión para módulos de comunicación	3
Módulo de extensión	6ES7222-1HF30-0XB0 SM 1222 8 salidas digitales de tipo relé
	

2.6.3 Diseño de sistema de monitoreo

Durante el control de procesos la supervisión, monitoreo del estado de los equipos y diagnóstico de fallos, es esencial tanto para los operadores de la máquina como para el resto del personal que se involucra en el proceso, debido a que facilita la tarea de comprender cómo se está llevando el proceso; y además ayuda en la toma de decisiones o mejora frente a la existencia de algún error. Para cumplir esta labor se diseñó un sistema basado en el uso de pulsadores, botones e indicadores, de forma que se pueda observar el estado de los actuadores y, además el operador pueda controlar el accionamiento de la máquina. En la Tabla 2.12 se enlistan los componentes usados.

2.6.4 Arquitectura de control

Como protocolo de comunicación se seleccionaron las variantes PROFINET y PROFIBUS. El primero permitirá realizar la programación y/o revisión de la misma mediante un computador portátil externo conectado por cable de red al controlador. Mientras que el protocolo PROFIBUS será usado para la comunicación entre sensores y actuadores con el controlador, dado que representa una alternativa sencilla, económica y fiable para el entorno industrial, permitiendo la conexión de punto a punto mediante el uso de un cableado estándar para un control efectivo, que permita incrementar la eficiencia operativa y facilitar el mantenimiento del sistema. En la Figura 2.9 se muestra el detalle de los componentes conectados.

Otro punto importante de mencionar es el lenguaje de programación empleado para la lógica de control, mismo que fue el lenguaje *Ladder*, dado que es uno de los admitidos por el controlador seleccionado y el software de simulación CadeSimu, además de ser uno de los más usados localmente.

Tabla 2.12 Componentes usados para el sistema de monitoreo y control

Elemento	Aplicación	Imagen	Función
Botón de paro de emergencia	Control		Detener el sistema completo en caso de suscitarse alguna emergencia.
Pulsador de marcha	Control		Iniciar el funcionamiento de las bandas transportadoras y el mecanismo de pelado.
Pulsador de paro	Control		Detener el funcionamiento de las bandas transportadoras de salida, la banda de ingreso o el mecanismo de pelado de manera independiente.
Pulsador iluminado	Monitoreo y control		Reset del Sistema y anuncio de guardas de seguridad removidas.
Interruptor de llave	Control		Garantizar que personal autorizado inicie el funcionamiento de la máquina.
Selector de tres posiciones	Control		Modificar manualmente la velocidad de rotación del mecanismo.
Luces piloto	Monitoreo		Mostrar el estado de encendido de las bandas transportadoras
Baliza	Monitoreo		Mostrar los estados del mecanismo de pelado, siendo: <ul style="list-style-type: none"> • Presencia de fallo, rojo. • Mecanismo a velocidad baja por mantenimiento o limpieza, naranja. • Mecanismo encendido, girando a la velocidad de operación.

PLC SIMATIC S7-1200 con módulo de extensión SM 1222

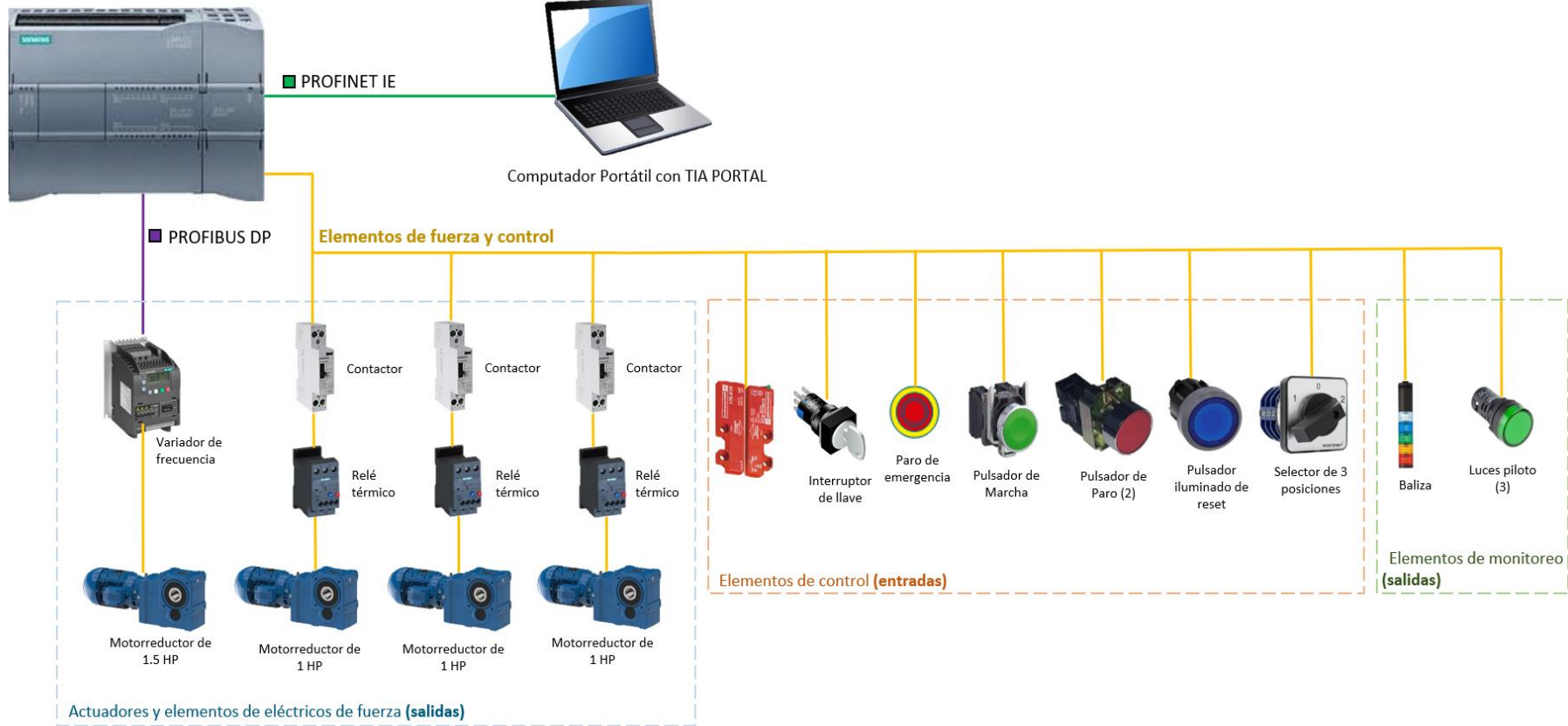




Figura 2.9 Arquitectura de comunicación




2.7 Parámetros de diseño eléctrico

Para la alimentación del sistema se decidió utilizar una red monofásica de 220V dado que los motores usados son de baja potencia. En la Tabla 2.13 se muestran los componentes eléctricos que se utilizaron para protección y control junto con su funcionalidad.

Para la selección de estos elementos se consideró la información del fabricante en la que se indican la corriente nominal para los motores, siendo de 7.12 A y 5.32 A para el motor del mecanismo y los motores de las bandas transportadoras, respectivamente [18]. Por lo cual, los guardamotores seleccionados fueron de un régimen de corriente de 6.3-10 A para el caso del motor de 1.5HP y de un rango de 4-6.3 A para los motores de 1HP que impulsarían las banas transportadoras. Mientras que teniendo en consideración estas magnitudes se seleccionó un disyuntor principal de 25 A.

Tabla 2.13 Componentes eléctricos usados

Elemento	Características	Imagen	Función
Variador de frecuencia	Modelo Simanics V20 monofásico		Permitir el cambio de velocidades a la salida del motorreductor. <ul style="list-style-type: none"> • 0rpm • 30 rpm (velocidad para mantenimiento o limpieza) • 60 rpm (velocidad de operación del mecanismo)
Contactador	220V, 60Hz		Accionar el arranque o paro del motor en respuesta a un impulso externo.

<p>Guardamotor</p>	<p>220V monofásico 6.3 - 10 A (Mpw25-3-u010) 4 - 6.3 A (Mpw25-3-d063)</p>		<p>Proteger al motor frente a aumentos de corriente y/o temperatura.</p>
<p>Disyuntor</p>	<p>Disyuntor diferencial 220V 25 A DZ47LE-32 1P+N C25 30mA</p>		<p>Interrumpir la alimentación al circuito de forma manual y/o automática en condiciones normales o en caso de presentarse fallas como sobrecargas o cortocircuitos.</p> <p>Proporciona protección de riesgos de electrocución y de incendio.</p>
<p>Fusible</p>	<p>220V</p>		<p>Cortar el suministro eléctrico al circuito en caso de existir un aumento de tensión o corriente.</p>

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En el presente capítulo se presentará el diseño 3D de la máquina peladora de banano, conformada por una banda de ingreso de fruta, el mecanismo de pelado y su estructura, así como las bandas de salida de pulpa y cáscara. Se mostrará también el análisis de elementos finitos para los componentes más importantes del sistema mecánico. Con respecto al sistema eléctrico y de control, se muestra el tablero de control diseñado junto con una simulación del funcionamiento general del equipo.

3.1 Diseño mecánico

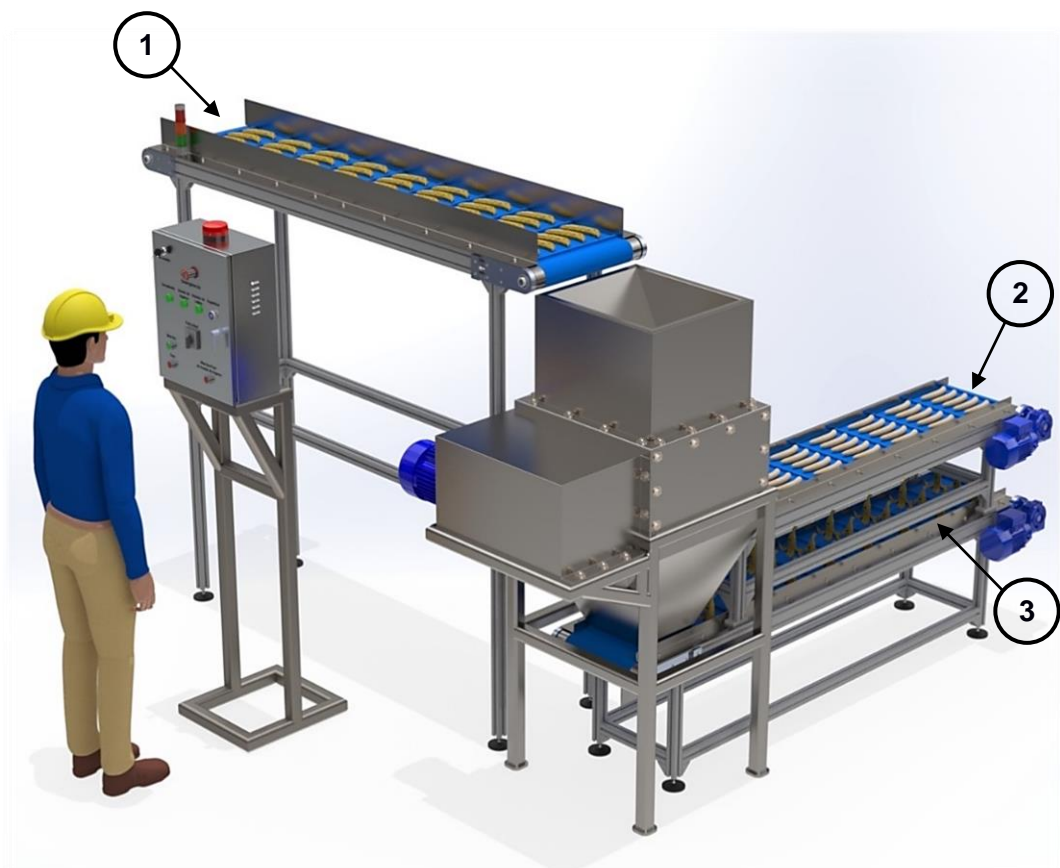


Figura 3.1 Diseño 3D de la máquina peladora de banano maduro: (1) Banda para el ingreso de fruta, (2) Banda de salida para pulpa, (3) Banda de salida para cáscara.

En la Figura 3.1 se ilustra la máquina propuesta en el presente proyecto, misma que fue diseñada en el software SolidWorks. Este programa permitió además realizar una serie de análisis de elementos finitos para los componentes mecánicos, mismos que serán presentados en los siguientes apartados.

La máquina diseñada cuenta con una banda transportadora al ingreso del mecanismo de pelado, misma donde se prevé que los operadores coloquen el banano para que este sea trasladado hasta la tolva principal donde se direccionarán hacia los rodillos abrasivos que cumplen la función de sujetar la cáscara y separarla de la pulpa de banano. A pesar de que en las pruebas experimentales se visualizó un aplastamiento de la fruta se consideró adecuada una separación fija de 20 mm entre los rodillos, basados en la geometría promedio de las frutas usadas y los posteriores procesos a los que se someterá. El mecanismo cuenta con unas paletas dentadas que permiten la remoción de la cáscara en los rodillos (Figura 3.2), evitando así su acumulación dentro del sistema, facilitando su expulsión por medio de una banda transportadora.

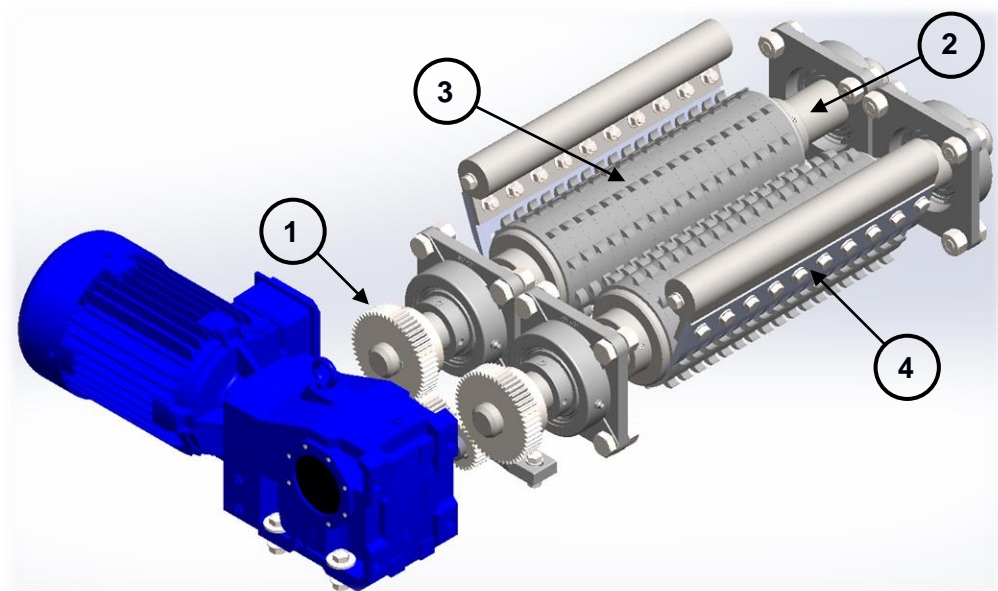


Figura 3.2 Mecanismo de pelado: (1) Sistema de transmisión con engranes, (2) Eje diseñado, (3) Rodillo de discos dentados, (4) Paletas.

Para el mecanismo mostrado en la Figura 3.2 se realizó una simulación de movimiento en la cual se pudo confirmar visualmente la correcta relación

de transmisión lograda con el tren de engranajes. Así como también validar el acoplamiento sin choque entre la paleta de remoción y los rodillos

3.1.1 Engranajes y piñones

Según lo detallado en el Apéndice C, mediante la metodología de diseño recomendada por AGMA 2001-C95, misma que se describe en el libro de R. L. Mott [19], fue posible seleccionar un conjunto de elementos de transmisión de potencia ofertados, en base a los parámetros de diseño considerados durante el análisis. En la Tabla 3.1 se detallan las características de los elementos seleccionados según los resultados obtenidos.

Tabla 3.1 Datos del piñón y engrane seleccionados

	Piñones	Engranajes
Diámetro de paso [in]	2.33	4.5
Número de dientes	28	54
Modelo (Catalogo de Martin)	TS1228	TS1254
Paso diametral	12	
Ángulo de presión	20°	
Material	Acero de grado 1, templado por llama o inducción	

A fin de garantizar la correcta transmisión de potencia y velocidad desde el motor hacia el mecanismo se decidió analizar la unión entre el piñón impulsor (P), el engrane (E) y el engrane loco (EL). En la Figura 3.3 se muestra con una escala de 1 la deformación de los elementos en función de la carga que deben soportar. Como es de esperarse, el piñón es el que soporta una mayor carga, lo que genera una mayor deformación, especialmente en las zonas más alejadas de su centro de masa, es decir, sus dientes; donde los valores registrados son de 0.0098 mm lo cual, si bien puede ser considerado pequeño, podría repercutir en la vida útil de los elementos de transmisión.

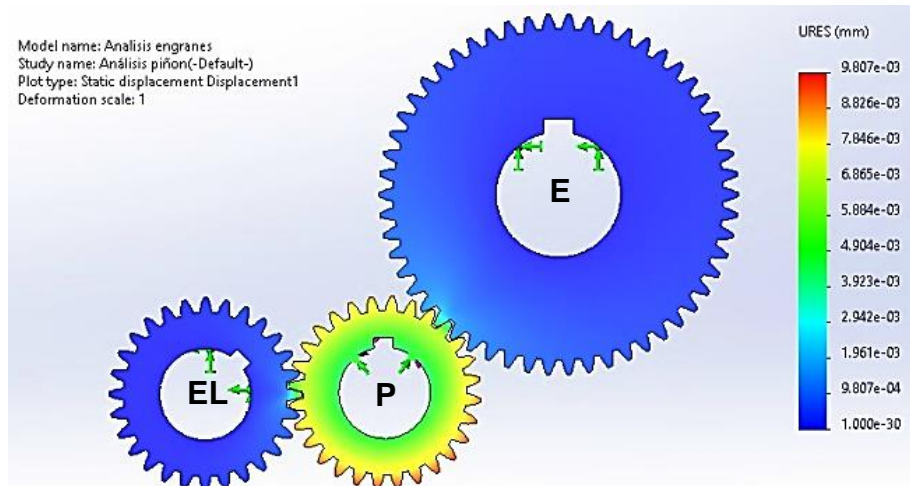


Figura 3.3 Desplazamiento por carga de los engranes

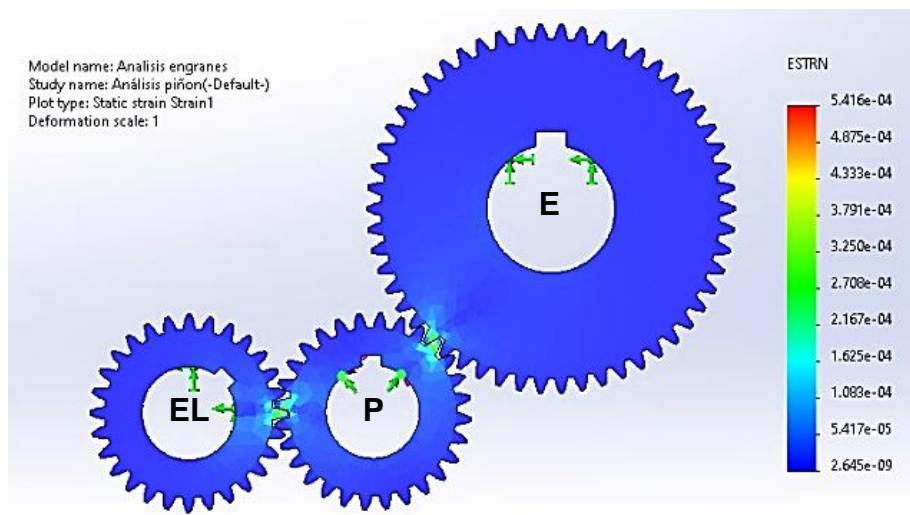


Figura 3.4 Análisis de tensión estática de los engranes

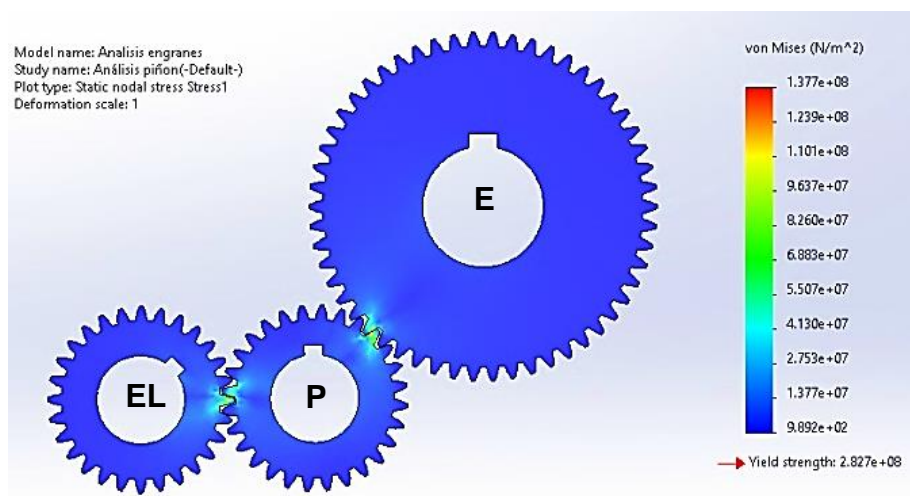


Figura 3.5 Análisis de fatiga de los engranes

La Figura 3.4 denota la tensión estática a la que son sometidos los dientes de cada uno de los engranas en el/los puntos de contacto entre los elementos. Mientras que en la Figura 3.5 se puede observar el análisis de fatiga del conjunto. Para ambos casos el más afectado sigue siendo el piñón impulsor dado que este posee dos puntos de contacto, experimentando un esfuerzo doble, lo cual fue considerado en los cálculos mecánicos que respaldan su selección.

3.1.2 Eje de transmisión

Según lo detallado en el Apéndice C, tras realizar un reconocimiento de las fuerzas presentes en el sistema y mediante un análisis de fatiga por esfuerzos combinados de von Mises, bajo el criterio conservador de Goodman se diseñó un eje de acero inoxidable constituido por tres secciones, cuya geometría se detalla en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Geometría del eje

Sección	Diámetro mínimo [mm]	Diámetro de diseño [mm]
A	39.62	42.67
B	49.28	50.8
C	51.82	63.5

En la Figura 3.6 se visualiza el desplazamiento del eje en función de las cargas externas que soporta y su propio peso con un factor de escala de 1000. El mayor desplazamiento lineal, como era de esperarse, ocurre alrededor de la zona con máximo momento flector. Mientras que los puntos de menor desplazamiento corresponden a los que se ubican en la zona del soporte por medio de cojinetes. La Figura 3.7 ilustra el análisis de fatiga del eje por esfuerzos de von Mises, con una escala de 1000, en la cual se puede observar un comportamiento aceptable, dentro de los parámetros

aceptables de diseño, lo que implica que bajo las cargas sometidas, el eje no fallará por fatiga.

