



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

DISEÑO DE PROTOTIPO DE CORTADORA DE PLÁTANO VERDE EN HOJUELAS PARA LA INDUSTRIA DEL CHIFLE EN PIURA

Ingrid Simón-Rodríguez

Piura, octubre de 2018

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Simón, I. (2018). *Diseño de prototipo de cortadora de plátano verde en hojuelas para la industria del chifle en Piura* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](https://repositorio.institucional.pirhua.edu.pe/)

U N I V E R S I D A D D E P I U R A

FACULTAD DE INGENIERÍA



**“Diseño de prototipo de cortadora de plátano verde en hojuelas para la industria del
chifle en Piura”**

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico Eléctrico

Ingrid Mirelli Simón Rodríguez

Asesor: Dr. Ing. Miguel Buenaventura Castro Sánchez

Piura, Octubre 2018

A mis padres, en especial a mi madre,
quién con su apoyo y amor,
me hizo mejor cada día.

Prólogo

Los snacks más populares, en la zona norte de nuestro país son: los chifles, papitas y camotes fritos. Estos productos hoy en día crecen cada vez más en su popularidad, dado a su exquisito sabor, su fácil y rápida preparación. La producción de chifles para la comercialización local, hoy en día es un negocio rentable y posee una visión prometedora a futuro. Actualmente, se produce artesanalmente en grandes cantidades, para poder abastecer los altos niveles de consumo y exportación.

Las empresas más reconocidas, del mercado chiflero piurano, tales como: Chifles Olaechea, Crickets, Chifles Piuranos con sabor Peruano, Chifles especiales San Miguel, Chiflera el Ayabaquino, Chifles “Los Norteños”, comerciantes del mercado, etc.; apuestan día a día por ese producto, agregando especias para innovar en el sabor, para que sus consumidores queden satisfechos con las diversas alternativas ofrecidas, preservando la calidad, en el sabor típico y sus finas proporciones.

La tesis presenta el prototipo del diseño de la máquina con bajos costos de mantenimiento y operación, optimizando la materia prima (plátano verde) y la obtención de un producto final de alta calidad. La cual posee un alcance de producción entre 3840 a 5000 plátanos por día, lo que proporcionará mejor calidad en el trabajo para los operadores, quienes son expuestos a una cocina con aceite hirviendo en el proceso de rebanado del plátano verde. Ya que, para realizar los chifles se presentan inconvenientes para lograr de manera óptima la simetría del corte y el aumento de producción, sin aumentar el periodo de tiempo del rebanado.

Quiero expresar mi profunda gratitud a mi familia, y a todas aquellas personas que estimularon mi gran sueño de ser ingeniero y a la ayuda para la culminación de este trabajo. Un agradecimiento muy especial a mi asesor el Dr. Ing. Miguel Buenaventura Castro Sánchez, quién con su paciencia y buena disposición para con sus alumnos, confió en mí a lo largo de mi carrera. A mi alma mater la Universidad de Piura, que me otorgó mi valiosa formación profesional.

Resumen

En la tesis, se realizará un diseño conceptual, analizando la producción de una empresa en específica, sólo como referencia para ser utilizada en el presente estudio. Dentro de las consideraciones de diseño, lo principal en este estudio es el sistema de corte, sistema de transmisión y el desplazamiento de las cuchillas. Para realizar las partes de esta máquina, se modeló en “Solidworks”, el cuál es un software CAD para diseño mecánico en 3D, que permite modelar la pieza y obtener planos mecánicos para su posterior producción.

Además, se realizarán los cálculos de la cada pieza de la máquina de corte y la fuerza de corte se halla de un módulo experimental, que se asemeja a una cuchilla convencional, con la finalidad de obtener parámetros de producción, analizarlos y mejorarlos. Los beneficios de utilizar la máquina, es un corte limpio y más rápido, evitar cortes en los dedos de la mano, mayor calidad de condiciones de trabajo en operadores que trabajan cerca del aceite hirviendo de la cocina, mayor producción y buenas prácticas de seguridad y en su mantenimiento.

La tesis tiene como objetivo principal, obtener un diseño propio de una cortadora de plátano verde en hojuelas, optimizando el tiempo, la seguridad alimentaria y de sus trabajadores.

ÍNDICE GENERAL

Introducción.....	21
Capítulo 1.....	23
Generalidades	23
1.1 Valor nutritivo del plátano verde	23
1.2 Principales zonas de plátano verde en la región.....	25
1.3 Principales factores de la producción.....	25
1.3.1 Suelo.....	25
1.3.2 Clima	26
1.3.3 Agua	26
1.4 Descripción de los productos derivados.....	27
1.4.1 Chifles de plátano verde.....	27
1.4.2 Hojuelas de papa.....	27
1.4.3 Hojuelas de camote	28
1.5 Fundamentos teóricos para definir la fuerza de corte.....	28
1.5.1 Dimensionamiento del radio en el filo de la cuchilla (r_c).....	28
1.5.2 Dimensionamiento del ángulo de filo de la cuchilla (ϵ).....	29
1.5.3 Grado de acero de la cuchilla	32
1.5.4 Curvatura de la cuchilla.....	33
1.6 Fuerza de corte (F_c) determinada para la máquina chiflera.....	34
1.6.1 Dimensiones y formas de la cuchilla.....	34
1.6.2 Fuerza de corte	35
1.6.3 Fuerza específica de corte (F_{osc})	36
1.6.4 Energía de corte (E_{NCI})	37
1.7 Descripción del corte artesanal de los chifles de plátano verde	37
Capítulo 2.....	39
Diseño Conceptual.....	39
2.1 Diagrama de caja negra de la cortadora	39
2.2 Descripción de las funciones del proceso de corte.....	41
2.3 Matriz Morfológica	44
2.4 Descripción del diagrama funcional de la cortadora	44
2.5 Concepto de solución	46
2.6 Requerimientos de diseño del prototipo de la cortadora	49
2.7 Especificaciones de diseño.....	49
2.8 Mantenimiento	50
2.9 Selección del acero idóneo	51
2.10 Acero Inoxidable 304.....	53
Capítulo 3.....	55
Consideraciones de Diseño	55
3.1 Cálculos generales.....	55
3.1.1. Definición de la capacidad de producción de la máquina	55
3.1.2. Definición de la fuerza de corte	55
3.1.3. Determinación del torque de carga.....	60
3.1.4. Determinación de la velocidad de las cuchillas.....	60
3.1.5. Capacidad de producción neta considerando tiempos muertos	61

3.1.6. Determinación de la potencia de carga.....	62
3.1.7. Selección de la transmisión de potencia del sistema de corte	62
3.1.8. Sistema de transmisión de potencia.....	63
3.1.9. Selección de fajas y poleas.....	63
3.1.10. Cálculo de las fuerzas en la faja trapezoidal	67
3.1.11. Transmisión de fuerzas y momento de la faja al eje	69
3.1.12. Cálculo a rigidez del eje de transmisión.....	69
A. Deformación transversal por flexión.....	69
3.1.13. Cálculo de fluencia en el eje de transmisión	76
3.1.14. Cálculo de fatiga en el eje de transmisión	79
A. Análisis de la sección A por flexión alternante.....	79
B. Análisis de la sección A por torsión alternante	83
3.1.15. Diseño de la cuchilla	85
3.1.15.1. Geometría de la cuchilla.....	85
3.1.15.2. Fuerzas actuantes sobre la cuchilla	86
3.1.15.3. Cálculo a resistencia.....	87
3.1.16. Selección del motor eléctrico	88
3.1.17. Cálculo del contrapeso	90
3.1.17.1. Determinación de la aceleración	90
3.1.17.2. Determinación del peso del contrapeso.....	91
Capítulo 4.....	93
Diseño en software “Solidworks” y costos de inversión.....	93
4.1 Listado de planos.....	93
4.2 Descripción del prototipo	93
4.3 Principales partes de la máquina cortadora	96
4.3.1. Motor eléctrico asíncrono monofásico	96
4.3.2. Disco porta plátanos	97
4.3.3. Disco porta cuchillas	98
4.3.4. Cuchilla	99
4.3.5. Eje de transmisión	99
4.3.6. Polea.....	100
4.3.7. Contrapeso.....	100
4.3.8. Otros elementos.....	101
4.4 Estimación de costos	102
4.4.1. Costos de diseño.....	102
4.4.2. Costos de material y piezas determinadas.....	103
4.4.3. Costos de maquinado y personal técnico	103
Conclusiones	105
Bibliografía	107
Planos	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla de valor nutricional	23
Tabla 2: Lista de requerimientos.....	49
Tabla 3: Especificaciones generales de diseño	50
Tabla 4: Aspectos importantes para un buen funcionamiento	51
Tabla 5: Propiedades mecánicas del acero inoxidable	52
Tabla 6: Aplicaciones de los tipos de acero inoxidable	52
Tabla 7: Composición química del acero inoxidable 304	53
Tabla 8: Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304	54
Tabla 9: Profundidad de corte	58
Tabla 10: Experimento de corte	59
Tabla 11: Fuerza de corte.....	59
Tabla 12: Factor de carga C_2 del manual técnico.....	64
Tabla 13: Poleas acanaladas trapeciales DIN 2211 página 1 para correas trapeciales estrechas y DIN 2217 página 1 para correas trapeciales clásicas	66
Tabla 14: Factor de ángulo de contacto c_1	68
Tabla 15: Datos eléctricos de motor monofásico WEG.....	89
Tabla 16: Lista los planos de la cortadora de plátanos.....	93
Tabla 17: Medidas del motor eléctrico.....	97
Tabla 18: Medidas del disco porta plátano	98
Tabla 19: Dimensiones del disco porta cuchillas	98
Tabla 20: Dimensiones de la cuchilla	99
Tabla 21: Dimensiones del eje de transmisión.....	100
Tabla 22: Dimensiones de la polea	100
Tabla 23: Dimensiones del contrapeso	101
Tabla 24: Dimensiones del acople	102
Tabla 25: Dimensiones de la guarda polea.....	102
Tabla 26: Costo de material y piezas.	103
Tabla 27: Resumen de los costos del diseño y maquinado	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1: Plátano verde.....	24
Figura N° 2: Tamaños de plátano verde. Tamaño prom = 17.33 cm.	24
Figura N° 3: Peso del plátano verde sin cáscara. Peso = 100g.	24
Figura N° 4: Mapa de las principales zonas de producción de plátano verde.....	25
Figura N° 5: Cuadro comparativo de los principales factores de la producción.....	26
Figura N° 6: Chifles de plátano verde.....	27
Figura N° 7: Hojuelas de papita.....	27
Figura N° 8: Hojuelas de camote.	28
Figura N° 9: Detalle del radio de filo de la cuchilla desgastada.	29
Figura N° 10: (a) Detalle de borde de cuchilla afilada, (b) Detalle de cuchilla desgastada.....	29
Figura N° 11: Ángulos de borde, ancho b y espesor d.....	30
Figura N° 12: F vs tg ($\epsilon/2$) con la mejor línea de ajuste a través del origen.....	31
Figura N° 13: Ángulos de borde δ y ϵ su relación δ/ϵ trazado contra la relación de ancho de la cuchilla b y espesor de la cuchilla d.....	32
Figura N° 14: Curva curvatura de la cuchilla vs fuerza de corte.	33
Figura N° 15: Concepto de corte	34
Figura N° 16: Ángulos y dimensiones típicas de diferentes tipos de cuchillas.	35
Figura N° 17: Cuchilla posada sobre el material que será cortado	35
Figura N° 18: Diagrama de fuerza de corte vs longitud de corte.....	36
Figura N° 19: Cortadora casera de plátano verde	38
Figura N° 20: Cortadora de plátanos artesanal modificada para mayor producción	38
Figura N° 21: Diagrama de caja negra.....	39
Figura N° 22: Plátano verde sin cáscara a la entrada del proceso.....	40
Figura N° 23: Chifles piuranos, hojuelas de 1mm a la salida del proceso.....	40
Figura N° 24: Merma del plátano verde	40
Figura N° 25: Pelado y limpieza de plátanos verdes	41
Figura N° 26: Plátano almacenado en agua antes del corte	41
Figura N° 27: Diseño planteado de la cavidad porta plátanos con ángulo de inclinación	42
Figura N° 28: Medida de diámetro de un plátano verde	42
Figura N° 29: Capacidad de la cavidad porta plátanos	42
Figura N° 30: Diagrama del contrapeso.....	43
Figura N° 31: Chifles en rejilla se transportan a la cocina con aceite hirviendo	43
Figura N° 32: Diagrama funcional de la cortadora	45
Figura N° 33: Esquema del disco porta plátano y cavidades porta plátano	44
Figura N° 34: Primer diseño de la cortadora de plátano	46
Figura N° 35: Segundo diseño de la cortadora de plátano	47
Figura N° 36: Cuchilla con guías para su desplazamiento.....	47
Figura N° 37: Boceto del diseño final del sistema de corte	48
Figura N° 38: Posición de elementos en el boceto del diseño final	48
Figura N° 39: Módulo para pruebas durante el experimento.....	56
Figura N° 40: Distancia que se desplaza después del impacto	57
Figura N° 41: Cortes en el plátano.....	57
Figura N° 42: Puntos de profundidad en la sección transversal del plátano.....	58

Figura N° 43: Esquema de caída libre	58
Figura N° 44: Gráfica de la fuerza de corte [N] vs desplazamiento de la cuchilla [mm]	59
Figura N° 45: Esquema sobre la distancia de la cuchilla al centro de rotación.	60
Figura N° 46: Plátano verde pelado, largo promedio = 175 mm	61
Figura N° 47: Cavidades porta plátanos	61
Figura N° 48: Transmisión de potencia por faja trapezoidal	63
Figura N° 49: Diagrama de correas trapeziales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753.....	65
Figura N° 50: Perfil SPZ seleccionado	65
Figura N° 51: Sistema de transmisión poleas de un mismo diámetro	65
Figura N° 52: Diámetro del eje del motor de paso.	66
Figura N° 53: Fuerzas de la faja trapezoidal.....	67
Figura N° 54: Trasmisión de fuerzas y momentos debido a la faja	69
Figura N° 55: Esquema del eje de la máquina cortadora.....	69
Figura N° 56: Esquema del eje en el plano x-z.....	70
Figura N° 57: Esquema general de fuerzas actuantes del eje en el eje x-z	70
Figura N° 58: Tramos sección del eje.....	71
Figura N° 59: Curva elástica en el eje x-z	75
Figura N° 60: Diagrama de cuerpo libre en el eje de transmisión	76
Figura N° 61: Diagramas de fuerzas y momentos en el eje de transmisión del plano x-z.....	77
Figura N° 62: Puntos críticos A y B para el cálculo de la Fatiga	79
Figura N° 63: Coeficiente k_a correspondiente al acabado del eje de transmisión	80
Figura N° 64: Tabla de confiabilidad vs Factor de confiabilidad (k_c)	81
Figura N° 65: Gráfica de sensibilidad de muesca "q" para cargas de flexión o axial	82
Figura N° 66: Diagrama de factores de concentración de esfuerzo teórico	83
Figura N° 67: Dimensiones de la cuchilla	85
Figura N° 68: Resortes y placas antifricción de la cuchilla	85
Figura N° 69: Vista lateral de la cuchilla.....	85
Figura N° 70: D.C.L. de la cuchilla de planta.....	86
Figura N° 71: D.C.L. de la cuchilla (detalle).....	86
Figura N° 72: Diagrama de fuerza cortante en la cuchilla.....	87
Figura N° 73: Cálculo de la resistencia para la cuchilla en solidworks.....	88
Figura N° 74: Motor eléctrico.....	89
Figura N° 75: Ángulo de la cavidad porta plátanos y el disco porta plátanos	90
Figura N° 76: Esquema de D.C.L. del contrapeso	91
Figura N° 77: Sistema de corte modelado en Solidworks	94
Figura N° 78: Vista lateral de la altura de las medidas de la cortadora de plátano.....	94
Figura N° 79: Vista lateral a detalle de las medidas de la cortadora de plátano.	95
Figura N° 80: Propiedades mecánicas de la cortadora de plátano de análisis de Solidworks.....	95
Figura N° 81: Motor eléctrico modelado en Solidworks	96
Figura N° 82: Disco porta plátanos.....	97
Figura N° 83: Disco porta cuchillas.....	98
Figura N° 84: Cuchilla modelada en Solidworks.....	99
Figura N° 85: Eje modelada en Solidworks.....	99
Figura N° 86: Polea modelada en Solidworks	100

Figura N° 87: Contrapeso modelado en Solidworks.....	101
Figura N° 88: Acople de la cortadora de plátano modelado en Solidworks	101
Figura N° 89: Guarda polea modelada en Solidworks.....	102

ÍNDICE DE PLANOS

- Plano 1:** Plano de ensamblaje de cortadora de plátano (PL-E-CP-001)
- Plano 2:** Plano de detalle del motor asíncrono monofásico (PL-D-MA-001)
- Plano 3:** Plano de detalle del disco porta plátanos (PL-D-DPP-001)
- Plano 4:** Plano de detalle del disco porta cuchillas (PL-D-DPC-001)
- Plano 5:** Plano de detalle de la cuchilla (PL-D-C-001)
- Plano 6:** Plano de detalle del eje (PL-D-E-001)
- Plano 7:** Plano de detalle del eje-bocina (PL-D-E-002)
- Plano 8:** Plano de detalle de la polea (PL-D-P-001)
- Plano 9:** Plano de detalle del contrapeso (PL-D-CP-001)
- Plano 10:** Plano de detalle del motor de paso (PL-D-MP-001)
- Plano 11:** Plano de detalle de elementos varios-acople (PL-D-EV-002)
- Plano 12:** Plano de detalle de elementos varios-guardapolea (PL-D-EV-003)

Introducción

El propósito de la tesis es, diseñar una máquina chiflera en base a datos de una producción real, dicho modelo se realizó en Solidworks, el cual es un software CAD para diseño mecánico en 3D. El uso de la máquina diseñada en esta tesis, efectuará un corte limpio y más rápido, evitando accidentes laborales, mayor producción y buenas prácticas de seguridad y en su mantenimiento. La tesis consta de cuatro capítulos, a continuación una descripción breve de cada uno de ellos:

En el capítulo I, se presenta los aspectos generales, tales como: valor nutritivo, producción y consumo de la materia prima utilizada en esta industria, el plátano verde, camote y papitas. Además, se establece los factores para hallar la Fuerza de Corte (F_c).

En el capítulo II, se hace referencia al requerimiento del diseño de la máquina, se simplifica mediante el diagrama de caja negra para describir el proceso. Se describe las principales funciones del diseño de la cortadora, el diagrama de funcional de la cortadora de manera detallada y sus respectivas especificaciones de diseño.

En el capítulo III, se muestran los cálculos generales de cada elemento del prototipo. Además, de mostrar los valores de producción óptimos para el diseño de la máquina rentable en la industria de Piura, mediante la implementación de un módulo de pruebas para hallar la fuerza de corte de manera experimental.

En el capítulo IV, se realiza el diseño en el software SolidWorks, se presentan los planos a detalle de cada una de las piezas y de todo el sistema de corte. Con la finalidad de una fabricación y mejoras posteriores.

Por último, se presentan las conclusiones, donde se resalta lo más importante de esta tesis: La implementación del diseño en software Solidworks de la cortadora de plátano verde, para ser utilizada posteriormente en la industria de la región.

Capítulo 1

Generalidades

1.1 Valor nutritivo del plátano verde

El plátano verde, se caracteriza por ser un fruto sin madurar, también se conoce como plátano macho. Nutricionalmente, este fruto es una buena fuente de fibra, vitaminas y minerales, los cuales son descritos en la siguiente tabla, para 100 gr. de plátano verde:

Tabla 1: Tabla de valor nutricional

Valor Nutricional para 100 gr. de Plátano Verde	
Calorías	85 Kcal
Grasa Total	0.20 g
Fibra	0.30 g
Glúcidos	38.3
Agua	75.7 g
Proteínas	1.1 g
Carbohidratos	22.0 g
Vitaminas A	190 UI
B1	0.05 mg
B2	0.06 mg
B6	0.32 mg
Ácido nicotínico	0.6 mg
Ácido pantoténico	0.2 mg

Fuente: <http://www.botanical-online.com/platano-macho-propiedades.htm>



Figura N° 1: Plátano verde

Fuente: [Elaboración propia](#)

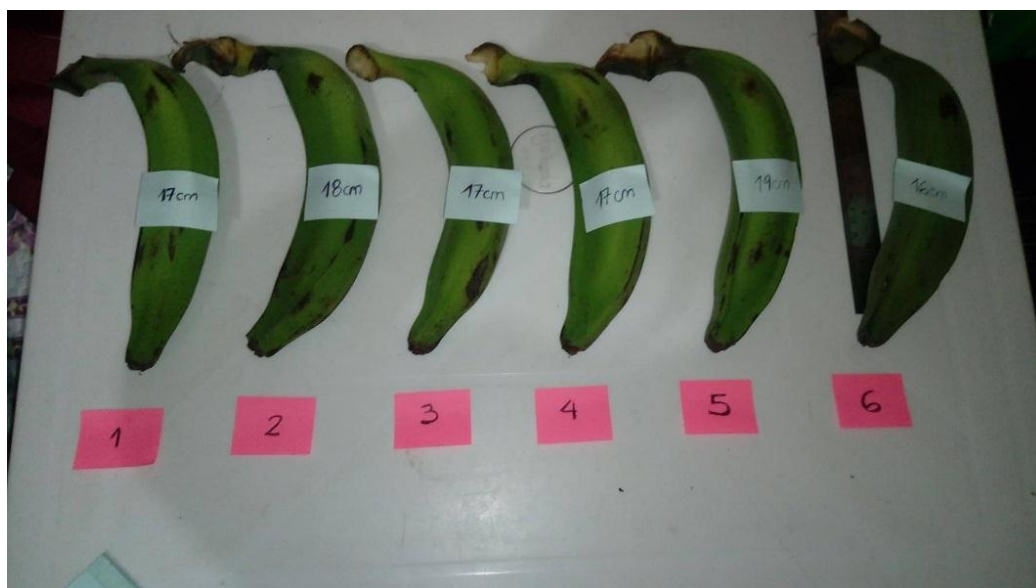


Figura N° 2: Tamaños de plátano verde. Tamaño prom = 17.33 cm.

Fuente: [Elaboración propia](#)



Figura N° 3: Peso del plátano verde sin cáscara. Peso = 100g.

Fuente: [Elaboración propia](#)

1.2 Principales zonas de plátano verde en la región

Las principales zonas de producción de plátano verde en nuestro Perú, se centraliza en las regiones de Piura y de Tumbes, según la distribución porcentual de las 6500 hectáreas certificados del cultivo de plátano del año 2014. Específicamente en el Valle del Chira – Provincia de Sullana y los Valles del Rio de Tumbes – Zarumilla respectivamente. Sin embargo, la mayor proporción de la producción, el 81% se concentra en el Valle del Chira.

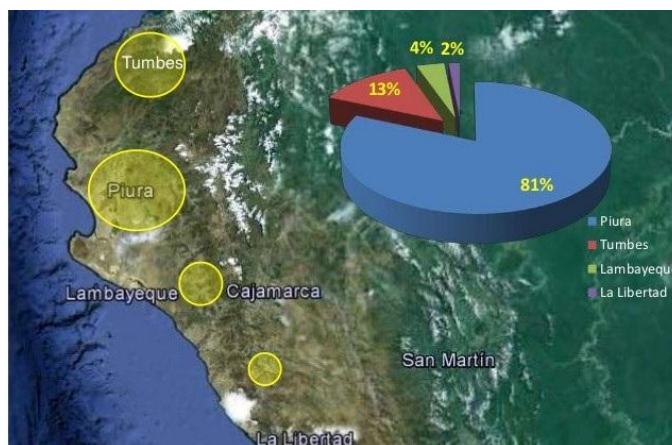


Figura N° 4: Mapa de las principales zonas de producción de plátano verde.

Fuente: <https://es.slideshare.net/inveracerosac3/manejo-de-banano-orgnico-en-la-zona-de-piura>

1.3 Principales factores de la producción

Las zonas mencionadas, poseen ventajas para la producción de plátano verde, tales como:

- Las buenas condiciones de su suelo y menor porcentaje en la propagación de plagas y enfermedades.
- Poseen un clima favorable en comparación a otros productores, a nivel mundial.
- La producción en estas zonas es beneficiada, por la cercanía a los puertos de Paita-Perú y Bolívar – Ecuador, ya que el plátano necesita cantidades adecuadas de agua de riego.

A continuación, se describirá cada uno de estos factores:

1.3.1 Suelo

La textura del suelo idóneo para el cultivo del plátano, es franco arenoso, franco arcilloso, franco arcillo limoso y franco limoso. Además de suelos fértiles, permeables, profundos aproximadamente dentro del rango de 1.2 – 1.5 m, correctamente drenados y con una cantidad apropiada de materias nitrogenadas.

Según el cuadro comparativo de los principales factores de la producción (ver **Figura N° 5**, según la fuente del SENAMHI del año 2014, se tiene registro que la textura del suelo de la región Piura es arenoso – franco arcilloso.

1.3.2 Clima

El plátano verde, se cultiva en las regiones tropicales y subtropicales, con un rango de temperatura de 22°C y de 28°C, en promedio para nuestra región Piura es de 25°C. Para el desarrollo de este fruto se requiere de alta radiación solar, en un promedio de 6.8 horas de exposición, con una Humedad Relativa promedio de 65.8% para nuestra región, según el cuadro comparativo de los principales factores de la producción (ver **Figura N° 5**), según la fuente del SENAMHI del año 2014.

1.3.3 Agua

La planta de plátano está compuesta por un 85% de agua. Esta especie en la cual el balance hídrico es de gran importancia para su desarrollo. La cantidad de agua que requiere el cultivo del plátano para su desarrollo es de un promedio de 7 mm diarios (210 mm al mes) para obtener cosechas provechosas, se debe contar con un eficiente sistema de drenaje, para evacuar se evita los excedentes de agua en las épocas de mayor precipitación.

En la región Piura, el agua para riego es procedente del reservorio Poechos (el cual, es un embalse ubicado en el río Chira, frontera entre Perú y Ecuador) además, también proviene de San Lorenzo (ubicado en el distrito de Tambogrande).