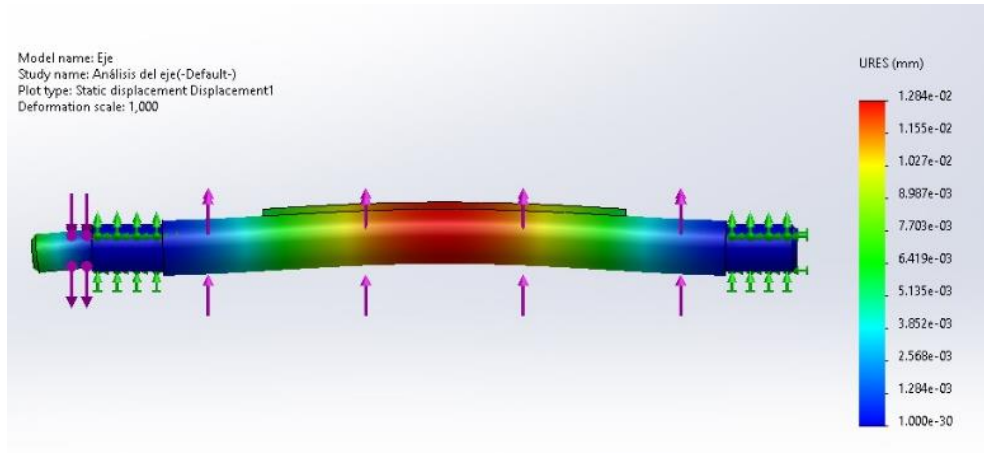


Figura 3.6 Deformación lineal debido a las cargas

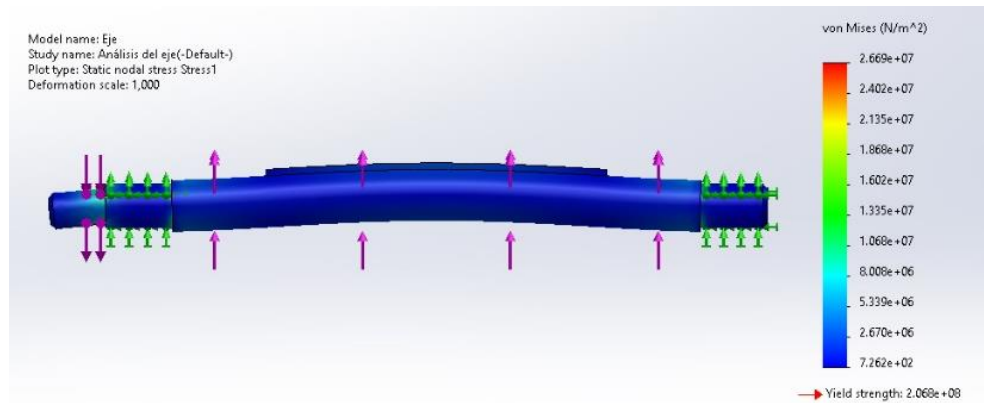


Figura 3.7 Análisis de fatiga por esfuerzos de von Mises

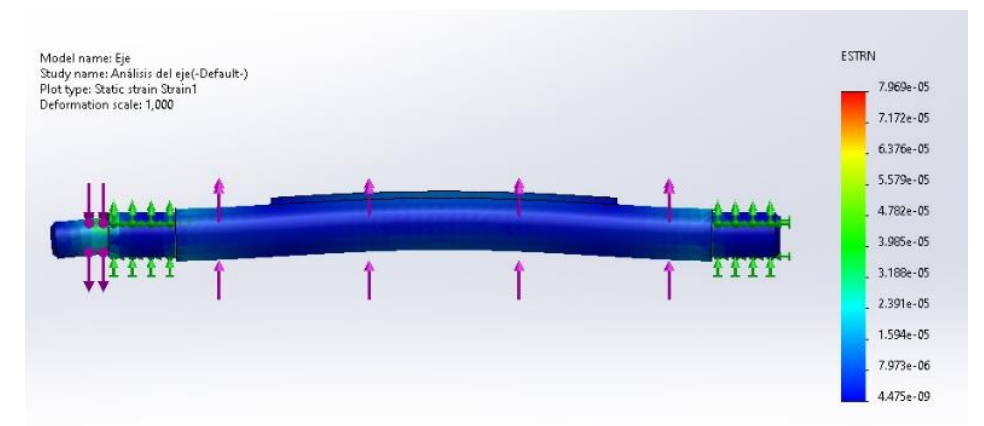


Figura 3.8 Análisis de tensión estática

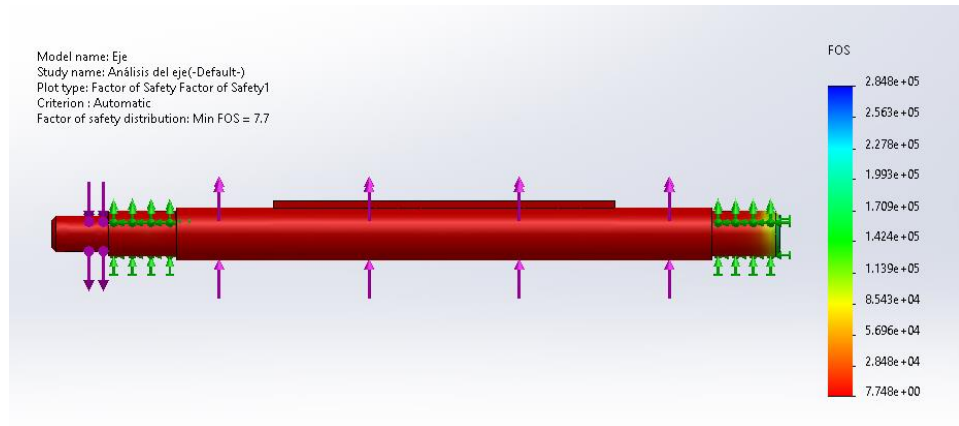


Figura 3.9 Factor de seguridad

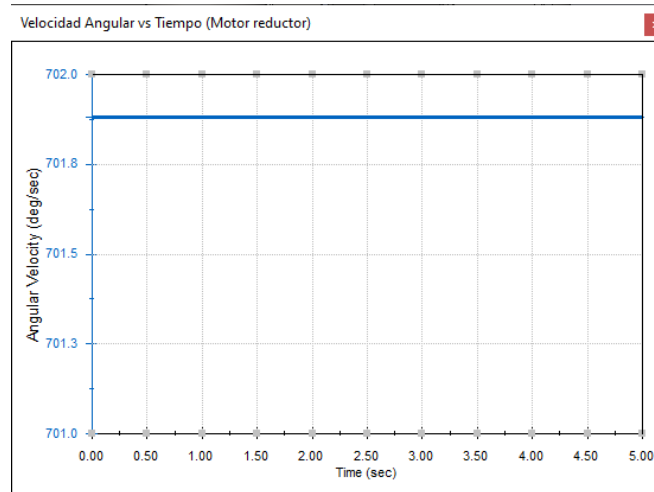


Figura 3.10 Velocidad del motor

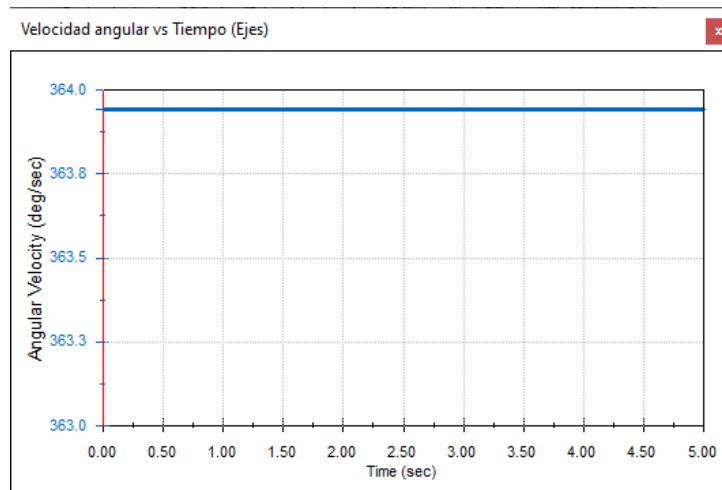


Figura 3.11 Velocidad de rodillos de pelado

En la Figura 3.8 se evidencia el análisis de tensión estática, también en una escala de 1000, el cual de manera similar al desplazamiento ocurre

en una zona central del eje, así como también en la sección en la que se acopla el mecanismo. Finalmente, en la Figura 3.9 se puede observar la estimación del factor de seguridad que se considera posee el eje. Tras analizar el comportamiento de este elemento bajo la influencia de las fuerzas que actúan sobre él, se acepta la validez de su diseño para la aplicación propuesta.

En las Figura 3.10 y Figura 3.11 se observan las gráficas de velocidades del motor y del rodillo respectivamente. Con estos resultados es posible corroborar la relación de velocidad determinada inicialmente.

3.2 Diseño del tablero eléctrico

En la Figura 3.12 se muestra el tablero de control diseñado para accionar el mecanismo de pelado a dos velocidades diferentes, junto con bandas de ingreso/salida. Cuenta también con luces pilotos para monitorear el estado de los actuadores, así como también posee un pequeño sistema de seguridad de bajo costo, con el cual se busca garantizar una operación con la menor probabilidad de riesgos.

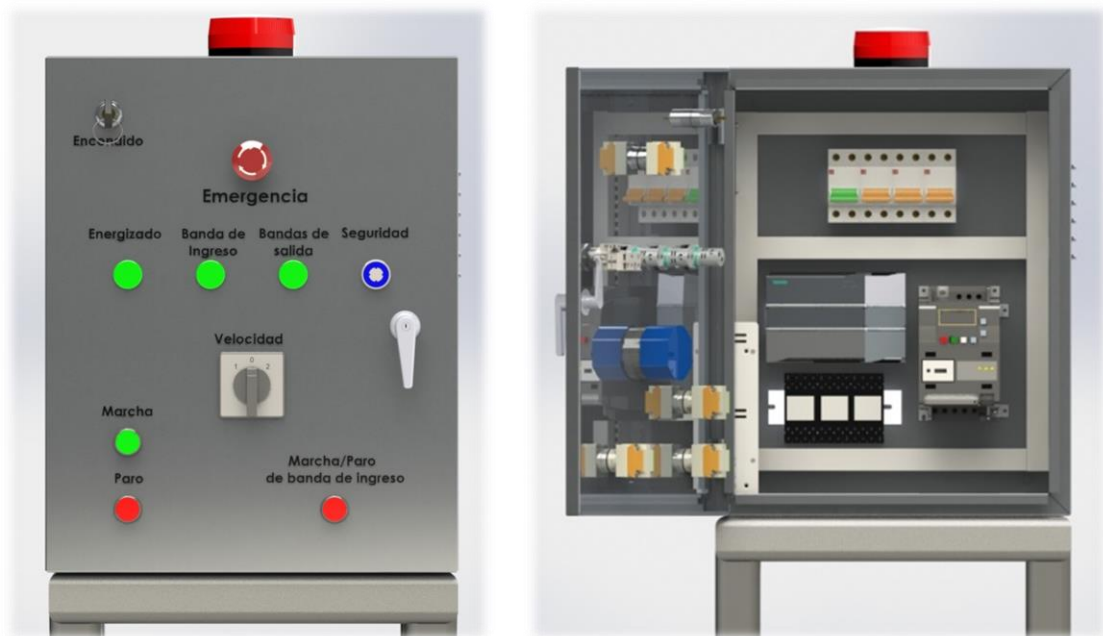


Figura 3.12 Vista exterior de tablero de control (izq) e interior de tablero de control (der) con detalle de componentes eléctricos.

En la Figura 3.13 se explica mediante un diagrama de flujo la lógica de funcionamiento del sistema de la máquina, según el estado de los componentes eléctricos y el accionamiento de los mismos desde el tablero de control.

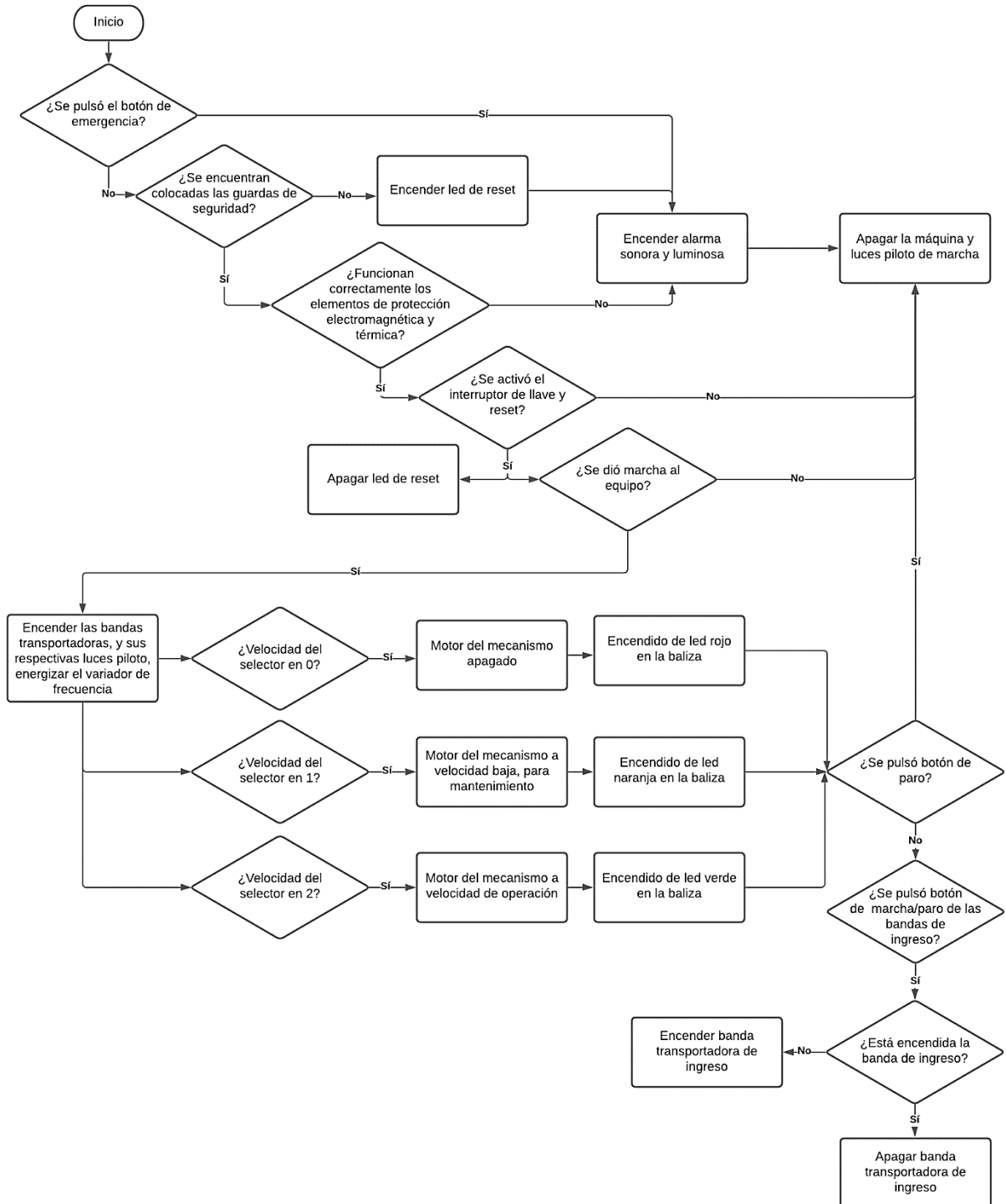


Figura 3.13 Diagrama de flujo del funcionamiento eléctrico del sistema

3.2.1 Esquemas de fuerza y control

Para simular las conexiones de fuerza y control de los actuadores principales del sistema se utilizó el software CadeSimu. Es importante considerar que el motor seleccionado es monofásico, pero al conectarlo a un variador de frecuencia de una fase, es necesario realizar una modificación interna en su cableado para conectarlo a los tres terminales de salida del variador. En el apéndice C se puede observar el detalle de las conexiones de fuerza y control, así como la programación Ladder.

En la Figura 3.14 puede observar la simulación del mecanismo puesto en marcha con el mecanismo de pelado a su velocidad de operación, el circuito de control equivalente para este estado se muestra en la Figura 3.16.

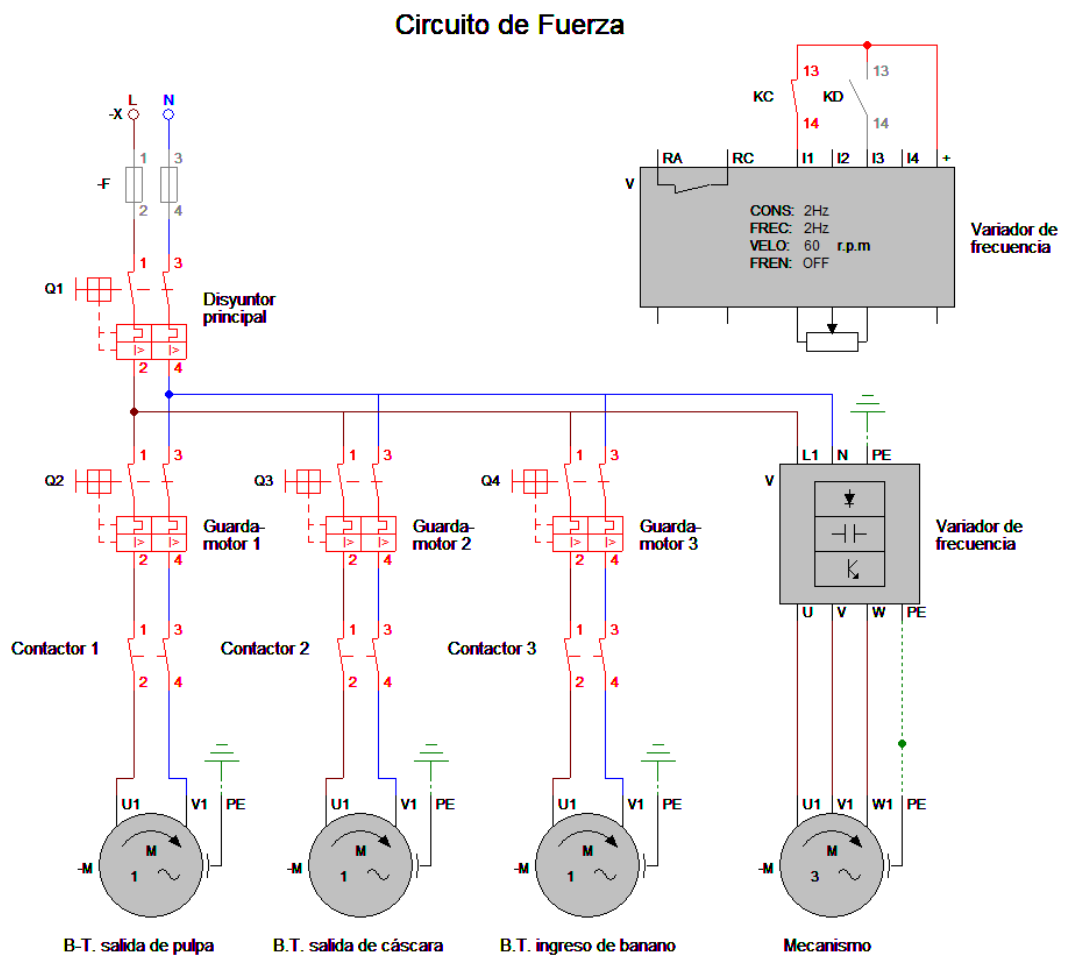
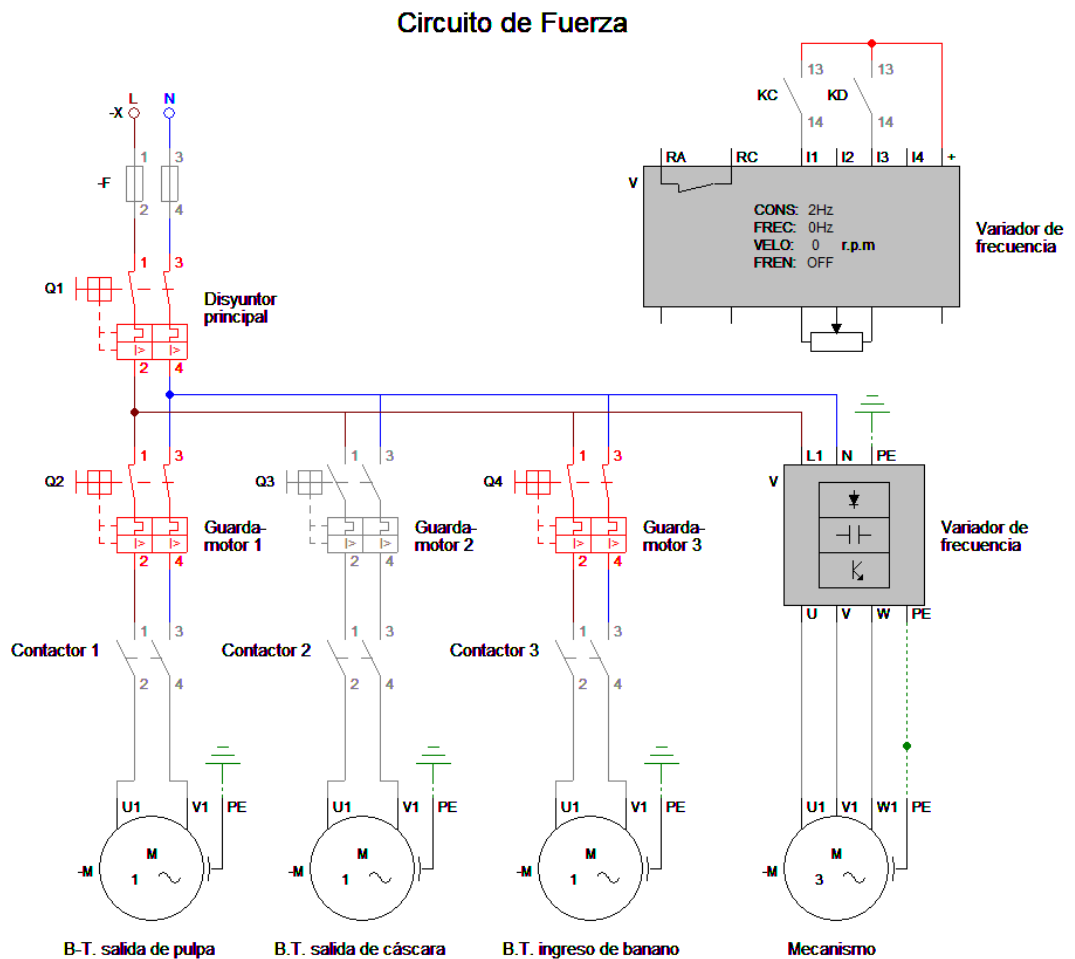


Figura 3.14 Accionamiento de actuadores

Mientras que en la Figura 3.15 es posible notar como el sistema se detiene a causa de detectar la falla magnetotérmica en uno de los motores, por lo que de inmediato desconecta todo el sistema hasta que éste sea debidamente revisado y se vuelva a poner en marcha. El equivalente de control se ilustra en la Figura 3.17.

Finalmente, en la Figura 3.18 se ejemplifica el paro del sistema a causa de la remoción de una de las guardas de seguridad, en esta situación, se restringió el arranque del sistema hasta que se coloque la guarda y se presione el pulsador marcha.



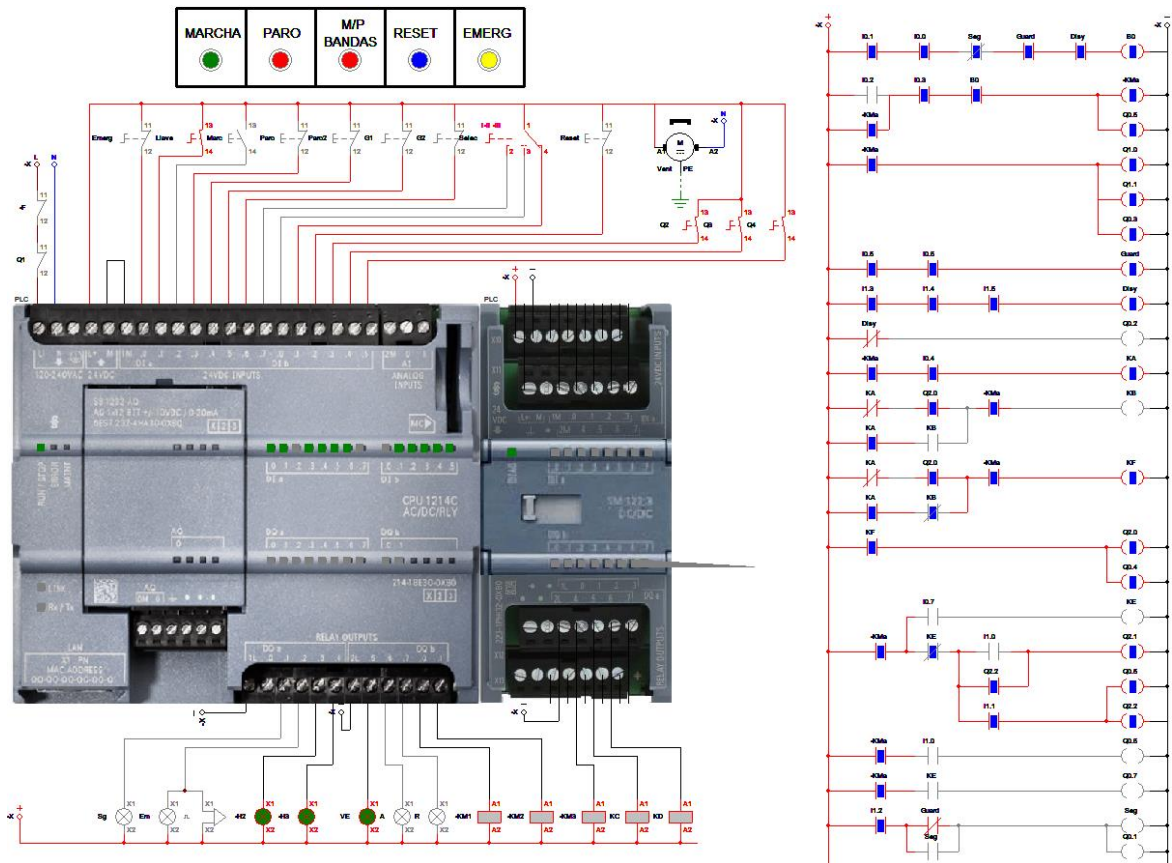


Figura 3.16 Arranque del sistema con mecanismo en su velocidad de operación

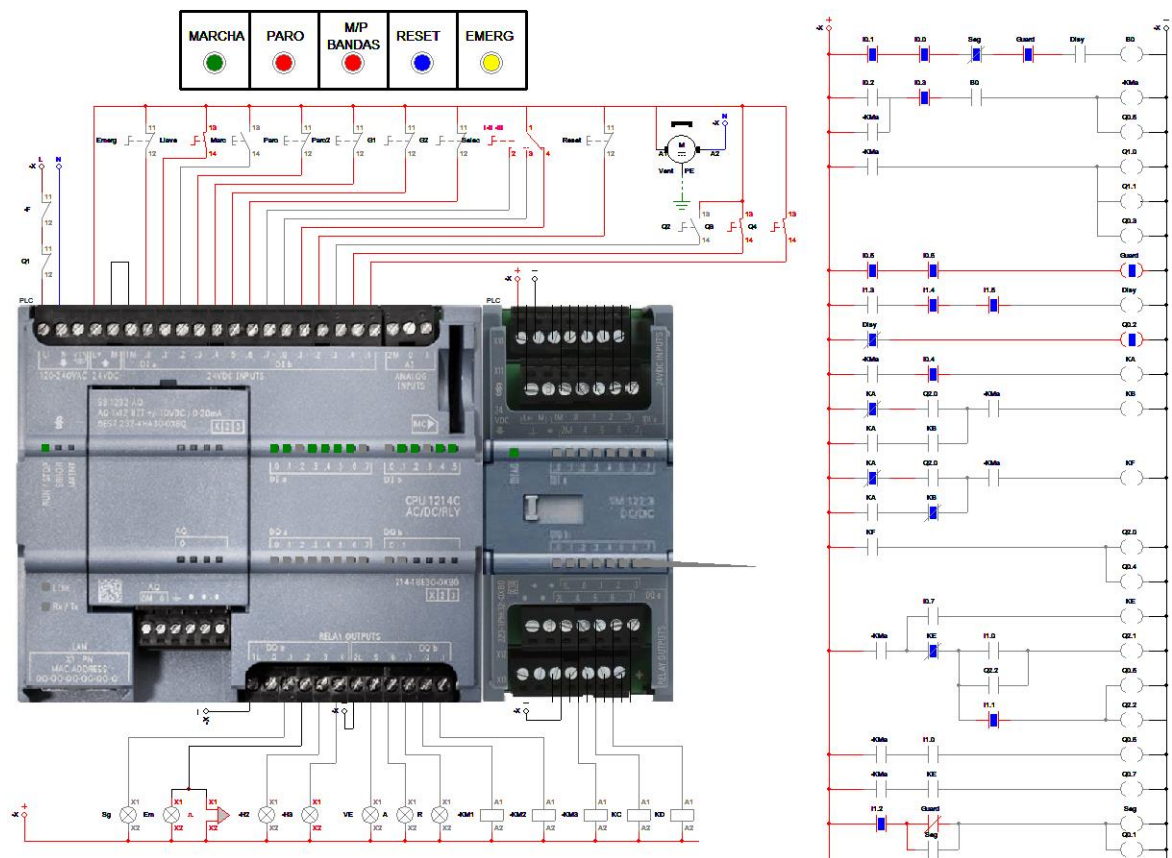


Figura 3.17 Paro del sistema por falla magnetotérmica

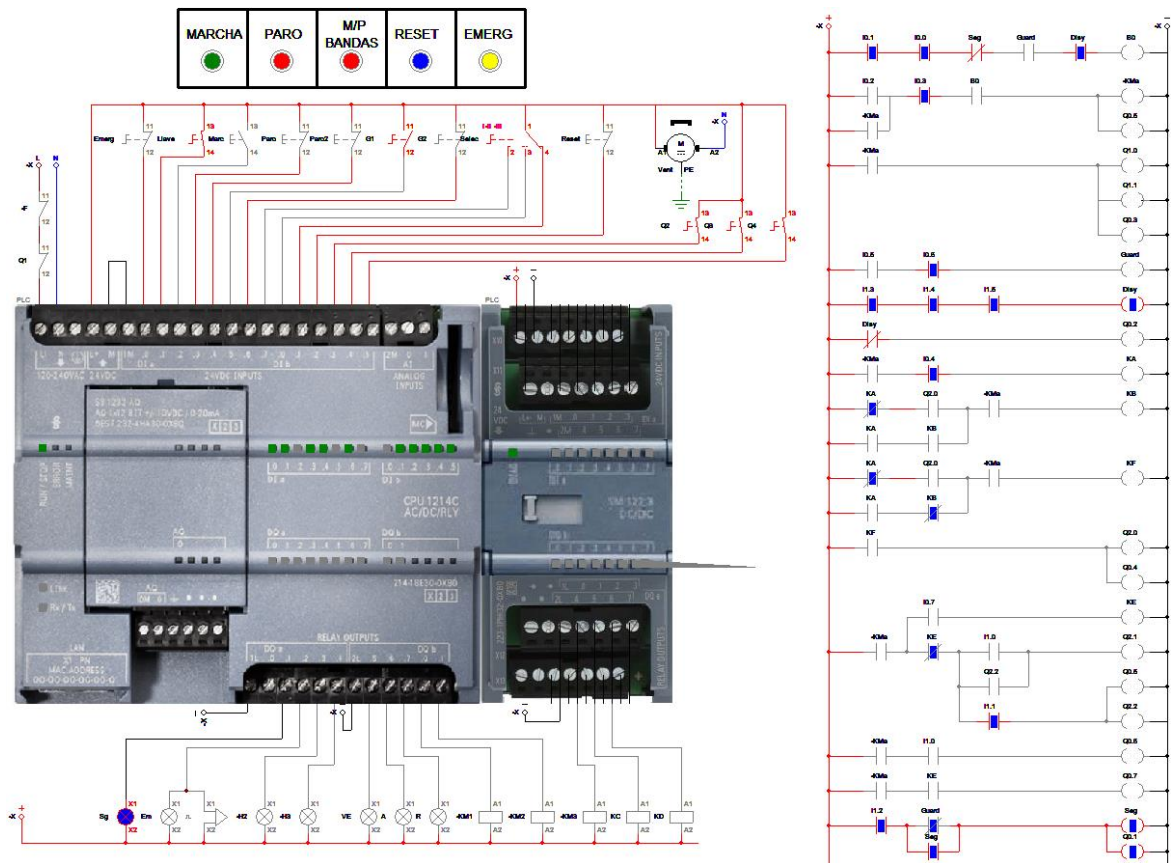


Figura 3.18 Paro del sistema por falla de seguridad (remoción de guarda)

3.3 Análisis de costos

En la Tabla 3.3 se detallan los costos de los rubros considerados para el diseño mecánico, eléctrico y de control; así como también un costo por diseño e instalación y puesta en marcha del equipo.

Como se puede observar, según lo descrito en el detalle de la cotización, el mayor porcentaje de costo se centra en la parte mecánica. Esto debido a que se contempla el precio de la adquisición de materiales y construcción de la estructura, así como también el maquinado de los componentes del mecanismo de pelado. Es importante mencionar que el material seleccionado encarece el sistema dado que se ha considerado de grado alimenticio por estar en contacto con el producto, siendo estos: acero inoxidable SAE 304 y POM.

Tabla 3.3 Cotización de rubros

Tipo de sistema	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio UNIT (USD)	Precio Total (USD)
Mecánico	Piñón Martin, TS1228 tipo B	2	u	\$ 99.31	\$ 198.61
	Engranaje Martin, TS1254 tipo B	2	u	\$ 118.62	\$ 237.25
	Motorreductor WEG, 1,5 HP N03329	1	u	\$ 790.00	\$ 790.00
	Motorreductor monofásico WEG de 1HP 43 Rpm	3	u	\$ 630.00	\$ 1,890.00
	Fabricación y mecanizado de eje en acero inoxidable AISI 304	2	u	\$ 700.00	\$ 1,400.00
	Fabricación y mecanizado de disco dentados de 12 mm en POM	34	u	\$ 74.26	\$ 2,524.84
	Fabricación y mecanizado de espaciador de 10 mm en POM	38	u	\$ 52.00	\$ 1,976.00
	Elementos de sujeción (Pernos, arandelas, tuercas)	1	u	\$ 100.00	\$ 100.00
	Chumacera y rodamiento 2" en acero inoxidable	4	u	\$ 650.75	\$ 2,603.00
	Chumacera y rodamiento de 1 3/8" en acero inoxidable	1	u	\$ 100.00	\$ 100.00
	Materiales y construcción de estructura (mecanismo de pelado + bandas)	1	u	\$ 5,000.00	\$ 5,000.00
Eléctrico y de control	PLC Siemens Simatic S7-1200	1	u	\$ 665.00	\$ 665.00
	Variador de Frecuencia Siemens SV20	1	u	\$ 232.00	\$ 232.00
	Disyuntor diferencial DZ47LE-32 1P+N C25 30mA	1	u	\$ 22.00	\$ 22.00
	Contactador bipolar 220V	3	u	\$ 15.00	\$ 45.00
	Guardamotor WEG MPW40 6.3-10A	1	u	\$ 29.67	\$ 29.67
	Guardamotor WEG MPW40 4-6,3 A	3	u	\$ 27.20	\$ 81.60
	Fusible	1	u	\$ 15.00	\$ 15.00
	Botón de paro de emergencia	1	u	\$ 5.50	\$ 5.50
	Interruptor de llave	1	u	\$ 4.95	\$ 4.95
	Selector 3 posiciones	1	u	\$ 27.26	\$ 27.26
	Pulsador iluminado	1	u	\$ 14.05	\$ 14.05
	Pulsador de marcha	1	u	\$ 4.50	\$ 4.50
	Pulsador de paro	2	u	\$ 4.50	\$ 9.00
	Interruptor magnético de seguridad Siemens 3SE6704-3BA	2	u	\$ 64.00	\$ 128.00
	Baliza indicadora para mecanismo	1	u	\$ 40.00	\$ 40.00
	Baliza luz estroboscópica	1	u	\$ 15.00	\$ 15.00
	Luz piloto verde	3	u	\$ 2.50	\$ 7.50
Tablero eléctrico + estructura de soporte	1	u	\$ 300.00	\$ 300.00	
Gastos Varios	Diseño, mano de obra	1	GLB	\$ 4,000.00	\$ 4,000.00
	Instalación y puesta en marcha	1	GLB	\$ 2,000.00	\$ 2,000.00
	Viáticos	1	GLB	\$ 600.00	\$ 600.00
				TOTAL	\$ 25,065.73

Además, se tomó la cuenta un costo de diseño y mano de obra, considerando un tiempo de 100 horas de trabajo por persona (2), con una tarifa de \$20 por hora. Adicionalmente, se incluyó un costo de instalación y puesta en marcha de \$2,000 más \$600 de viáticos.

El costo de la máquina propuesta se asemeja al costo EXW (en la fábrica del país de origen) de otras de menor capacidad ofertadas comercialmente en plataformas como Alibaba, ver Tabla 3.4 y Figura 3.19. Si se considera el aumento de precio por transporte, seguro e impuestos en las máquinas importadas, la opción propuesta en este trabajo resulta más económica, con la ventaja de ser producida localmente.

Tabla 3.4 Comparativo de máquinas similares

MODELO	MARCA	CAPACIDAD	PRECIO EXW
SXB-2	Fusión	1.0 -1.2 ton/h	\$ 26,500.00
TPP-XJ1	TOPP	1.5 – 2.0 ton/h	\$ 20,000.00
SQY-VIC3	VIC	1.0 – 2.0 ton/h	\$ 25,799.00
Diseño propuesto	-	1.0 – 3.0 ton/h	\$ 25,065.00

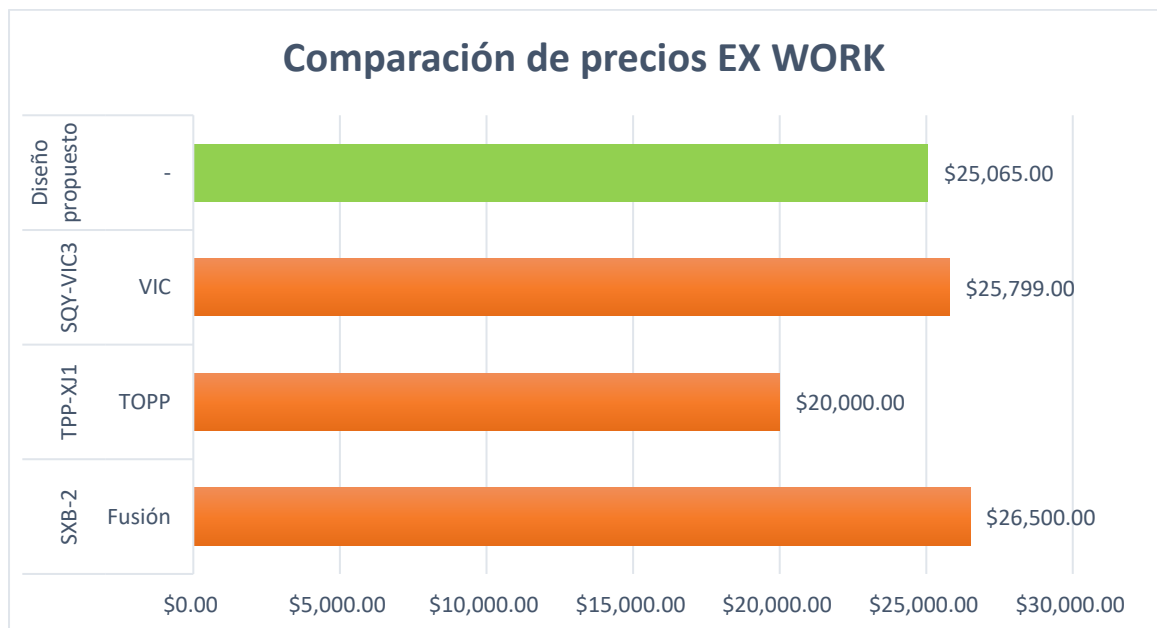


Figura 3.19 Comparativo de precios entre solución propuesta y modelos comerciales

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

La máquina propuesta se ideó con el objetivo de diseñar un sistema modular capaz de cumplir con la funcionalidad y capacidad requerida, otorgando además la ventaja de ejecutar la tarea de pelado de forma paralela entre varios de estos equipos, evitando un paro imprevisto de la línea de producción en caso de fallas del sistema. Esta consideración fue indispensable dado que la etapa de pelado representa un punto crítico en el proceso de preparación de *flake* de banano.

El diseño de los componentes principales del mecanismo de pelado fue validado mediante un análisis de elementos finitos, mismo que fue simulado en el software SolidWorks. En el caso del eje se determinó un factor de seguridad de 7.7 lo que permitió inferir que para las cargas de trabajo a las que se encuentra sometido, el eje no fallará por fatiga. Mientras que el piñón impulsor, considerado como el elemento crítico del sistema de transmisión de potencia dado que posee dos puntos de contacto, no presenta deformaciones estáticas ni fallas por fatiga considerables en sus dientes. Esto permite concluir que los elementos diseñados y seleccionados son válidos para la aplicación.

Mediante la implementación de un sistema de monitoreo y control de bajo costo se diseñó un tablero eléctrico a través del cual es posible controlar el accionamiento de los actuadores del sistema, así como también monitorear su estado por medio de luces piloto y una alarma sonora. El sistema fue diseñado considerando parámetros de seguridad para su arranque, regulados por factores magnetotérmicos y/o situaciones de inseguridad para la operación del equipo.

La lógica de control del sistema fue validada mediante la simulación de los componentes de fuerza y control en el software CadeSimu, el cual permitió

visualizar el comportamiento y funcionalidad de cada uno de estos elementos en tiempo real, considerando las implicaciones del sistema de seguridad para salvaguardar el bienestar de los operadores que manejen la máquina, así como proteger a los elementos de posibles fallas electromagnéticas o térmicas que pudieran presentarse por condiciones externas o malas prácticas de operación.

Se considera que la implementación de la máquina diseñada sería rentable dado que su costo se asemeja al de otras máquinas de características similares presentes en el mercado internacional. Además, dado que se prevé reducir los costos de operación en un 80%, el capital invertido se recuperaría a mediano plazo.

4.2 Recomendaciones

El presente trabajo consideró el tamaño promedio de un banano procesado por la empresa. Sin embargo, para la construcción de la máquina se recomienda modificar el mecanismo de transmisión de forma que éste pueda ajustarse para fijar los rodillos a diferentes distancias. Según lo indicado por el cliente, existen ciertas etapas del año en las que sí se detectan variaciones considerables en la fruta, por lo que sería un plus para el mecanismo ofrecer la facilidad de regular la distancia entre los rodillos de forma manual o automática, para que éste cumpla con su objetivo de diseño sin remover demasiada pulpa de la cáscara y reduciendo el riesgo de que se envíe cáscara con la pulpa.

No se recomienda ingresar banano o plátano verde al mecanismo de pelado, dado que al poseer un menor grado de maduración su cáscara es más dura y se encuentra más adherida a la pulpa, lo cual podría aumentar los requerimientos de potencia del mecanismo, además de no producirse el suficiente agarre y desprendimiento por parte de los dientes diseñados.

En caso de requerir más posiciones de velocidad para el mecanismo se recomienda seleccionar un motor de mayor velocidad, de forma que se puedan establecer mediante la programación del controlador lógico y el variador de frecuencia niveles de velocidad por encima y debajo de la óptima.

Esto permitiría acelerar el proceso, sin embargo, estaría sujeto a pruebas ya que no se ha experimentado con esta variación, por lo que en caso de querer aumentar la capacidad de la máquina se recomendaría también alargar los rodillos.

Para la limpieza de la máquina se recomienda remover la tolva principal, de forma que se acceda al interior del mecanismo sin entrar en contacto con el sistema de transmisión de potencia. Se recomienda también remover las bandas transportadoras de salida para su limpieza en caso de ser posible. Y rociar agua a presión sobre los rodillos y paletas para remover fácilmente la pulpa y/o cáscara adherida. Esta práctica debería realizarse al menos una vez al día dado el rápido tiempo de oxidación de la fruta.

Se recomienda realizar las tareas de lubricación de los rodamientos de la máquina al menos dos veces por semana, procurando utilizar grasa de grado alimenticio categoría H1, tal como se indica previamente en este trabajo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] “Informe Sector Bananero Ecuatoriano,” Quito, Dec. 2017. Accessed: Jun. 07, 2021. [Online]. Available: <https://www.produccion.gob.ec/wp-content/uploads/2019/06/Informe-sector-bananero-español-04dic17.pdf>.
- [2] “Our banana story - Diana Food.” <https://www.diana-food.com/sourcing-sustainability/sourcing-expertise/our-banana-story/>
- [3] Ministerio de Agricultura y Ganadería, “Producción bananera de Ecuador será fortalecida – Ministerio de Agricultura y Ganadería.” <https://www.agricultura.gob.ec/produccion-bananera-de-ecuador-sera-fortalecida/>.
- [4] Symrise, “Everything’s Bananas! | Symrise Annual Report 2016/17,” 2016. <https://cr2016.symrise.com/magazine/everythings-bananas>.
- [5] C. Mella, “La exportación de banano crece un 9,3% hasta agosto de 2020,” *Economía*, Oct. 21, 2020. <https://www.primicias.ec/noticias/economia/exportacion-banano-crece-enero-agosto/>.
- [6] N. York, “UNITED NATIONS CONFERENCE ON TRADE AND DEVELOPMENT BANANA An INFOCOMM Commodity Profile UNCTAD Trust Fund on Market Information on Agricultural Commodities,” 2016.
- [7] Jaramillo Eduardo and Argüello Alejandro, “Ecuador, líder en la producción de banano | Ekosnegocios,” Feb. 11, 2020. <https://www.ekosnegocios.com/articulo/ecuador-lider-en-la-produccion-de-banano>.
- [8] “Baby Banano - Be Youtiful And Health.” <http://bhec.com.ec/maracuya-4/>.
- [9] Jimmy Junior Cedeño Gonzalez and Héctor Duarte Suarez, “Exportación de baby banana (banana orito) al mercado de Alemania,” *Revista Observatorio de la Economía Latinoamericana, Ecuador*, Nov. 2017. <https://www.eumed.net/cursecon/ecolat/ec/2017/exportacion-banana.html>.
- [10] “Banano rojo: El plátano que sabe a frambuesa y es originario de Ecuador -,” Oct. 02, 2020. <https://www.portalfruticola.com/noticias/2020/10/02/banano-rojo-el-platano-que-sabe-a-frambuesa-y-es-originario-de-ecuador/>.
- [11] (FAO) Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura, “BUENAS PRÁCTICAS AGRÍCOLAS PARA BANANOS.” Accessed: Jun. 10, 2021. [Online]. Available: <http://www.fao.org/3/i6917s/i6917s.pdf>.