A continuación, se presenta en resumen el cuadro comparativo de los principales factores de la producción, según la fuente del SENAMHI del año 2014:

CUADRO COMPARATIVO DE LOS PRINCIPALES FACTORES DE LA PRODUCCIÓN				
Factor	Parámetro	DEPARTAMENTOS		
		TUMBES	PIURA	LAMBAYEQUE
Clima	Temp. Prom.	26.8	25	23.9
	Hum. Relativa Prom.	79.2	65.8	68.2
	Horas de sol	6.2	6.8	5.8
Suelo	Clase textural	Francos-Franco-Arcilloso	Arenoso-Franco Arcilloso	Francos-Franco-Arcilloso
Agua	Procedencia	Sub-Suelo	Reserv.Poechos y San Lorenzo	SubSuelo
Fuente: SENAMHI. PIURA				

Figura N° 5: Cuadro comparativo de los principales factores de la producción.

Fuente: <https://es.slideshare.net/inveracerosac3/manejo-de-banano-orgnico-en-la-zona-de-piura>

1.4 Descripción de los productos derivados

1.4.1 Chifles de plátano verde.

Los chifles de plátano verde, típico en la región Piura. Este delicioso snack, consiste en rodajas o tiras cortadas del plátano verde y luego se fríen en la cocina con aceite hirviendo. Es muy popular servirlo con cancha serrana, con cecina rayada y acompañamiento de platos típicos, tales como el ceviche, pavo hornado, etc.



Figura N° 6: Chifles de plátano verde.

Fuente: [Elaboración propia](#)

1.4.2 Hojuelas de papa.

De las 3000 variedades de papa registradas en el Perú. Nuestro país es el primer producto a nivel mundial de este tubérculo. La variedad de papa blanca, también llamada “Tomasa”, es la más utilizada para los snacks. En la actualidad, muchas variedades de papa nativas, se convirtieron en las protagonistas de los snacks, gracias a la iniciativa social llamada propapa, la cual buscaba preservar las papas nativas en peligro de extinción. Por lo tanto, los snacks hechos de hojuelas de papitas no sólo son nutritivos, sino también muy variados.



Figura N° 7: Hojuelas de papita.

Fuente: [Elaboración propia](#)

1.4.3 Hojuelas de camote

En la costa del Perú, existe una gran variedad de camote, siendo el camote amarillo el más popular dentro de nuestra gastronomía, su uso varía desde acompañamiento en un plato principal, en la preparación de chicharrones, adicional en un sándwich, etc. En una de sus variedades se encuentran las hojuelas de camote, las cuales, es en la actualidad, uno de los snacks preferidos por los consumidores.



Figura N° 8: Hojuelas de camote.

Fuente: [Elaboración propia](#)

1.5 Fundamentos teóricos para definir la fuerza de corte¹

La Fuerza de corte, según Geibler, no posee una definición concreta, más bien es una aproximación de diferentes factores, principalmente del “afilado”. El diseño de la cuchilla, depende directamente de:

- a) Su filo se mantenga el mayor tiempo posible (condición de corte ideal).
- b) Después de afilarse debe conservar su borde sin deformación
- c) Debe poseer una alta resistencia a la deformación.

Según el mismo planteamiento de Geibler, existe 4 factores principales, que afectan la fuerza de corte, ellos se detallan a continuación:

1.5.1 Dimensionamiento del radio en el filo de la cuchilla (r_c)

El investigador McCarthy, realizó estudios con sólidos blandos, y determinó la dependencia de la fuerza F requerida para la formación del corte en el radio del borde r y encuentran una relación proporcional: $F \propto r$.

¹ Concerning the Sharpness of Blades. Geibler. Tremonia Fechterfurier. [Consultado el 11 de agosto de 2017]
Disponible en: <<http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>>

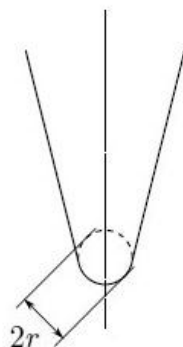


Figura N° 9: Detalle del radio de filo de la cuchilla desgastada.

Fuente: <http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>

La parte del filo de la cuchilla en detalle (ver **Figura N° 9**). Si la cuchilla se encuentra afilada, el radio del filo es cercano a cero. No obstante, mientras se utiliza la cuchilla, el esfuerzo por aplastamiento supera al permisible por el material, este efecto ocasiona que el ángulo agudo del filo se redondee, tal como se observa en la (ver **Figura N° 10**).

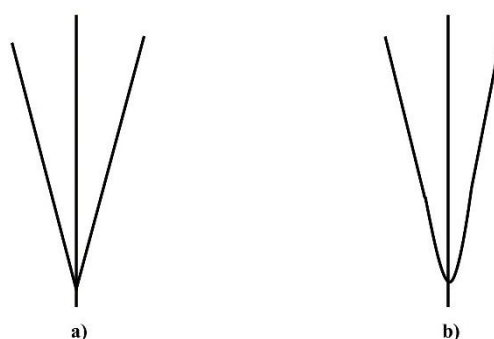


Figura N° 10: (a) Detalle de borde de cuchilla afilada, (b) Detalle de cuchilla desgastada.

Fuente: [Elaboración Propia](#)

1.5.2 Dimensionamiento del ángulo de filo de la cuchilla (ϵ)

El ángulo de una cuchilla se halla experimentalmente, se determinó que la Fuerza de Corte es directamente proporcional a la tangente de la mitad del borde, tal como se describe en la siguiente relación:

$$F_{\text{corte}} \propto \tan \frac{\epsilon}{2} \quad (1.01)$$

Arcona y Dow² encontraron la misma correlación para el corte de películas plásticas usando ángulos de borde menores de 45° . McCarthy y Col³. Utilizó el método de elementos finitos para modelar un proceso de corte y sugirió una relación bilineal entre la fuerza F que forma un corte en sustrato de poliuretano y el ángulo del borde ϵ .

Sin embargo, en la ecuación **1.01**, se describe adecuadamente sus resultados, ver **Figura N° 12**. Marsot et al⁴ evaluó el impacto del ángulo del borde y el grado de acero en el filo, también en el retardo del borde al instante del corte y llegó a la conclusión de que un ángulo obtuso produce una mayor retardo en el filo.

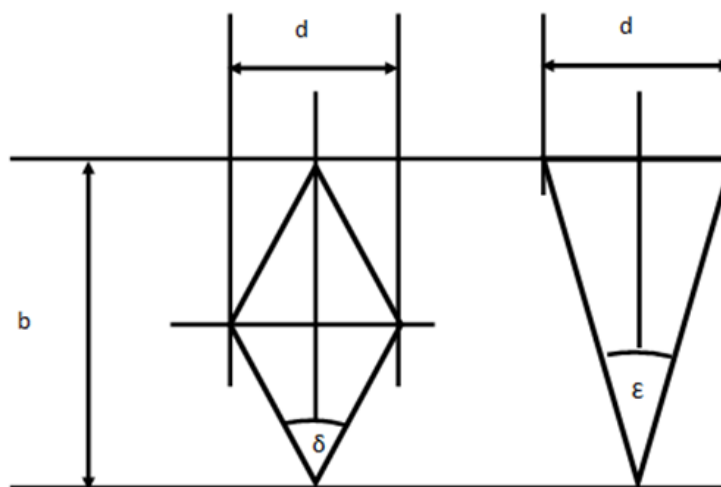


Figura N° 11: Ángulos de borde, ancho b y espesor d .

Fuente: <http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>

McGorry et al.⁵ evaluó bajo condiciones de campo el efecto de los ángulos de los bordes 20° , 30° y 45° sobre la fuerza requerida para cortar carne. Deducen de sus medidas que, dentro del rango de ángulos evaluado, el ángulo del borde no afecta la requerida fuerza significativamente. Esto sugiere que el efecto de reducción de nitidez de los ángulos de los bordes mayores en la práctica está superpuesto a otros efectos. McCarthy y col.³ considera el ángulo del borde menos importante que otros efectos.

² C. Arcona and T. A. Dow. "The role of knife sharpness in the slitting of plastic films". In: Journal of Materials Science 31.5 (1996), pp. 1327{1334. DOI: 10.1007/BF00353113.

³ C. T. McCarthy, Ní Annaidh and M. D. Gilchrist. "On the sharpness of straight edge blades in cutting soft solids: Part II - Analysis of blade geometry". In: Engineering Fracture Mechanics 77.3 (2010), pp. 437{451. DOI: 10.1016/j.engfracmech. 2009.10.003.

⁴ J. Marsot, L. Claudon and M. Jacqmin. "Assessment of knife sharpness by means of a cutting force measuring system". In: Applied Ergonomics 38.1 (2007), pp. 83{89. DOI: 10.1016/j.apergo.2005.12.007.

⁵ R. W. McGorry, P. C. Dowd and P. G. Dempsey. "The effect of blade finish and blade edge angle on forces used in meat cutting operations". In: Applied Ergonomics 36.1 (2005), pp. 71{77. DOI: 10.1016/j.apergo.2004.08.002.

Una hoja de doble filo con sección transversal rómbica tiene ángulos de borde mayores que una sola cuchilla afilada con el mismo ancho de cuchilla, grosor y área de sección transversal con una misma cuchilla triangular sección transversal, como se muestra en la **Figura N° 12** para cuchillas sin biseles o hebillas (convexas o molido hueco). Las consideraciones geométricas básicas que descuidan la rectificación exacta producen relaciones para el ángulo del borde de una cuchilla de doble filo con sección transversal rómbica, el ángulo de borde "de una cuchilla de un solo filo con sección transversal triangular, el espesor de la cuchilla d y el ancho de la cuchilla b :

$$\tan \frac{\delta}{2} = \frac{d}{b} \quad (1.02)$$

$$\tan \frac{\varepsilon}{2} = \frac{d}{2b} \quad (1.03)$$

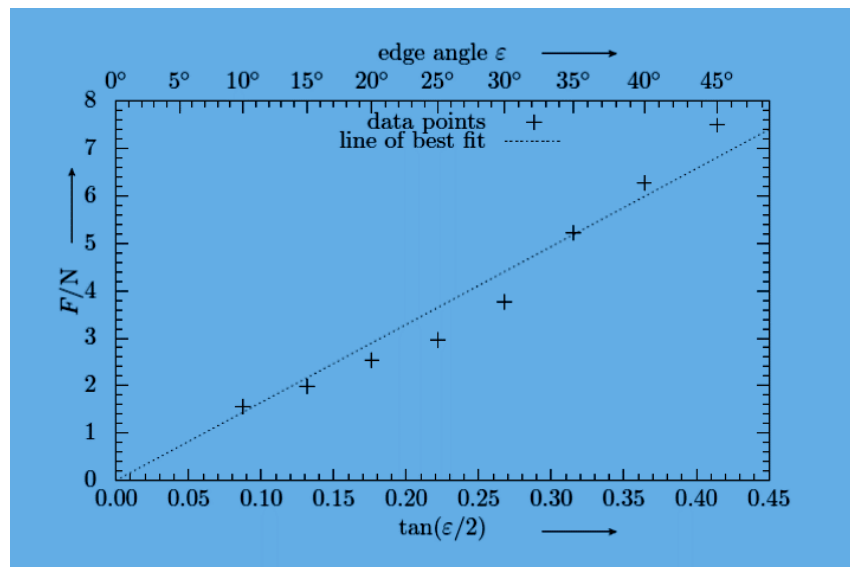


Figura N° 12: F vs $\tan(\varepsilon/2)$ con la mejor línea de ajuste a través del origen
Fuente: <http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>

Para la relación de los ángulos del borde ε y δ , y esto da como resultado, lo siguiente:

$$\frac{\delta}{\varepsilon} = \frac{\tan^{-1}\left(\frac{d}{b}\right)}{\tan^{-1}\left(\frac{d}{2b}\right)} \quad (1.04)$$

Para los casos límite, por ejemplo: una cuchilla con sección transversal cuadrada con $b = d$ y para cuchillas con un perfil delgado, $b \gg d$, los valores de frontera de ε/δ son:

$$\left. \frac{\delta}{\varepsilon} \right|_{\frac{b}{d}=1} \approx 1.69 \quad (1.05)$$

$$\lim_{\delta/\varepsilon \rightarrow \infty} (\delta/\varepsilon) = 2. \quad (1.06)$$

Las ecuaciones (1.05) y (1.06), así como la **Figura N° 13**, muestran que la misma relación de ancho de la cuchilla y el espesor produce un ángulo de borde de una cuchilla de doble filo con sección transversal rombual que es de 1.69 a 2 veces más grande que el ángulo del borde ε de una cuchilla de un solo filo con forma triangular sección transversal. De la ecuación (1.01) sigue que la fuerza de corte de una cuchilla de doble filo necesita ser el doble de grande que una hoja de un solo filo con la misma proporción de ancho y grosor.

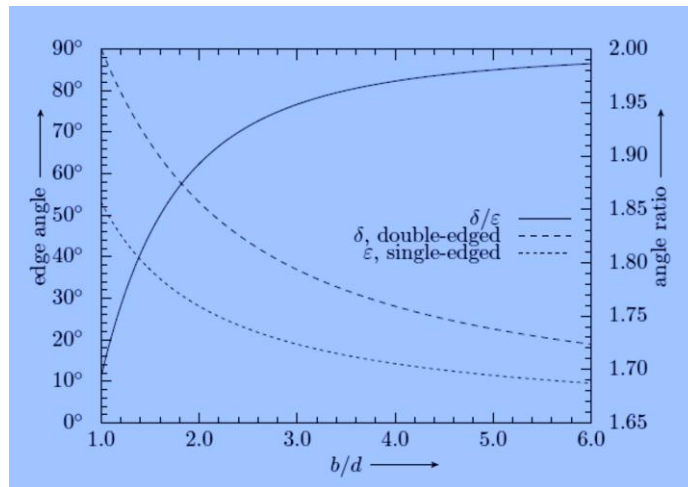


Figura N° 13: Ángulos de borde δ y ε su relación δ/ε trazado contra la relación de ancho de la cuchilla b y espesor de la cuchilla d

Fuente: <http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>

1.5.3 Grado de acero de la cuchilla

El grado de acero, tiene como resultado el incremento en la fuerza de corte, salvo para los grados de acero más duros. Según las investigaciones, se sabe que los aceros inoxidables no son muy apropiados para cuchillas para este tipo de aplicación, por su baja tenacidad.

Algunas geometrías del borde de la cuchilla, dependen del acero utilizado. Así para, los aceros frágiles con mayores concentraciones de carbono, no pueden formarse bordes con un radio pequeño ya que, se rompería al picarlo. Por lo tanto, el concepto de ancho mínimo de borde, tendría que considerarse en el diseño y los radios de borde más pequeños sólo se pueden obtener con aceros más dúctiles.

Para aceros con tratamiento térmico, no sólo afectan al borde de una cuchilla, sino también otras de sus propiedades. Así, una cuchilla de hoja excesivamente dura y

quebradiza, produce una menor resistencia al impacto y mayor riesgo de fractura. El mayor riesgo de fractura puede compensarse con una cuchilla más gruesa, lo que a su vez, cambiaría la masa y su centroide.

1.5.4 Curvatura de la cuchilla

Landes⁶ considera la relación corte/empuje ξ de forma cualitativa y geométrica explica la fuerza reducida con un ángulo de borde efectivo más pequeño ξ_{eff} . En su descripción, el efecto el ángulo del borde ξ_{eff} resulta de una proyección del ángulo del borde ξ en un plano perpendicular al plano de corte y paralelo a la dirección de corte. Por lo tanto, el ángulo de borde efectivo ξ_{eff} es:

$$\frac{\tan\left(\frac{\xi_{\text{eff}}}{2}\right)}{\tan\left(\frac{\xi}{2}\right)} = (1 + \xi^2)^{-\frac{1}{2}} \quad (1.07)$$

Usando la ecuación 1.01, esto da la fuerza requerida efectiva F_{eff} :

$$\frac{F}{F_{\text{eff}}} = (1 + \xi^2)^{-\frac{1}{2}} \quad (1.08)$$

La fuerza de corte también depende de ξ , el coeficiente que, se define como la relación entre la velocidad paralela al borde de la cuchilla y la velocidad perpendicular al borde de la cuchilla.

Se encontró, de manera experimental que a mayor ratio ξ , se requiere una menor fuerza de corte. Los resultados de la experimentación se observan en el siguiente gráfico (ver **Figura N° 14**)

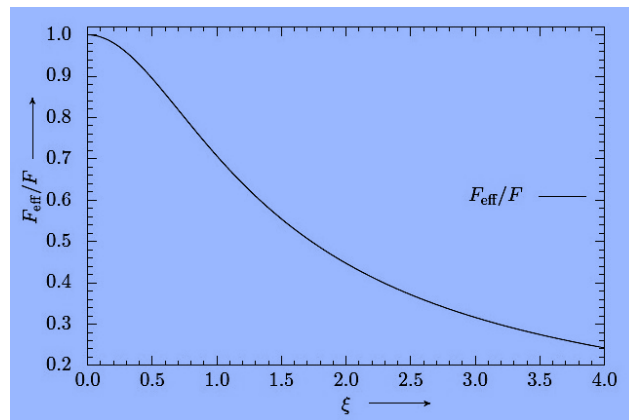


Figura N° 14: Curva curvatura de la cuchilla vs fuerza de corte.

Fuente: <http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>

⁶ R. Landes. Messerklingen und Stahl. 2nd ed. Bad Aibling: Wieland Verlag, 2006.

1.6 Fuerza de corte (F_c) determinada para la máquina chiflera⁷

En la actualidad, las máquinas cortadoras poseen dos métodos: Modelo matemático de las fuerzas que actúan sobre la cuchilla y Método de prueba y error. En esta tesis, se analiza el primer método. A continuación, se menciona el concepto de corte, desde el punto de vista mecánico:

- **Corte:** Se define como el proceso de división mecánica de un sólido a lo largo de una línea y las partes separadas se llaman cortes. Durante el proceso del corte, la cuchilla penetra el material y vence la resistencia de éste y lo separa. Por lo tanto, se tiene una relación entre la resistencia al corte (dada por el material cortado), el extremo cortante (filo de la cuchilla) y la dinámica del corte.

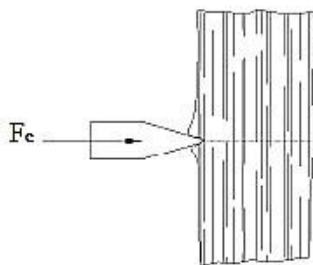


Figura N° 15: Concepto de corte

Fuente: http://somim.org.mx/articulos2010/memorias/memorias2009/pdfs/A1/A1_196.pdf

1.6.1 Dimensiones y formas de la cuchilla

La forma y dimensión de la cuchilla, se caracteriza principalmente por el ángulo que posee en el borde (extremo que produce el corte). Sin embargo, para aplicaciones específicas, es necesario especificar otros parámetros de la cuchilla. (Ver **Figura N° 16**).

A_{NE} : Ángulo del extremo que produce el corte.

L_{RE} : Radio del extremo que produce el corte.

L_{TE} : Espesor del extremo que produce el corte.

A_{NEB} : Ángulo de la cuña de la cuchilla

L_{TB} : Espesor de la cuña de la cuchilla

L_{WB} : Ancho de la cuchilla

⁷ Modelo del corte de un tallo por una navaja- memorias del XV congreso internacional anual de la SOMIM. ELIAS LEDESMA. 2009. MÉXICO [Se consultó el 12 de agosto de 2017]. Disponible en: http://somim.org.mx/articulos2010/memorias/memorias2009/pdfs/A1/A1_196.pdf

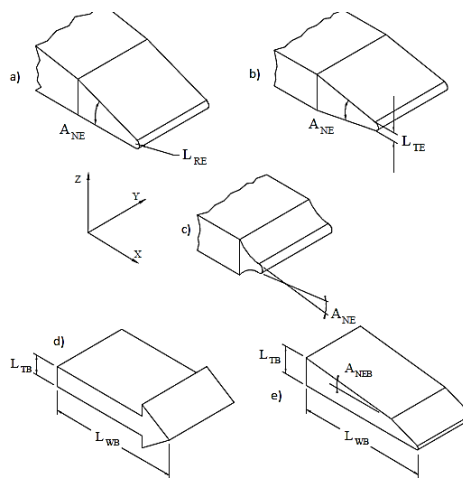


Figura N° 16: Ángulos y dimensiones típicas de diferentes tipos de cuchillas.

Fuente: http://somim.org.mx/articulos2010/memorias/memorias2009/pdfs/A1/A1_196.pdf

1.6.2 Fuerza de corte

La fuerza de corte se define como la resultante del producto de los esfuerzos aplicados al material (plátano) por la cuchilla y la porción de área, a la cual afectan dichos esfuerzos. La fuerza posee 3 componentes plano tridimensional, descritos a continuación:

F_{OX} : Componente de la Fuerza de Corte en dirección del movimiento de la cuchilla.

F_{OY} : Componente Normal de la Fuerza de Corte.

F_{OZ} : Componente Perpendicular de la Fuerza de Corte.

La fuerza de corte es equilibrada con la fuerza de la resistencia del material a ser cortado. Además la fuerza de corte va aumentando desde 0 (desde el momento en el que la cuchilla se posa sobre el material a ser cortado) hasta el valor máximo y retorna a 0.



Figura N° 17: Cuchilla posada sobre el material que será cortado

Fuente: [Elaboración propia](#)

De acuerdo, a la longitud de corte (I_{TC}), se forman 3 fases determinadas A, B y C (ver **Figura N° 18**) acorde la fuerza de corte (F_{oc}) es aplicada.⁸ Las fases del proceso de corte:

⁸ Srivastava. A., C. Goering and R. Rohrbach. 1993. Engineering principles of agricultural machines. USA: ASAE.

A = Compresión: En esta fase la cuchilla está sobre el material, es el instante en el que la F_C tiene el valor “0”, el material que será cortado se comprime, deformación elástica del material en el punto de presión.

B = Compresión y corte: El material en el proceso del corte, se comprime. Si la resistencia propia del material es mayor que la fuerza de corte, el corte no se produce. Cuando la fuerza de corte es superior a la fuerza propia del material, el corte se realiza con éxito. La fuerza de corte depende de la dureza de la herramienta de corte, en el caso de esta tesis, la cuchilla.

C = Corte: Finalmente en esta fase, el material se separa en partes llamados cortes y la F_C retorna a su valor 0, cesando así el esfuerzo que se produce por la aplicación de dicha fuerza.

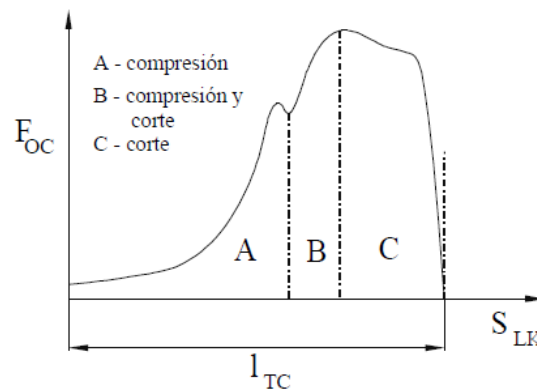


Figura N° 18: Diagrama de fuerza de corte vs longitud de corte

Fuente: http://somim.org.mx/articulos2010/memorias/memorias2009/pdfs/A1/A1_196.pdf

1.6.3 Fuerza específica de corte (F_{osc})

La fuerza de corte específico (F_{osc}) es expresada por la fuerza de corte por unidad de ancho del corte, se mide de manera perpendicular a la dirección del desplazamiento de la cuchilla. Las componentes de la fuerza de corte específico en el eje de coordenadas, es el siguiente:

$$F_{OXS} = \frac{F_{OX}}{l_{WC}} = F_{OSC} \quad (1.09)$$

$$F_{OYS} = \frac{F_{OY}}{l_{WC}} \quad (1.10)$$

$$F_{OZS} = \frac{F_{OZ}}{l_{WC}} \quad (1.11)$$

Donde, I_{WC} se define como el ancho efectivo de la sección de corte del material, además, se mide de manera perpendicular al desplazamiento de la cuchilla, en la dirección “y”. La fuerza F_{OCS} depende de la penetración S_{LE} . De tal forma que, con respecto al diagrama (ver **Figura N° 18**):

$$F_{OXS}(0) = 0 \quad (1.12)$$

$$F_{OCS}(I_{TC}) = 0 \quad (1.13)$$

La ecuación (1.12), es referida al inicio de la fase A del diagrama de Fuerza de Corte vs Longitud de corte (ver **Figura N° 18**), donde la fuerza de corte en la componente x, cuando se trata de un corte recto posee valor 0.

La ecuación (1.13), es referida al final de la fase del diagrama de Fuerza de Corte vs Longitud de corte (ver **Figura N° 18**), donde la fuerza de corte, cuando se trata de un corte recto al final del proceso, retorna al valor 0.

1.6.4 Energía de corte (E_{NCI})

La energía para poder efectuar un corte, por ejemplo: el más simple (tramo recto). Se encuentra definida por la integral de la fuerza de corte por el desplazamiento de la cuchilla. Esta energía está compuesta por la energía de compresión que ejerce la cuchilla, así como la energía real del corte.

Para mayor comprensión de este concepto, se define una medida, llamada la energía específica de corte, modelada por Persson⁹, que hace mención a la cantidad de energía necesaria por cantidad de material que será cortado. Otro concepto de Persson, es la energía específica de corte por área sólida baja la cuchilla, la cual es independiente de la longitud de corte I_{TC} . Se puede expresar de la siguiente manera:

$$E_{NCSA} = \frac{E_{NCI}}{A_S} \quad (1.14)$$

En dónde;

E_{NCSA} : Energía específica de corte por área sólida [J/mm^2]

A_S : Área del sólido bajo la cuchilla [mm^2]

1.7 Descripción del corte artesanal de los chifles de plátano verde

El procedimiento de corte, para hacer los chifles de plátano verde, es el siguiente:

⁹ Persson. S. 1987. Mechanics of cutting plant material. USA: ASAE.

- i. Lavar y pelar los plátanos verdes, tener cuidado de ensuciarse, porque son gomosos o pegajosos, lo mejor es pelarlos en una fuente de agua fría.
- ii. Corte los plátanos en rodajas finas, con una cortadora de plátanos casera, la cual es muy práctica y fácil de usar.
- iii. Proceda a calentar el aceite, de preferencia en una olla honda o en una sartén, aproximadamente a una temperatura en un promedio de 200°C.
- iv. Agregar las rodajas de plátano verde al aceite caliente, no colocar abundantes rodajas a la vez, para evitar que se peguen, hasta que estén doraditas y crocantes.
- v. Retirar y colocarlas sobre un papel para quitar el exceso de aceite.
- vi. Por último, espolvorear sal a gusto y a disfrutarlos.