- [12] “Sistema experto en banano.”
http://www.agritech.tnau.ac.in/expert_system/banana/harvest&post.html#top.
- [13] “Banana peeling machine,” Sep. 1982.
- [14] I. G. Almeida and J. Luis, “UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO FACULTAD CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELADORA Y REBANADORA DE PLÁTANO PARA FRITURAS.”
- [15] Tropical Food Machinery, “AUTOMATIC BANANA PEELER ‘CERERE 6000,’”
Machine details.
https://www.tropicalfood.com.br/novo_site/produto.php?id_produto=2600&lingua=en.
- [16] “Pasen Machine.” <http://www.pasenmachinery.com/>.
- [17] WEG - CESTARI, “Catálogo WCG20,” Mar. 2019. www.wegcestari.com.
- [18] WEG, “Motor Eléctrico Monofásico Catálogo Comercial Mercado Latinoamericano.” <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h35/h2b/WEG-w22-motor-electrico-monofasico-50070884-brochure-spanish-web.pdf>.
- [19] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta Edició. PEARSON EDUCACIÓN, 2006.
- [20] Martin, “EL GRAN CATÁLOGO 4000.” Accessed: Aug. 13, 2021. [Online]. Available: www.martinsprocket.com/Actualizaciones.

APÉNDICES

APÉNDICE A

RECOPIACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

- **Dimensiones del banano**

Con la finalidad de definir una geometría promedio del banano usado para la aplicación se tomaron mediciones de 25 de estas frutas, como se detalla en la Figura A.1 y Tabla A.1.

Tabla A.1 Dimensiones promedio de bananas

#	A [cm]	B [cm]	C [cm]	Peso [Kg]
1	19.00	24.50	4.00	0.16
2	19.00	24.00	4.25	0.21
3	17.50	23.50	4.00	0.16
4	19.00	25.00	4.00	0.35
5	18.50	26.50	4.20	0.20
6	19.00	27.00	4.10	0.19
7	16.00	23.00	4.15	0.18
8	19.00	27.75	4.30	0.20
9	19.00	26.50	4.00	0.20
10	19.50	25.50	4.50	0.20
11	21.00	24.50	3.75	0.16
12	17.40	21.50	3.80	0.16
13	19.50	25.00	4.50	0.20
14	21.50	25.50	4.30	0.19
15	19.00	25.50	4.00	0.19
16	20.00	28.00	3.70	0.19
17	18.00	22.50	4.50	0.20
18	17.50	22.00	4.00	0.17
19	20.50	25.00	4.10	0.21
20	17.00	23.00	4.00	0.16
21	21.00	25.00	4.10	0.21
22	18.00	24.00	4.25	0.21
23	19.00	24.50	3.70	0.19
24	19.50	25.00	4.00	0.20
25	19.00	24.00	3.80	0.19
PROMEDIO	18.94	24.73	4.08	0.20

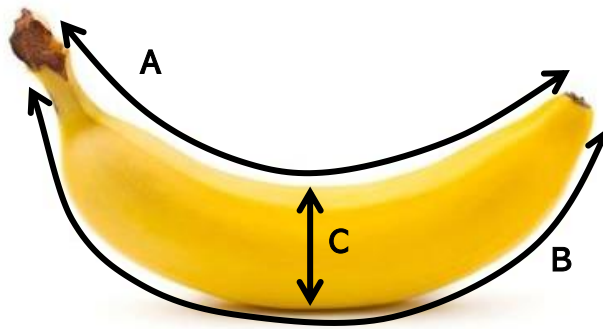


Figura A.1 Dimensiones del banano

- **Análisis de indicadores**

Con la finalidad de definir el impacto que generará el proyecto dentro de la línea de producción, se realizó un estudio respecto a la cantidad, en porcentaje, de materia prima desperdiciada a lo largo de la etapa de pelado. Esta información se encuentra detallada en la Figura A.2; y en la Figura A.3 se observa un estimado porcentual de los costos de operación, en el que se contempla la cantidad de peladoras actuales debido al aumento de la demanda, en contraste con los costos operacionales que se tendrían al implementar el diseño planteado.

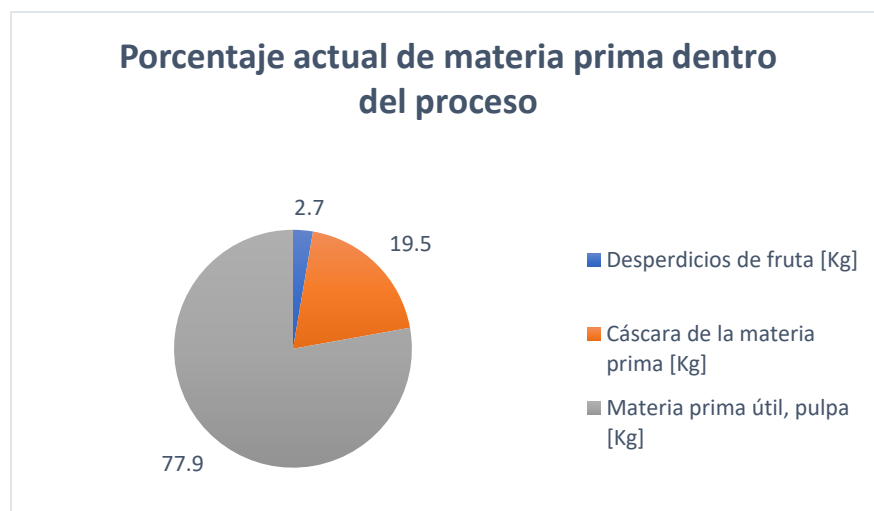


Figura A.2 Porcentaje de desperdicio de banana

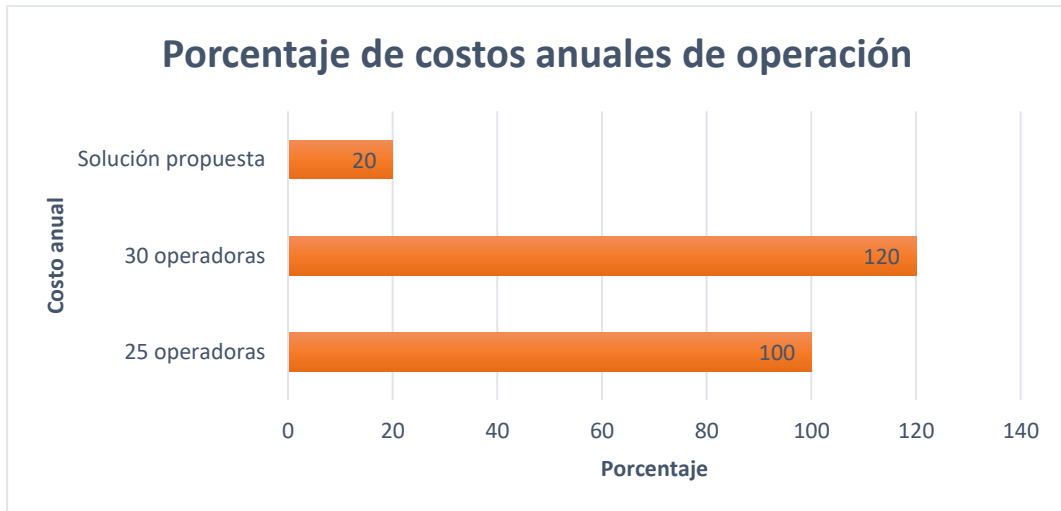


Figura A.3 Porcentajes de costos de operación en diferentes escenarios

APÉNDICE B

DISEÑO DE ENGRANES

Para empezar con el diseño de los engranes es necesario definir inicialmente algunos parámetros. Según las especificaciones del motor seleccionado, se tienen los siguientes datos:

- **Potencia:** 1.5 HP
- **Velocidad angular de entrada:** 116.98 rpm
- **Velocidad angular deseada de salida:** 55.6 rpm

Por recomendación de AGMA se prefiere diseñar engranes rectos con ángulo de presión de 20°. Como referencia de número de dientes comerciales se toma del catálogo del fabricante Martin, un piñón de 28 dientes, conociendo además la velocidad angular de entrada el motor de 116.98 rpm y la potencia de diseño transmitida, misma que se considera igual a la potencia de entrada dado que tanto la fuente de potencia como la máquina impulsada mantendrán un comportamiento uniforme, como se observa en la Figura B.1. Estos dos parámetros permiten estimar el paso diametral tentativo del piñón a diseñar, mediante el uso de la gráfica mostrada en la Figura B.2, de la cual determinamos un P_d de 12 pulgadas.

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Figura B.1 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o según AGMA 2001-C95 [19]

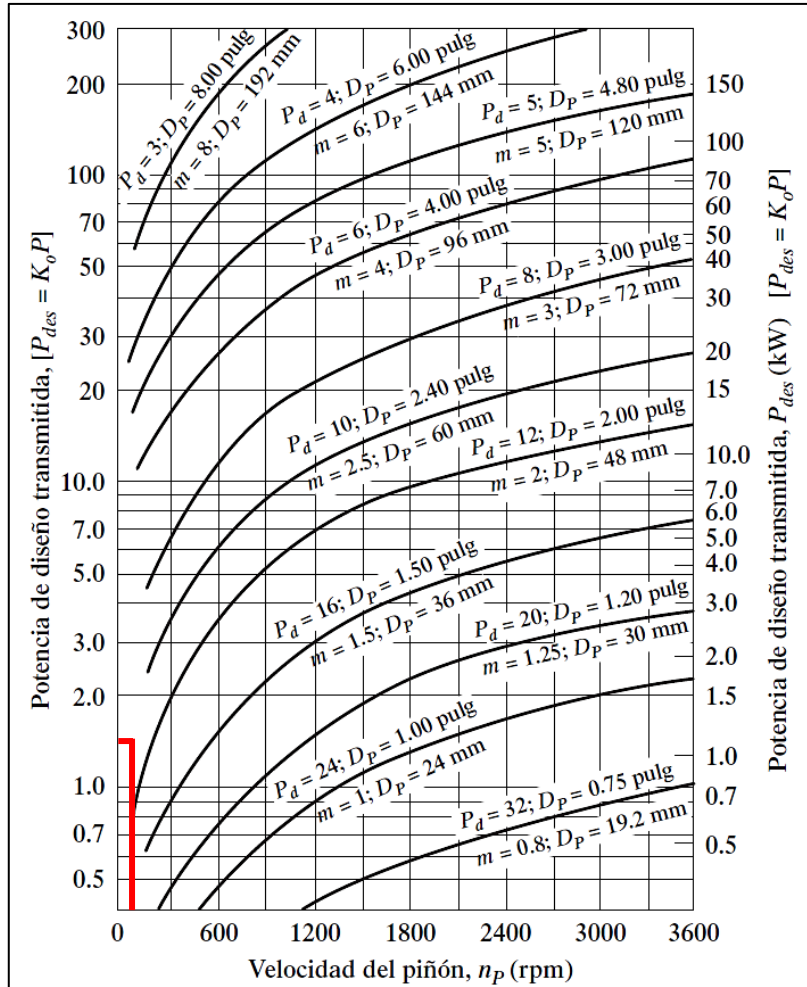


Figura B.2 Potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del piñón para engranes rectos con distintos pasos y diámetros, según AGMA 2001-C95 [19]

Para seleccionar el engrane que usará para la transmisión se estudia la relación de velocidad en base a las velocidades angulares conocidas mediante la ecuación B.1.

$$Vr = \frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_p} \quad (B.1)$$

$$N_g = \frac{\omega_p \cdot N_p}{\omega_g} = \frac{116.98 \cdot 28}{55.60} = 58.91 \text{ [dientes]}$$

Dado el resultado obtenido, se decidió seleccionar del catálogo de Martin un engrane de 54 dientes. Calculando ahora la relación de velocidad obtenida:

$$V_r = \frac{54 \text{ dientes}}{28 \text{ dientes}} = 1.93$$

$$\omega_g = \frac{\omega_p}{V_r} = \frac{116.98 \text{ rpm}}{1.93} = 60.61 \text{ [rpm]}$$

La velocidad obtenida es aceptable según los requerimientos de diseño establecidos, por lo que se considera correcta la selección de los dientes. Posterior a la selección se realiza un análisis minucioso para el diseño de engranes rectos, empezando por determinar los siguientes parámetros:

- Diámetros de paso (Ecuación B.2):

$$D = \frac{N}{P_p} \tag{B.2}$$

$$D_p = \frac{N_p}{P_p} = \frac{28}{12} = 2.33 \text{ [in]}$$

$$D_g = \frac{N_g}{P_g} = \frac{54}{12} = 4.5 \text{ [in]}$$

- Distancia entre centros (Ecuación B.3):

$$C = \frac{N_p + N_g}{2P_d} \tag{B.3}$$

$$C = \frac{28 + 54}{2 \cdot 12} = 3.42 \text{ [in]}$$

- Velocidad de la línea de paso (Ecuación B.4):

$$v_t = \frac{\pi \cdot D_p \cdot \omega_p}{12} \tag{B.4}$$

$$v_t = \frac{\pi \cdot 2.33 \cdot 116.98}{12} = 71.36 \left[\frac{ft}{min} \right]$$

- Carga transmitida (Ecuación B.5):

$$W_t = \frac{33000 \cdot P}{v_t} \quad (B.5)$$

$$W_t = \frac{33000 \cdot 1.5 [Hp]}{71.36 \left[\frac{ft}{min} \right]} = 693.67 [lb]$$

- Ancho de cara del piñón y engrane dado que ambos comparten el mismo paso diametral (Ecuación B.6)

$$F_{nominal} = \frac{12}{P_d} \quad (B.6)$$

$$F_{p,g} = \frac{12}{P_d} = \frac{12}{12} = 1 [in]$$

Debido la aplicación de la máquina y a las cargas que se estima soportar se prefiere usar acero como material de construcción para los engranes rectos, dado que posee un mayor módulo de elasticidad, es decir, que es capaz de admitir una deformación elástica considerable antes de fallar. De la tabla mostrada en la Figura B.3 podemos obtener el coeficiente elástico C_p del acero.

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Figura B.3 Coeficiente elástico de materiales, según AGMA 2001-C95 [19]

Otros de los parámetros de diseño importantes de considerar son el número de calificación de la exactitud de la transmisión Q_v , y los factores: dinámico K_v , geométrico para la flexión J , geométrico para picadura I , de distribución de carga K_m , de tamaño K_s ,

espesor de borde K_B , de servicio SF y de relación de durezas C_H . A continuación, se detalla cómo se determina cada uno de ellos.

- **Factor de exactitud de la transmisión Q_v y factor dinámico K_v**

El primero de ellos oscila entre 6 y 8 en diseños de este tipo, para esta aplicación se seleccionará un valor de exactitud de 7; mientras que el factor dinámico K_v puede determinarse usando la ecuación B.7, según la norma AGMA 2001-C95.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B \quad (B.7)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} \quad A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 1.16 \quad A = 41.013 \quad K_v = 1.175$$

- **Factores geométricos para la flexión J y picadura I**

Los factores geométricos para la flexión y picadura del juego piñón-engrane pueden determinarse con las gráficas mostradas en la Figura B.4 y Figura B.5 respectivamente; y la cantidad de dientes de estos dos elementos.

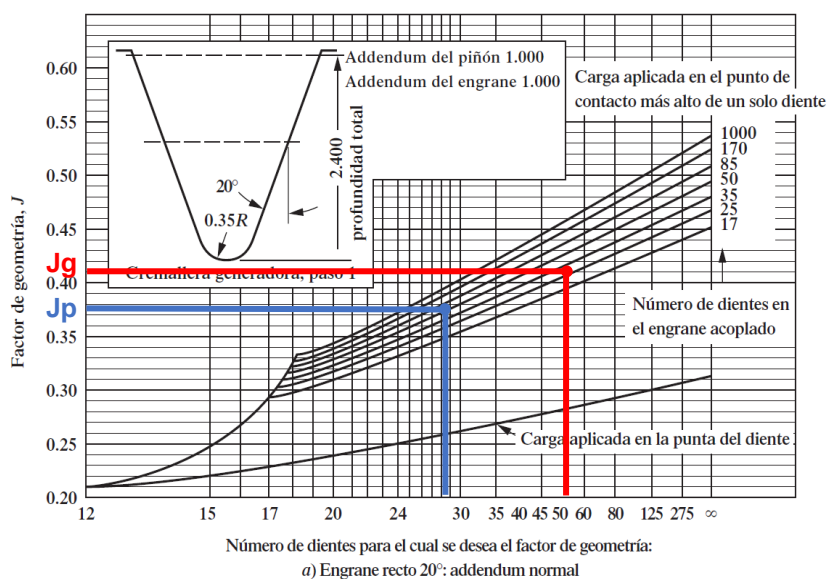
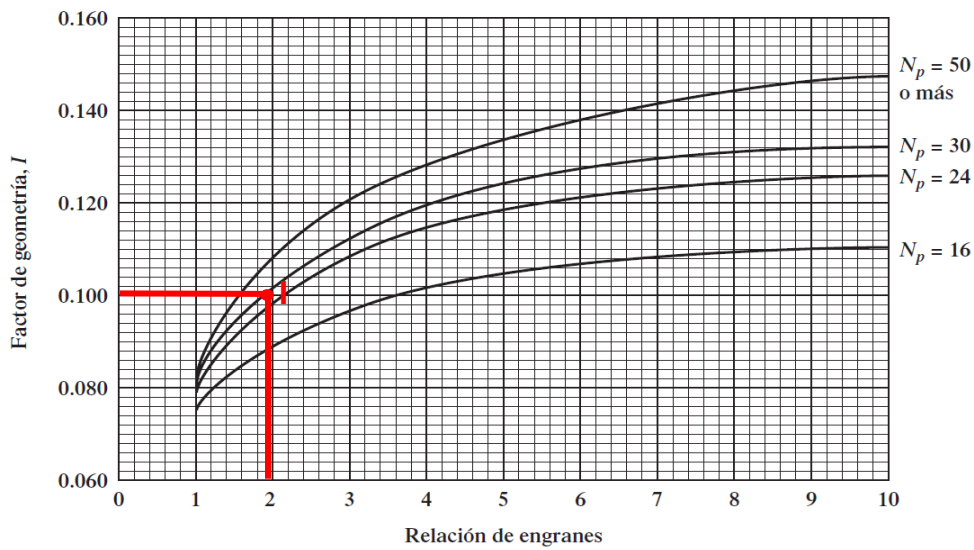


Figura B.4 Factor de geometría J , según AGMA 2001-C95 [19]



a) Ángulo de presión 20°, profundidad completa (addendum normal = $1/P_d$)

Figura B.5 Factor de geometría para piñones rectos, según AGMA 2001-C95 [19]

Obteniendo los siguientes valores:

$$J_p = 0.375$$

$$J_G = 0.41$$

$$I = 0.1$$

- **Factor de distribución de carga K_m**

Para determinar ese parámetro se puede hacer uso de la ecuación B.10. Sin embargo, antes es necesario determinar el factor de proporción del piñón C_{pf} y el factor de alineamiento del engrane. Según la norma AGMA 2001-C95, dado que el ancho de cara es igual a 1 pulgada, podemos usar la ecuación B.8. para determinar el factor de proporción, mientras que como los engranes se diseñan en base a unidades comerciales cerradas el segundo factor puede calcularse usando la ecuación B.9.

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot D_p} - 0.025 \quad (\text{B.8})$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 \cdot F - 1.093 \times 10^{-4} \cdot F^2 \quad (\text{B.9})$$

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad (\text{B.10})$$

$$K_m = 1.16$$

- **Factor de tamaño K_s**

Este parámetro puede ser determinado mediante la evaluación del paso diametral o el módulo métrico de los engranes, según lo establecido por AGMA, en la Figura B.6 se puede observar esta clasificación, en base a la cual se obtiene un factor de tamaño de 1.

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Figura B.6 Factores de tamaño sugeridos, según AGMA 2001-C95 [19]

- **Factor de espesor de borde K_B**

El factor de espesor de borde depende de la relación de respaldo del engrane m_B , misma que a su vez depende del espesor de la orilla t_R y la profundidad total del diente h_t , estos pueden determinarse con las ecuaciones B.11, B.12 y B.13.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (\text{B.11})$$

$$t_R = D_p - \frac{2(1,5)}{P_d} - 1.25 \quad (\text{B.12})$$

$$h_t = \frac{1}{P_d} + \frac{1.25}{P_d} \quad (\text{B.13})$$

$$m_B = 4.65$$

Según la norma AGMA como se puede observar en la Figura B.7 para valores de m_B superiores o iguales a 1.2 el factor de espesor es de 1.

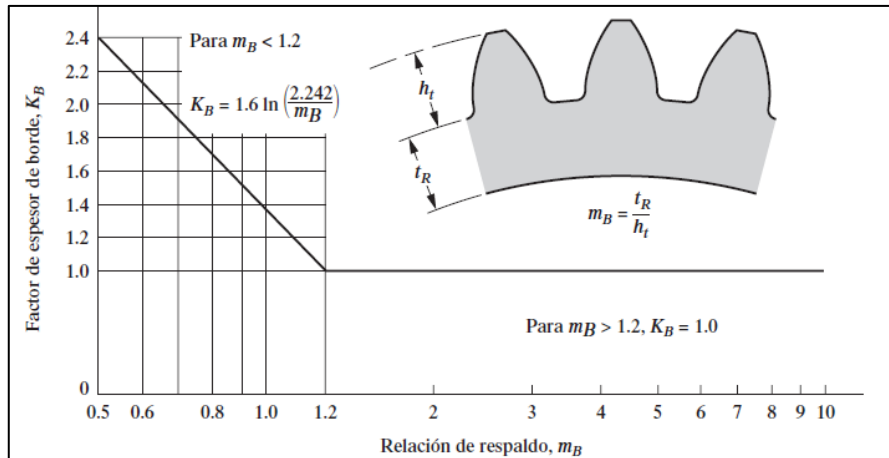


Figura B.7 Factor de espesor de borde, según AGMA 2001-C95 [19]

- **Factor de servicio SF**

Este valor depende de la aplicación y de la incertidumbre de los demás factores, en caso de suscitarse condiciones extraordinarias. Dado que se espera un sistema uniforme este factor se fija con un valor de 1.

- **Factor de relación de durezas C_H**

Este valor depende del material seleccionado para el piñón y engrane, sin embargo, dado que solo se ha definido que sea de acero, y el presente procedimiento busca definir el tratamiento adecuado, este factor se asume como 1 inicialmente.

- **Factor de confiabilidad K_R**

La Figura B.8 muestra los factores de confiabilidad que se recomiendan en función de la fiabilidad que en el sistema a diseñar. Para esta aplicación se espera contar con una fiabilidad del 99%, lo que implica un $K_R = 1$

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Figura B.8 Factor de confiabilidad [19]

Una vez definidos los parámetros de diseño antes descritos, es importante especificar también la vida de diseño de la máquina, así como los factores de esfuerzo de flexión y picadura por ciclos. Según la recomendación mostrada en la Figura B.9 se estimó una vida de diseño de 200,000 horas, dado que se trata de un equipo crítico en funcionamiento continuo. Es importante aclarar que este equipo se considera dentro del proceso como crítico ya que su funcionamiento es indispensable dentro de la línea de producción, en caso de que este equipo llegara a fallar la línea entera se vería afectada puesto que no se podría continuar de manera inmediata con el proceso.

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Figura B.9 Recomendación de vida de diseño según la aplicación [19]

El número de ciclos de carga de los elementos se determina con la ecuación B.14:

$$N_c = 60 \cdot H_v \cdot \omega \cdot \#_{\text{puntos de contacto}} m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (\text{B.14})$$

$$N_{c_{\text{piñón}}} = 60 \cdot 200000 \cdot 116.98 \cdot 2 = 2.8075 \times 10^9$$

$$N_{c_{\text{engrane}}} = 60 \cdot 200000 \cdot 60.61 \cdot 1 = 7.2732 \times 10^8$$

Según la norma AGMA 2001-C95 el factor por número de ciclos de esfuerzo de flexión Y_N puede definirse con la ecuación B.15, mientras que el factor por ciclos de esfuerzos Z_N puede determinarse según la ecuación B.16, para los puntos de esta aplicación.

$$Y_N = 1.3558 \cdot N_c^{-0.0178} \quad (\text{B.15})$$

$$Z_N = 1.4488 \cdot N_c^{-0.023} \quad (B.16)$$

$$Y_{N_{\text{piñón}}} = 0.9205 \quad Z_{N_{\text{piñón}}} = 0.8784$$

$$Y_{N_{\text{engrane}}} = 0.9429 \quad Z_{N_{\text{engrane}}} = 0.9061$$

- **Esfuerzos de flexión**

Conociendo los detalles de diseño fue posible determinar los esfuerzos de flexión para cada elemento, usando las ecuaciones B.17 y B.18, posteriormente estos esfuerzos se ajustaron con la ecuación B.19.

$$S_{tP} = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot J_p} \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_v \quad (B.17)$$

$$S_{tG} = S_{tP} \cdot \left(\frac{J_P}{J_G} \right) \quad (B.18)$$

$$S_{at} > S_t \cdot \frac{K_R \cdot SF}{Y_N} \quad (B.19)$$

$$S_{atP} = 32.87 \text{ [ksi]} \quad S_{atG} = 29.35 \text{ [ksi]}$$

- **Esfuerzos de contacto**

El esfuerzo de contacto entre el piñón y el engrane se calcula con la ecuación B.20 y para ajustarlo este valor a cada componente se hace uso de la ecuación B.21.

$$S_c = C_P \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_P \cdot I}} \quad (B.20)$$

$$S_{ac} > S_{cP} \cdot \frac{K_R \cdot SF}{Z_{NP}} \quad (B.21)$$

$$S_{acP} = 166.8 \text{ [Ksi]} \quad S_{acG} = 161.7 \text{ [Ksi]}$$

Los esfuerzos de flexión y contacto calculados fueron usados como límites para determinar el tratamiento térmico al que deben someterse los engranes, de modo que admitan mayores esfuerzos a los que serán sometidos. Según la tabla de esfuerzos admisibles según la dureza de la superficie mostrada en la Figura B.10 se decidió usar un acero de grado 1 templado por llama de 50 HRC tanto para el engrane como para el piñón.

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{at} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N	Vea la figura 9-14			150	163	175
84.5 HR15N	Vea la figura 9-14			155	168	180
Nitrurados, nitr alloy 135M:^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			170	183	195
Nitrurados, nitr alloy N:^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15			155	172	189
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			176	196	216

Figura B.10 Esfuerzos admisibles para materiales de engranes de acero templado, según la norma AGMA 2001-C95 [19]

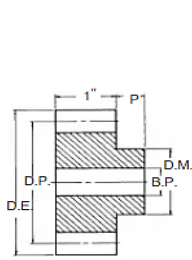
En base a lo calculado se eligen los engranes TS1224 y TS1254 de tipo B según el catálogo de Martin (Figura B.11). Los engranajes que ofrece este catálogo están fabricados de acero al carbono de alta calidad, siendo este un material de gran resistencia y de excelentes características para su endurecimiento; por otro lado, el método que se usa para el templado es por flama o inducción, cumpliendo con los requerimientos de diseño determinados anteriormente.

Martin

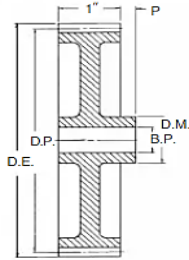
Engranajes Rectos de Acero y Hierro Fundido en Existencia

Ángulo de Presión 20°

12 DP Cara 1"



Tipo B



Tipo B₃



Tipo B
Sencillo con Maza
en Acero



Tipo B₃
Con Alma y Rayos
de Hierro Fundido

Acero

Número de Dientes	Número de Parte	Ángulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb.)
			Pasa	Exterior		Piloto	Máx.*	Diámetro	Proy.	
26	TS1206	20	2.422	2.922	B	3/8	1 1/2	2 1/2	3/4	1.99
28	TS1228	20	2.333	2.500	B	3/8	1 1/2	2 1/2	3/4	1.60
30	TS1230	20	2.300	2.387	B	3/8	1 1/2	2 1/2	3/4	1.53
32	TS1232	20	2.267	2.233	B	3/8	1 1/2	2 1/2	3/4	2.08
36	TS1236	20	3.000	3.167	B	3/4	1 1/2	2 1/2	3/4	2.98
42	TS1242	20	3.500	3.666	B	3/4	1 1/2	2 1/2	3/4	3.71
48	TS1248	20	4.000	4.166	B	3/4	1 1/2	2 1/2	3/4	4.90
54	TS1254	20	4.500	4.666	B	3/4	2 1/2	3 1/2	3/4	6.57
60	TS1260	20	5.000	5.166	B	3/4	2 1/2	3 1/2	3/4	7.83
66	TS1266	20	5.500	5.666	B	3/4	2 1/2	3 1/2	3/4	8.80
72	TS1272	20	6.000	6.166	B	3/4	2 1/2	3 1/2	3/4	10.08

Figura B.11 Catalogo de engranajes de Martin [20]

Diseño del sistema de engranajes

En la Figura B.12 se puede observar las dimensiones de los engranes seleccionados, junto con la dimensión deseada de los rodillos, buscando una separación de 0.79" entre los ellos para el paso de los bananos, se determina que el engrane debe colocarse del piñón 3.42" a 130°, como se ilustra en la Figura B.13.

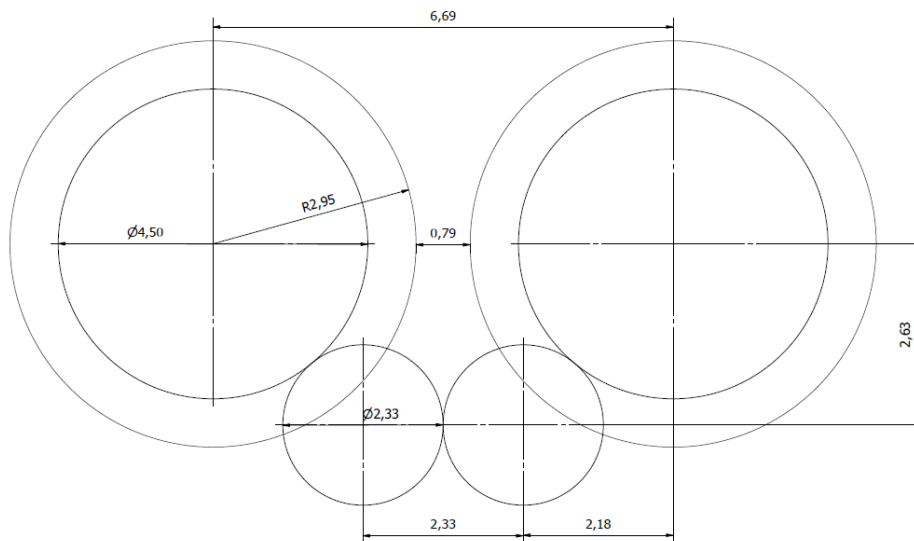


Figura B.12 Dimensionamiento de sistema de engranes (medidas en pulgadas)

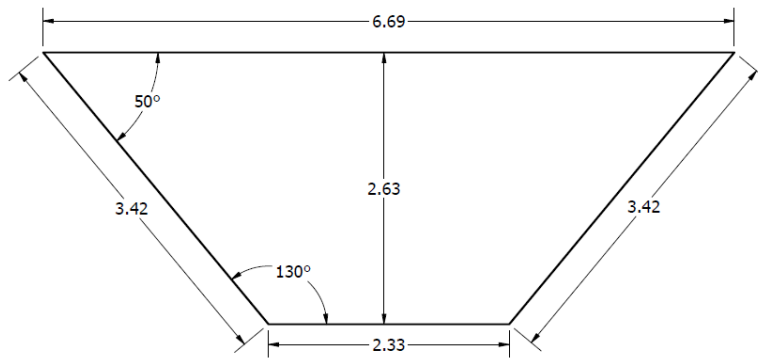


Figura B.13 Distancia entre centro de juego piñón-engrane (medidas en pulgadas)

APÉNDICE C

DISEÑO DE EJE

Para el diseño del eje de transmisión del mecanismo de pelado se inicia estableciendo las longitudes de cada sección, así también como los accesorios que se colocarán en él, tales como los engranes, rodamientos y tapas de sujeción para el rodillo, como se muestra en la Figura C.1.

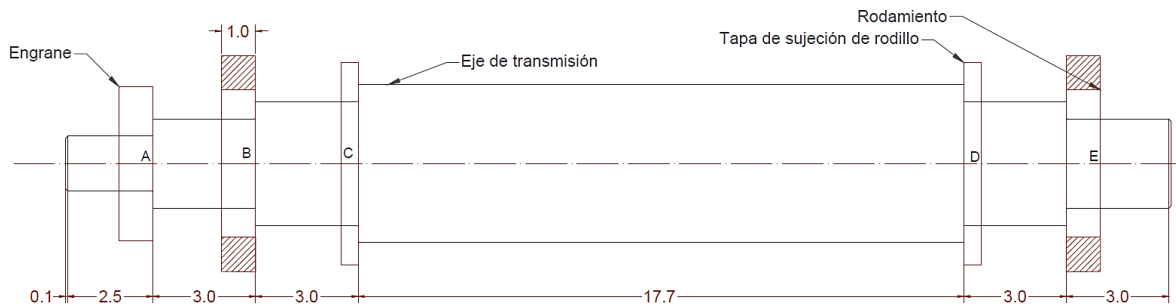


Figura C.1 Eje y componentes

En la Figura C.2 se pueden observar las fuerzas que se consideró actuaban sobre el eje. Las magnitudes conocidas se detallan en la Tabla C.1.



Figura C.2 Fuerzas que actúan sobre el eje

Conociendo la velocidad de giro del motor y la potencia que entrega se determinó el torque en los puntos T1 y T2 mediante la ecuación C.1.

$$T = \frac{63000 \cdot P}{\omega} \quad (C.1)$$

$$T_1 = T_2 = 779.57 [lb \cdot in]$$

Tabla C.1 Fuerzas conocidas

$T_1 = T_2$ [lb · in]	F_{At} [lb]	F_{Ar} [lb]	$F_{Cy} = F_{Dy}$ [lb]
779.57	692.95	252.21	264.01

Para determinar las fuerzas resultantes se realizó un análisis por planos bidimensionales. Una vez determinadas las fuerzas presentes en el sistema se procedió a dibujar los diagramas de fuerza cortante y momento flector (Figura C.3 y Figura C.4).

- **Plano XZ**

$$\sum mB_x = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-3F_{Ar} + 23.72F_{Ex} = 0$$

$$F_{Ar} - F_{Ex} + F_{Bx} = 0$$

$$F_{Ex} = 31.90 \text{ [lb]}$$

$$F_{Bx} = 284.11 \text{ [lb]}$$

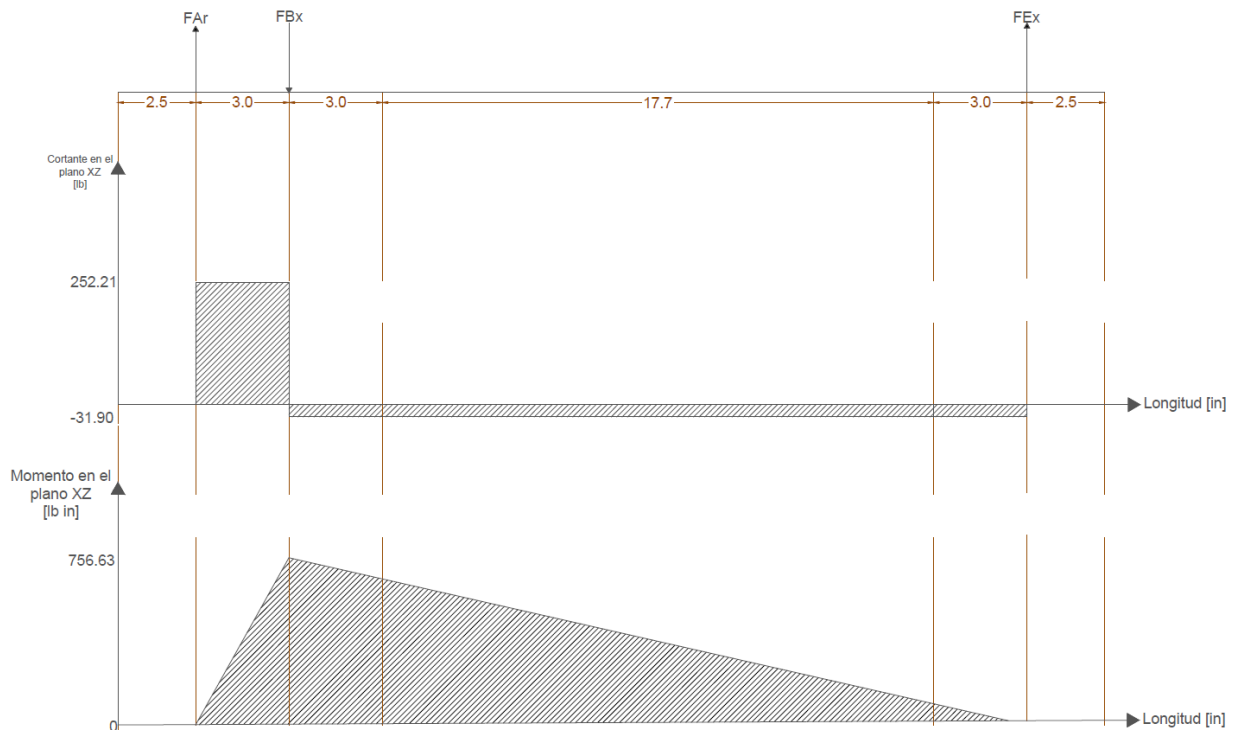


Figura C.3 Fuerzas, diagramas de cortante y momento flector en el plano XZ

- **Plano XZ**

$$\sum mB_y = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$3F_{At} + 3F_{Cy} + 20.72F_{Dy} - 23.72F_{Ey} = 0$$

$$-F_{At} + F_{By} + F_{Cy} + F_{Dy} - F_{Ey} = 0$$

$$F_{Ey} = 351.65 [lb]$$

$$F_{By} = 516.58 [lb]$$

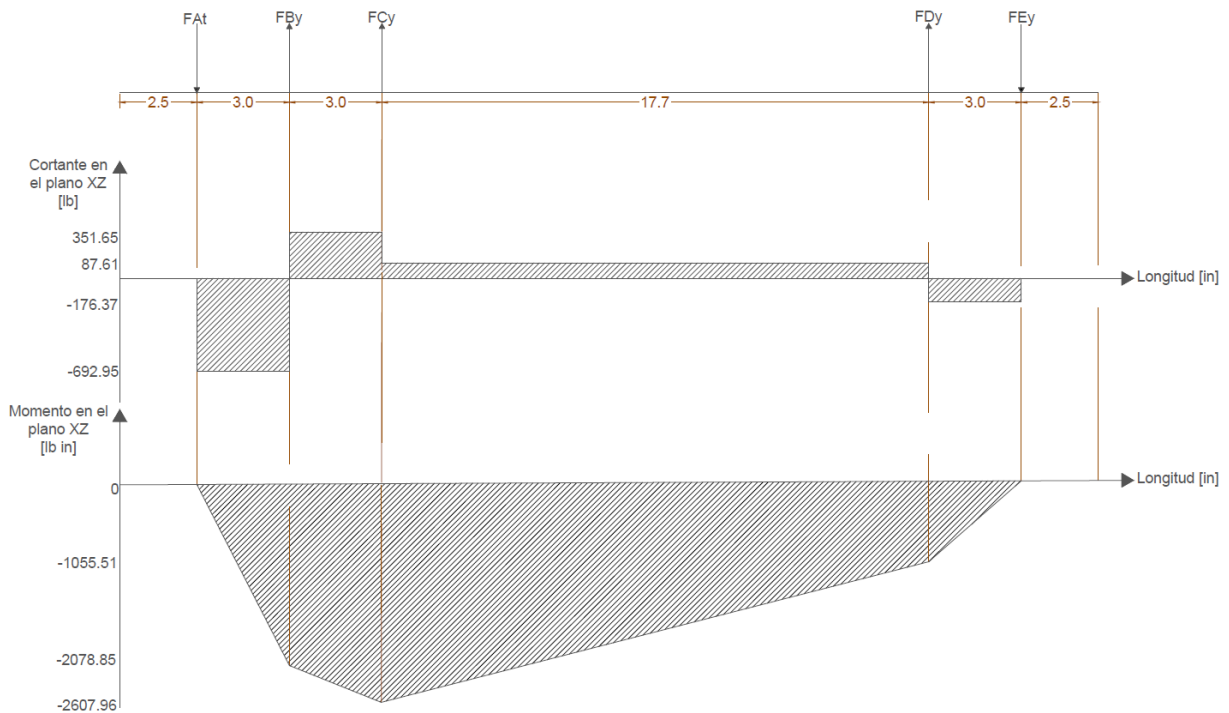


Figura C.4 Fuerzas; diagramas de cortante y momento flector en el plano YZ

Existen tres puntos de interés en el diseño del eje, indicados como A, B y C; se utilizará la ecuación C.2 conocida como Línea de Goodman para determinar los diámetros para la combinación de carga de flexión y torsión en cada uno de estos puntos.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (C.2)$$

$$S_f = C_{ca}C_R C_{te}C_{ta}C_{su}(0.5S_{ut}) \quad (C.3)$$

Para hacer uso de la ecuación C.2 fue necesario establecer algunos factores como por ejemplo el material del cual se construiría el eje y la resistencia última a la tensión de este material, dado que la aplicación implica el contacto con alimentos se seleccionó acero inoxidable 304. Así como también los factores de concentración de esfuerzo por fatiga (K_f, K_{fm}); y aquellos que permitirían corregir la resistencia a la fatiga S_f (ecuación (C.3), en la Tabla C.2 se muestran en detalle cada uno de estos factores.

Tabla C.2 Factores de diseño

Factor de seguridad N_f	Resistencia última a la tensión del acero inoxidable 304 S_{ut}	Resistencia a la fluencia del acero inoxidable 304 S_y	Factor de concentración de esfuerzo de flexión por fatiga K_f	Factor de concentración de esfuerzo de torsión por fatiga K_{fm}	S_f
3	85 [ksi]	35 [ksi]	2.25	1.57	
Factor de Carga (Existe torsión y flexión)	Factor de tamaño (valor inicial)	Factor de superficie (para acabado maquinado)	Factor de temperatura (No será sometido a altas temperaturas)	Factor de confiabilidad (49%)	
1	1	0.84	1	0.85	

- **Diámetro en A**

Para esta sección en la que el torque máximo es el añadido por el motor, de 1990.52[lb in] Además, no hay carga alternante ni momento medio.

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4}(2.25 \cdot 1559.14)^2}}{30354} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.57 \cdot 1559.14)^2}}{85000} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1.56 \text{ in}$$

- **Diámetro en B**

Para esta sección en la que el torque máximo se determina considerando los torques máximos en ambos planos como se muestra a continuación:

$$M_B = \sqrt{(756.63)^2 + (2078.85)^2} = 2212.26 \text{ [lb in]}$$

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4}(2.25 \cdot 1559.14)^2 + (2.25 \cdot 2212.26)^2}}{30354} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.57 \cdot 1559.14)^2 + (1.57 \cdot 2212.26)^2}}{85000} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 1.94 \text{ in}$$

- **Diámetro en C**

Para esta sección en la que el torque máximo se determina considerando los torques máximos en ambos planos como se muestra a continuación:

$$M_B = \sqrt{(660.93)^2 + (2607.96)^2} = 2690.41 \text{ [lb in]}$$

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\frac{3}{4}(2.25 \cdot 1559.14)^2 + (2.25 \cdot 2690.41)^2}}{30354} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.57 \cdot 1559.14)^2 + (1.57 \cdot 2690.41)^2}}{85000} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 2.04 \text{ in}$$

Estos son los diámetros mínimos que deberían diseñarse para soportar las cargas a las que está sujeta el eje.

APÉNDICE D

Selección de rodamientos

Para seleccionar los rodamientos se realizó un análisis de las cargas que deberían soportaban como se muestra en la Tabla D.1. De lo cual se seleccionó el caso más crítico, es decir, aquel que debe soportar más carga. En este caso el rodamiento que se seleccione debería soportar más de 583.55 lb de carga estática, y tener un diámetro igual o superior a 1.94”.

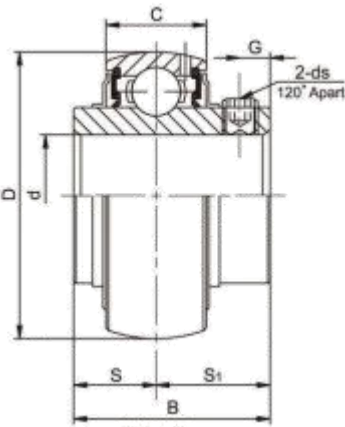

Tabla D.1 Cargas estáticas en los puntos de interés

Descripción	Punto B	Punto E
Carga en X [lb]	284.11	31.9
Carga en Y [lb]	516.58	351.65
Carga total [lb]	589.55	353.09

Del catálogo de LKD se selecciona un rodamiento de bolas de 2”, con las características adjuntadas en la Tabla D.2. Este rodamiento admite una carga estática superior a la aplicada en ese punto donde se aplicará, por lo que se considera apto.

Tabla D.2 Características del rodamiento seleccionado

Modelo	Diámetro de eje [in]	Diámetro exterior [in]	Carga Estática [lb]	Carga Dinámica [lb]
SUC210-32	2	3.54	5327.97	7641.25



Otra consideración importante en la selección de rodamientos es el análisis de vida útil. Dado que, a pesar de fabricarse de aceros de alta resistencia, al estar sometidos constantemente a elevados esfuerzos de contacto terminan fallando por fatiga. Este parámetro se determina con la ecuación D.1 que está ajustada a un 90% de confiabilidad, donde K se toma como 3 dado que se utilizarán rodamientos de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k \quad (D.1)$$

$$L_{10} = \left(\frac{7641.25}{589.55} \right)^3 = 2177.36 \times 10^6 \text{ rev}$$

Aplicando un factor de corrección (ecuación D.2) para ajustar la duración obtenida a un 99% de confiabilidad según lo mostrado en la Figura D.1.