Figura N° 19: Cortadora casera de plátano verde

Fuente: <https://articulo.mercadolibre.com.ve/MLV-465320536-rebanador-mandolina-para-hacer-tostones-papas-yucas-etc- JM>



Figura N° 20: Cortadora de plátanos artesanal modificada para mayor producción

Fuente: [Elaboración Propia](#)

Capítulo 2

Diseño Conceptual

2.1 Diagrama de caja negra de la cortadora

La función principal de la cortadora de plátano verde, se puede representar mediante una caja negra (ver **Figura N° 21**). Las entradas indican lo que el sistema requiere para poder funcionar y las salidas constituyen el producto final y la merma.



Figura N° 21: Diagrama de caja negra
Fuente: [Elaboración Propia](#)

El proceso da inicio, cuando el plátano verde ingresa entero y sin cáscara por un conducto y se empuja con un contrapeso en la entrada del proceso. Dentro de la máquina, el disco porta cuchillas giratorio corta el plátano y es propulsado mediante energía eléctrica de un motor monofásico conectado a un eje mediante un sistema de transmisión de potencia.

A la salida se obtiene tajadas de 1 mm de espesor, la cuchilla móvil retráctil y un motor de paso que permitirán el espesor adecuado para un chifle típico piurano. Además del plátano se produce una cantidad de líquido gomoso producto del corte, que se adhiere a las cuchillas y dificulta el proceso por suciedad. Frente al problema, el uso de aceite de cocina como lubricante es conveniente.

El producto final se deposita en un recipiente de descarga y la merma (producto sobrante que no pudo ser cortado) se lleva a otro recipiente para su desecho.



Figura N° 22: Plátano verde sin cáscara a la entrada del proceso

Fuente: [Elaboración Propia](#)



Figura N° 23: Chifles piuranos, hojuelas de 1mm a la salida del proceso

Fuente: [Elaboración Propia](#)



Figura N° 24: Merma del plátano verde

Fuente: [Elaboración Propia](#)

2.2 Descripción de las funciones del proceso de corte

Antes del proceso de corte

Pelado y limpieza: Consiste en pelar la cáscara de plátano verde y la limpieza del mismo, además la materia prima es almacenada en agua para evitar su oxidación por un tiempo antes de ser cortado.



Figura N° 25: Pelado y limpieza de plátanos verdes
Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=46WNVxqfpDI>



Figura N° 26: Plátano almacenado en agua antes del corte
Fuente: http://4.bp.blogspot.com/_OKjyCehB-zk/S2exwVupf5I/AAAAAAAAJBU/1FIYIVsu5Xc/s1600-h/CIMG5061.JPG

Cavidad porta plátanos: Los plátanos se colocan en una cavidad cilíndrica, que tiene un diámetro de 9 cm. Un plátano verde tiene 3.5 cm de diámetro en promedio. Por lo tanto, la cavidad tiene la capacidad de admitir de 4 a 5 plátanos.

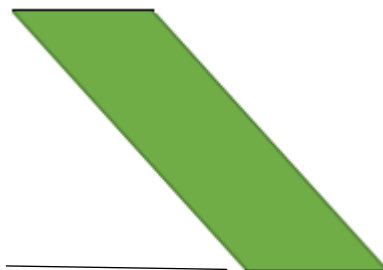


Figura N° 27: Diseño planteado de la cavidad porta plátanos con ángulo de inclinación

Fuente: [Elaboración propia](#)



Figura N° 28: Medida de diámetro de un plátano verde

Fuente: [Elaboración Propia](#)

Cavidad porta plátanos

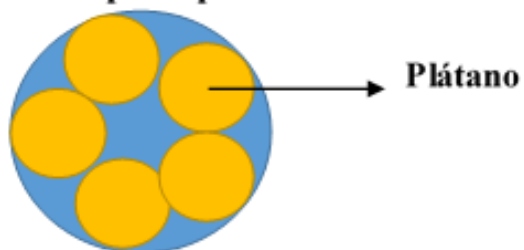


Figura N° 29: Capacidad de la cavidad porta plátanos

Fuente: [Elaboración Propia](#)

Contrapeso: Con la finalidad de aprovechar la materia prima y empujar el plátano a través de la cavidad hasta el disco de cuchillas en revolución, se utilizará una pieza llamada contrapeso. Para observar un estudio del contrapeso más detallado ver la sección 3.1.17.2.



Figura N° 30: Diagrama del contrapeso
Fuente: [Elaboración Propia](#)

Durante el proceso de corte

Avance del disco porta cuchillas: Luego del primer corte, un mecanismo moverá la posición de la cuchilla, para continuar efectuando el corte con el espesor adecuado y otro accionamiento conformado por un tornillo sin fin desplazará en el eje “y” el disco porta cuchillas, para realizar el corte a lo largo del plátano.

Después del corte

Descargar: El producto se descarga de la máquina hacia un recipiente y la merma en otro. Posteriormente, se lleva a la cocina para freírlos.

Transporte a freidora: El producto se transporta del recipiente hacia la cocina con aceite hirviendo en unas rejillas para filtrar el exceso de aceite.



Figura N° 31: Chifles en rejilla se transportan a la cocina con aceite hirviendo
Fuente: [Elaboración propia](#)

2.3 Matriz Morfológica

Después, de obtener la estructura de funciones, a cada función se le ha asignado diferentes principios físicos que integren dichas funciones y como resultado se obtiene la matriz morfológica, la cual se muestra. (Ver **Figura N° 33**)

2.4 Descripción del diagrama funcional de la cortadora

Resolviendo el problema de “Cortar hojuelas de plátano verde a un 1mm de espesor”, y aceptando el “Lista de requerimientos” (ver apartado 2.1). Se plantea lo siguiente: Una máquina alimentada con plátanos verdes sin cáscara y limpios (uno por uno) por cada una de las cuatro cavidades, cuya capacidad promedio es de 4 a 5 plátanos por cada una de ellas (ver **Figura N° 32**).

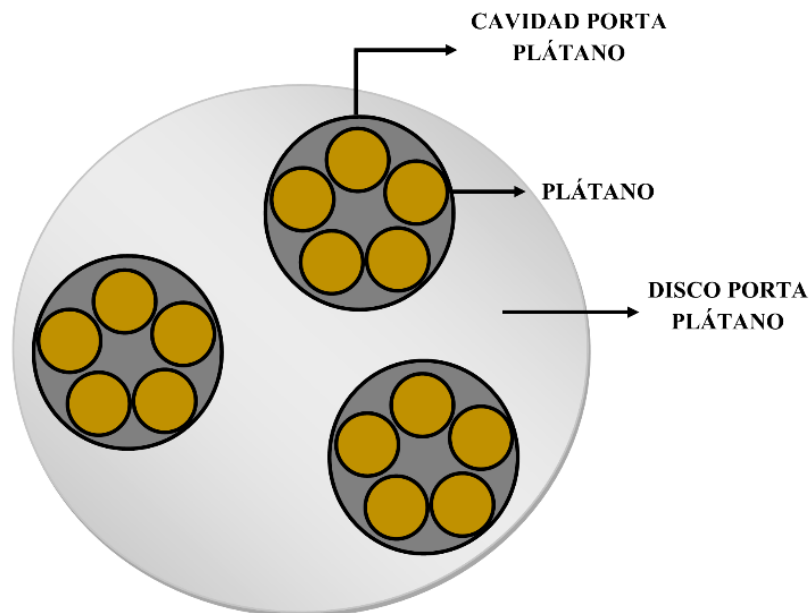


Figura N° 32: Esquema del disco porta plátano y cavidades porta plátano

Fuente: [Elaboración propia.](#)

Considerando lo ya descrito, se plantea una secuencia de funciones a efectuar:

- Selección ordenada de los plátanos de acuerdo al largo y diámetro.
- Recepción de los plátanos en las cavidades.
- El suministro debe ser apropiado dentro de las cavidades entre 4 y 5 plátanos.
- Precisión en el espesor de corte (1mm).
- Corte del plátano.
- Separación del plátano cortado y la merma.
- Reservar el plátano cortado, para luego freír.

DIAGRAMA FUNCIONAL DE LA CORTADORA DE PLÁTANO VERDE

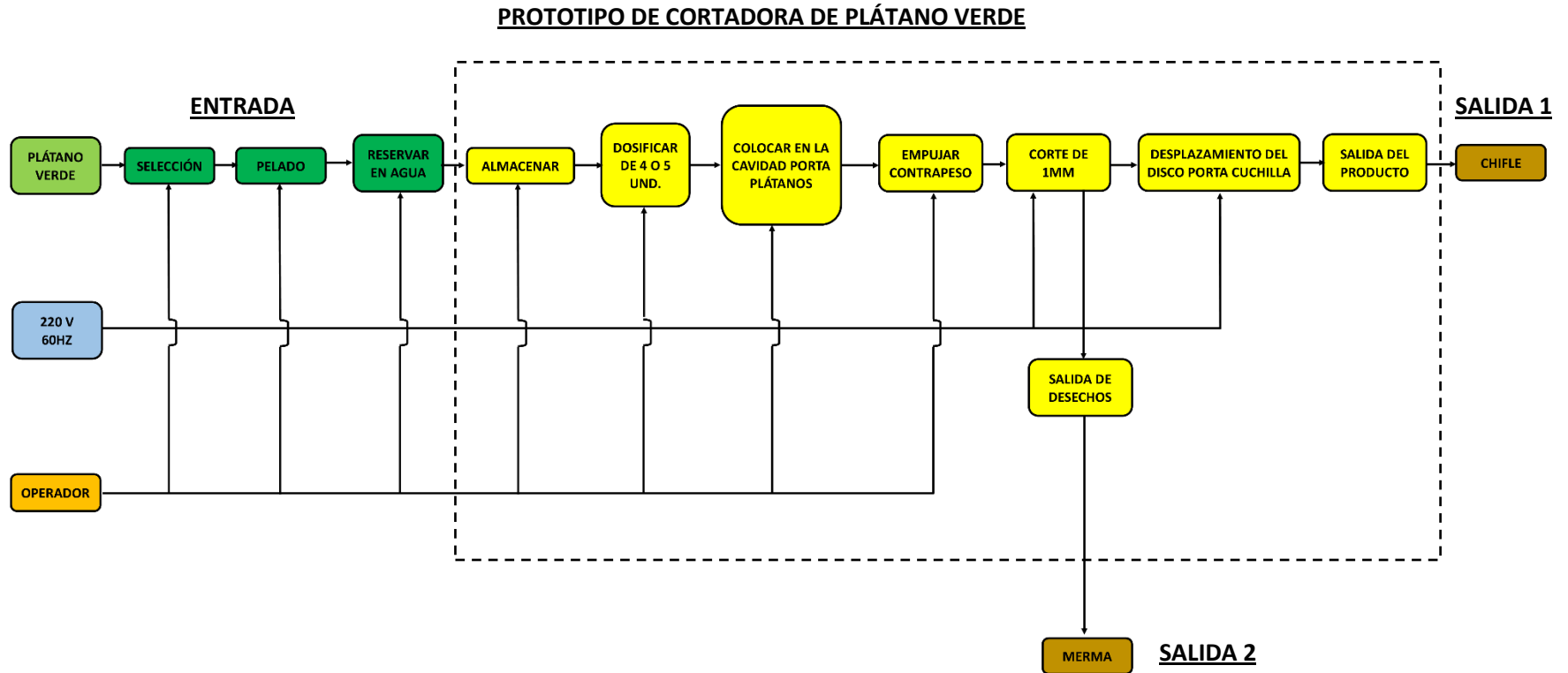


Figura N° 33: Diagrama funcional de la cortadora
Fuente: [Elaboración propia](#)

El diagrama funcional, se muestra en la **Figura N° 33**, expresa las funciones necesarias para el corte del plátano verde, desde la llegada de materia prima, selección, pelado, limpieza, reserva, traslado, almacenar, dosificación, empujar con el contrapeso, tamaño de corte, desplazamiento del disco porta cuchilla y por último la salida del producto (chifle).

2.5 Concepto de solución

Durante el desarrollo de esta tesis y en base a la matriz morfológica, se planteó dos diseños preliminares, los cuales sirvieron de antecedente para la conceptualización del diseño final. A continuación, se describen en forma resumida:

Diseño preliminar N° 1

El plátano es dosificado por una bandeja empotrada de manera recta. El corte se realiza por medio de una cuchilla en forma de disco montada dentro de un casquete accionado mediante un generador eléctrico, finalmente la salida del producto es llevada a la cocina para su fritura.

Restricciones:

- El corte no mantenía el espesor de 1 mm requerido.
- La dificultad para el mantenimiento y limpieza que presentaba.
- Las dimensiones de la máquina no son las adecuadas.



Figura N° 34: Primer diseño de la cortadora de plátano

Fuente: [Elaboración propia](#)

Diseño preliminar N° 2

El plátano es colocado manualmente sobre una cavidad de forma circular. El corte se realiza por medio del mecanismo biela-manivela, en este caso, una serie de cuchillas montadas en paralelo. El modelo posee cuatro cuchillas ensambladas en paralelo, cada una en una placa de acero respectivamente y se desplazan mediante guías de nylon.

Restricciones:

- La fricción existente en el movimiento de la placa – guía.
- El motor realiza un sobreesfuerzo por el peso de las cuchillas en sus guías.
- Existe mucha vibración entre sus elementos móviles. .

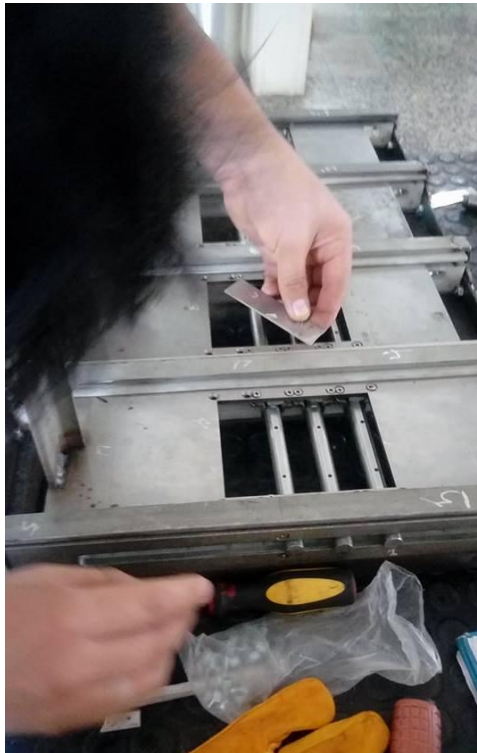


Figura N° 35: Segundo diseño de la cortadora de plátano

Fuente: [Elaboración propia](#)



Figura N° 36: Cuchilla con guías para su desplazamiento

Fuente: [Elaboración propia](#)

Diseño final:

Finalmente, se evaluaron los inconvenientes con los diseños preliminares y se obtuvo un diseño que cumplía con los requerimientos de la **Tabla 2**. La innovación se encuentra en la inclinación de las cavidades del disco porta plátanos y los desplazamientos de la cuchilla, con lo cual se controla el espesor del corte y se realiza el correcto mantenimiento y una adecuada limpieza.

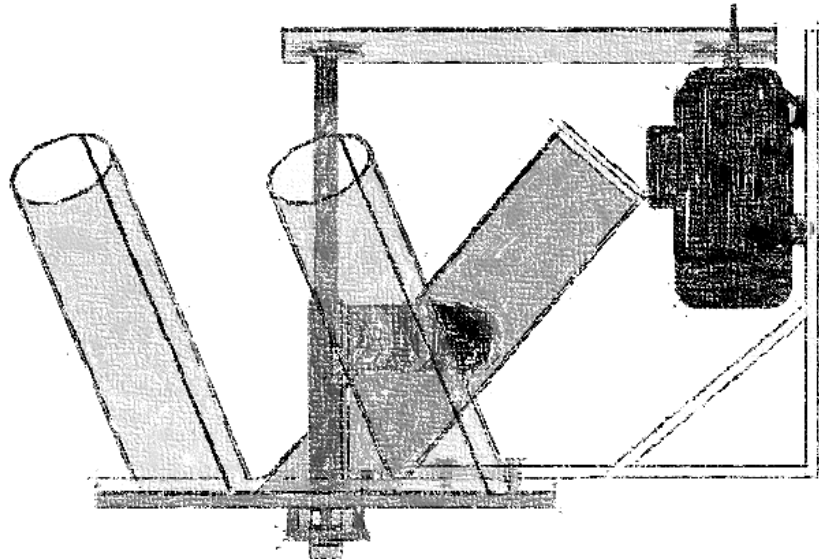


Figura N° 37: Boceto del diseño final del sistema de corte
Fuente: [Elaboración propia](#)

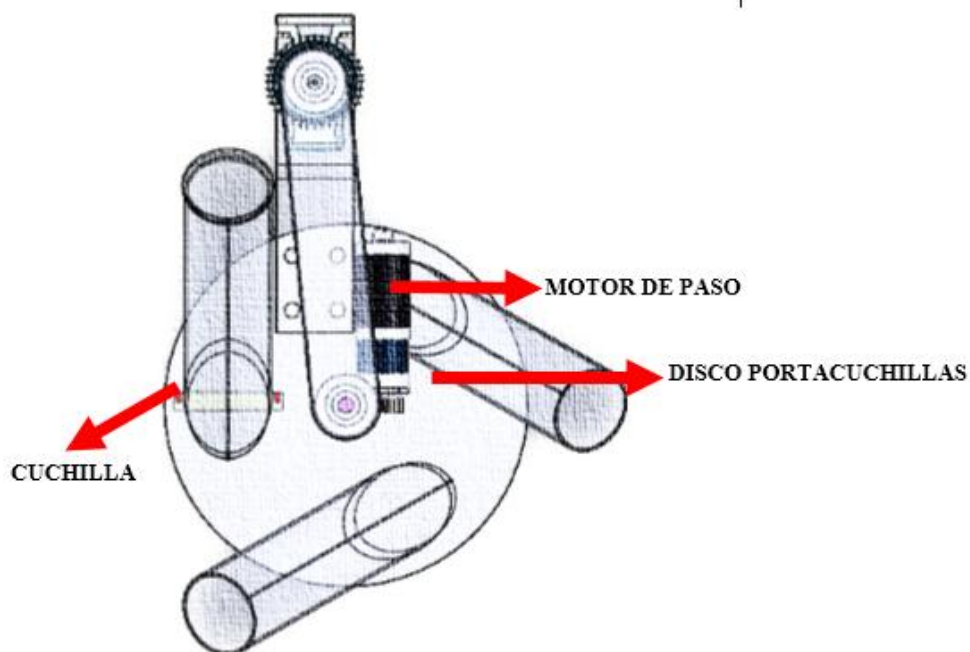


Figura N° 38: Posición de elementos en el boceto del diseño final
Fuente: [Elaboración propia](#)

2.6 Requerimientos de diseño del prototipo de la cortadora

Para realizar el diseño final de la cortadora, se define de acuerdo a los requerimientos iniciales. A continuación, una lista de requerimientos (ver **Tabla 2**), que sirve para realizar el diseño de la máquina con los parámetros adecuados, de acuerdo a una necesidad.

Tabla 2: Lista de requerimientos

Lista de requerimientos de la cortadora de plátano verde	
Ítem	Descripción
1	Función Principal: Cortar el plátano a 1mm de espesor, puesto que el chifle piurano tiene ese espesor característico, con la capacidad de producir 90 kg por hora de chifles.
2	Materia Prima: Plátano Verde, limpio y sin cáscara.
3	Costo: S/30 000 (Gastos de Ensayos, Pruebas, Construcción y Puesta en marcha en el Proceso Productivo)
4	Fabricación: La máquina debe ser simple en su diseño, siendo su propósito, poder ser fabricada en cualquier taller mecánico. Los materiales de fabricación no deben ser tóxicos, para no degradar, ni infectar al plátano verde.
5	Montaje: Práctico, rápido y fácil. Las piezas deben tener el peso adecuado, para poder ser ensamblada solo por un operador.
6	Energía: Monofásica y de 220 V.
7	Tamaño: 0.7 x 1.10 m
8	Peso Total: 60 Kg.
9	Limpieza: Fácil y práctica para poder desensamblar la parte de las cuchillas y disco para una buena limpieza.
10	Automatización y Personal Auxiliar: Se requerirá de personal antes, después del proceso de la cortadora y para el mantenimiento respectivo. El corte tendrá una precisión de 1 mm, con cuchillas movibles automatizadas y la merma será de fácil desplazamiento hacia los desechos.
11	Mantenimiento: Cuchillas de fácil desmontaje y reemplazables.
12	Recomendaciones: • Utilizar el mismo aceite para evitar la gomosidad pegada por la misma materia prima en las piezas. • Accesos de limpieza alejados de la parte eléctrica.

Fuente: [Elaboración Propia](#)

2.7 Especificaciones de diseño

Se considera las principales características físicas del plátano verde, las técnicas en el proceso de operación, las físicas de la máquina a diseñar, las condiciones de uso y finalmente los costos para determinar las especificaciones del sistema de la cortadora (ver **Tabla 3**).

Tabla 3: Especificaciones generales de diseño

ESPECIFICACIONES	OBSERVACIONES	DIMENSIÓN
Físicas del plátano verde		
<i>Dimensiones:</i>		
<i>Diámetro</i>	Se mide sin cáscara	3.5 cm
<i>Largo</i>	Longitud sin cáscara	15 cm (prom.)
<i>Humedad</i>	Medida en (%)	75.7 %
<i>Limpieza</i>	Sin cáscara, disminuir la goma.	
<i>Peso</i>	Se mide sin cáscara	150 gr.
Propiedades mecánicas del acero inoxidable		
<i>Alargamiento</i>	Se mide en (%)	< 60
<i>Dureza Brinell</i>	---	160 - 190
<i>Impacto Izod</i>	Se mide en Jm-1	20 -136
<i>Módulo de elasticidad</i>	Se mide en GPa	190 - 210
<i>Resistencia a la tracción</i>	Se mide en MPa	460 - 1100
Técnicas de la máquina		
<i>Períodos de operación anuales</i>	Rotativo	10 meses
<i>Duración del período a la semana</i>	Descanso día domingo	6 días
<i>Duración del proceso</i>		6 horas
<i>Tipo de alimentación</i>	Monofásica	220 [V]
<i>Vida útil de la máquina</i>	En régimen diario	2.5 años
<i>Vida útil del elemento cortante</i>	Reposición de cuchillas	2 semanas
<i>Mantenimiento preventivo</i>	Limpieza diaria y uso de lubricante	
<i>Mantenimiento correctivo</i>	Mensual	1 mes
<i>Velocidad de operación</i>	En promedio	15 plát/min
Físicas de la máquina		
<i>Dimensiones:</i>		
<i>Largo</i>		700 mm
<i>Ancho</i>		400 mm
<i>Alto</i>		1100 mm
<i>Peso aprox.</i>		60 kg
Condiciones de uso		
<i>Humedad ambiental</i>	Piura	
<i>Tipo de control</i>	On/Off y botón de paro.	
<i>Movilidad</i>	Si	
Costos Aproximados		
<i>Manufactura</i>		S/ 15 000.00
<i>Materiales</i>		S/ 5 000.00
<i>Instalación</i>		S/ 10 000.00

Fuente: [Elaboración propia](#)

2.8 Mantenimiento

El mantenimiento del diseño de una máquina, debe ser fácil de ejecutar y no representar costos significativos al momento de realizar las actividades de prevención de fallas. Además, de permitir un correcto funcionamiento de la misma basándose en los siguientes aspectos (ver **Tabla 4**):

Tabla 4: Aspectos importantes para un buen funcionamiento

ASPECTOS	DESCRIPCIÓN
Componentes	Comerciales para tener repuestos al alcance del mercado. Fácil cambio o reparación. De costos bajos.
Periodo de reparación	Plan de mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo. Periodos de reparación y mantenimiento continuos, para no tener una parada de larga duración.
Elementos de sujeción del eje	Mecanismos apropiados para evitar tener constantes periodos de lubricación.
Inspección por parte del Operador	Debe existir los procedimientos para: - Encender la máquina. - Verificación del funcionamiento de la máquina antes de empezar el periodo laboral.

Fuente: [Elaboración propia](#)

Asimismo, en ocasiones será necesario reponer piezas tanto del motor, como de la máquina en general. Para ello, se requiere el procedimiento:

- i. Desmontar la pieza que recibirá mantenimiento, desde su posición de origen hacia un área amplia para su inspección y reparación.
- ii. Asegurarse que la máquina se encuentre des-energizada eléctricamente.
- iii. Desajustar los pernos de sujeción de la pieza a desmontar.
- iv. Realizar la reparación y luego de terminar, dejar todo en su lugar.
- v. Después de 24 horas de operación, las cuchillas sufrirán desgaste y deberán ser afiladas; para que la operación de afilado sea más segura y rápida se contempla que las cuchillas sean desmontables.

2.9 Selección del acero idóneo

El acero inoxidable es una aleación del hierro formada por un mínimo de 11% de cromo. Tiene una muy buena resistencia a la corrosión, gracias al contenido en cromo que le permite crear una película pasiva en su superficie, que se crea en la reacción del cromo y el oxígeno de la atmósfera; este óxido de cromo permite la gran resistencia a la corrosión.

Además, posee buenas propiedades mecánicas y ductilidad.

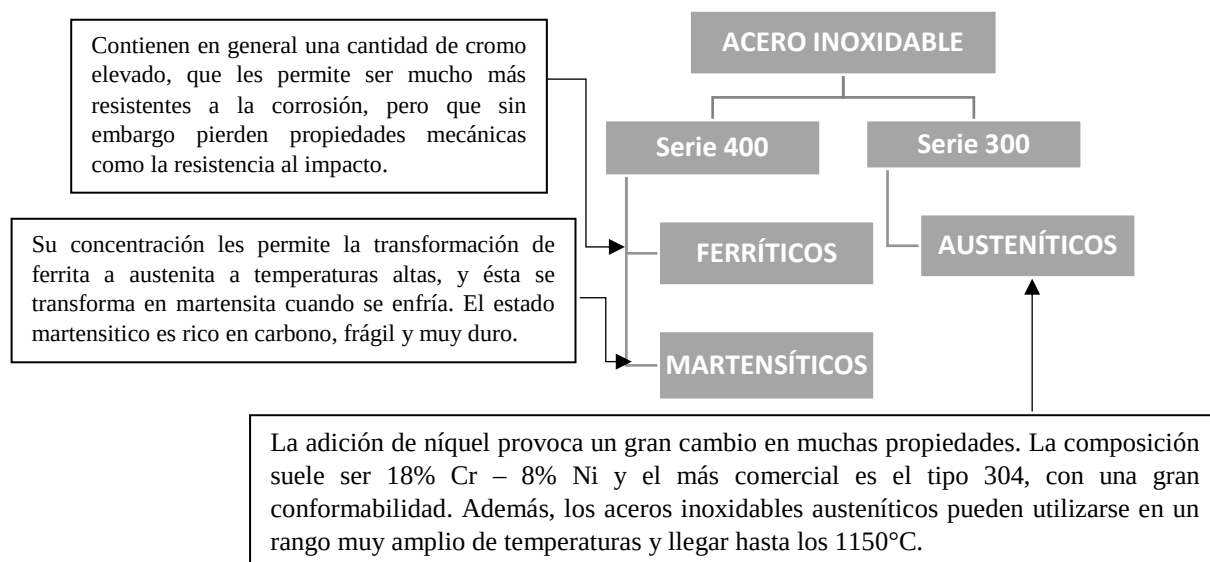
Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes. Los principales son el níquel y el molibdeno. Las propiedades mecánicas del acero inoxidable, están descritas en la **Tabla 5**:

Tabla 5: Propiedades mecánicas del acero inoxidable

Propiedad	Magnitud
Esfuerzo de fluencia	310 MPa
Esfuerzo máximo	620 MPa
Módulo de elasticidad	200 GPa
Densidad	7.8 g/cm ³
Elongación	30 % en 50 mm.