Confiabilidad (%)	C_R	Nomenclatura de la duración
90	1.0	L_{10}
95	0.62	L_5
96	0.53	L_4
97	0.44	L_3
98	0.33	L_2
99	0.21	L_1

Figura D.1 Factores de ajuste de duración por confiabilidad [19]

$$L_p = L_{10} C_R \quad (D.2)$$

$$L_p = 457.25 \times 10^6 \text{ rev} = 14 \text{ años}$$

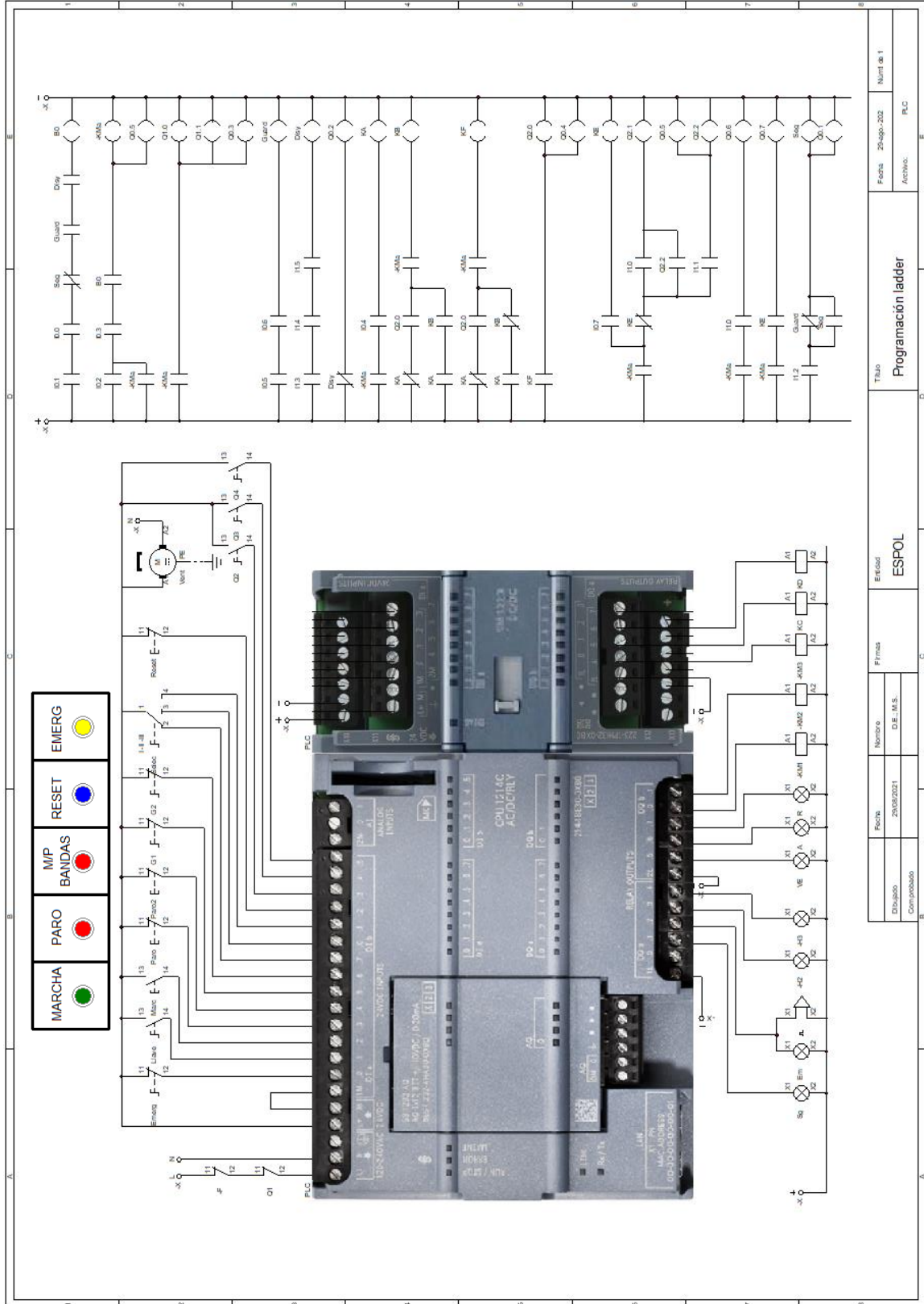
Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Figura D.2 Duración recomendada para rodamientos

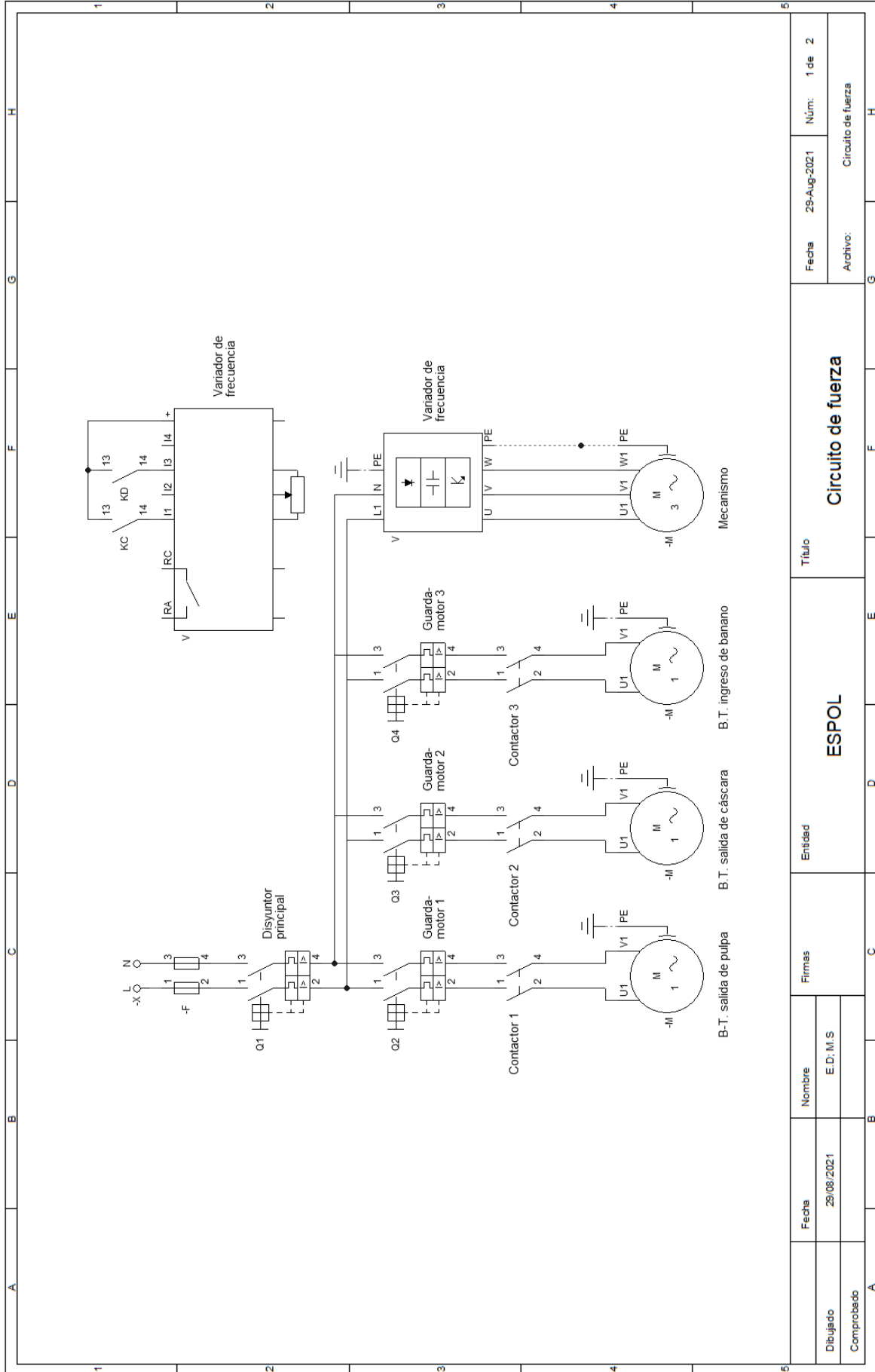
Según lo analizado se concluyó que el rodamiento seleccionado soportaría sin problema la carga aplicada y además con un 99% de confiabilidad se estima que tendrá una duración de aproximadamente 14 años. Sin embargo, según lo indicado en la Figura D.2, se recomienda reemplazarlo entre un periodo de 100,000 a 200,000 horas de trabajo, o antes en caso de ser necesario.

APÉNDICE E

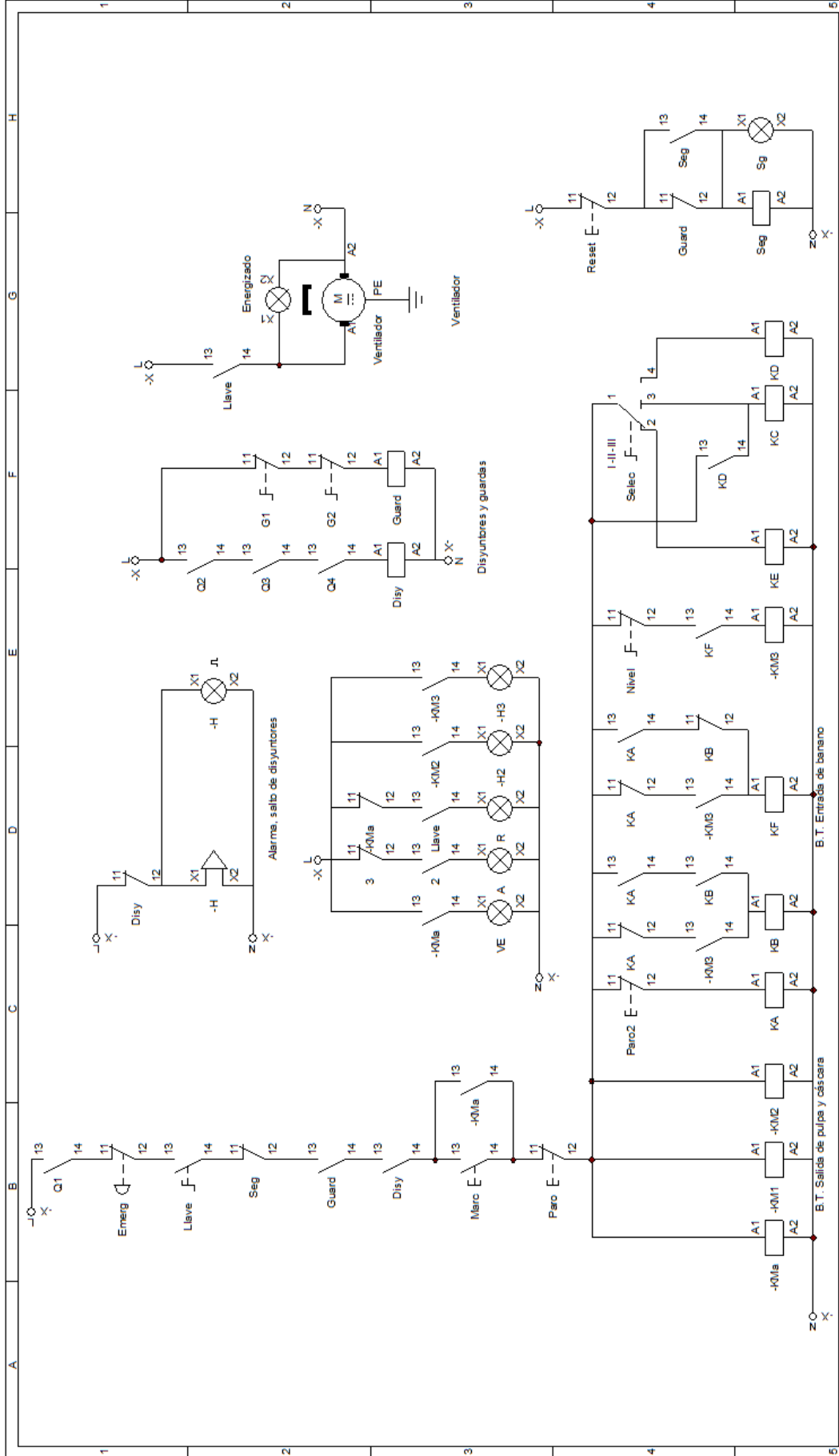
Planos eléctricos y de control



Título		Programación ladder	
Fecha:		29-Ago-2022	
Número de 1		PLC	
Estado		ESPOL	
Firma		D.E.L.M.S.	
Nombre		Compartido	
Fecha:		20/03/2021	
Dibujado		Compartido	

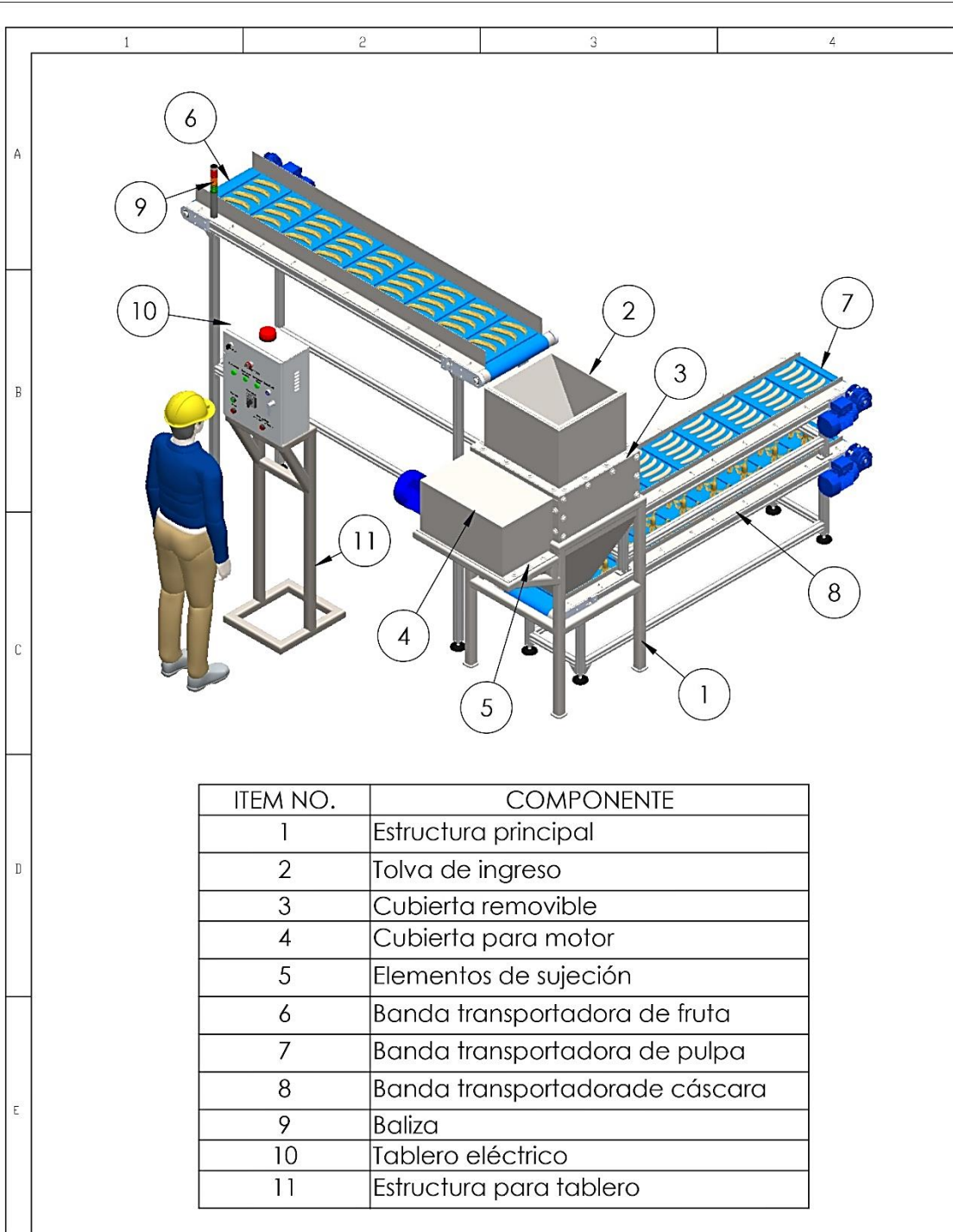


Fecha		29-Aug-2021		Núm:		1 de 2	
Dibujado		29/08/2021		Nombre		E.D.; M.S	
Comprobado				Firmas			
Título				Circuito de fuerza			
Entidad				ESPOL			
Archivo:				Circuito de fuerza			



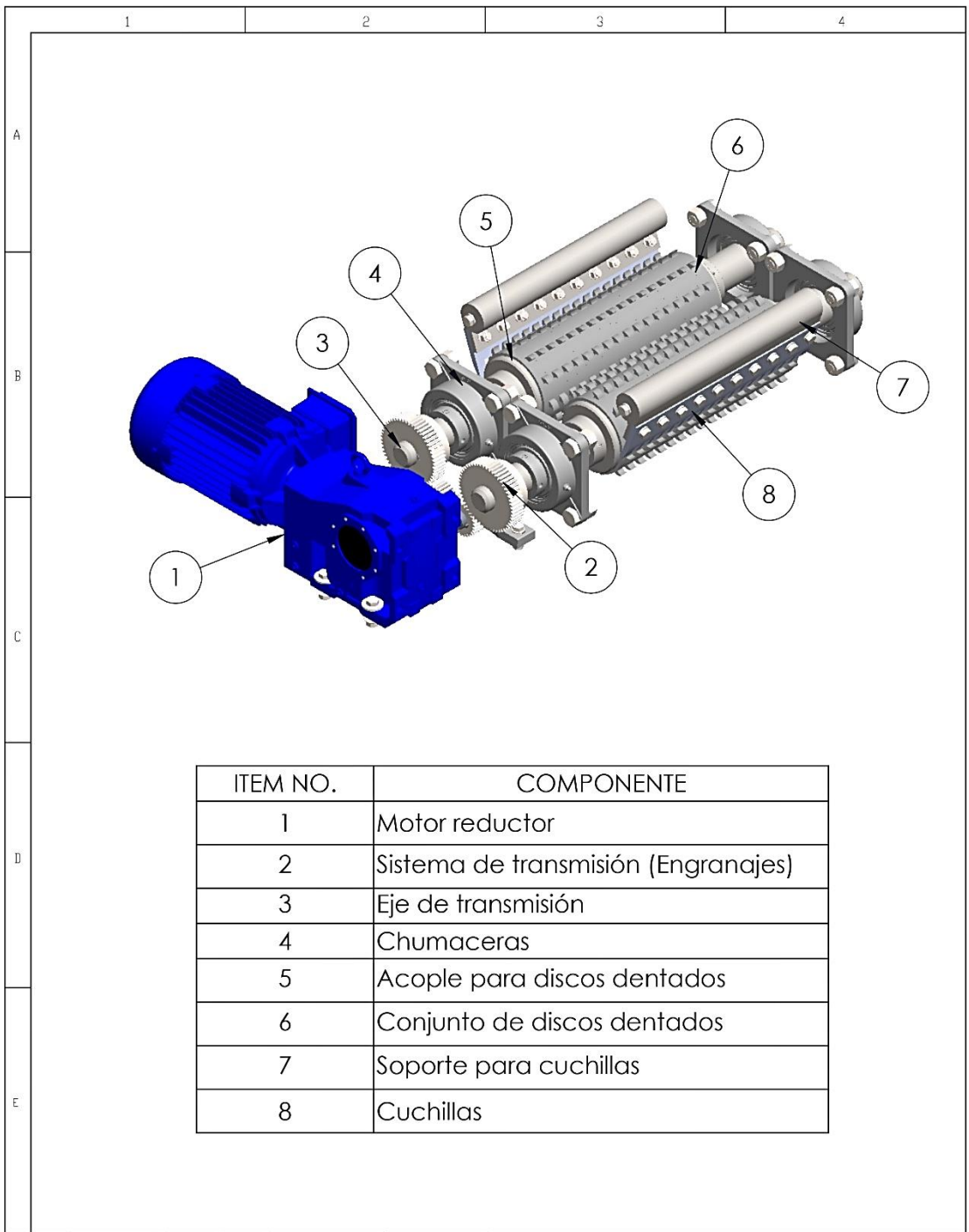
Fecha		28-ago-2021		Título		Circuito de control	
Dibujado		E.D./M.S		Entidad		ESPOL	
Comprobado				Firmas			
				Fecha		28-ago-2021	
				Núm:		1 de 1	
				Archivo: Circuito de control			

APÉNDICE F
Planos mecánicos



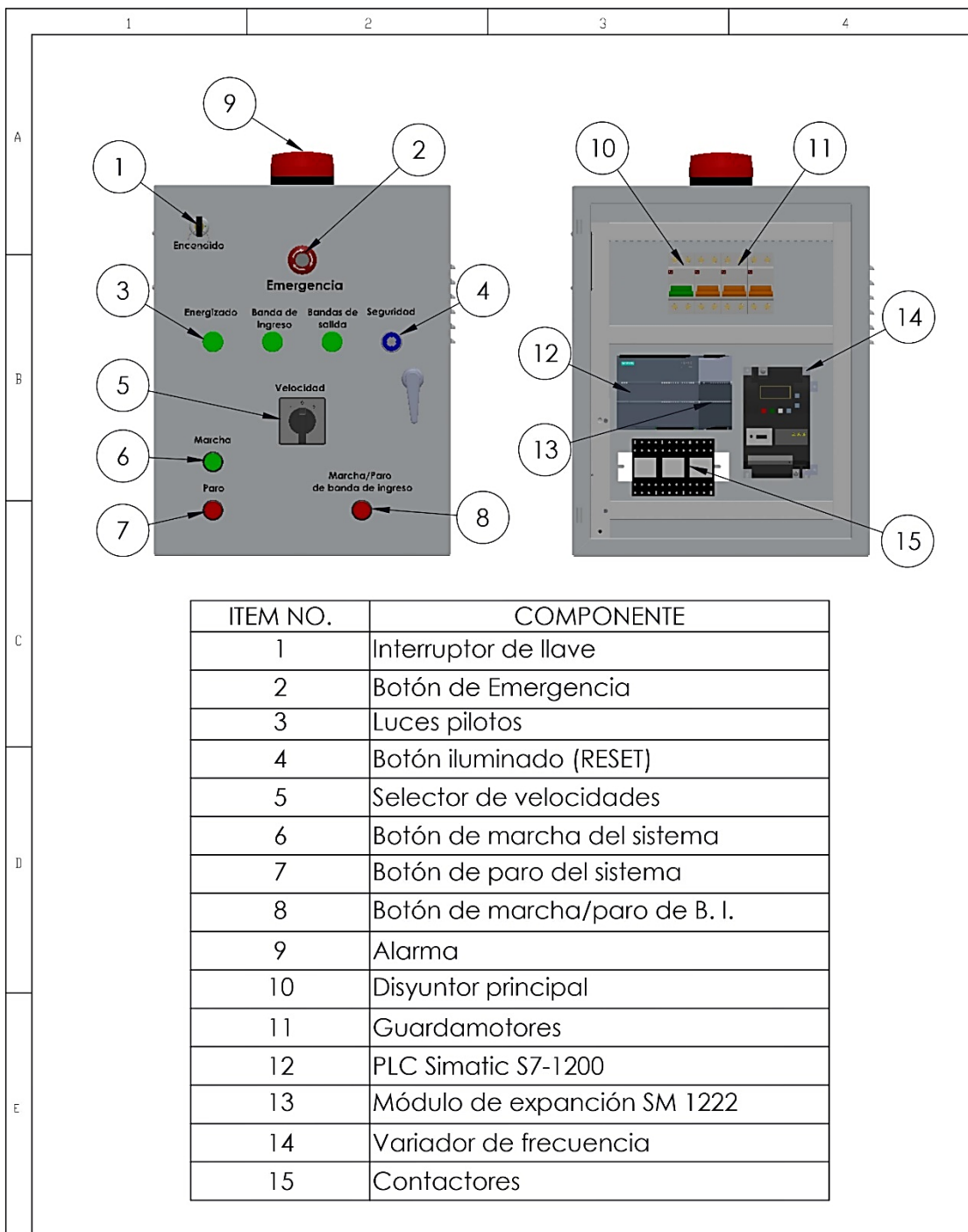
ITEM NO.	COMPONENTE
1	Estructura principal
2	Tolva de ingreso
3	Cubierta removible
4	Cubierta para motor
5	Elementos de sujeción
6	Banda transportadora de fruta
7	Banda transportadora de pulpa
8	Banda transportadora de cáscara
9	Baliza
10	Tablero eléctrico
11	Estructura para tablero

				TOLERANCIAS EN NO DE PUNTA LO CONTRARIO LOS DATOS DE SUPERFICIE EN MILIMETROS DIPARDO DIFERENCIAL 10 TOLERANCIAS LINEAL: 0.10 ANGULAR: 0.05	PESO	MATERIALES	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	ESCALA
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.	PARTES PRINCIPALES DE LA MÁQUINA
				REV.	-/-/-		
				APROB.	-/-/-		
						NÚMERO DEL DIBUJO	
						1/13	
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:	



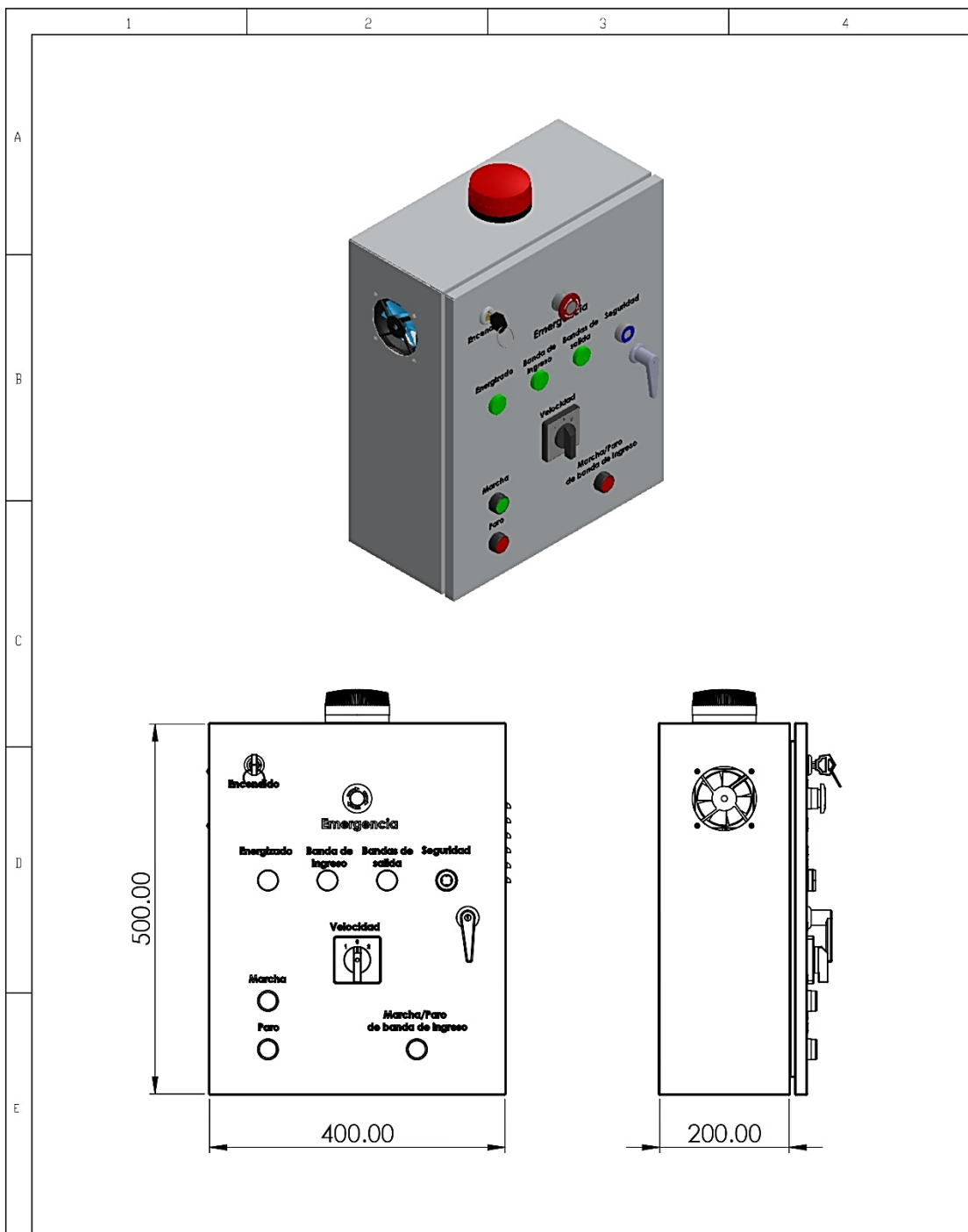
ITEM NO.	COMPONENTE
1	Motor reductor
2	Sistema de transmisión (Engranajes)
3	Eje de transmisión
4	Chumaceras
5	Acople para discos dentados
6	Conjunto de discos dentados
7	Soporte para cuchillas
8	Cuchillas


				TOLERANCIAS SI NO SE PUEDE LEER CONTAR LOS DATOS DE SUPERFICIE EN MILIMETROS DIBUJO DIFERENCIAL Nº TOLERANCIAS LINEAL: 0.05 ANGULAR: 0.05	PESO	MATERIALES	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	ESCALA
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.	PARTES DEL SISTEMA MECÁNICO
				REV.	-/-/-		
				APROB.	-/-/-		
						NÚMERO DEL DIBUJO	
						2/13	
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:	

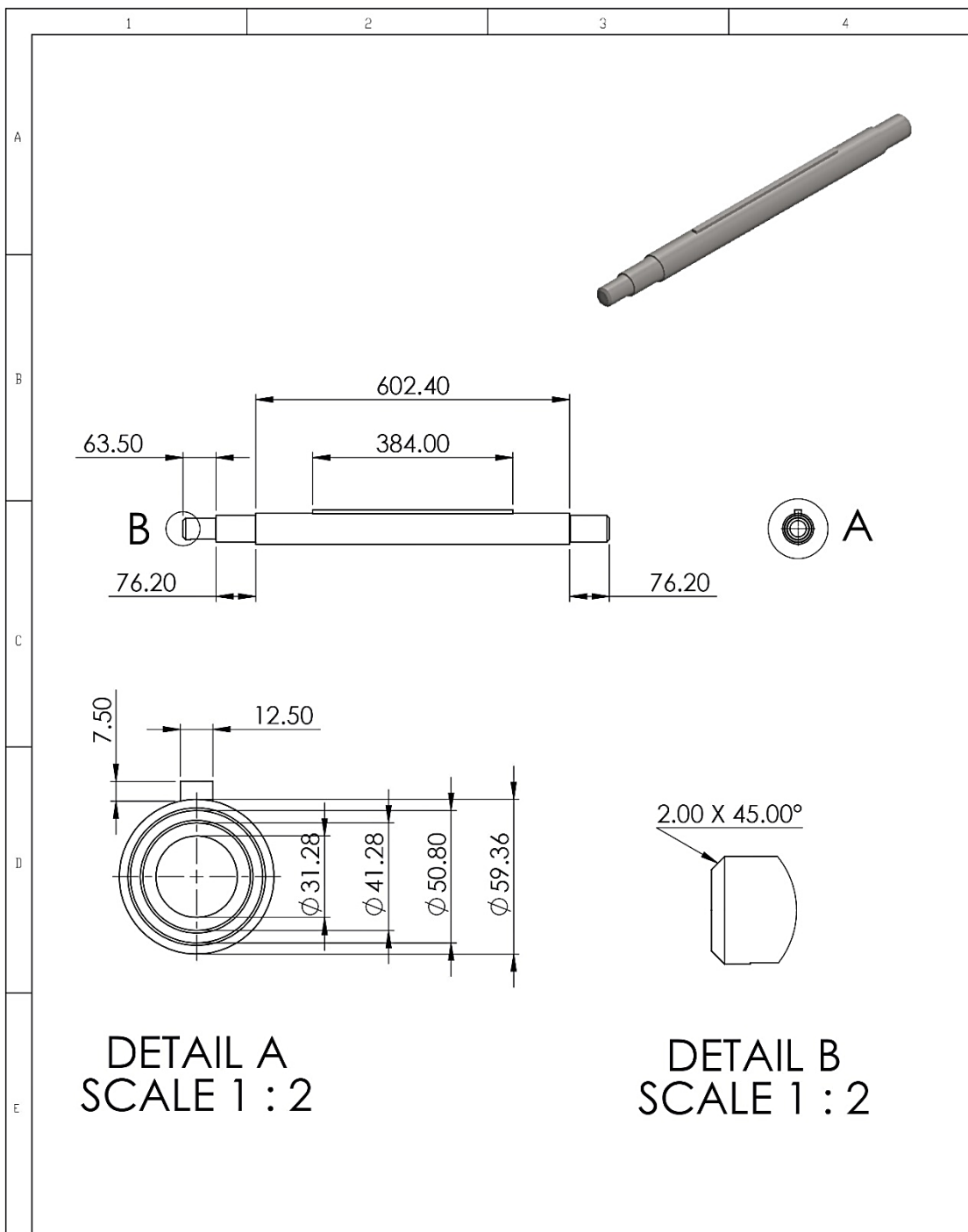


ITEM NO.	COMPONENTE
1	Interruptor de llave
2	Botón de Emergencia
3	Luces pilotos
4	Botón iluminado (RESET)
5	Selector de velocidades
6	Botón de marcha del sistema
7	Botón de paro del sistema
8	Botón de marcha/paro de B. I.
9	Alarma
10	Disyuntor principal
11	Guardamotores
12	PLC Simatic S7-1200
13	Módulo de expansión SM 1222
14	Variador de frecuencia
15	Contactores

				TOLERANCIAS SI NO SE PUEDE LEER CONTRAR LAS DIMES DE EXPRESION EN MILIMETROS ABARDO COTIFICACION N° TOLERANCIAS LINEAL: 0.10 ANGULAR: 0.05	PESO	MATERIALES		
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACION PARTES DEL TABLERO ELÉCTRICO	ESCALA 1:1	
				DIB.	28/08/21			E. B. & M. S.
				REV.	-/-/-			
				APROB.	-/-/-			
						NÚMERO DEL DIBUJO 3/13		
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:		



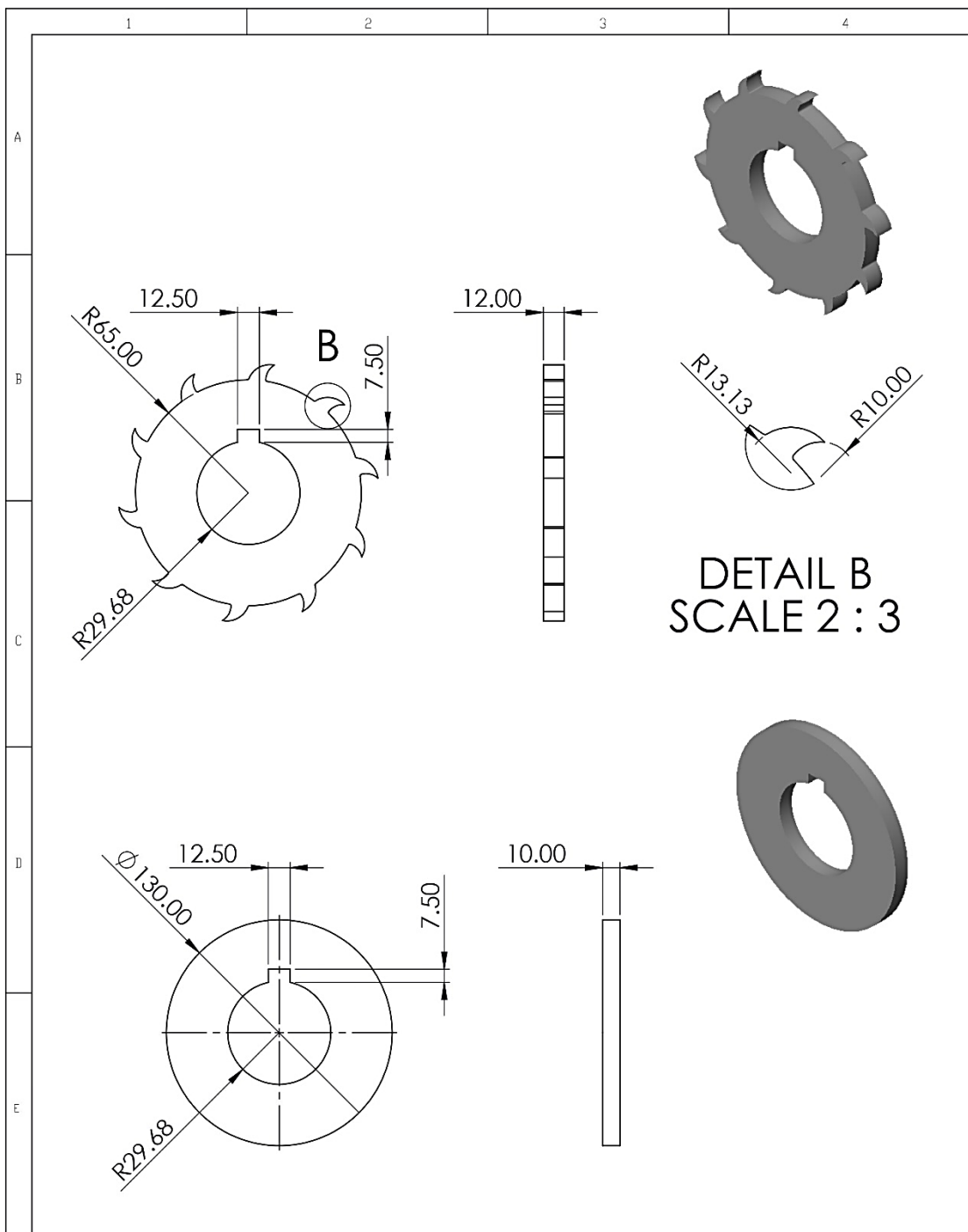
				TOLERANCIAS SI NO SE PUEDE LE CONTAR LOS DATOS DE EXPRESAR EN MILIMETROS DIBUJO ELECTRICAL N° TOLERANCIAS LINDA: 0.05 ANGULO: 0.02	PESO	MATERIALES	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.	
				REV.	-/-/14	TABLERO ELÉCTRICO	
				APROB.	-/-/14	ESCALA	
						1:7	
						NÚMERO DEL DIBUJO	
						4/13	
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:	
							



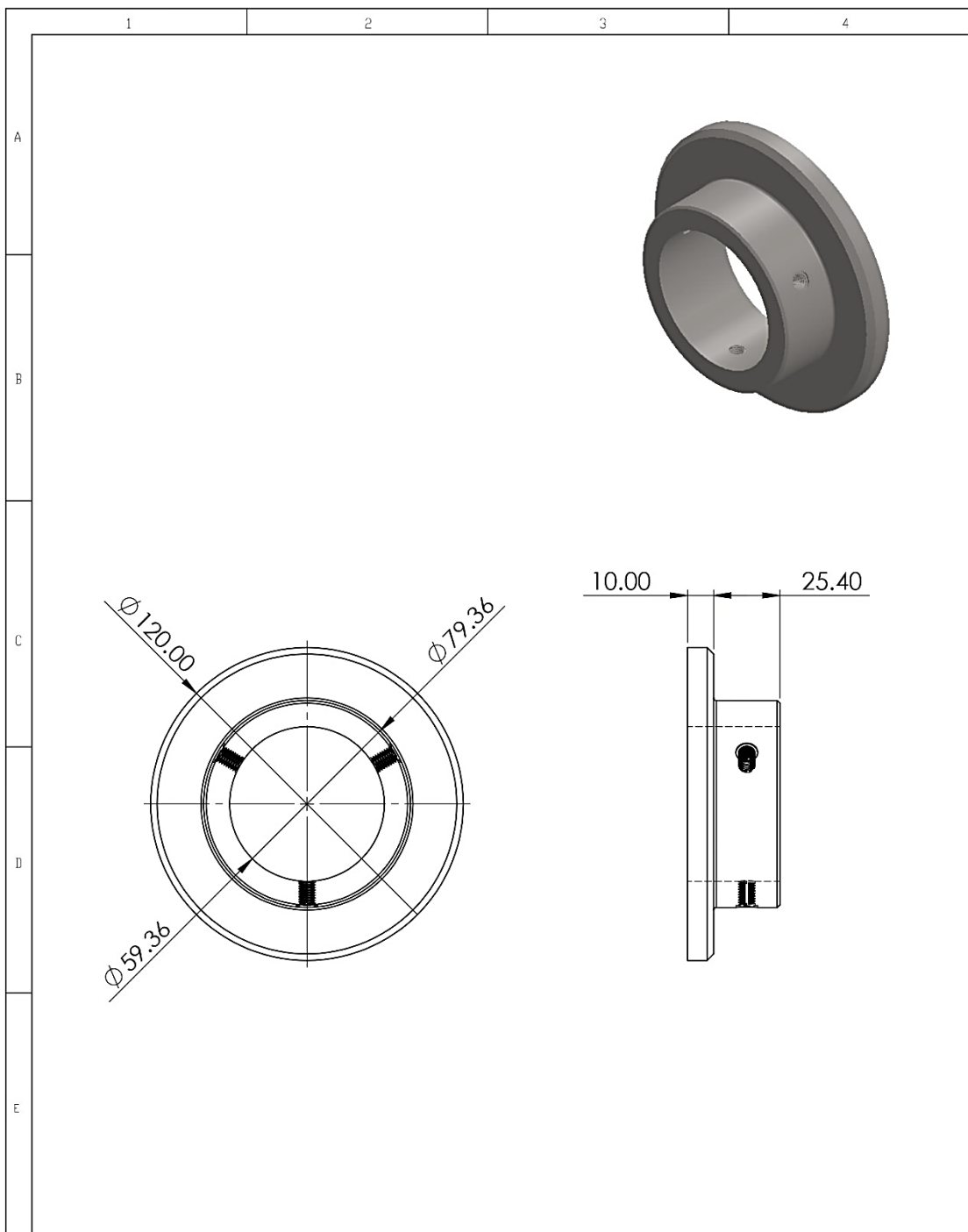
DETAIL A
SCALE 1 : 2

DETAIL B
SCALE 1 : 2

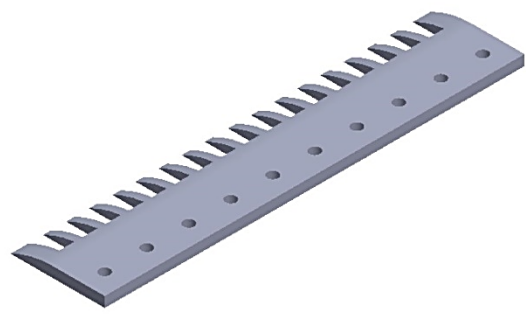
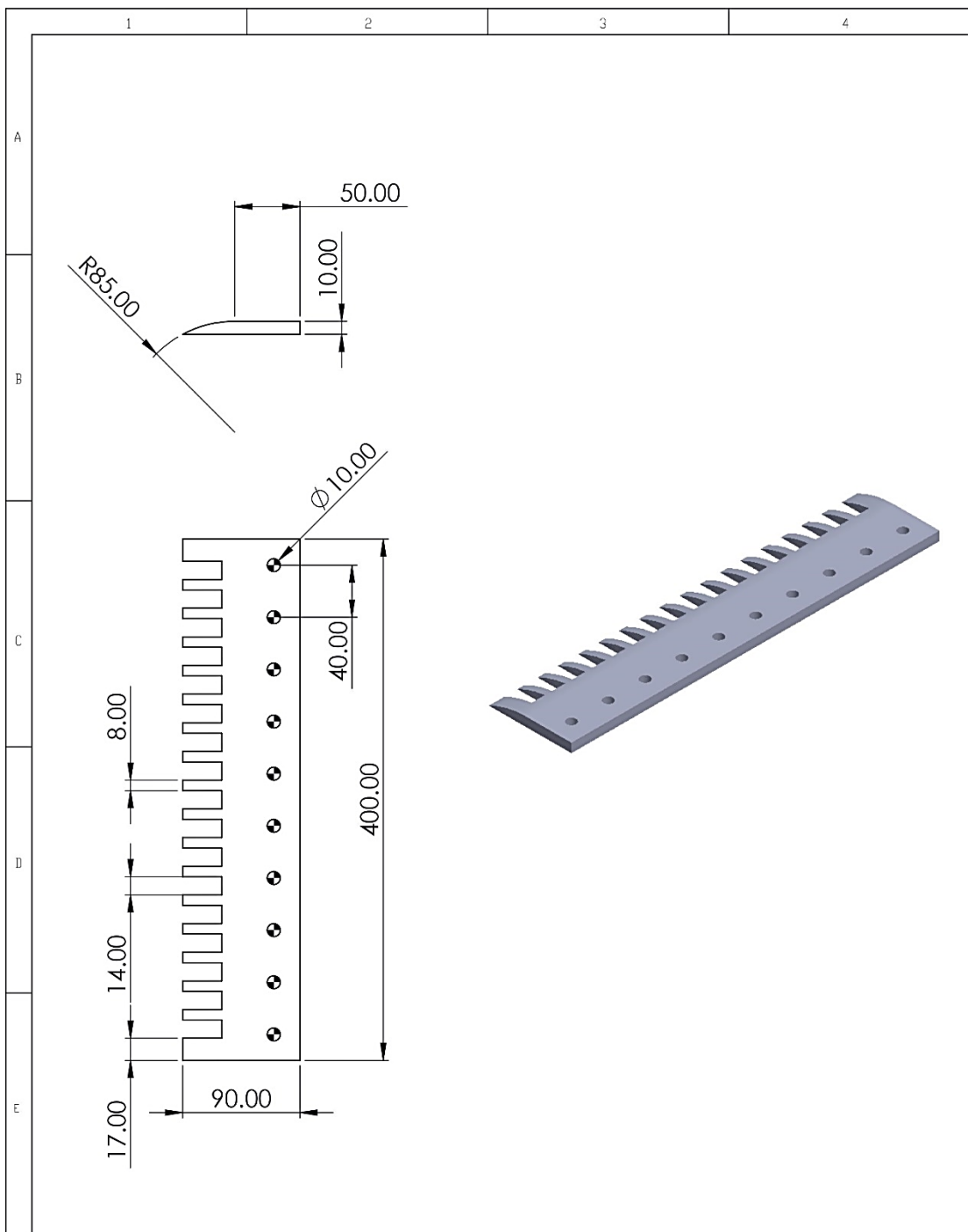
				TOLERANCIAS SI NO SE PONE LO CONTRARIO LOS DATOS DE SUPERFICIE EN MILÍMETROS DINAMICO COTINGE/ES/17 TOLERANCIAS LINEAL: IS1 ANGULAR: IS1	PESO	MATERIALES ACERO INOXIDABLE 304	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.	
				REV.	-/-/14	EJE DE TRANSMISIÓN	
				APROB.	-/-/14	ESCALA 1:10	
						NÚMERO DEL DIBUJO	
						5/13	
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:	