Fuente: [SUMITEC. Catálogo de productos Sumitec.](#)

Los aceros inoxidables se clasifican en 3 grupos representativos: martensíticos, ferríticos, austeníticos, en función de los distintos elementos y de las cantidades relativas de cada uno de ellos que intervienen en su composición.



Las aplicaciones de los diferentes tipos de acero, ajustados a los requerimientos de la maquina se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6: Aplicaciones de los tipos de acero inoxidable

Acero Inoxidable	Tipo	Aplicación
304	Austeníticos	Todo propósito, tiene propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones. Se recomienda para construcciones ligeras soldadas que requieran buena resistencia a la corrosión.
316	Austeníticos	Resistente a la corrosión frente a diversos químicos agresivos, ácidos y atmósfera salina. Se utiliza para adornos arquitectónicos, equipo para el procesamiento de alimentos, farmacéutico, fotográfico, textil, etc.

420	Martensítico	Con alto contenido de carbono, que le permite alcanzar mayor dureza y mayor resistencia al desgaste aunque menor resistencia a la corrosión. Se utiliza para instrumentos dentales y quirúrgicos, hojas de cuchillos, moldes, herramientas, etc.
440	Martensítico	Se utilizan en donde se requiere una alta y extremada dureza, resistencia a la abrasión y buena resistencia a la corrosión. De baja maquinabilidad. Sus principales aplicaciones son: cuchillería, partes resistentes al secado, equipo quirúrgico, inyectores, etc.

Fuente: [Elaboración propia.](#)

El acero seleccionado y aprobado para elaborar la máquina cortadora es Acero Inoxidable 304, por ello se detallarán las principales propiedades en el apartado 2.8.

2.10 Acero Inoxidable 304

El acero inoxidable tipo 304 es el más utilizado de los aceros inoxidables austénicos (cromo/níquel). En la condición de recocido, es fundamentalmente no magnético y se torna magnético al trabajarse en frío. Estas aleaciones representan una excelente combinación de resistencia a la corrosión y facilidad de fabricación.

- **Aplicaciones Comunes:**

Equipos químicos y tuberías, componentes de intercambiadores térmicos, equipos y utensilios de manipulación de lácteos y alimentos, recipientes y componentes criogénicos, aplicaciones arquitectónicas y estructurales expuestas a atmósferas no marinas.

- **Composición Química:**

Tabla 7: Composición química del acero inoxidable 304

ELEMENTO	TIPO 304
Carbón	0.07 máx.
Manganeso	2.00 máx.
Azufre	0.030 máx.
Fósforo	0.045 máx.
Silicio	0.75 máx.
Cromo	17.5 a 19.5
Níquel	8.0 a 10.5
Nitrógeno	0.10 máx.

Fuente: http://www.nks.com/es/distribuidor_de_acero_inoxidable/acero_inoxidable_304.html

- **Propiedades mecánicas: (Según ASTM A240, A666)**

Tabla 8: Propiedades mecánicas del acero inoxidable 304

TIPO	LÍMITE ELÁSTICO 0,2 % COMPENSACIÓN (KSI)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (KSI)	% DE ELONGACIÓN (LONGITUD DE CALIBRE DE 2")	DUREZA ROCKWELL
Recocido 304	30 mín.	75 mín.	40 mín.	HRB 92 máx.
Dureza 304 ¼	75 mín.	125 mín.	12 mín.	HRC 25 a 32 (típico)
Dureza 304 ½	110 mín.	150 mín.	7 mín.	HRC 32 a 37 (típico)
Dureza 304L ¼	75 mín.	125 mín.	12 mín.	HRC 25 a 32 (típico)
Dureza 304L ½	110 mín.	150 mín.	6 mín.	HRC 32 a 37 (típico)

Fuente: http://www.nks.com/es/distribuidor_de_acero_inoxidable/acero_inoxidable_304.html

- **Soldadura:**

El tipo de acero inoxidable 304, puede soldarse utilizando la mayoría de las técnicas de soldadura de fusión o resistencia. Si se requiere metal de relleno, normalmente se usa el tipo 308.

- **Corrosión:**

El acero inoxidable tipo 304, proporciona resistencia a la corrosión en una amplia variedad de condiciones de oxidación y reducción moderadas, agua fresca y aplicaciones no marinas.

Capítulo 3

Consideraciones de Diseño

3.1 Cálculos generales

3.1.1. Definición de la capacidad de producción de la máquina

La máquina trabaja 8 horas al día de manera continua, realizando la operación de corte, es decir, sin considerar tiempos muertos como el tiempo necesario para la dosificación. La capacidad de la máquina es de 720 Kg/día. Donde:

- La producción es de 15 plátanos/min
- El tiempo de operación es de 8 horas por día

$$C_{Máq} = 15 \frac{\text{plátanos}}{\text{minutos}} \times \frac{60 \text{ minutos}}{1 \text{ hora}} \rightarrow C_{Mch} = 900 \frac{\text{plátanos}}{\text{hora}}$$

$$C_{Máq} = 15 \frac{\text{plátanos}}{\text{minutos}} \times \frac{60 \text{ minutos}}{1 \text{ hora}} \times \frac{8 \text{ horas}}{1 \text{ día}}$$

$$C_{Máq} = 7200 \frac{\text{plátanos}}{\text{día}}$$

- El peso promedio de un plátano es 100 g.

$$C_{Máq} = 7200 \frac{\text{plátanos}}{\text{día}} \times \frac{100 \text{ g}}{1 \text{ plátano}} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}}$$

$$C_{Mch} = 720 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}$$

3.1.2. Definición de la fuerza de corte

Para determinar la fuerza de corte se realiza una aproximación con la fuerza de impacto en la caída de la cuchilla. Por ello se utilizó un módulo de pruebas, que consta de lo siguiente:

- **Cuchilla:**

Dimensiones: Largo: 11.5 cm., Ancho: 8.5 cm.

Peso: 335 gr.

- **Soportes con guías de nylon revestidas en acero:**

Dimensiones: Largo: 35 cm., Separación de guías: 11.5 cm.

- **Base de madera:**

Base para albergar al plátano a ser cortado, sus dimensiones no son relevantes para los cálculos.

El módulo de pruebas, posee una regla soldada en la guía lateral derecha para mayor precisión en la medición al soltar la cuchilla. (Ver **Figura N° 39**).



Figura N° 39: Módulo para pruebas durante el experimento

Fuente: [Elaboración propia](#)

Este experimento, se realizó mediante la formulación del cálculo de energías, con aplicación de conservación de la energía sobre la cuchilla en caída libre. Se dedujo la velocidad de impacto y su energía cinética, conociendo cuanto se desplaza después del impacto. Utilizando las siguientes fórmulas:

- **Energía Potencial:**

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (3.01)$$

Unidad: [J]

- **Energía Cinética:**

$$E_C = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (3.02)$$

Unidad: [J]

- **Velocidad de Impacto:**

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (3.03)$$

Unidad: [m/s]

- **Fuerza Media de Impacto:**

$$F_m = \frac{E_C}{d} \quad (3.04)$$

Unidad es [N], donde d = distancia desplazada después del impacto.

Para hallar la distancia “d” que se desplaza después del impacto, se mide la penetración de la cuchilla al caer sobre el plátano. (Ver **Figura N° 40**).

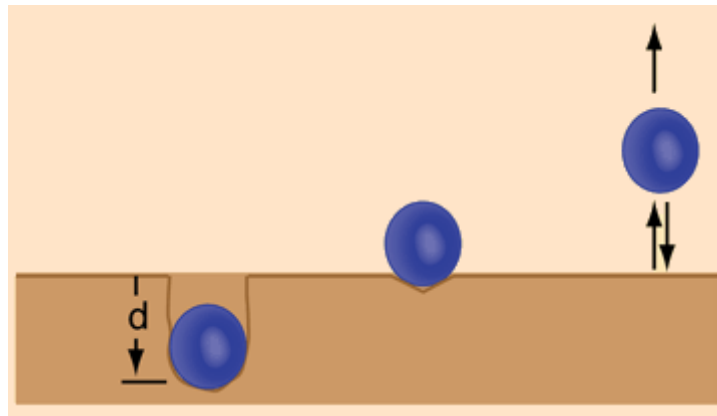


Figura N° 40: Distancia que se desplaza después del impacto

Fuente: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/flobi.html>

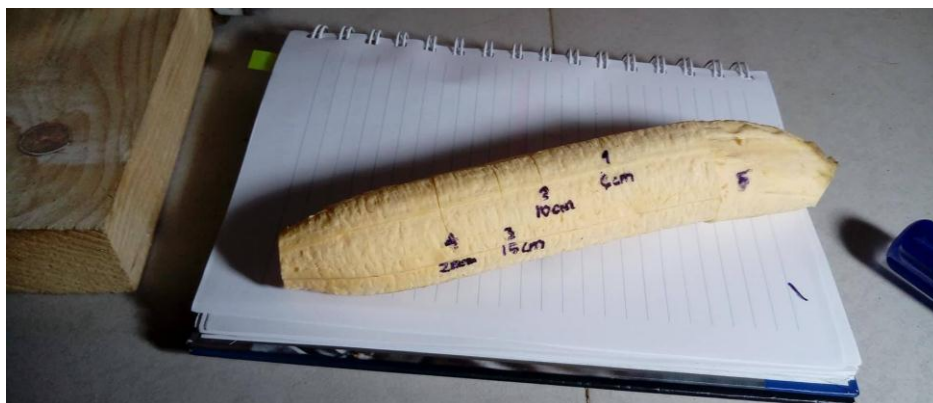


Figura N° 41: Cortes en el plátano

Fuente: [Elaboración propia](#)

En la siguiente tabla, se muestran los valores de profundidad del corte en la sección transversal de un plátano, obtenidos en el ensayo y en la **Figura N° 42**.

Tabla 9: Profundidad de corte

Puntos	Profundidad del corte
1	0.6 cm
2	0.9 cm
3	1.1 cm
4	1.8 cm
5	3.3 cm

Fuente: [Elaboración propia](#)



Figura N° 42: Puntos de profundidad en la sección transversal del plátano

Fuente: [Elaboración propia](#)

En la se puede observar con detalle los puntos (1) y (2) separados por una distancia “h”. En el experimento, “h” es la altura a la que se soltó la cuchilla y es variable.

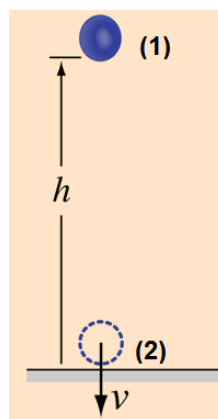


Figura N° 43: Esquema de caída libre

Fuente: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/flobi.html>

En cada prueba, la cuchilla se deja caer desde una altura “h” variable para medir la profundidad de corte en la sección transversal de un plátano. En la Tabla 10, se muestran los diferentes puntos vs la medida de la profundidad del corte, detallado en la siguiente tabla:

Tabla 10: Experimento de corte

Puntos	Altura a la que se soltó la cuchilla [h]	Profundidad del corte [d]
1	6 cm	0.6 cm
2	10 cm	0.9 cm
3	15 cm	1.1 cm
4	20 cm	1.8 cm
5	25 cm	3.3 cm

Fuente: [Elaboración propia](#)

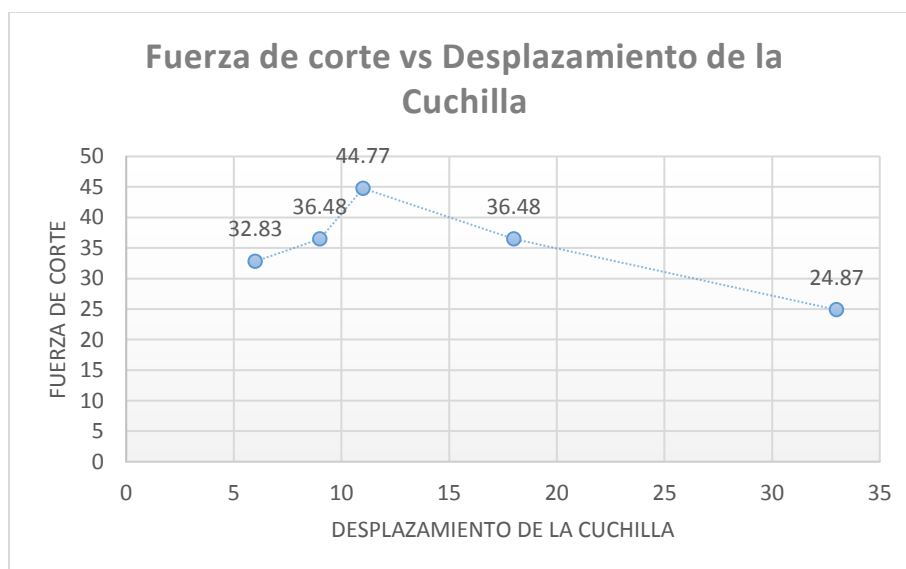
Por último, se muestra la Tabla 11, los valores obtenidos de la Energía Potencial, Energía Cinética, Velocidad de Impacto, Fuerza Media de Impacto:

Tabla 11: Fuerza de corte

Puntos	h [cm]	d [cm]	Energía Cinética [J]	Velocidad de Impacto [m/s]	Fuerza Media de Impacto [N]
1	6	0.6	0.197	1.084	32.83
2	10	0.9	0.328	1.400	36.48
3	15	1.1	0.492	1.715	44.77
4	20	1.8	0.657	1.980	36.48
5	25	3.3	0.821	2.214	24.87

Fuente: [Elaboración propia](#)

En la **Figura N° 44** y **Figura N° 45**, se muestra el comportamiento del desplazamiento de la cuchilla versus la fuerza de corte.

**Figura N° 44:** Gráfica de la fuerza de corte [N] vs desplazamiento de la cuchilla [mm]Fuente: [Elaboración propia](#)

Por lo tanto, se concluye que la fuerza de corte es 24.87 N. En el Plano 1 se adjunta una tabla sobre coeficientes de impacto recomendados, se ha calificado el impacto como tipo medianamente fuerte y le corresponde un

coeficiente de impacto “ ϕ ” de 1,2. Por lo tanto, la fuerza de corte para el diseño será de $25 \text{ N} \times 1,2 = 30 \text{ N}$.

3.1.3. Determinación del torque de carga

La distancia entre el centro del plátano y el eje de rotación es de 130 mm, tal como se muestra en la **Figura N° 45**, conocida la fuerza de corte hallada en la sección anterior y la distancia se aplicó la ecuación:

$$T_{carga} = F_{corte} \times Distancia \quad (3.05)$$

$$T_{carga} = 30 \text{ N} \times 0.13 \text{ m}$$

$$T_{carga} = 3.9 \text{ N} - \text{m}$$

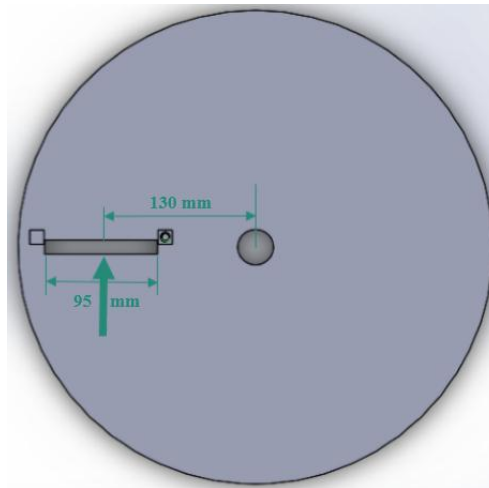


Figura N° 45: Esquema sobre la distancia de la cuchilla al centro de rotación.

Fuente: [Elaboración propia](#)

3.1.4. Determinación de la velocidad de las cuchillas

Como dato de entrada se tiene una capacidad de procesamiento de 90 kg/h. Para el cálculo, se asumió que todos los plátanos son de 33 mm de diámetro y 175 mm de largo, los cuales pesan 100 gramos en promedio.

$$\frac{N^{\circ} \text{plátanos}}{\text{hora}} = 90 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ plátano}}{0.15 \text{ Kg}} = 600 \frac{\text{plátanos}}{\text{hora}}$$

- Se halla los cortes por unidad:

$$\text{largo de producto} = \frac{175 \text{ mm}}{1 \text{ mm}} = 175 \frac{\text{cortes}}{\text{plátanos}}$$

- Finalmente, el número de revoluciones por minuto es:

$$\omega = 600 \frac{\text{plátano}}{\text{hora}} \times 175 \frac{\text{cortes}}{\text{plátanos}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2 \text{ cortes}} \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}}$$

$$\omega = 875 \text{ rpm}$$

3.1.5. Capacidad de producción neta considerando tiempos muertos

La capacidad neta de producción es afectada por el tiempo muerto que toma colocar los plátanos en las cavidades cilíndricas de dosificación, el tiempo estimado de llenado es de 15 segundos (5 segundos por el llenado de cada de las 3 cavidades portaplátanos). A continuación, se determina el tiempo que se necesita exclusivamente para realizar el corte de un plátano entero de 175 mm de largo.



Figura N° 46: Plátano verde pelado, largo promedio = 175 mm

Fuente: <http://salmorejodepapaya.blogspot.pe/2013/02/platano-macho-frito-o-alaska-en-con-las.html>

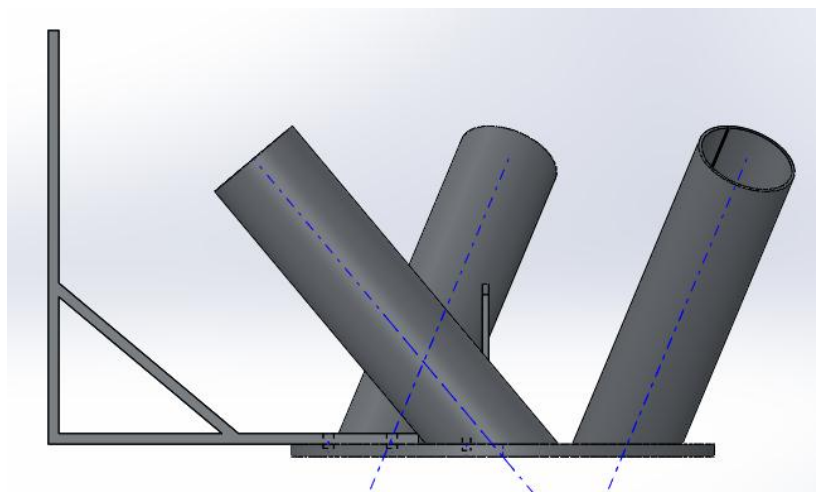


Figura N° 47: Cavidades porta plátanos

Fuente: [Elaboración propia](#)

La capacidad de producción medida en plátano por segundo, es la siguiente:

$$C_p = \frac{2 \text{ corte}}{1 \text{ rev}} \times 875 \frac{\text{rev}}{\text{minuto}} \times \frac{1 \text{ minuto}}{60 \text{ segundos}} \times \frac{1 \text{ mm}}{1 \text{ corte}} \times \frac{1 \text{ plátano}}{175 \text{ mm}}$$

$$C_p = \frac{1 \text{ plátano}}{6 \text{ segundos}}$$

El tiempo que tarda en cortar un plátano entero es de 6 segundos, y el tiempo muerto de dosificación es de 6 segundos por plátano. La máquina está diseñada para albergar 15 plátanos (ver **Figura N° 32**) por lo tanto, el tiempo total de dosificación es:

$$t_{DT} = 3 \times 6 + 6 = 24 \text{ segundos}$$

La capacidad de producción inicial de 90 kg/h se reduce a la tercera parte. Finalmente, la capacidad neta considerando los tiempos muertos debido a la dosificación es de 30 kg/h.

3.1.6. Determinación de la potencia de carga

Ya se conoce el torque y la velocidad angular del corte, por lo tanto se procede a calcular la potencia de carga usando la ecuación 3.06:

$$P_{carga} = T_{carga} \times \omega_{carga} \quad (3.06)$$

$$P_{carga} = (3.9 \text{ N} - \text{m}) \times (875 \text{ rpm} \times \frac{\pi}{30})$$

$$P_{carga} = 357.40 \text{ W}$$

3.1.7. Selección de la transmisión de potencia del sistema de corte

Se ha elegido la transmisión por faja trapezoidal por las siguientes razones:

- En el funcionamiento de la máquina, se atenúan los ruidos perturbadores.
- Al realizar el cambio o para realizar el mantenimiento del motor, sólo se tendrá que tensar la faja, lo cual es una ventaja en comparación a los acoples flexibles, los cuales, requieren alineamiento.
- Transmisión tiene un costo es relativamente bajo.
- Existe aislamiento eléctrico, debido a que no hay contacto de metal a metal entre el eje de conducción y el eje conducido.
- Este tipo de transmisión tiene buena capacidad de absorción de choques y vibraciones, precisamente en esta aplicación se tiene carga de impacto durante el corte del producto.

- La exigencia de alineamiento entre eje motriz y conducido es menor si se compara con acoples flexibles y cadena.

3.1.8. Sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión consta de un par de poleas y una faja trapezoidal, tal como se indica en la **Figura N° 48**. La polea superior es fija su ubicación es el eje, en cambio, la polea inferior motriz si se puede mover horizontalmente por medio del cambio de posición del motor, ello servirá para tensar la faja.

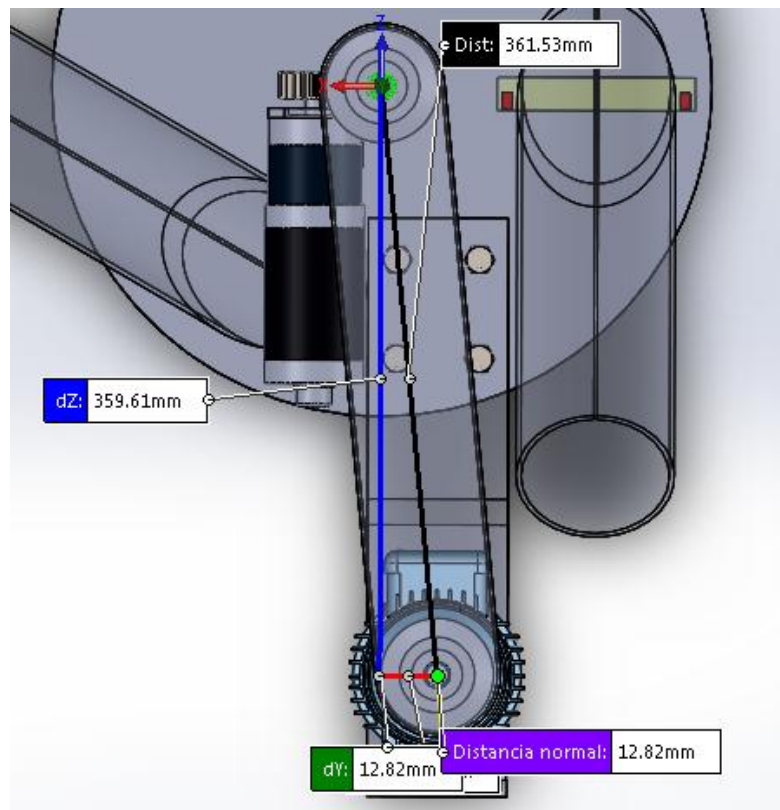


Figura N° 48: Transmisión de potencia por faja trapezoidal

Fuente: [Elaboración propia](#)

3.1.9. Selección de fajas y poleas

Para la correcta selección de los elementos de transmisión de potencia, se utilizó el Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales Marca: OPTIBELT¹⁰.

Para seleccionar el factor de servicio, se evalúa los siguientes parámetros:

- Clase de trabajo: Mediano.
- Tipo de máquinas motrices: Motores de c.a. con par de arranque normal.
- Horas de servicio diarias: 8 horas.

¹⁰ http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf

Tabla 12: Factor de carga C_2 del manual técnico

Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Factor de carga C_2 para servicio diario (horas)			Factor de carga C_2 para servicio diario (horas)		
	hasta 10	mas de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	mas de 10 hasta 16	a partir de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, biyas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y biya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, maquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de mas de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de piston, transportadores de carga pesada, expulsores (transportadores helicoidales, cintas de placas, cangilones y pala), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria del papel, bombas de piston, bombas draga, aserraderos, molinos de machacado	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calytras, mezcladoras, tornos, gruas, dragas, maquinaria pesada para madera	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fuente: http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf [Página -70-]

Con los parámetros intersectados en la **Tabla 12** se obtiene:

- El factor de servicio: $C_2 = 1,1$.

El tipo de faja que se va a utilizar, se determinará de los datos hallados en capítulos anteriores:

- Máquina Motriz: motor eléctrica CA y velocidad de 875 rpm.
- Servicio diario: servicio menor a 10 horas (8 horas).
- Máquina de accionamiento: transmisión ligera < 7,5 [kW.]
- Tipo de correa a utilizar = Sección trapezoidal clásica (M, A, B, C, Etc.)

Se calcula la Potencia efectiva:

$$P_B = P_{carga} \times C_2 \quad (3.07)$$

$$P_B = 357.40 \times 1.1$$

$$P_B = 393.14 \text{ W}$$

Selección del perfil: se selecciona a partir del el diagrama, que se muestra en la **Figura N° 49**

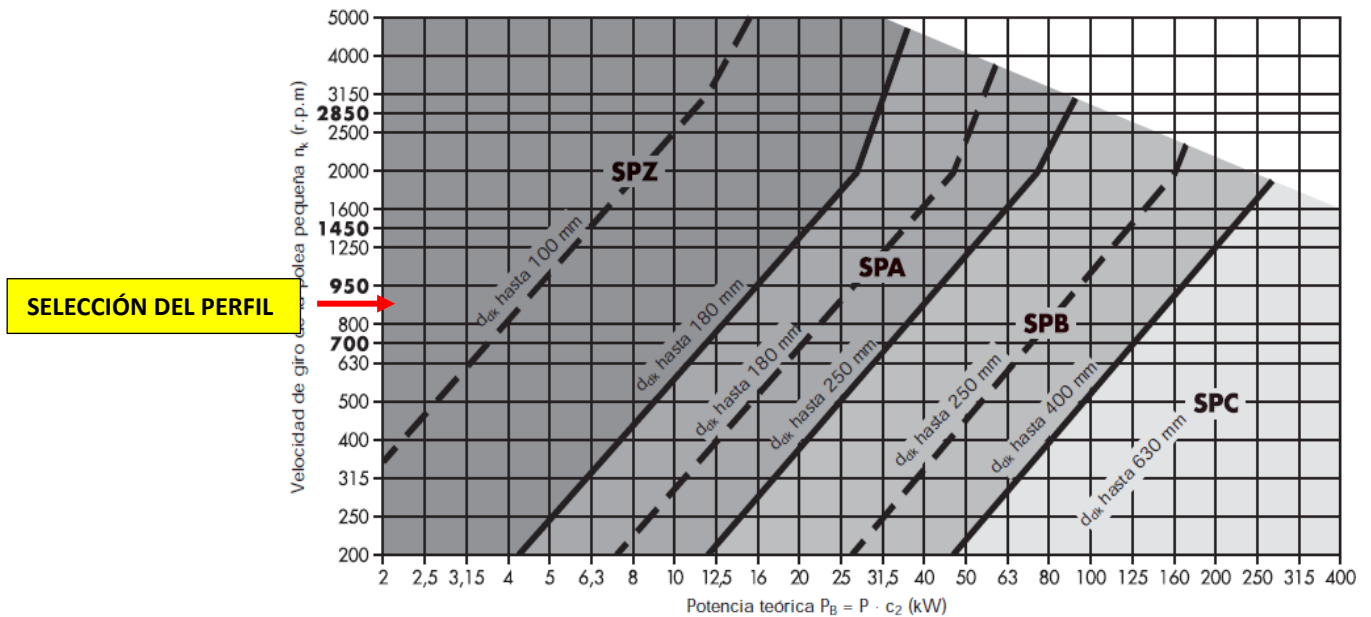


Figura N° 49: Diagrama de correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753

Fuente: http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf
[Página -75-]

El perfil seleccionado es SPZ, cuyas dimensiones en milímetros se muestran en la **Figura N° 50**

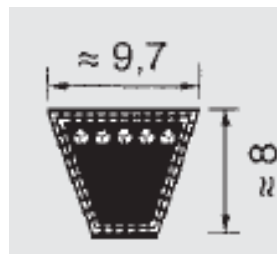


Figura N° 50: Perfil SPZ seleccionado

Fuente: http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf
[Página -20-]

Se procede a hallar la relación de Transmisión: ($n_1 = n_2$)



Figura N° 51: Sistema de transmisión poleas de un mismo diámetro

Fuente: [Elaboración propia](#)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{875}{875} = 1$$

Diámetro referencial de las poleas.

Se recomienda que el diámetro de la polea motriz, dd1, sea al menos el doble el diámetro del eje del motor.

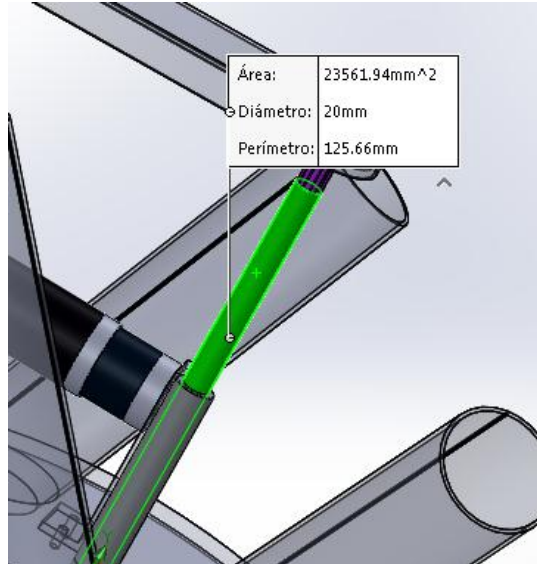


Figura N° 52: Diámetro del eje del motor de paso.

Fuente: [Elaboración propia](#)

$$dd_1 > 2 \times \text{diámetro eje motor} = 2 \times 20 = 40 \text{ [mm]}$$

Se elige el diámetro estándar de **63 mm** para la polea motriz.

Tabla 13: Poleas acanaladas trapeciales DIN 2211 página 1 para correas trapeciales estrechas y DIN 2217 página 1 para correas trapeciales clásicas

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	—	Y	—	Z	A	B	—	C	—	D	E	Diámetro de referencia d _d		Tolerancia de concentricidad y planitud
	Denominación DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40			
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 7753 Parte 1 e ISO 4184	—	—	—	SPZ	SPA	SPB	—	SPC	—	—	—	min	máx	
	20,0												20,0	20,4	0,2
	22,0												22,0	22,4	
	25,0												25,0	25,4	
	28,0												28,0	28,4	
	31,5	28,0											31,5	32,0	
	35,5	31,5											35,5	36,1	
	40,0	35,5											40,0	40,6	
		40,0	40		40										
	45,0	45,0	45		45								45,0	45,7	
	50,0	50,0	50		50								50,0	50,8	
	56,0	56,0	56		56								56,0	56,9	0,3
	63,0	63,0	63		63	63							63,0	64,0	
					67	67							67,0	68,0	
	71,0	71,0	71		71	71							71,0	72,1	
					75	75							75,0	76,1	
	80,0	80,0	80		80	80							80,0	81,3	
					85	85							85,0	86,3	
	90,0	90	90		90	90	90						90,0	91,4	
					95	95	95						95,0	96,4	
	100,0	100	100		100	100	100						100,0	101,6	
					106	106	106						106,0	107,6	
		112,0	112		112	112	112						112,0	113,8	0,3
					118	118	118						118,0	119,9	
	125,0		125		125	125	125						125,0	127,0	
					132	132	132						132,0	134,1	
			140		140	140	140						140,0	142,2	
			150		150	150	150						150,0	152,4	
			160		160	160	160						160,0	162,6	
								160							
									140*						
									150*						
									160*						

Fuente: http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf [Página - 42-]

$$dd2 = dd1 \times i = 63 \times 1 = 63 \text{ [mm]}$$

De la **Tabla 13**, se elige el diámetro estándar de 63 mm para la polea conducida, entonces, la nueva relación de transmisión sigue siendo 1 y $\omega = 875$ rpm.

La distancia entre ejes por recomendación del fabricante la distancia entre ejes debe ser mayor a:

$$0,7 (dd1 + dd2) = 88.20 \text{ mm.}$$

La distancia entre los centros de las poleas es de 258.60 mm, lo cual cumple con ser mayor a 88.20 mm. (Sí cumple).

3.1.10. Cálculo de las fuerzas en la faja trapezoidal

En primer lugar, se halla la velocidad de correa crítica:

$$V = \frac{d_{d1}[\text{mm}] \cdot n_1[\text{rpm}]}{19100} \quad (3.08)$$

$$V = \frac{63 \times 875}{19100}$$

$$V = 2.89 \text{ m/s}$$

Durante la marcha de la máquina con carga se presentan 2 fuerzas en la faja: S_1 en el lado tenso y S_2 en el lado flojo, tal como se muestra en la **Figura N° 53**.

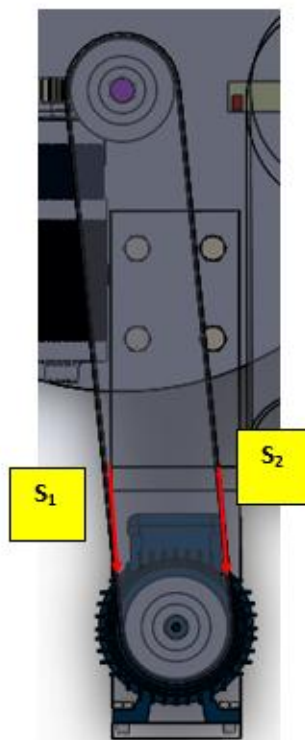


Figura N° 53: Fuerzas de la faja trapezoidal

Fuente: [Elaboración propia](#)

El manual técnico de Optibelt también proporciona las fórmulas para poder calcular las fuerzas S_1 y S_2 , donde en este caso: $S_1 = S_2$

- Fuerza en el ramal tenso en marcha y con carga.

$$S_1 = S_2 = \frac{1020 \times P_B [KW]}{c_1 \times v [m/s]} \quad (3.09)$$

Se halla el c_1 de **Tabla 14** y los valores hallados de la tabla son los siguientes: $C_2 = 0$, $\beta = 180^\circ$ y $C_1 = 1,00$

Tabla 14: Factor de ángulo de contacto c_1

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

Fuente: http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf
[Página -69-]

Los valores de las fuerzas de tensión son las siguientes:

$$S_1 = S_2 = \frac{1020 \times 0.39314}{1 \times 2.89} = 138.8 [N]$$

3.1.11. Transmisión de fuerzas y momento de la faja al eje

En el transcurso de la marcha del motor con carga estarán presentes 2 fuerzas: S_1 y S_2 , el efecto sobre el eje de transmisión es que se tendrá una fuerza resultante S_T y un par de torsión de 3.9 N.m, hallado en la sección 3.1.3 del presente capítulo, tal como se muestra en la **Figura N° 54**.

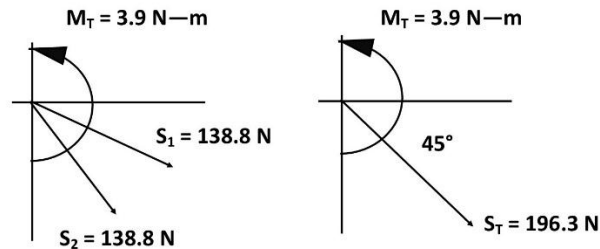


Figura N° 54: Trasmisión de fuerzas y momentos debido a la faja

Fuente: [Elaboración propia](#)

3.1.12. Cálculo a rigidez del eje de transmisión

Las distancias axiales al eje se definen en base a las condiciones geométricas de la máquina.

Con la finalidad, de dejar espacio suficiente para realizar mantenimiento respectivo al motor eléctrico y para que la faja trapezoidal sea montada y desmontada fácilmente. En la **Figura N° 55**.

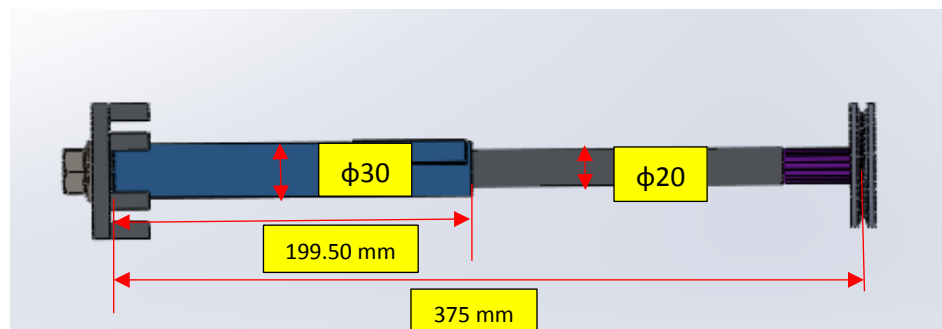


Figura N° 55: Esquema del eje de la máquina cortadora

Fuente: [Elaboración propia](#)

A. Deformación transversal por flexión

En el extremo derecho del eje, donde se encuentra el asiento para la polea, se tiene una fuerza transversal en voladizo debido a las fuerzas S_1 y S_2 de la transmisión. En el extremo izquierdo, se tiene el asiento para el acople que soporta el disco portacuchillas, el cual trasmite la fuerza de corte de 30 N hacia el eje de transmisión.

A continuación, se halla la curva elástica de deformación por flexión del eje para los planos x-y, x-z; de las 2 gráficas obtenidas resultará una deformación resultante, la que finalmente será evaluada según las

recomendaciones de deformación transversal máxima, siguiendo la teoría del Shigley¹¹

Primero, se determinó la curva elástica en el plano x-z. En la **Figura N° 56**, se muestra las fuerzas actuantes.

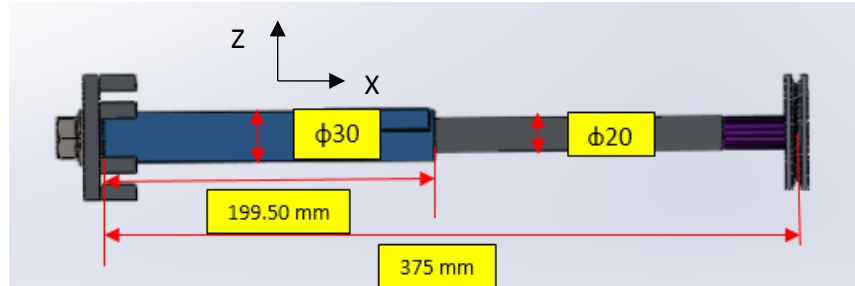


Figura N° 56: Esquema del eje en el plano x-z

Fuente: [Elaboración propia](#)

Para hallar la ecuación de la elástica, se recurrió al método de la doble integración, donde:

“Z”: es el eje que se deforma transversalmente.

“M(X)”: es el momento flector a lo largo del eje.

“E”: es el módulo de elasticidad del material del eje.

“I” es el momento de inercia.

$$\frac{d^2z}{dx^2} = \frac{M(x)}{E \cdot I(x)}$$

Si se integra otra vez la ecuación anterior y se obtiene la pendiente de la curva elástica, en otras palabras. La deformación angular se integra una segunda vez y se obtiene la deformación transversal.

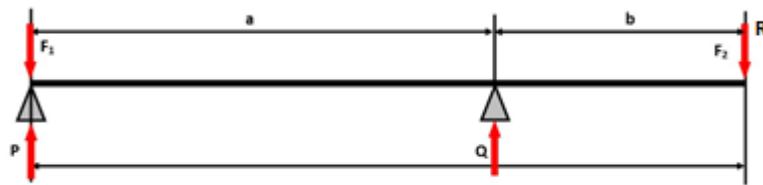


Figura N° 57: Esquema general de fuerzas actuantes del eje en el eje x-z

Fuente: [Elaboración propia](#)

En la **Figura N° 57**, se muestra el esquema simplificado del eje y se obtiene el D.C.L para despejar “P” y “Q” en función de F₁, F₂, a, b. En primer lugar, una condición necesaria de equilibrio estático es la sumatoria de fuerzas igual a “0” y sumatoria de momentos en el punto “P” igual a “0”.

¹¹ Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (2008). Diseño en ingeniería mecánica (8va Edición). México: McGraw – Hill.

$$\sum F_z = 0: \quad F_1 + F_2 = P + Q \quad (3.10)$$

$$\sum M_p = 0: \quad Q \cdot a - F_2 \cdot (a + b) = 0 \quad (3.11)$$

Se relacionan las 2 ecuaciones 3.10 y 3.11, se obtiene los valores despejados de P y Q en función de los valores de F_1 y F_2 :

$$Q = \frac{F_2 \cdot (a+b)}{a} \quad (3.12)$$

$$P = \frac{F_1 \cdot a - F_2 \cdot b}{a} \quad (3.13)$$

Se halla la ecuación del momento flector y fuerza cortante por el método de cortes para cada tramo, luego se integra en cada tramo. Se puede visualizar en la **Figura N° 58**, el D.C.L para los tres tramos.

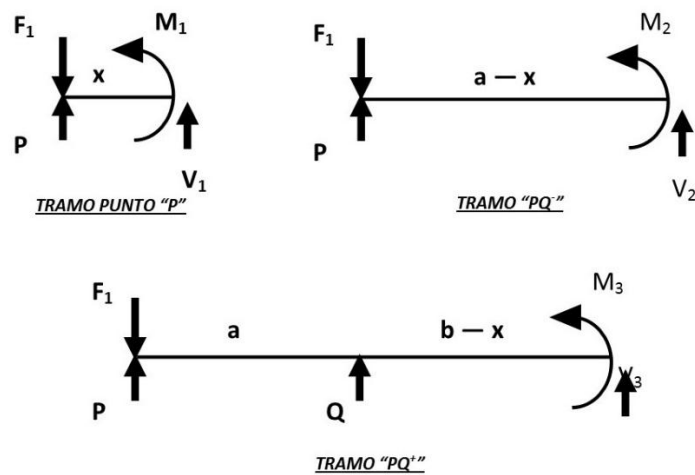


Figura N° 58: Tramos sección del eje

Fuente: [Elaboración propia](#)

Tramo Punto “P”:

$$\sum M_P = 0: \quad M_1 = -(F_1 - P) \cdot X \quad (3.14)$$

Tramo Punto “PQ”:

$$\sum M_{PQ-} = 0: \quad M_2 = -(F_1 - P) \cdot (a - X) \quad (3.15)$$

Tramo Punto “PQ⁺”:

$$\sum M_{PQ^+} = 0:$$

$$M_3 = Q \cdot (b - X) - (F_1 - P) \cdot (b - x + a) \quad (3.16)$$

A continuación, se procede a integrar una y dos veces sucesivamente en cada uno de los tramos evaluados:

Tramo Punto “P”:• **Primera Integración:**

$$E \cdot I \cdot Z_1' = -(F_1 - P) \cdot \frac{X^2}{2} + C_1 \quad (3.17)$$

• **Segunda Integración:**

$$E \cdot I \cdot Z_1'' = -(F_1 - P) \cdot \frac{X^3}{6} + C_1 \cdot X + C_2 \quad (3.18)$$

Tramo Punto “PQ⁻”:• **Primera Integración:**

$$E \cdot I \cdot Z_2' = -(F_1 - P) \cdot \frac{X^2}{2} + (F_1 - P) \cdot a \cdot X + C_3 \quad (3.19)$$

• **Segunda Integración:**

$$E \cdot I \cdot Z_2'' = -(F_1 - P) \cdot \frac{X^3}{6} - (F_1 - P) \cdot a \cdot \frac{X^2}{2} + C_3 \cdot X + C_4 \quad (3.20)$$

Tramo Punto “PQ⁺”:• **Primera Integración:**

$$E \cdot I \cdot Z_3' = (F_1 - P - Q) \cdot \frac{X^2}{2} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Qb] \cdot X + C_5 \quad (3.21)$$

• **Segunda Integración:**

$$E \cdot I \cdot Z_3'' = [(F_1 - P) - Q] \cdot \frac{X^3}{6} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Q] \cdot \frac{X^2}{2} + C_5 \cdot X + C_6 \quad (3.22)$$

Condiciones de borde (límites de borde):

- En el apoyo del punto P para el tramo punto P. Si $X = a$, entonces $Z_1'' = 0$, reemplazando en la ecuación 3.18 se obtiene:

$$-(F_1 - P) \cdot \frac{a^3}{6} + C_1 \cdot a + C_2 = 0 \quad (3.23)$$

- En el apoyo del punto Q para el tramo PQ-. Si $X = a$, entonces $Z_2'' = 0$, reemplazando en la ecuación 3.20 se obtiene:

$$-2 \cdot (F_1 - P) \cdot \frac{a^3}{3} + C_3 \cdot a + C_4 = 0 \quad (3.24)$$

- En el apoyo del punto Q para el tramo PQ-. Si $X = a + b$, entonces $Z_2'' = 0$, reemplazando en la ecuación 3.20 se obtiene:

$$-(F_1 - P) \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - (F_1 - P) \cdot a \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_3 \cdot (a + b) + C_4 = 0 \quad (3.25)$$

- En el apoyo del punto Q para el tramo PQ+. Si $X = a + b$, entonces $Z_3'' = 0$, reemplazando en la ecuación 3.22 se obtiene:

$$-[(F_1 - P) - Q] \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Q] \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_5 \cdot (a + b) + C_6 = 0 \quad (3.26)$$

En el punto Q, las pendientes son iguales en los tramos PQ- y PQ+. Si $X = a$, entonces $Z_2' = Z_3'$, reemplazando en las ecuaciones 3.21 y 3.22, siendo los resultados:

$$-(F_1 - P) \cdot \frac{X^2}{2} + (F_1 - P) \cdot a \cdot X + C_3 = (F_1 - P - Q) \cdot \frac{X^2}{2} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Qb] \cdot X + C_5$$

$$-(F_1 - P) \cdot \frac{a^2}{2} + (F_1 - P) \cdot a^2 + C_3 = (F_1 - P - Q) \cdot \frac{a^2}{2} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Qb] \cdot a + C_5$$

$$2(F_1 - P) \cdot a^2 + Q \cdot \frac{a^2}{2} + C_3 = -(F_1 - P) \cdot \frac{a^2}{2} + Q \cdot a \cdot b + C_5 \quad (3.27)$$

En el punto Q, las pendientes son iguales en los tramos PQ- y PQ+. Si $X = a + b$, entonces $Z_2'' = Z_3''$, reemplazando en las ecuaciones 3.15 y 3.17, siendo los resultados:

$$-(F_1 - P) \cdot \frac{X^3}{6} - (F_1 - P) \cdot a \cdot \frac{X^2}{2} + C_3 \cdot X = [(F_1 - P) - Q] \cdot \frac{X^3}{6} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Q] \cdot \frac{X^2}{2} + C_5 \cdot X + C_6$$

$$-(F_1 - P) \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - (F_1 - P) \cdot a \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_3 \cdot (a + b) + C_4 = [(F_1 - P) - Q] \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - [(F_1 - P) \cdot a + (F_1 - P) \cdot b - Q] \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_5 \cdot (a + b) + C_6$$

$$\begin{aligned}
& -(F_1 - P) \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - (F_1 - P) \cdot a \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_3 \cdot (a+b) + C_4 = (F_1 - P) \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - \\
& Q \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - (F_1 - P) \cdot a \cdot \frac{(a+b)^2}{2} - (F_1 - P) \cdot b \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + Q \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_5 \cdot (a+b) + \\
& C_6
\end{aligned} \tag{3.28}$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones 3.27 y 3.28, y se obtiene el siguiente resultado para las constantes de integración:

$$C_1 = C_3 = C_5 = C_m \tag{3.29}$$

$$C_2 = C_4 = C_6 = C_k \tag{3.30}$$

El valor de las constantes: C_m y C_k , se deducen de las ecuaciones 3.23 y 3.26 y el resultado es el siguiente:

$$\begin{aligned}
c_m = \frac{1}{(2a+b)} \cdot [(F_1 - P) \cdot (a+b)^3 - 3(F_1 - P) \cdot a \cdot (a+b)^2 - 3(F_1 - P) \cdot b \cdot (a+b)^2 + 3 \cdot \\
Q \cdot (a+b)^2 + (F_1 - P) \cdot a^3]
\end{aligned} \tag{3.31}$$

$$\begin{aligned}
c_k = \frac{(F_1 - P)}{6} \cdot a^3 - \frac{1}{(2a+b)} \cdot [(F_1 - P) \cdot (a+b)^3 - 3(F_1 - P) \cdot a \cdot (a+b)^2 - 3(F_1 - P) \cdot b \cdot \\
(a+b)^2 + 3 \cdot Q \cdot (a+b)^2 + (F_1 - P) \cdot a^3]
\end{aligned} \tag{3.32}$$

Se reemplazan en las ecuaciones 3.30 y 3.31 con los siguientes valores para poder determinar cuál es el punto con mayor deflexión en el plano X-Z:

$$\begin{aligned}
a &= 199.5 [mm]; b = 175.5 [mm]; Q = 260.9 [N]; \\
P &= -92.1 [N]; F_1 = 30 [N]; F_2 = -87.58 [N]
\end{aligned}$$

Los valores de las constantes, son los siguientes:

$$C_m = -20728010.57 \text{ y } C_k = 182310060.50$$

Se reemplaza los siguientes valores en las ecuaciones 3.18, 3.20 y 3.22:

$$E = 200 \text{ GPa (Valor obtenido de la **Tabla 5**)}$$

$$\phi_{\text{mayor}} = 30 \text{ mm (Diámetro de mayor sección del eje)}$$

$$\phi_{\text{menor}} = 20 \text{ mm (Diámetro de menor sección del eje)}$$

Y con ayuda de la fórmula 3.26, se halla el momento de Inercia [I] para ambos diámetros.