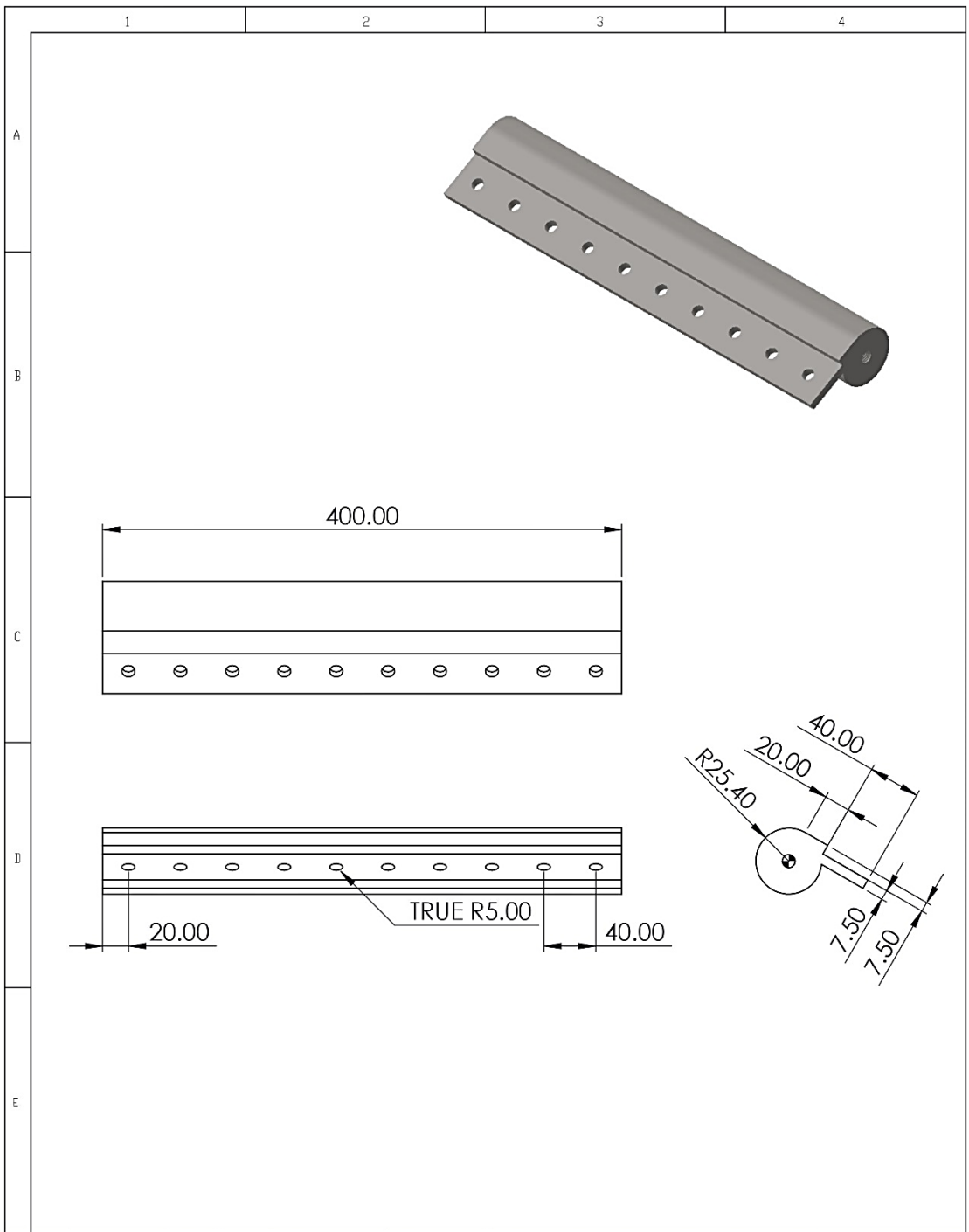
				TOLERANCIAS SI NO SE PUEDE LEER CONTRARIO LOS DATOS DE EXPRESION EN MILIMETROS SISTEMA INTERNACIONAL (SI) TOLERANCIAS LINEAL: ISO ANGULAR: ISO	PESO	MATERIALES POLIOXIMETILENO (POM)	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACION	
				DIB.	28/08/21	DISCO DENTADO Y DISCO SEPARADOR	
				REV.	-/-/14	ESCALA 1:3	
				APROB.	-/-/14	NUMERO DEL DIBUJO 6/13	
EDICION	MODIFICACION	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A: 	



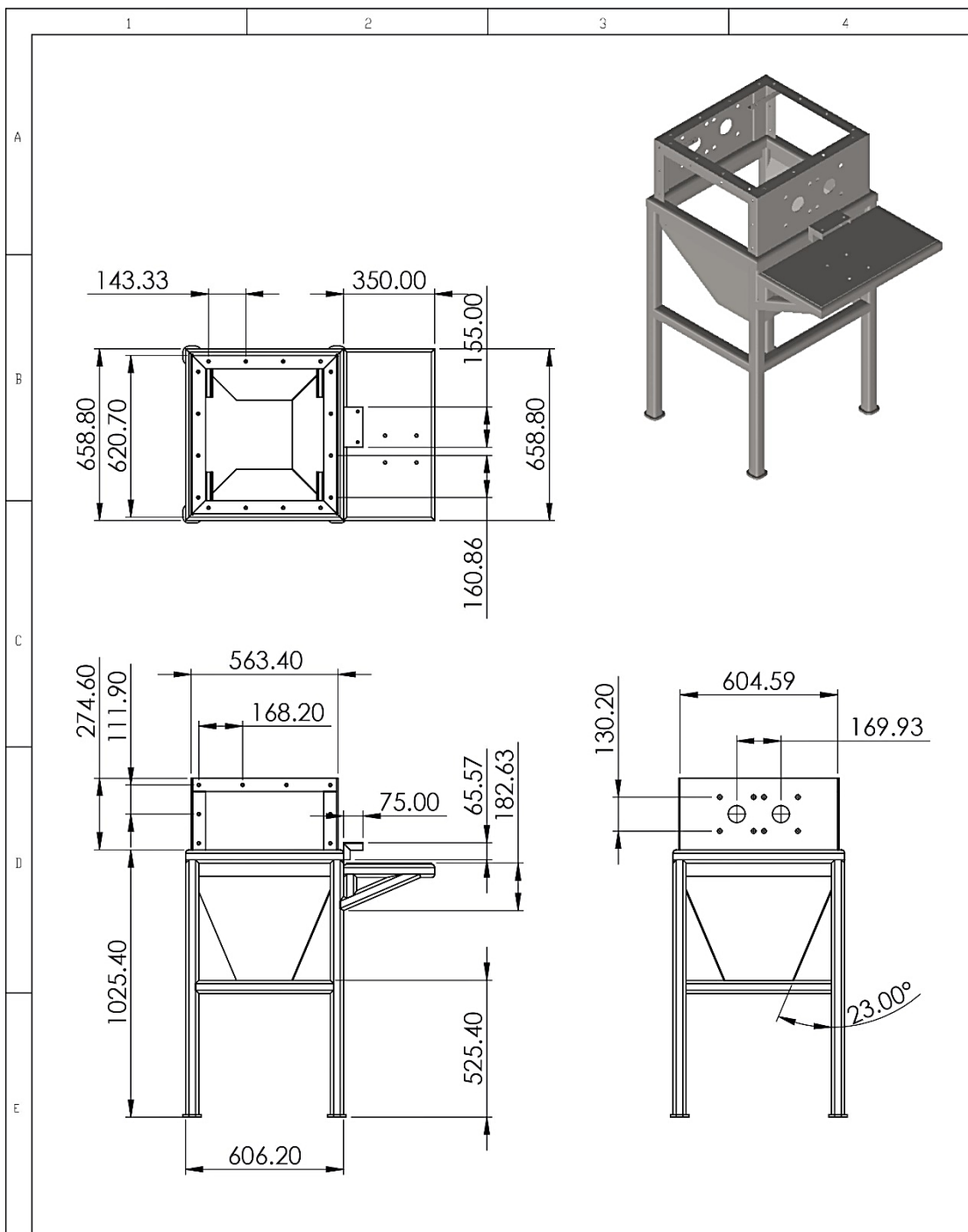
				TOLERANCIAS SI NO SE PUEDE LEER CONTRARIO LAS COTAS DE EXPRESAR EN MILIMETROS SARADO DIFERENCIAL N° TOLERANCIAS LINEAL: ISO ANGULAR: ISO	PESO	MATERIALES ACERO INOXIDABLE 304	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACION ACOPLE	ESCALA 1:2
				DIB.	-20/08/21 E. J. & M. S.		
				REV.	-/-/14		
				APROB.	-/-/14	NÚMERO DEL DIBUJO 7/13	
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	SUSTITUYE A:			




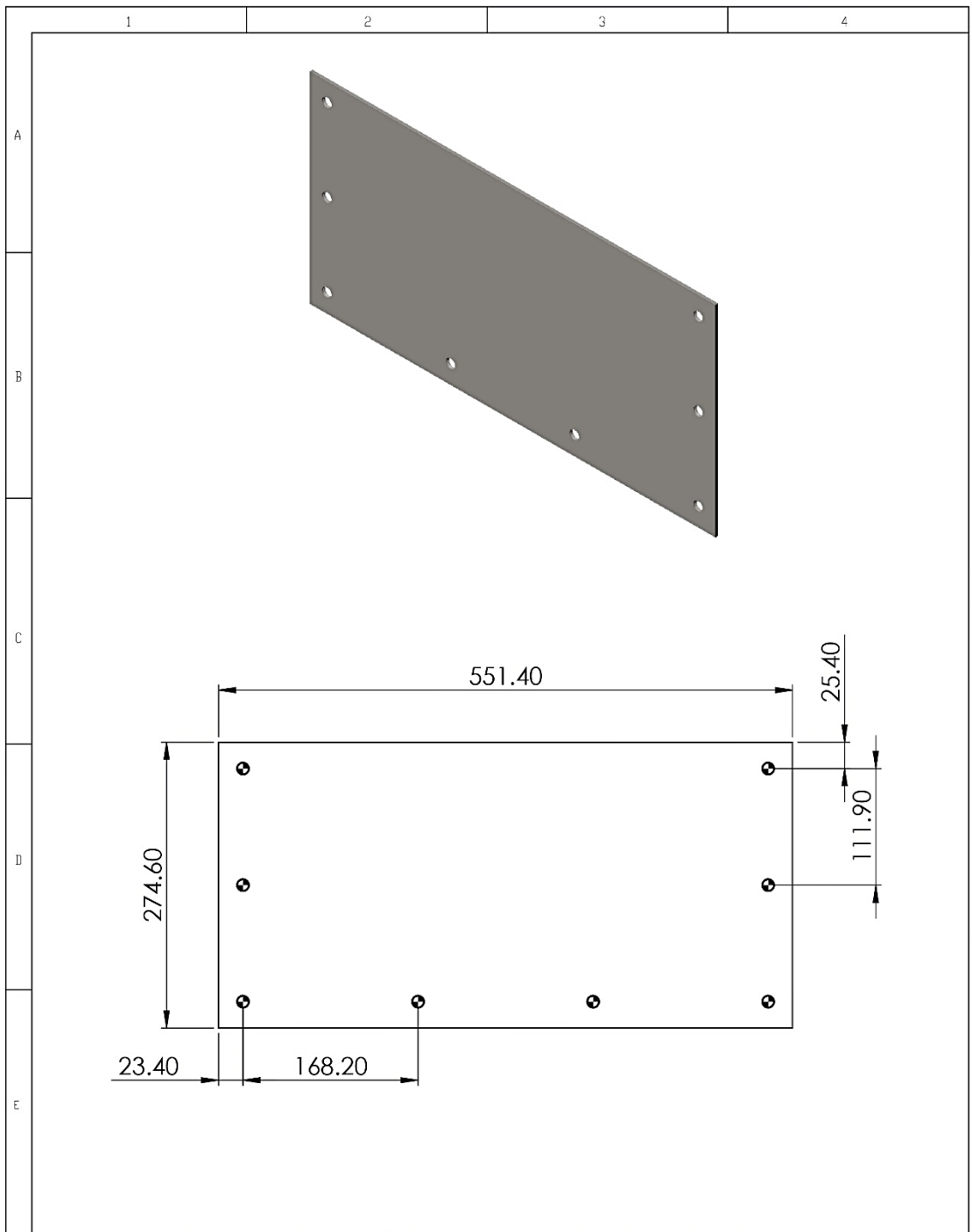
				TOLERANCIAS EN NO DE PUNTA LO CONTRA LOS DIENTES DE BARRERA EN MILIMETROS BARRIDO CIRCULAR N° TOLERANCIA ANGULO 30°	PESO	MATERIALES POLIIXIMETILENO (POM)		
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN CUCHILLA	ESCALA 1:4	
				DIB.	28/08/21			E. J. & M. S.
				REV.	-/-/14			
				APROB.	-/-/14			
						NÚMERO DEL DIBUJO 8/13		
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:		



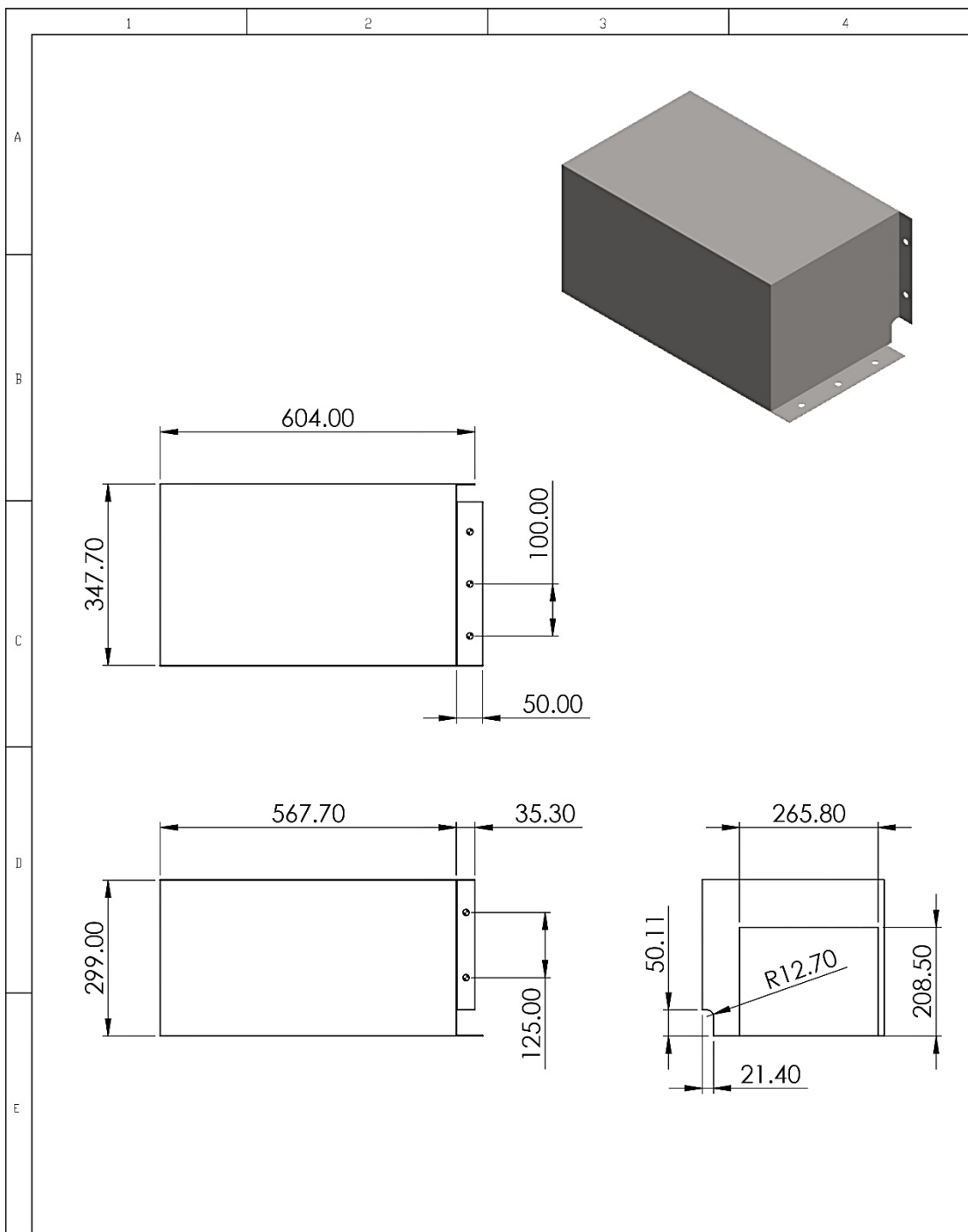
				TOLERANCIAS SI NO SE PUEDE LEER CONTRARIO LOS DATOS DE EXPRESAR EN MILIMETROS BARRIDO CIRCUNFERENCIAL: H7 TOLERANCIAS LINEAL: G18 ANGULAR: G18	PESO	MATERIALES ACERO INOXIDABLE 304		
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACION		ESCALA
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.		1:4
				REV.	-/-/14	SOPORTE DE CUCHILLAS		
				APROB.	-/-/14			
						NUMERO DEL DIBUJO		
						9/13		
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:		



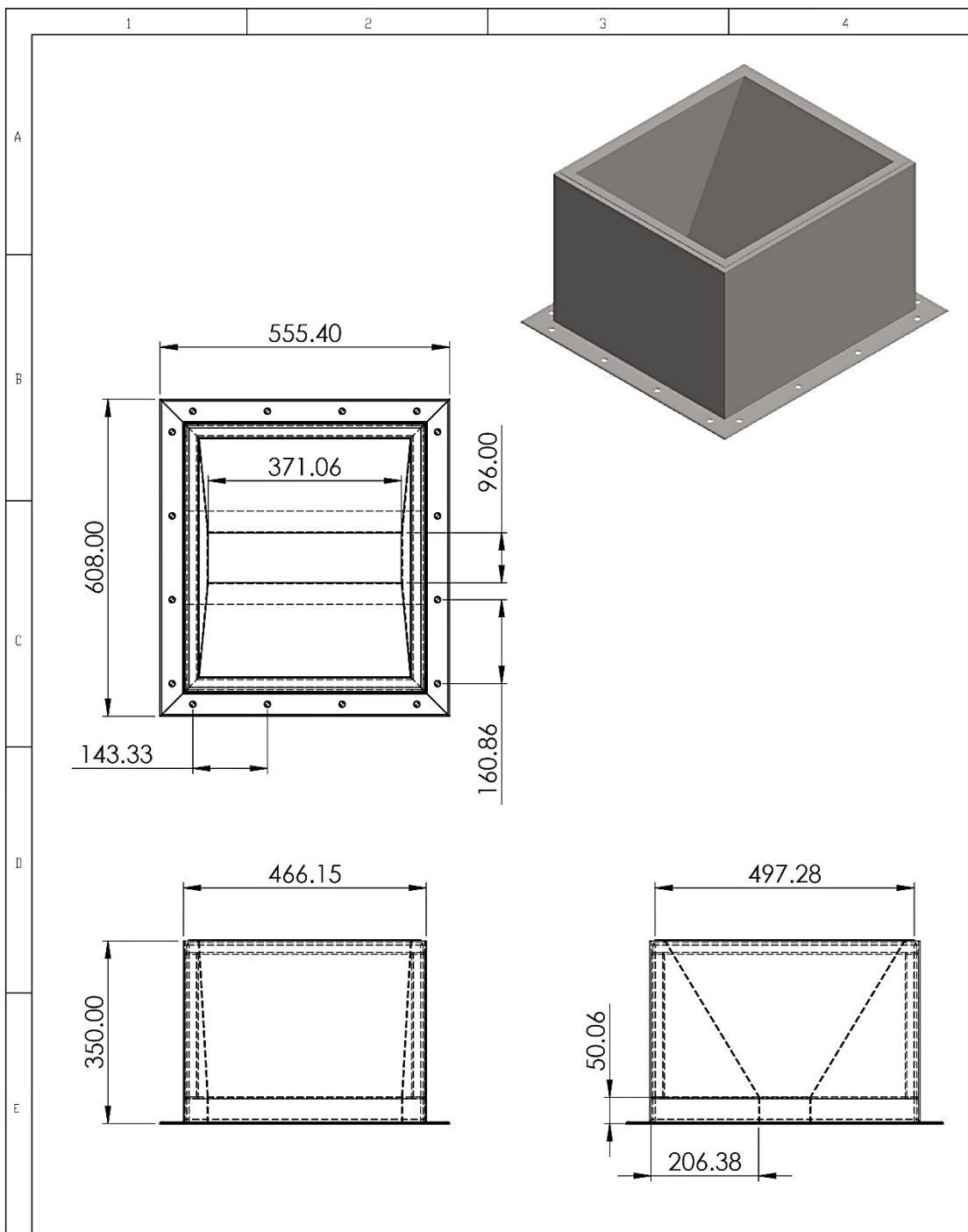
				TOLERANCIAS ± 1.0 DE PUNTA LO CONTADO LOS DEMÁS DE EXPRESIÓN EN MILÍMETROS ABASTO DIFERENCIAL N° TOLERANCIAS ANGULO: 0.02 ANGULO: 0.02	PESO	MATERIALES ACERO INOXIDABLE 304 - TUBO CUADRADO 2IN - ANGULO DE 2IN - PLANCHA DE 5MM	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.	
				REV.	-/-/14	ESTRUCTURA PRINCIPAL	
				APROB.	-/-/14	ESCALA 1:20	
				NUMERO DEL DIBUJO		10/13	
				SUSTITUYE A:			
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE				



				TOLERANCIAS SI NO SE PONE LO CONTRARIO LOS DATOS DE DIMENSIONES EN MILIMETROS BARRIDO CIRCULAR: R7 TOLERANCIAS: LINEAL: IS9 ANGULAR: IS8	PESO	MATERIALES PLANCHA 5MM DE ACERO INOXIDABLE 304		
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACION CUBIERTA REMOVIBLE	ESCALA 1:5	
				DIB.	28/08/21			E. B. & M. S.
				REV.	-/-/14			
				APROB.	-/-/14			
						NÚMERO DEL DIBUJO 11/13		
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A:		



				TOLERANCIAS SI NO SE PONE LO CONTRARIO LOS DATOS DE SUPERFICIE EN MILÍMETROS DADO CONFORME A: N° TOLERANCIAS LINEAL: ISO ANGULAR: ISO	PESO	MATERIALES PLANCHA DE 2MM DE ACERO INOXIDABLE 304	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	
				DIB.	28/08/21	E. B. & M. S.	
				REV.	-/-/14	CUBIERTA PARA MOTORREDUCTOR (CHAPA METÁLICA)	
				APROB.	-/-/14	ESCALA 1:10	
						NÚMERO DEL DIBUJO 12/13	
EDI- CIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A: 	



				TOLERANCIAS SI NO SE PONE LO CONTRARIO LOS DATOS DE EJECUCIÓN EN MILÍMETROS ABRADO COTRIBUCIÓN Nº TOLERANCIAS LINEAL: 0.10 ANGULAR: 0.05	PESO	MATERIALES ACERO INOXIDABLE 304	
				FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	
				DIB.	28/08/21	TOLVA	
				REV.	-/-/14	ESCALA 1:10	
				APROB.	-/-/14	NÚMERO DEL DIBUJO 13/13	
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUYE A: 	