Para el diámetro de mayor sección del eje; cuyo valor es $\phi_{\text{mayor}} = 30 \text{ mm}$, la inercia [I₁] será:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot D^4}{4} \quad (3.33)$$

$$I_1 = 636172.51 \text{ mm}^4$$

Para el diámetro de menor sección del eje; cuyo valor es $\phi_{\text{menor}} = 20 \text{ mm}$, la inercia $[I_2]$ será:

$$I_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{4} \quad (3.34)$$

$$I_2 = 125663.71 \text{ mm}^4$$

Finalmente, se obtiene la curva elástica de los dos tramos del eje y se muestra en la **Figura N° 59**:

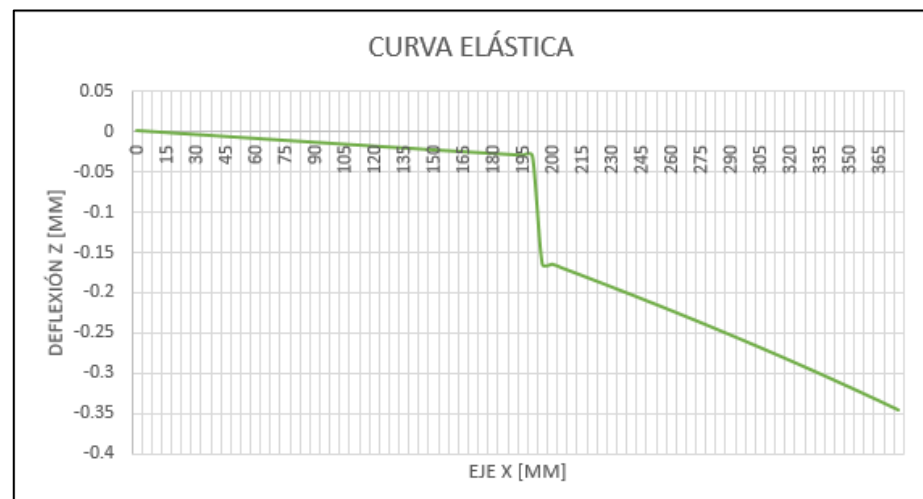


Figura N° 59: Curva elástica en el eje x-z

Fuente: [Elaboración propia](#)

De la **Figura N° 59**, se deducen las deformaciones en los siguientes puntos del eje “x”:

$$X = 0 \text{ mm} \rightarrow Z_0 = 0.0014329 \text{ mm}$$

$$X = 375 \text{ mm} \rightarrow Z_{375} = -0.344723151 \text{ mm}$$

$$\delta_P = \sqrt{(0.001433 \text{ mm})^2} = 0.001433 \text{ mm}$$

$$\delta_R = \sqrt{(-0.34472 \text{ mm})^2} = 0.34472 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se concluye que la mayor deflexión se da en el punto “R”.

$$\delta_{\text{máx}} = 0.34472 \text{ mm}$$

3.1.13. Cálculo de fluencia en el eje de transmisión

Para determinar las fuerzas que actúan en los apoyos ubicados en los puntos 1, 2 y P se resolvió el D.C.L. del eje de transmisión mostrado en la **Figura N° 60**:

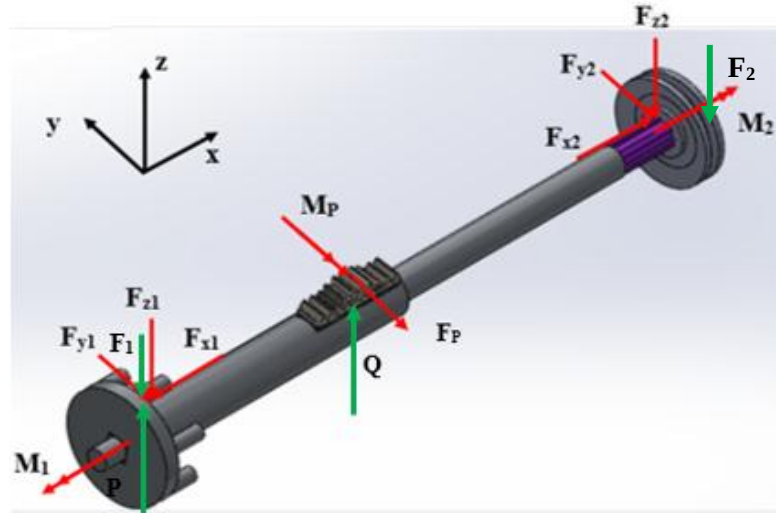


Figura N° 60: Diagrama de cuerpo libre en el eje de transmisión

Fuente: [Elaboración propia](#)

Con los valores obtenidos:

$P = -92.1$ [N]; $Q = 260.9$ [N]; $E = 2 \times 10^5$ [N/mm²]; $F_1 = 30$ [N]; $F_2 = -87.58$ [N]; $C_m = -2072801057$; $C_k = 182310060.50$ (donde: $c_1 = c_m \wedge c_2 = c_k$)

Se reemplaza en las ecuaciones de equilibrio estático del eje de transmisión, teniendo sólo en ci, aplicando la 1^{era} Ley de Newton. De esto, se halla los valores de F_{1z} y F_{2z} :

- Para $\sum M_1 = 0$: $-F_{2z}(375) + Q(229.95) = 0$

$$-F_{2z}(375) + (260.9)(229.95) = 0$$

$$F_{2z} = 160[N]$$

- Para $\sum M_P = 0$: $F_2(145.05) - F_{2z}(145.05) + F_1(229.95) - P(229.95) + F_{1z}(229.95) = 0$

$$-(138.8)(145.05) - (160)(145.05) + (30)(229.95) - (-92.1)(229.95) + F_{1z}(229.95) = 0$$

$$F_{1z} = 66.38 [N]$$

En base a las fuerzas halladas y a las dimensiones del eje de transmisión, se procedió a realizar el diagrama de fuerza cortante (DFC), de momento flector (DMF) y de momento torsor (DMT)

Las fuerzas utilizadas para los cálculos de los diagramas, mencionados en el párrafo anterior, se ubican en el plano X-Z. Ver **Figura N° 61**:

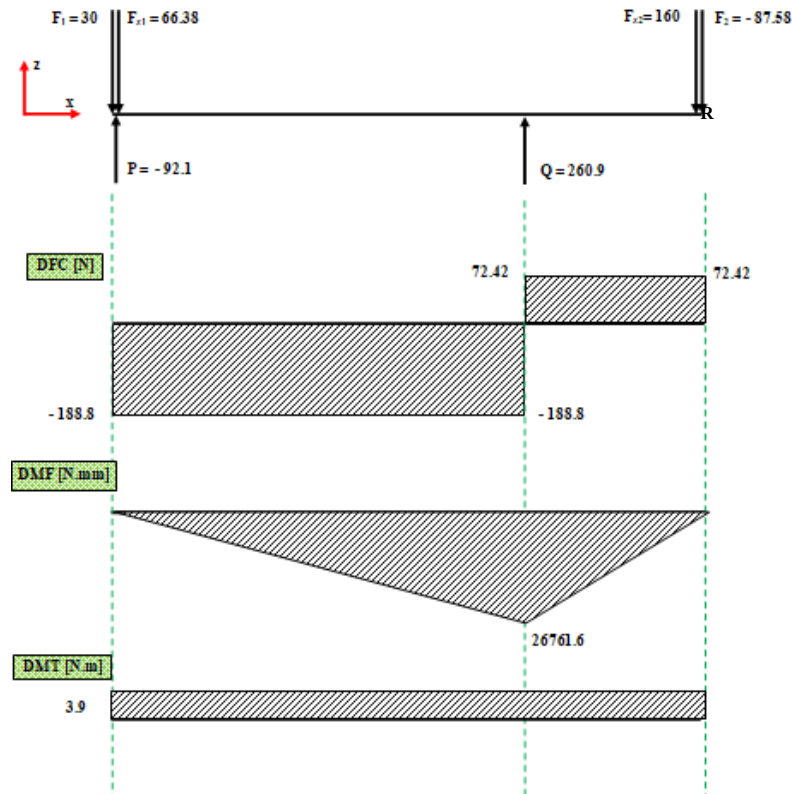


Figura N° 61: Diagramas de fuerzas y momentos en el eje de transmisión del plano x-z

Fuente: [Elaboración propia](#)

En el tramo PR se observa el valor máximo de momento flector, cuyo valor es de 26761.6 N.mm. los datos a considerar son los siguientes: $\phi_1 = 20$ mm ; $\phi_2 = 30$ mm y $M_t = 3.9$ N.m. Se utilizó las fórmulas 3.35, 3.36 y 3.37:

$$\tau_t = \frac{16 \times M_t [N.mm]}{\pi \times \phi^3 [mm]^3} \quad (3.35)$$

$$\tau_{t1} = \frac{16 \times M_t [N.mm]}{\pi \times \phi_1^3 [mm]^3} = \frac{16 \times 3.9 \times 10^3}{\pi \times (20)^3} = 2.483 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{t2} = \frac{16 \times M_t [N.mm]}{\pi \times \phi_2^3 [mm]^3} = \frac{16 \times 3.9 \times 10^3}{\pi \times (30)^3} = 0.736 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_t = \sqrt{(2.483)^2 + (0.736)^2}$$

$$\tau_t = 2.59 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_c = \frac{F_c[N]}{A[mm^2]} \quad (3.36)$$

$$\tau_{c1} = \frac{F_c[N]}{A_1[mm^2]} = \frac{30}{0.25 \times \pi \times (20)^3} = 0.00477 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{c2} = \frac{F_c[N]}{A_2[mm^2]} = \frac{30}{0.25 \times \pi \times (30)^3} = 0.00141 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_t = \sqrt{(0.00477)^2 + (0.00141)^2}$$

$$\tau_c = 0.00497 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma = \frac{32 \times M_f[N.mm]}{\pi \times \phi^3[mm]^3} \quad (3.37)$$

$$\sigma_1 = \frac{32 \times M_f[N.mm]}{\pi \times \phi_1^3[mm]^3} = \frac{32 \times 26761.6}{\pi \times (20)^3} = 34.074 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \times M_f[N.mm]}{\pi \times \phi_2^3[mm]^3} = \frac{32 \times 26761.6}{\pi \times (30)^3} = 10.1 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_f = \sqrt{(34.074)^2 + (10.1)^2}$$

$$\sigma_f = 35.54 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Según la teoría de máxima distorsión o Von Mises¹², se cumple que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (3.38)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(35.54)^2 + 3[(2.59)^2 + (0.00497)^2]}$$

$$\sigma_{eq} = 35.822 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

El material del eje de transmisión es de acero inoxidable AISI 304, el cual tiene buenas propiedades anticorrosivas y su principal aplicación es para

¹² http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_von_Mises.htm

ejes de transmisión. Según la **Tabla 5**, las propiedades mecánicas de este acero son: $\sigma_B = 620 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ y $\sigma_f = 310 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

Se procede a resolver el F.S.:

$$FS_R = \frac{\sigma_{sdm}}{\sigma_{eq}} \quad (3.38)$$

$$FS_R = \frac{310}{35.822}$$

$$FS_R = 8.654$$

Se consideró un factor de seguridad recomendado, cuyo valor es 5.

3.1.14. Cálculo de fatiga en el eje de transmisión

El eje de transmisión por estar siempre girando durante el proceso de corte y tener un momento flector ya está siendo sometido a esfuerzo de flexión alternante.

Por otro lado, la fuerza de corte del plátano se presenta cada cierto tiempo (intermitencia), lo cual origina esfuerzo cortante y momento torsor pulsantes. Se procedió a analizar la sección A y la sección B, las cuales se muestran en la **Figura N° 62**, las cuales son puntos críticos para cálculos de la fatiga.

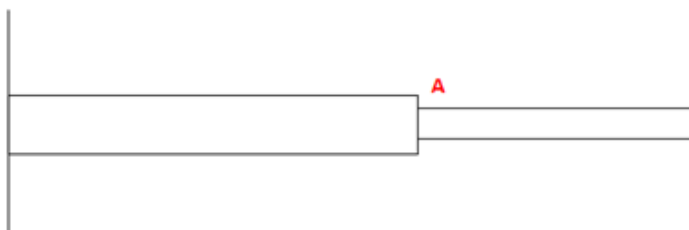


Figura N° 62: Puntos críticos A y B para el cálculo de la Fatiga

Fuente: [Elaboración propia](#)

A. Análisis de la sección A por flexión alternante

Del cálculo a fluencia, ya se conoce el valor del esfuerzo por momento flector: $\sigma_1 = 35.54 \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 36 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$. Por lo tanto, se tiene: $\sigma_{fs} = 36 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ y $\sigma_{fi} = -36 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$. Utilizando las ecuaciones 3.37 y 3.38:

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{fs} + \sigma_{fi}}{2} \quad (3.37)$$

$$\sigma_{fm} = 0 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{fs} - \sigma_{fi}}{2} \quad (3.38)$$

$$\sigma_{fa} = 36 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Dado que el eje de transmisión es un elemento en real de la cortadora, se procede calcular el esfuerzo alternante real σ_a afectada por los coeficientes del límite de resistencia de la fatiga: k_a, k_b, k_c, k_d y k_e ; donde se tiene que:

1. Cálculo de k_a (Coeficiente utilizado para un elemento que no está pulido como una probeta):

Evaluando en la gráfica de la **Figura N° 63**, tenemos lo siguiente:

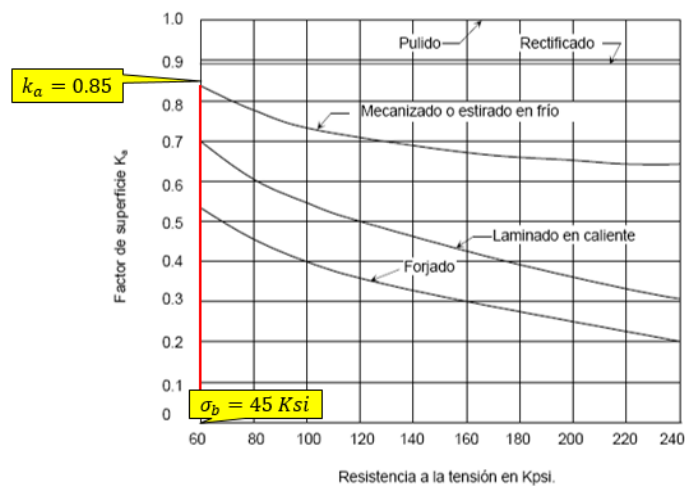


Figura N° 63: Coeficiente k_a correspondiente al acabado del eje de transmisión

Fuente: [Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett \(2008\). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley \(8va Edición\). México: McGraw – Hill](#)

El valor de entrada de $\sigma_b = 45 \text{ Kpsi}$ para un material de acabados rectificado, por lo tanto, su intersección corresponde al valor de $k_a = 0.85$.

2. Cálculo de k_b (Coeficiente para un diámetro diferente a 10mm):

Utilizando las fórmulas 3.39 y 3.40, se procede a hallar el k_b :

El d_e del eje es de una sección circular, se evalúa para los diámetros $d_1 = 20 \text{ mm}$ y $d_2 = 30 \text{ mm}$:

$$d_e = 0.37d \quad (3.39)$$

$$d_e = 0.37 (30) = 11.1 \text{ mm}$$

Para un diámetro equivalente entre el rango: $[2.79 \text{ mm} \leq d_e \leq 51 \text{ mm}]$, se utiliza la siguiente fórmula:

$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad (3.40)$$

Por lo tanto, de acuerdo a la ecuación 3.40 se reemplaza el valor de d_e y se halla el valor de k_b :

$$k_b = 1.24(11.1)^{-0.107}$$

$k_b = 0.96$

3. Cálculo de k_c :

El valor de k_c , se calcula con 50% de confiabilidad de acuerdo a la **Figura N° 64**:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad (k_c)
0.5	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Figura N° 64: Tabla de confiabilidad vs Factor de confiabilidad (k_c)

Fuente: [Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett \(2008\). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley \(8va Edición\). México: McGraw – Hill](#)

Por lo tanto, el valor de k_c es:

$k_c = 1$

4. Cálculo de k_d :

Para una temperatura de operación en el ambiente es de 20 °C. Por lo tanto, el $k_d = 1$.

5. Cálculo de k_e (Coeficiente considerando radios de redondeo):

Para hallar el k_e , se considera la ecuación 3.40 y 3.41 para su resolución siguiente:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (3.40)$$

Siendo:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (3.41)$$

De acuerdo, a los valores de $\sigma_u = 0.62 \text{ GPa}$ obtenido de la **Tabla 5** y $q = 0.65$

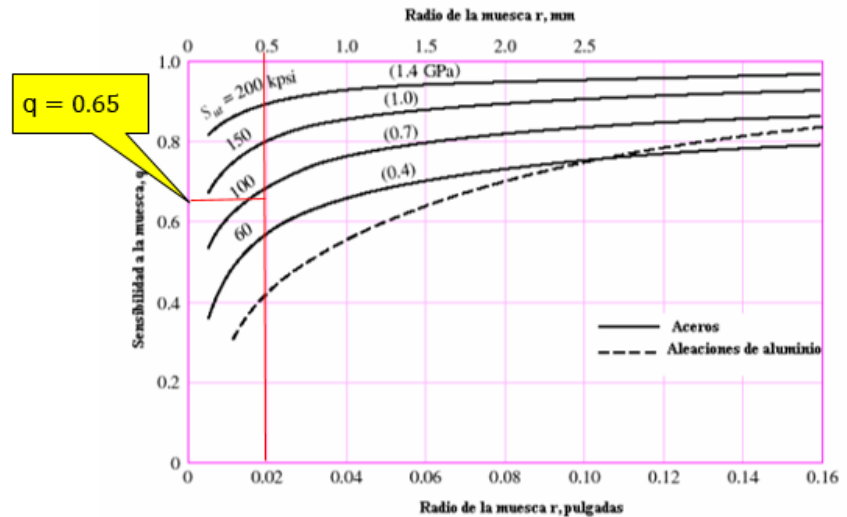


Figura N° 65: Gráfica de sensibilidad de muesca "q" para cargas de flexión o axial

Fuente: [Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett \(2008\). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley \(8va Edición\). México: McGraw – Hill](#)

Los valores de entrada para la **Figura N° 66**, son $\frac{D}{d}$ y $\frac{r}{d}$; los cuales se describen a continuación:

D : Diámetro mayor espesor del eje.

d : Diámetro menor espesor del eje.

r : Radio de curvatura. Se asume que $r = 5 \text{ mm}$ para el eje de transmisión correspondiente.

Para ingresar los valores correspondientes a la gráfica de la **Figura N° 66**, se realizan los siguientes cálculos:

$$\frac{D}{d} = \frac{30 \text{ mm}}{20 \text{ mm}} = 1.5$$

$$\frac{r}{d} = \frac{5 \text{ mm}}{20 \text{ mm}} = 0.25$$

Y el valor correspondiente para $k_t = 1.38$, a continuación se reemplazan los valores obtenidos de k_t y q en la ecuación 3.40:

$$k_f = 1 + 0.65(1.38 - 1)$$

$$k_f = 1.247$$

Por lo tanto, utilizando la ecuación 3.39. Se concluye que k_e tendrá el siguiente valor:

$$k_e = \frac{1}{1.247}$$

$$k_e = 0.802$$

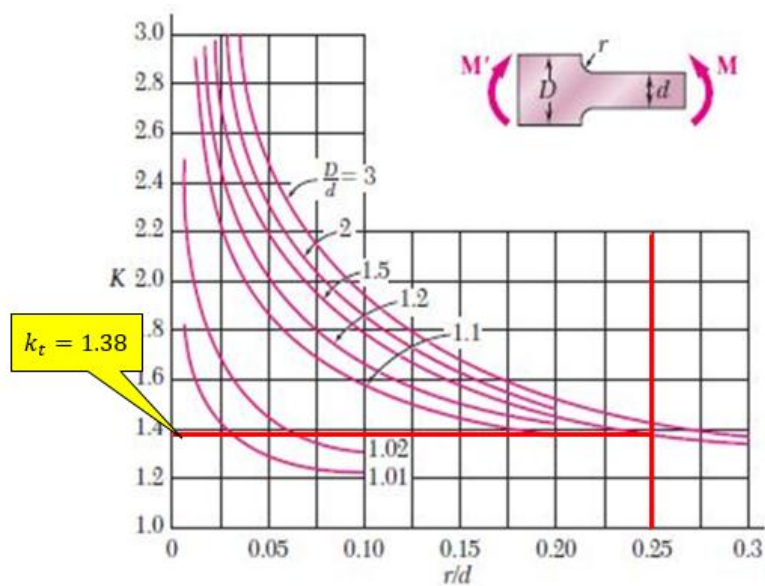


Figura N° 66: Diagrama de factores de concentración de esfuerzo teórico

Fuente: [Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett \(2008\). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley \(8va Edición\). México: McGraw – Hill](#)

Finalmente, se procede a hallar el esfuerzo de fluencia real para lo cual se utiliza la ecuación 3.42:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e'$$

$$S_e = (0.85) \cdot (0.96) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.802) \cdot (5.221)$$

$$S_e = 3.42 \text{ Ksi}$$

$$S_e = 23.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

B. Análisis de la sección A por torsión alternante

Del cálculo a fluencia, ya se conoce el valor del esfuerzo debido al momento torsor: $\sigma_1 = 2.59 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$. Por lo tanto, se tiene: $\tau_{ta} =$

2.59 $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$ y $\tau_{tm} = 0 \left[\frac{N}{mm^2}\right]$. Utilizando las ecuaciones 3.37 y 3.38 aplicada para esfuerzo torsor.

Para el cálculo de coeficientes se utilizarán los mismos de la sección anterior, ya que es la misma sección del eje de transmisión ya analizado.

$$\tau_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \tau_e'$$

$$\tau_e = (0.85) \cdot (0.96) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.802) \cdot (2.59)$$

$$\tau_e = 1.7 \text{ Ksi}$$

$$\tau_e = 11.72 \left[\frac{N}{mm^2}\right]$$

La sección “A” es sometida a esfuerzos combinados de torsión y flexión, se procede a hallar los esfuerzos equivalentes medio y alternante según la ecuación 3.38:

$$\sigma'_{eq,a} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3(\tau_{ta})^2} = \sqrt{(36)^2 + 3(2.59)^2}$$

$$\sigma'_{eq,a} = 36.28 \left[\frac{N}{mm^2}\right]$$

$$\sigma'_{eq,m} = \sqrt{\sigma'_{fm}{}^2 + 3(\tau_{tm})^2} = \sqrt{(0)^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma'_{eq,m} = 0$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga, tenemos la ecuación 3.42:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eq,a}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{eq,m}}{\sigma_u}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{36.28}{310} + \frac{0}{620}$$

$$FS = 5.45$$

El factor de seguridad es menor al factor de seguridad recomendado, hallado en la sección 3.1.13, cuyo valor es 8.654. Por lo tanto, se concluye que el FS calculado considerando esfuerzos mixtos es correcto.

3.1.15. Diseño de la cuchilla

Las cuchillas son no curvas, es decir, rectangulares por motivos de practicidad en su fabricación y en el afilado.

3.1.15.1. Geometría de la cuchilla

Se determina el ancho de la cuchilla: 20 mm, largo de la cuchilla: 120 mm y de espesor de 1 mm, como se visualiza en la **Figura N° 67**.

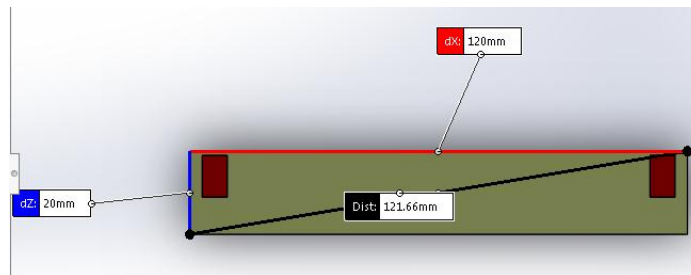


Figura N° 67: Dimensiones de la cuchilla

Fuente: [Elaboración propia](#)

El mecanismo de la cuchilla posee dos resortes y dos placas antifricción en cada extremo. Lo cual, permite movilidad en la cuchilla y un control del espesor en el corte.

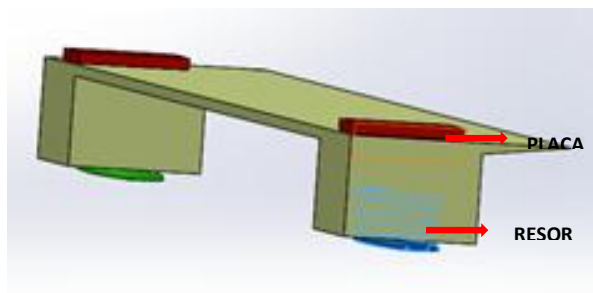


Figura N° 68: Resortes y placas antifricción de la cuchilla

Fuente: [Elaboración propia](#)

La cuchilla posee un ángulo de filo, cuyo valor es 7.13° , que se observa en **Figura N° 69**.

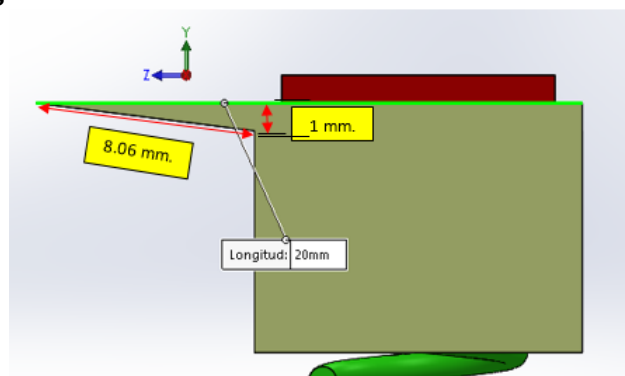


Figura N° 69: Vista lateral de la cuchilla

Fuente: [Elaboración propia](#)

3.1.15.2. Fuerzas actuantes sobre la cuchilla

En el proceso del corte, el filo de la cuchilla presenta dos fuerzas: F_{1y} y F_{1z} (actuantes en el eje “y” y “z”). La fuerza F_{1y} ya se conoce de la medición de la fuerza de corte y su valor es de 30 N.

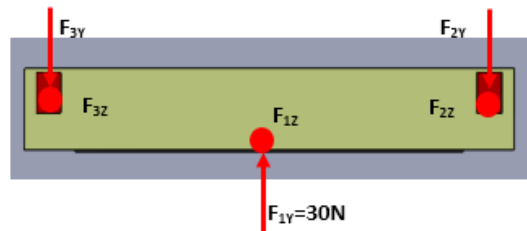


Figura N° 70: D.C.L. de la cuchilla de planta

Fuente: [Elaboración propia](#)

Para hallar la fuerza transversal F_{1z} se procedió a resolver el D.C.L. en el filo de la cuchilla, cuyo detalle se muestra en la parte derecha

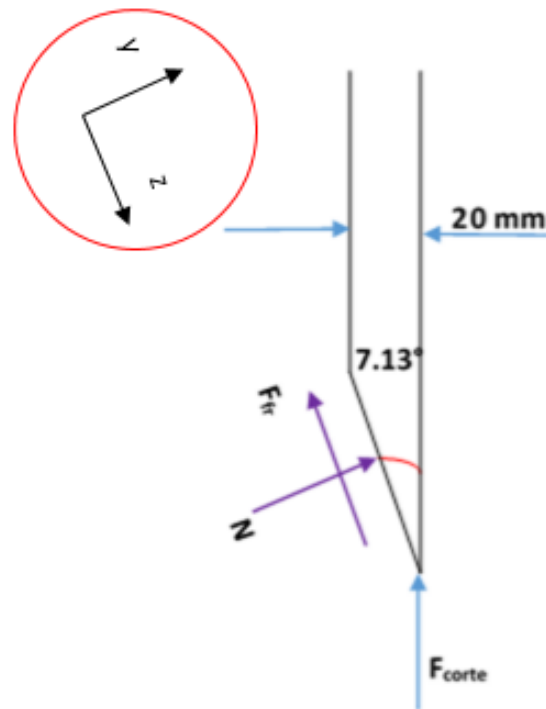


Figura N° 71: D.C.L. de la cuchilla (detalle)

Fuente: [Elaboración propia](#)

Igualando las fuerzas de los ejes z e y:

$$\sum F_{y1} = 0: F_{y1} = F_{\text{corte}} + N \times \sin(7.13^\circ) \quad (3.43)$$

$$\sum F_{z1} = 0: F_{z1} = N \times \cos(7.13^\circ) - F_{\text{fr}2} \times \sin(7.13^\circ) \quad (3.44)$$

Se considera un coeficiente de fricción entre el plátano y el acero, cuyo valor es 0.25. Luego, se reemplaza en la siguiente fórmula:

$$F_{fr2} = \mu \times N \quad (3.45)$$

Se puede asumir la siguiente relación, para obtener la fuerza transversal de acuerdo al modelo de Merchant¹³:

$$N = 0.2 \times F_{corte} \quad (3.46)$$

Se reemplaza el valor de $F_{y1} = 30 \text{ N}$, se combinan las ecuaciones 3.46 y 3.43 para obtener:

$$N = 5.855 \text{ N}$$

Luego, se reemplaza en valor de N en la ecuación 3.45:

$$F_{fr2} = 1.464 \text{ N}$$

Finalmente, se reemplaza los valores de N y F_{fr2} en 3.44, y se obtiene:

$$F_{z1} = 5.628 \text{ N}$$

3.1.15.3. Cálculo a resistencia

En la **Figura N° 72**, en el punto medio “P” se obtiene el mayor momento flector, generado por F_{1y} .

Según el diagrama, se observa que el filo está sometido a compresión y el extremo opuesto a tracción.

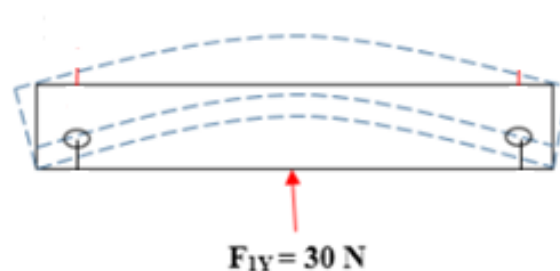


Figura N° 72: Diagrama de fuerza cortante en la cuchilla

Fuente: [Elaboración propia](#)

Utilizando el software Solidworks, se analiza el punto “P”, y se halla los siguientes esfuerzos y se visualizan en la **Figura N° 73**:

¹³ http://www.ehu.eus/manufacturing/docencia/1182_ca.pdf

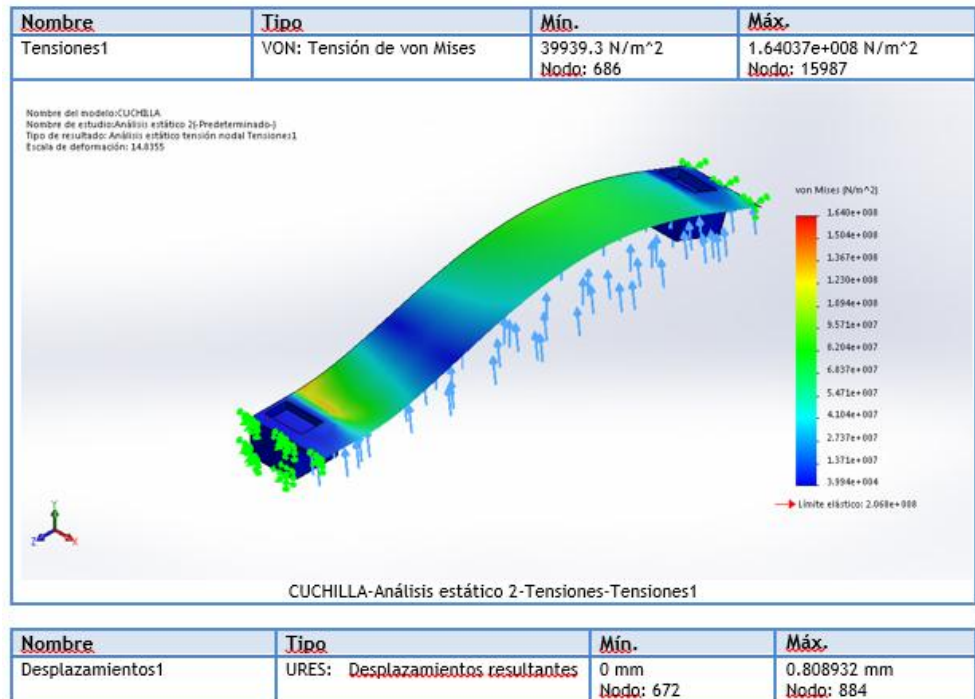


Figura N° 73: Cálculo de la resistencia para la cuchilla en solidwoks

Fuente: [Elaboración propia](#)

Los valores obtenidos en la simulación del solidwoks, son los siguientes:

$$\sigma_{\text{máx}} = 164.037 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 0.04 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

3.1.16. Selección del motor eléctrico

Se evalúo y se seleccionó el motor eléctrico de acuerdo a los valores de potencia de carga hallada en el apartado 3.1.6. La eficiencia típica de la transmisión por faja trapezoidal es de 97 %, por lo tanto, la potencia de carga del motor, se describe en la siguiente fórmula:

$$P_{\text{carga-motor}} = \frac{P_{\text{carga}}}{0.97} \quad (3.47)$$

$$P_{\text{carga-motor}} = \frac{357.40 [W]}{0.97}$$

$$P_{\text{carga-motor}} = 368.41 W$$

Tabla 15: Datos eléctricos de motor monofásico WEG

Potencia		Factor de Servicio	Polos	Armazón	Código de Referencia	Tensión V	RPM min ⁻¹	Corriente Nominal A	Corriente a Factor de Servicio A	Clave KVA/HP	Eficiencia Nominal %	Factor de Potencia pu
HP	kW											
0,25	0,187	1,35	2	56	.25360S1PA56	127/220	3510	6.28/2.35	6.50/2.70	R	52,5	0,44
		1,35	4	56	.25180S1P56	127/220	1745	5.50/2.50	5.80/2.80	P	50,5	0,52
0,33	0,249	1,35	2	56	.33360S1PA56	127/220	3510	7.21/2.70	7.40/3.10	P	55,0	0,57
		1,35	4	56	.33180S1P56	127/220	1750	6.40/2.50	7.00/3.00	P	52,5	0,57
0,50	0,373	1,25	2	56	.50360S1PA56	127/220	3515	9.10/3.70	9.70/4.60	N	59,5	0,58
		1,25	4	56	.50180S1P56	127/220	1740	8.00/3.80	8.70/4.30	N	57,5	0,63
0,75	0,560	1,25	2	56	.75360S1PA56	127/220	3500	11.50/5.00	12.55/5.85	M	62,0	0,61
		1,25	4	56	.75180S1P56	127/220	1750	12.5/5.50	13.10/6.10	P	59,5	0,59
1,0	0,746	1,25	2	56	001360S1P56	127/220	3515	13.00/6.20	14.00/7.30	M	64,0	0,70
		1,15	4	56	001180S1P56	127/220	1730	15.00/7.50	17.50/8.62	M	62,0	0,63
1,5	1,119	1,15	2	56	001560S1P56	127/220	3500	16.50/8.80	18.90/10.10	L	68,0	0,78
		1,15	4	56	001580S1P56	127/220	1730	20.20/9.37	21.30/10.60	M	66,0	0,66
2,0	1,492	1,15	2	56H	002360S1P56	127/220	3520	20.0/10.5	22.0/11.5	M	72,0	0,81
		1,15	4	56H	002180S1P56	127/220	1735	29.00/13.50	33.3/15.50	M	70,0	0,57

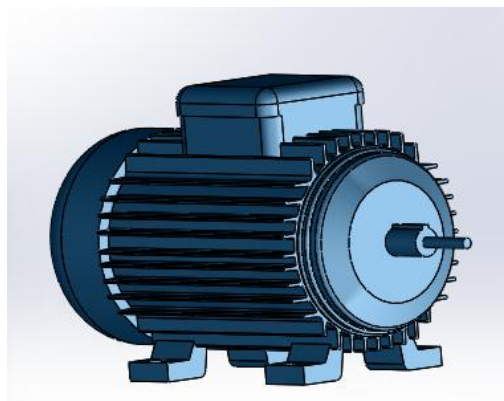
Fuente: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-motores-monofasicos-mercado-mexicano-catalogo-espanol.pdf>

Conforme al valor obtenido de $P_{\text{carga-motor}}$, se selecciona un motor monofásico de 0,5 kW y 1740 rpm nominales; según **Tabla 15**.

El sistema de corte gira a una velocidad de 875 rpm, obtenida en el **3.1.4.**, por lo tanto, se tiene que la relación de transmisión es: $i = 1.99$ (considerando un motor de inducción monofásico de 4 polos que gira a 1740 rpm.).

El motor asíncrono monofásico de 4 polos seleccionado de la **Tabla 15**, posee siguientes características:

- Posición y fijación: Instalado en posición horizontal y amarre por patas.
- Tensión de trabajo: 220 V
- Frecuencia de trabajo: 60 Hz
- Potencia de salida: 0,5 KW
- Velocidad de salida nominal: 1740 rpm
- Peso: 39 kg
- Grado de protección: IP55 (protección leve contra el polvo y contra chorros de agua hasta una presión máxima de 0,3 bar).
- Aislamiento Clase B.

**Figura N° 74:** Motor eléctrico

Fuente: [Elaboración propia](#)

3.1.17. Cálculo del contrapeso

El sistema formado por el plátano dentro del porta plátano y el sobrepeso que efectúa el empuje, la materia prima se desliza en el eje inclinado, y lo hace partiendo del reposo, luego acelera hasta desplazarse una distancia de 1 mm (espesor de corte), para determinar la aceleración se considera que el sistema se desplaza según un movimiento rectilíneo uniformemente variable en un eje inclinado por 50°.

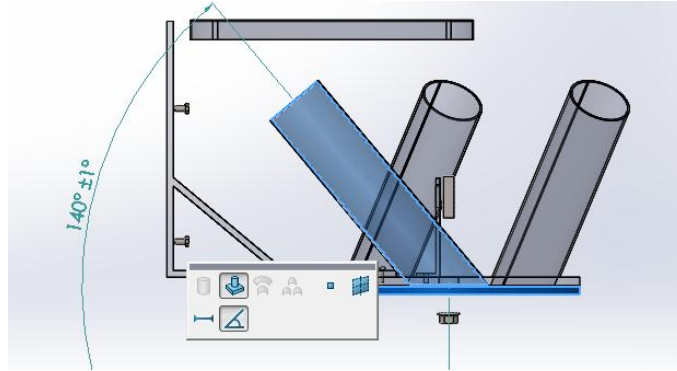


Figura N° 75: Ángulo de la cavidad porta plátanos y el disco porta plátanos

Fuente: [Elaboración propia](#)

3.1.17.1. Determinación de la aceleración

El tiempo que tarda en desplazarse el plátano por acción del empuje del contrapeso, es el siguiente:

$$\frac{2 \text{ cortes}}{1 \text{ rev}} = \frac{875 \text{ rev}}{60 \text{ s}} = \frac{1 \text{ mm}}{1 \text{ corte}} = 29.17 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \rightarrow 34.28 \text{ ms}$$

El movimiento se realiza en un plano inclinado, no obstante, la aceleración, se debe a un movimiento rectilíneo uniformemente variado y tendrá dos componentes en el eje “x” y el eje “y”, con un ángulo de 50°. Se halla la aceleración despejándola de la siguiente fórmula:

$$h = V_o \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$a = \frac{2(h - V_o \cdot t)}{t^2} \quad (3.48)$$

Se reemplazan los valores hallados en este capítulo: $V_o = 0$ porque el movimiento parte desde el reposo, $t = 34.28 \text{ ms}$

$$a = \frac{2[0.001]}{(34.28 \times 10^{-3})^2}$$

$$a = 1.702 \text{ m/s}^2$$

Las componentes de la aceleración en los ejes “x” e “y”, son los siguientes:

$$a_x = 1.304 \text{ m/s}^2$$

$$a_y = 1.094 \text{ m/s}^2$$

3.1.17.2. Determinación del peso del contrapeso

De acuerdo, a la **Figura N° 76**, se puede deducir lo siguiente:

$$F_{\text{FRICCIÓN}} = \mu \cdot W_{\text{PLÁTANO}} \cdot \sin(50^\circ) \quad (3.53)$$

Donde $\mu = 0.25^{14}$, $m_{\text{PLÁTANO}} = 150 \text{ gr.}$ y en la cavidad porta plátanos tiene la capacidad para 5 plátanos. Con los datos proporcionados se reemplaza en la ecuación 3.44:

$$F_{\text{FRICCIÓN}} = 1.41 \text{ N}$$

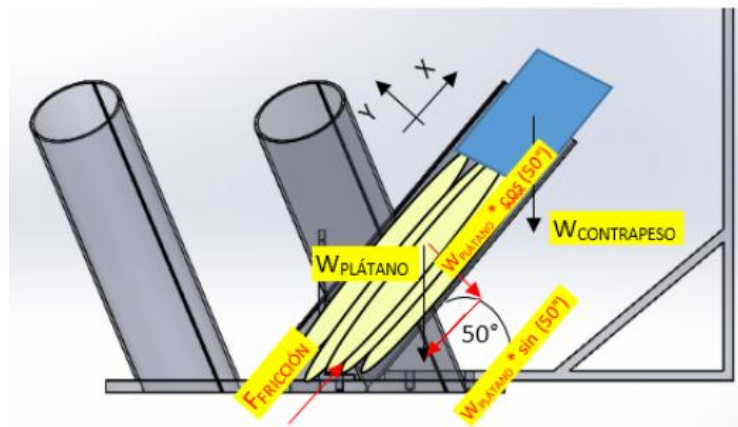


Figura N° 76: Esquema de D.C.L. del contrapeso

Fuente: [Elaboración propia](#)

Para hallar la $m_{\text{CONTRAPESO}}$ se aplica la 2^{da} Ley de Newton, en el eje “x” del DCL:

$$\sum F = m \cdot a \quad (3.54)$$

$$F_{\text{FRICCIÓN}} - W_{\text{PLÁTANO}} \cdot \sin(50^\circ) - W_{\text{CONTRAPESO}} \cdot \sin(50^\circ) = m_{\text{PLÁTANO}} \cdot a$$

$$1.41 - (0.150) \cdot (5) \cdot (9.81) \cdot \sin(50^\circ) - m_{\text{CONTRAPESO}} \cdot (9.81) \cdot \sin(50^\circ) = (0.150) \cdot (5) \cdot (9.81) \cdot (1.304)$$

$$m_{\text{CONTRAPESO}} = 1.84 \text{ Kg}$$

¹⁴ Valor promedio obtenido de la tabla de la página web: <https://vallyblog.wordpress.com/fisica-2013/2-periodo/friccion/coeficiente-de-friccion/tablas-de-valores-de-los-coeficientes/>

Capítulo 4

Diseño en software “Solidworks” y costos de inversión

4.1 Listado de planos

Se muestra la **Tabla 16** que desagrega el sistema de corte en planos correctamente codificados según sea el caso de ensamble o detalle necesarios para la óptima comprensión del técnico que ensamble y construya la máquina.

Tabla 16: Lista los planos de la cortadora de plátanos

Nombre de la Tesis: “Diseño de prototipo de cortadora de plátano verde en hojuelas para la industria del chifle en Piura”			
Tesista: Bach. Ingrid Mirelli Simón Rodríguez			
Fecha: 01/11/2017			
LISTADO DE ENTREGABLES			
ITEM	DESCRIPCIÓN	CODIFICACIÓN	REVISIÓN
1.00	Plano de ensamblaje de cortadora de plátano	PL-E-CP-001	0
2.00	Plano de detalle del motor asíncrono monofásico	PL-D-MA-001	0
3.00	Plano de detalle del disco porta plátanos	PL-D-DPP-001	0
4.00	Plano de detalle del disco porta cuchillas	PL-D-DPC-001	0
5.00	Plano de detalle de la cuchilla	PL-D-C-001	0
6.00	Plano de detalle del eje	PL-D-E-001	0
7.00	Plano de detalle del eje-bocina	PL-D-E-002	0
8.00	Plano de detalle de la polea	PL-D-P-001	0
9.00	Plano de detalle del contrapeso	PL-D-CP-001	0
10.00	Plano de detalle del motor de paso	PL-D-MP-001	0
11.00	Plano de detalle de elementos varios-guardapolea	PL-D-EV-001	0
12.00	Plano de detalle de elementos varios-acople	PL-D-EV-002	0

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.2 Descripción del prototipo

La máquina es modelada en Solidworks. El software contiene dentro de sus librerías los complementos necesarios para la elaboración de la estructura, pieza por pieza y en su ensamble final. Tal como, se muestra en la **Figura N° 77**, cumple los requerimientos evaluados en el apartado **2.1** .

El proyecto de tesis utiliza materiales y elementos normalizados y comerciales. Además las piezas, repuestos y accesorios son accesibles en el mercado para la elaboración y el reemplazo cuando se deba realizar.

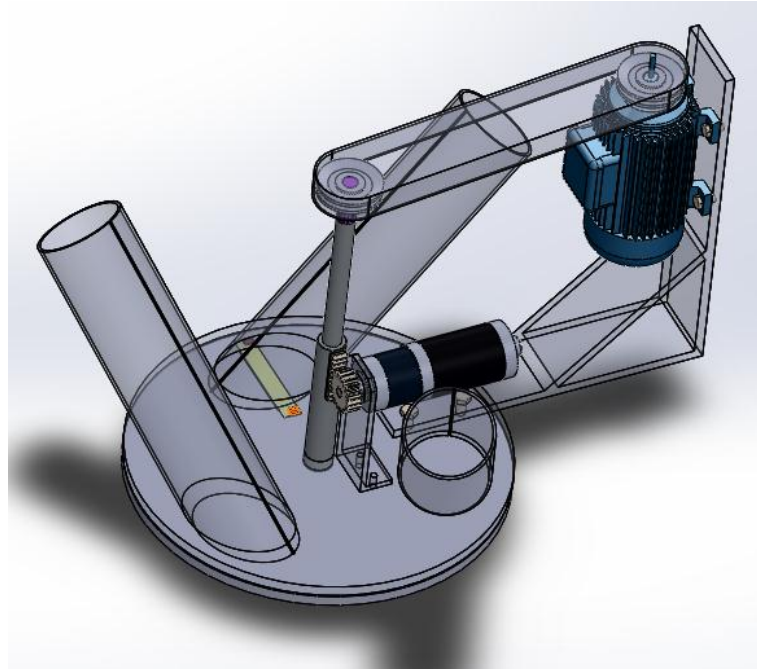


Figura N° 77: Sistema de corte modelado en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia.](#)

A continuación, en el plano del **Plano 1** y **Figura N° 78**; se puede observar las medidas del sistema de corte:

Largo: 63.0 cm
Ancho: 72.9 cm
Altura: 46.3 cm

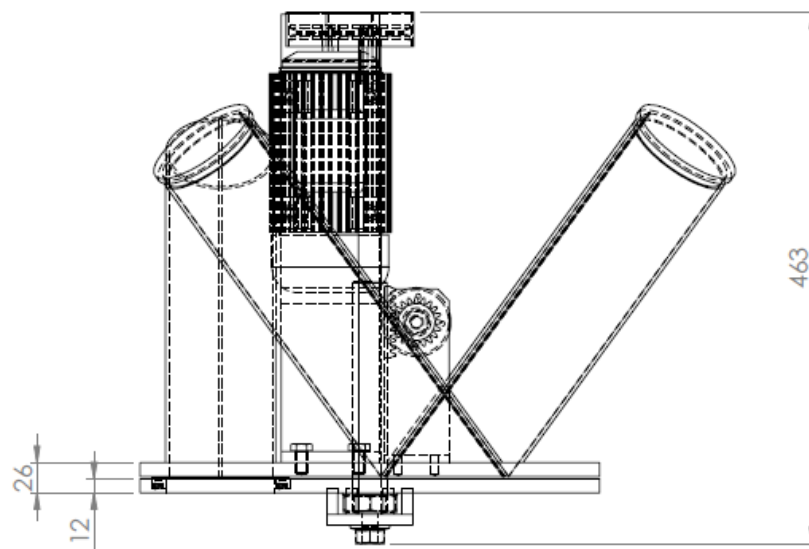


Figura N° 78: Vista lateral de la altura de las medidas de la cortadora de plátano

Fuente: [Elaboración propia.](#)

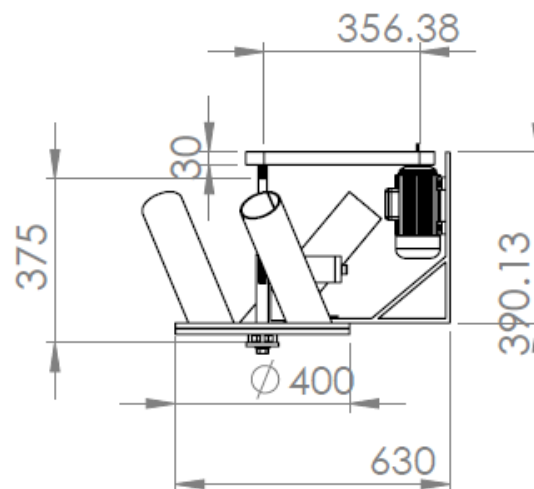


Figura N° 79: Vista lateral a detalle de las medidas de la cortadora de plátano.

Fuente: [Elaboración propia.](#)

Además el software, nos brinda información sobre las propiedades mecánicas de la cortadora modelada, la cual se muestra en la **Figura N° 80**.

Propiedades de masa de CORTADORA DE PLATANOS		
Configuración: Predeterminado		
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --		
* Incluye las propiedades físicas de uno o más componentes/sólidos ocultos.		
Masa = 59.44 kilogramos		
Masa de soldadura total = 0.00 kilogramos		
Volumen = 9483.87 centímetros cúbicos		
Área de superficie = 18966.37 centímetros cuadrados		
Centro de masa: (centímetros)		
X = -4.62		
Y = 9.07		
Z = -8.78		
Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * centímetros cuadrados)		
Medido desde el centro de masa.		
Ix = (0.21, -0.44, 0.87)	Px = 9576.89	
Iy = (0.89, -0.29, -0.36)	Py = 19847.53	
Iz = (0.41, 0.85, 0.33)	Pz = 21705.27	
Momentos de inercia: (kilogramos * centímetros cuadrados)		
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.		
Lxx = 19719.81	Lxy = -1581.66	Lxz = 1597.84
Lyx = -1581.66	Lyx = 19183.09	Lyz = -4488.56
Lzx = 1597.84	Lzy = -4488.56	Lzz = 12226.79
Momentos de inercia: (kilogramos * centímetros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
Ixx = 29192.57	Ixy = -4074.93	Ixz = 4011.58
Iyx = -4074.93	Iyy = 25037.26	Iyz = -9222.46
Izx = 4011.58	Izy = -9222.46	Izz = 18387.95

Figura N° 80: Propiedades mecánicas de la cortadora de plátano de análisis de Solidworks

Fuente: [Elaboración propia.](#)

Las unidades seleccionadas para este análisis son: para longitud [cm], masa [kg], volumen [cm³], área [m²] e inercia [kg. cm⁴].

Este sistema de corte modelado, está compuesto principalmente por los siguientes elementos:

- Motor asíncrono monofásica de 0.5HP, 220V.
- Disco porta plátanos.
- Disco porta cuchillas.
- Cuchilla.
- Eje.
- Poleas.
- Contrapeso.
- Motor de paso.
- Otros elementos.

Por lo tanto, se describe a detalle cada uno de los elementos en la sección 4.3, a continuación:

4.3 Principales partes de la máquina cortadora

4.3.1. Motor eléctrico asíncrono monofásico

El motor se seleccionó, de acuerdo a los cálculos hallados en el apartado **3.1.16**. A continuación se muestra en la **Figura N° 81**, un sólido isométrico modelado en Solidworks que tiene las características de ser monofásico 220V, de 4 polos y 0.5Hp.

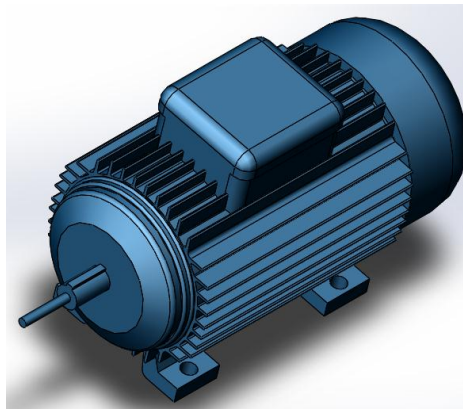


Figura N° 81: Motor eléctrico modelado en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia](#)

Físicamente, el motor posee principalmente: carcasa, eje, estator y rotor. En el plano del **Plano 2**, se puede observar el diámetro externo de la carcasa, del eje, del estator, las dimensiones del motor largo, ancho y altura, etc.

Los valores se detallan en la **Tabla 17**, que se presenta a continuación:

Tabla 17: Medidas del motor eléctrico

Magnitud	Valor	Unidades
Diámetro externo de la carcasa	81.00	[mm]
Diámetro externo del eje	6.50	[mm]
Diámetro interno del eje	5.00	[mm]
Largo del motor	262.00	[mm]
Ancho del motor	57.00	[mm]
Altura del motor	132.00	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.2. Disco porta plátanos

El disco porta plátano posee tres cavidades para colocar de 4 a 5 plátanos, dependiendo su grosor. La capacidad de producción de la máquina es 720 Kg/día.

La estructura mostrada en la **Figura N° 82**, consta del plato donde reposan las cavidades y un tramo recto en su vertical que alojará al motor eléctrico empotrado por 4 pernos para una sujeción firme, evitando la vibración.

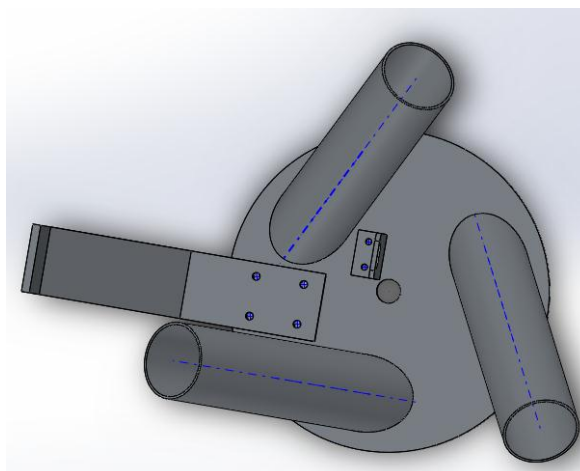


Figura N° 82: Disco porta plátanos

Fuente: [Elaboración propia](#)

Como se observa en el plano del **Plano 3**, en las vistas laterales y de planta. El disco porta plátanos posee un orificio en el centro para la inserción del eje en el ensamblaje. Además, es la pieza que sufre más concentración de esfuerzos por estar fija.

Los principales valores dimensionales que posee esta pieza son los siguientes detallados en la **Tabla 18**:

Tabla 18: Medidas del disco porta plátano

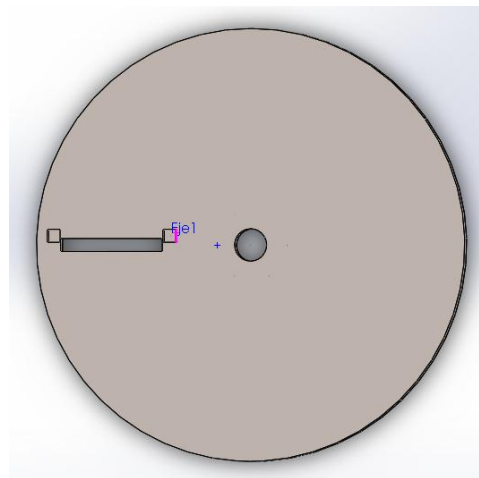
Magnitud	Valor	Unidades
Diámetro de plato	200.00	[mm]
Espesor del plato	14.00	[mm]
Diámetro de orificio para eje	30.00	[mm]
Largo del disco porta plátano	630.00	[mm]
Ancho del disco porta plátano	200.00	[mm]
Altura del disco porta plátano	390.13	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.3. Disco porta cuchillas

El disco porta cuchillas es una pieza móvil que se desplaza en dos direcciones: revoluciones de 875 rpm sobre el eje bocina y en el eje “z”, gracias al motor de paso que regula dicho avance.

Se modeló en Solidworks con dos orificios rectangulares para la inserción de la cuchilla desmontable, el plato es de acero 304 inoxidable, perfectamente rectificado en sus caras evitando así balanceo o rozamiento al girar. La precisión en el maquinado de esta pieza es fundamental, ya que, al ser móvil la holgura del agujero central sufre desgaste. En la práctica, el lubricante usado es el aceite vegetal.

**Figura N° 83:** Disco porta cuchillas

Fuente: [Elaboración propia](#)

Las dimensiones del plato, se muestran en la **Tabla 19**:

Tabla 19: Dimensiones del disco porta cuchillas

Magnitud	Valor	Unidades
Diámetro de plato	400.00	[mm]
Espesor del plato	12.00	[mm]
Diámetro de orificio para eje	30.00	[mm]
Largo del área destinada a la cuchilla	95.00	[mm]
Ancho del área destinada a la cuchilla	24.00	[mm]
Área destinada a las bases de la cuchilla	12.00 x 12.00	[mm] x [mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.4. Cuchilla

La cuchilla es la pieza más dinámica del sistema y por ende, el más sobre esforzado. En sus bases tiene dos resortes de extremo a extremo, que le brindan la movilidad necesaria para controlar el espesor del corte y su limpieza.

La cuchilla es repuesta cuando pierde el filo y la razón por la cual pierde filo es la mala práctica en la limpieza y lubricación. De manera que, si recibe un uso adecuado puede ser más duradera. La reposición acontece a los 3800 plátanos procesados.

En la **Figura N° 84**, se muestra la cuchilla modelada en Solidworks y su diseño es innovador.

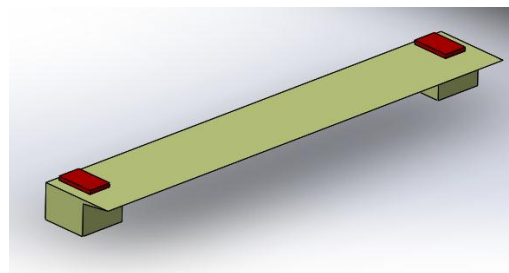


Figura N° 84: Cuchilla modelada en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia](#)

Tabla 20: Dimensiones de la cuchilla

Magnitud	Valor	Unidades
Largo de la cuchilla	120.00	[mm]
Ancho de la cuchilla	20.00	[mm]
Altura de la cuchilla	9.00	[mm]
Área destinada a la placa antifricción	6.00 x 12.00	[mm] x [mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.5. Eje de transmisión

El eje de transmisión de potencia se encuentra totalmente rectificado de 20 mm de diámetro. A sido modelado de acuerdo, a la respuesta frente a las fuerzas actuantes sobre el eje analizadas en el apartado 3.1.12. En la **Figura N° 85**, se puede observar:

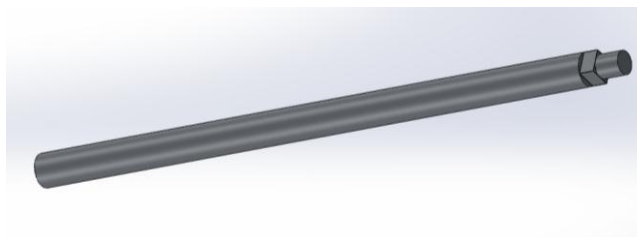


Figura N° 85: Eje modelada en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia](#)

En la **Tabla 21**, se detallan los principales valores del eje:

Tabla 21: Dimensiones del eje de transmisión

Magnitud	Valor	Unidades
Diámetro del eje de transmisión	20.00	[mm]
Largo del eje de transmisión	375.00	[mm]
Ancho del eje de transmisión	200.00	[mm]
Altura del eje de transmisión	390.13	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.6. Polea

La polea es un mecanismo de transmisión del movimiento que fue procesada con el mayor cuidado entre sus dimensiones y tolerancias. La sección trapezoidal da alojamiento a la faja de transmisión y se encuentra maquinada con especial cuidado para evitar así una fricción alta, que sería perjudicial para el sistema.

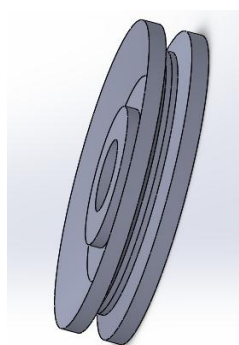


Figura N° 86: Polea modelada en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia](#)

Las dimensiones son detalladas en el plano de diseño de la **Figura N° 86**, y en la **Tabla 22**, que se muestra a continuación:

Tabla 22: Dimensiones de la polea

Magnitud	Valor	Unidades
Diámetro exterior de la polea	68.45	[mm]
Diámetro interior de la polea	16.00	[mm]
Espesor de la garganta de la polea	2.62	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.7. Contrapeso

El contrapeso hallado en el apartado 3.1.17 del capítulo 3. Se muestra en la **Figura N° 87**. La pieza es un elemento sólido que será introducido dentro de la cavidad porta plátano para brindar el empuje necesario para el correcto desplazamiento del producto y efectuar un corte efectivo.



Figura N° 87: Contrapeso modelado en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia.](#)

A continuación, en la **Tabla 23**, se muestran las dimensiones para construcción:

Tabla 23: Dimensiones del contrapeso

Magnitud	Valor	Unidades
Largo del contrapeso	374.21	[mm]
Diámetro del contrapeso	100.00	[mm]
Diagonal inferior del contrapeso	117.49	[mm]
Longitud mayor del contrapeso	411.96	[mm]
Longitud menor del contrapeso	336.45	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.3.8. Otros elementos

Los elementos complementarios al diseño de la cortadora son importantes, ya que el modelado de estas piezas, contribuyen al correcto funcionamiento de la máquina.

- **Acople inferior del eje:** Es un elemento que controla el desplazamiento del disco de corte y el diseño de esta pieza es fundamental para evitar vibraciones por holgura en el ensamblaje de los demás accesorios. En la **Figura N° 88**, se presenta un isométrico con la forma y a luego es detallado en el plano del **Plano 11**.

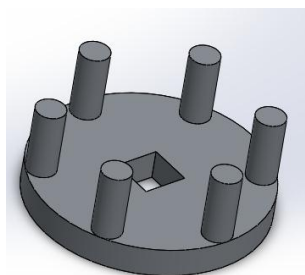


Figura N° 88: Acople de la cortadora de plátano modelado en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia](#)

Las principales dimensiones del acople son las detalladas en la **Tabla 24**:

Tabla 24: Dimensiones del acople

Magnitud	Valor	Unidades
Diámetro de los soportes circulares	9.50	[mm]
Diámetro exterior del acople	75.00	[mm]
Sección cuadrada que encaja en el eje	14.14 x 14.14	[mm] x [mm]
Diámetro entre los centros de cada soporte.	37.50	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

- **Guarda polea:** Este elemento protege la faja trapezoidal frente a los posibles desplazamientos y suciedad que genere rozamientos o poca precisión al transmitir la potencia. Sus dimensiones se detallan en el plano del **Plano 12** y en la **Tabla 25**

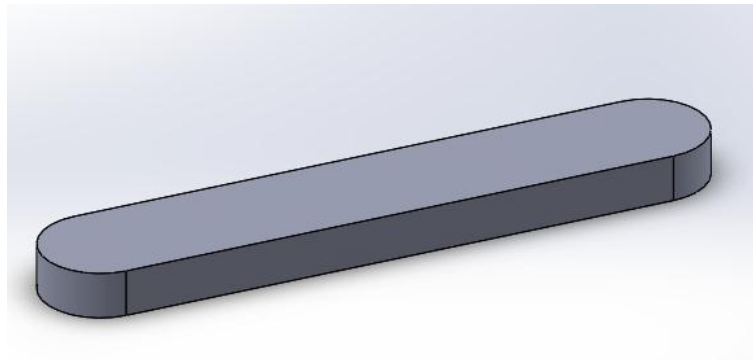


Figura N° 89: Guarda polea modelada en Solidworks

Fuente: [Elaboración propia](#)

Tabla 25: Dimensiones de la guarda polea

Magnitud	Valor	Unidades
Largo de la guarda polea	434.11	[mm]
Ancho de la guarda polea	76.00	[mm]
Altura de la guarda polea	30.00	[mm]
Radio de curvatura de sus extremos	38.00	[mm]

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.4 Estimación de costos

4.4.1. Costos de diseño

El diseño se desarrolló en 5 meses para llegar a la versión final presentada en este informe de tesis. La estimación de costos de diseño en el software Solidworks tiene un costo de S/ 1,450.00 nuevos soles.

4.4.2. Costos de material y piezas determinadas

En esta sección se ha considerado los elementos que son comerciales y estandarizados, para resumir sus precios parciales de dichos elementos.

Tabla 26: Costo de material y piezas.

ITEM	DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL	CANT.	P.U.	PRECIO
1	Motor Eléctrico de 0.5 HP monofásico	1	S/350.00	S/. 350.00
2	Polea trapecial SPZ doble para diámetro de 68.45 mm	2	S/40.00	S/80.00
3	Faja trapezoidal SPZ	1	S/25.00	S/25.00
4	Pernos hexagonal M8 x 16 ISO 4017 inoxidable	4	S/0.80	S/3.20
5	Pernos hexagonal M10 x 20 ISO 4017 inoxidable	4	S/1.20	S/4.80
6	Arandela inoxidable	8	S/1.00	S/8.00
7	Tuerca inoxidable	8	S/0.20	S/1.60
8	Motor de paso	1	S/150.00	S/150.00
9	Lámina de acero inoxidable	2	S/1,100.00	S/2,200.00
10	Varillas redonda de acero inoxidable	2	S/40.00	S/80.00
11	Resorte	2	S/1.20	S/2.40
12	Anillo de teflón	1	S/9.30	S/9.30
TOTAL			S/. 2,914.30	

Fuente: [Elaboración propia](#)

4.4.3. Costos de maquinado y personal técnico

Los costos para la fabricación del diseño del prototipo y el maquinado se han distribuido en la **Tabla 27**. El proceso del diseño ha sido modelado inicialmente en Solidworks y los precios han sido cotizados en el Laboratorio de Mecánica de la Universidad de Piura.

Tabla 27: Resumen de los costos del diseño y maquinado

ITEM	COSTO DE DISEÑO Y MAQUINADO	MONTO
1	Costo por el diseño de cada elemento y ensamblaje	S/. 1,050.00
2	Costo material de las piezas maquinadas	S/. 350.00
3	Costo por maquinado	S/. 850.00
4	Transporte de materiales y logística	S/. 210.00
TOTAL		S/. 2,460.00

Fuente: [Elaboración propia](#)

Por lo tanto, el costo total sería la sumatoria de los costos de material y piezas determinadas más Costos de maquinado y personal técnico: S/ 5,374.30 nuevos soles.

Conclusiones

1. El diseño planteado cumple con el principal objetivo de realizar el corte del plátano en piezas de 1 mm de espesor, ello se certifica con el correcto dimensionamiento de las cuchillas, sistema de corte, sistema de transmisión de los principales elementos que conforman el prototipo.
2. El prototipo presentado en la tesis, fue elaborado para un listado de requerimientos en específico de operación, mantenimiento, etc.; contemplando los valores reales de producción en el mercado de Piura.
3. El prototipo fue diseñado bajo las normas ISO 22000 que se refieren a la fabricación de maquinarias para diferentes aplicaciones en específico, por ello el acero utilizado es AISI 304 que nos brinda la seguridad y la garantía de sanidad en los alimentos a elaborar.
4. La fuerza de corte, se corroboró realizando pruebas en la profundidad del corte, siguiendo los conceptos de la teoría de caída libre mediante un módulo de experimentación con un mecanismo similar a la guillotina, elaborado en el laboratorio de mecánica de la Universidad de Piura.
5. La máquina fue diseñada para una producción de 90 Kg/h, para brindar soporte al microempresario y se pueda utilizar su diseño con el fin de emprender un negocio rentable en la ciudad.
6. El diseño de la cuchilla es innovador, ya que los resortes que posee en los soportes de la misma, le brindan la movilidad necesaria para obtener el espesor adecuado del corte en el plátano, realizar una limpieza accesible y una reposición del elemento frente al desgaste sin contratiempos.
7. La inversión en la fabricación de la cortadora, tiene un costo total de S/5,374.30 nuevos soles. Este costo podría disminuir si la producción de la cortadora se realizará en serie.

Bibliografía

- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8va Edición). México: McGraw – Hill.
- Lionel S. Marks (1984). *Manual del Ingeniero Mecánico* (2da Edición). México: McGraw – Hill.
- Alejandro O. Huapaya Bautista, Jorge E. Zavaleta Calderón, Manuel A. Echevarría Aruña (1986). *Diseño mecánico*. Lima: Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería.
- Juvinall, Robert C (2013). *Diseño de elementos de máquinas*. México, D.F.: Limusa.
- Ing. José A. Dulanto B. (2014). *Experiencias en el manejo agronómico del cultivo de banano orgánico de exportación en el Valle del Chira –Sullana a nivel de pequeños productores*. Recuperado 24 abril, 2017. Master Profesionales Asociados SAC.
<https://es.slideshare.net/inveracerosac3/manejo-de-banano-orgnico-en-la-zona-de-piura>
- *Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales OPTIBELT*. Recuperado: 12 diciembre, 2017.
http://www.basco.com.pe/pdf/optibelt/optibelt_manual_tecnico.pdf
- M Olmo R Nave (2005). *Fuerza de Impacto en la Caída de Objetos*. Recuperado: 10 noviembre, 2017
<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/flobi.html>
- *Concerning the Sharpness of Blades*. Geibler. Tremonia Fechterfurier. Recuperado 11 de agosto, 2017.
<http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>

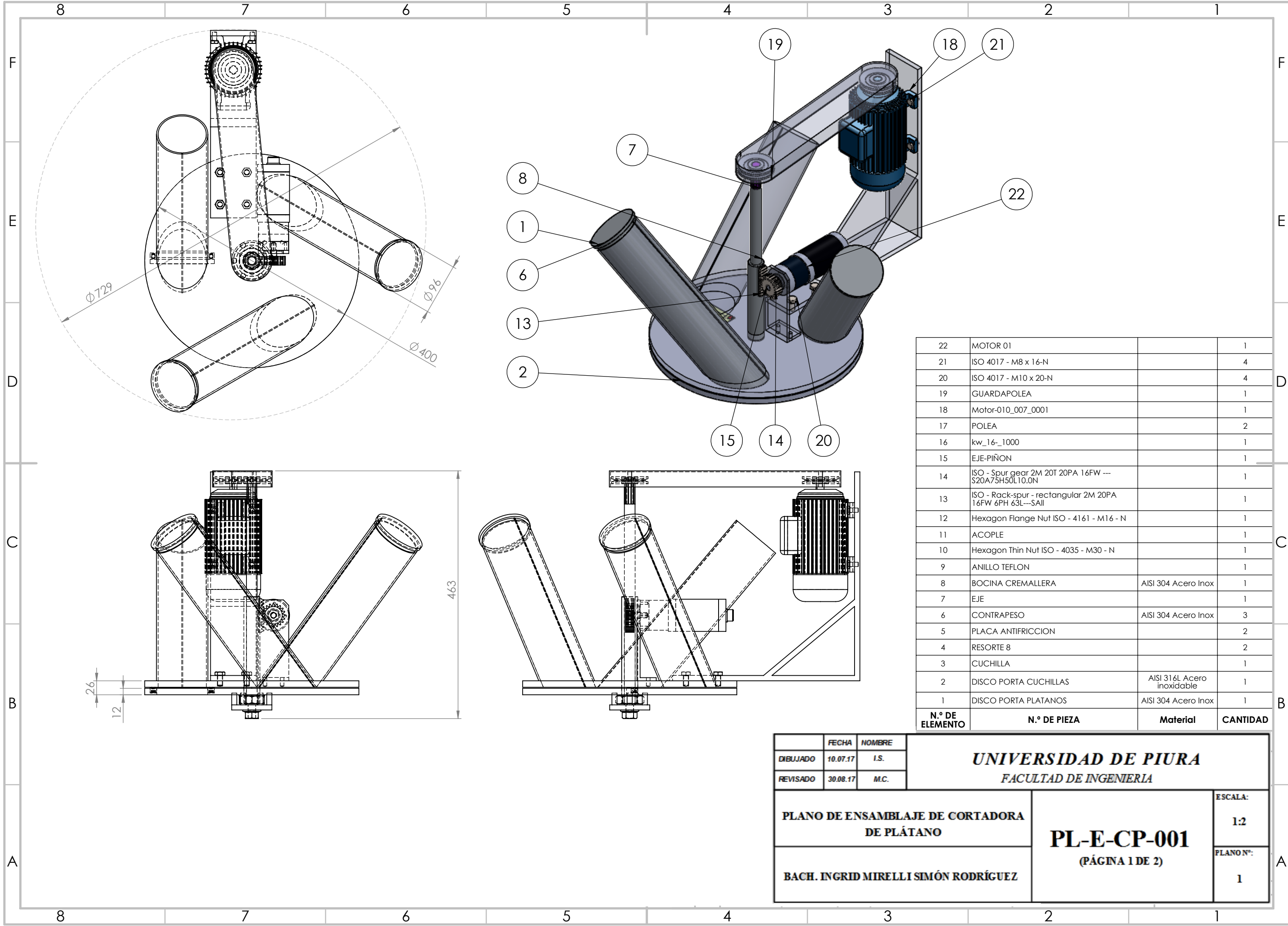
LISTADO DE SÍMBOLOS

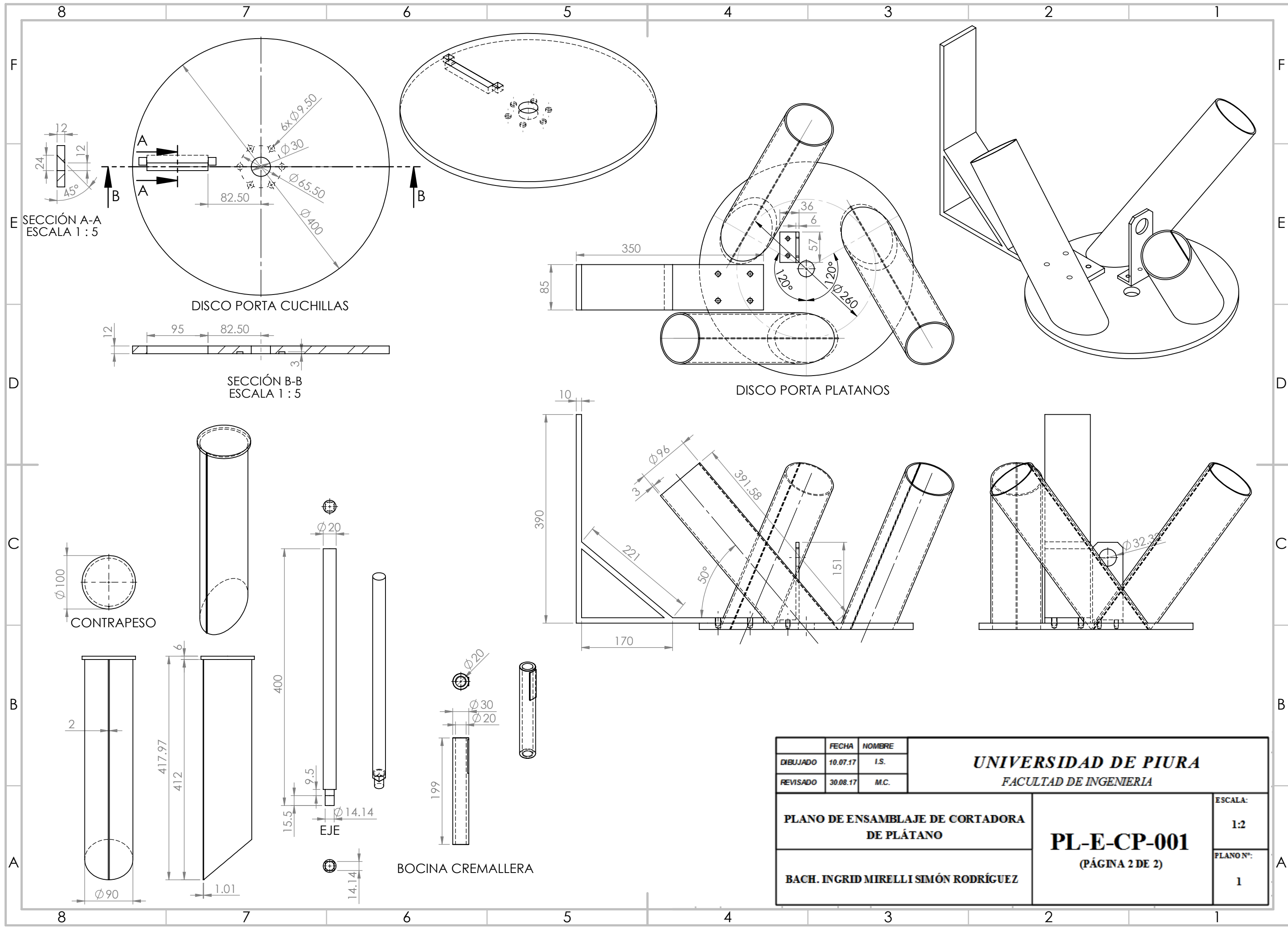
Símbolo	Descripción	Unidad
r_c	Radio en el filo de la cuchilla	[mm]
F_{corte}	Fuerza de Corte	[N]
ϵ	Ángulo de filo de la cuchilla	[Grados sexagesimales]
A_{NE}	Ángulo del extremo que produce el corte	[Grados sexagesimales]
L_{RE}	Radio del extremo que produce el corte	[mm]
L_{TE}	Espesor del extremo que produce el corte	[mm]
A_{NEB}	Ángulo de la cuña de la cuchilla	[Grados sexagesimales]
L_{TB}	Espesor de la cuña de la cuchilla	[mm]
L_{WB}	Ancho de la cuchilla	[mm]
F_{OX}	Componente de la fuerza de corte en dirección del movimiento de la cuchilla	[N]
F_{OY}	Componente normal de la Fuerza de Corte	[N]
F_{OZ}	Componente Perpendicular de la Fuerza de Corte	[N]
I_{TC}	Longitud de corte	[mm]
F_{OSC}	Fuerza especifica de corte	[N]
E_{NCI}	Energía de corte	[J]
E_{NCSA}	Energía especifica de corte por área sólida	[J/mm ²]
A_S	Área del sólido bajo la cuchilla	[mm ²]
C_{MCH}	Capacidad de la máquina por hora	[plátano/hora]
E_P	Energía potencial	[J]
E_C	Energía cinética	[J]
v	Velocidad de impacto	[m/s]
F_m	Fuerza media de impacto	[N]
h	Altura a la que se soltó la cuchilla y es variable	[m]
ϕ	Coeficiente de impacto	[Adimensional]
T_{carga}	Torque de carga	[N.m]
C_P	Capacidad de procesamiento	[kg/h]
ω	Velocidad angular	[rpm]
P_{carga}	Potencia de carga	[W]
$P_{\text{carga-motor}}$	Potencia de carga del motor eléctrico	[W]
t_{DT}	Tiempo total de dosificación	[s]
C_2	Factor de servicio	[Adimensional]
P_n	Potencia efectiva	[W]
	relación de transmisión	[Adimensional]
	velocidad angular polea 1	[rpm]
n_2	Velocidad angular polea 2	[rpm]

dd_1	Diámetro de la polea motriz	[mm]
V	Velocidad de la correa crítica	[m/s]
S_1, S_2	Fuerza en el ramal tenso de la faja	[N]
c_1, c_2	Factores de contacto	[Adimensional]
c_m, c_k	Constante de integración	[Adimensional]
F_1	Fuerza de corte	[N]
F_{1x}	Fuerza de corte en el eje "x"	[N]
F_{1y}	Fuerza de corte en el eje "y"	[N]
F_{1z}	Fuerza de corte en el eje "z"	[N]
F_2	Fuerza producida por la polea en el punto R	[N]
F_{2x}	Fuerza producida por la polea en el punto R en el eje "x"	[N]
F_{2y}	Fuerza producida por la polea en el punto R en el eje "y"	[N]
F_{2z}	Fuerza producida por la polea en el punto R en el eje "z"	[N]
I_1	Momento de inercia para el diámetro mayor	[mm ⁴]
I_2	Momento de inercia para el diámetro menor	[mm ⁴]
F_{1y}	Fuerza de corte en el eje "y"	[N]
N	Fuerza normal en el ángulo de la cuchilla	[N]
F_{fr}	Fuerza de fricción en el ángulo de la cuchilla	[N]
τ_c	Esfuerzo de torsión	[N/mm ²]
σ_f	Esfuerzo de flexión	[N/mm ²]
σ_b	Esfuerzo último	[N/mm ²]
σ_{fl}	Esfuerzo de fluencia	[N/mm ²]
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente de Von Misses	[N/mm ²]
σ_{fm}	Esfuerzo de fluencia medio	[N/mm ²]
σ_{fa}	Esfuerzo de fluencia alternante	[N/mm ²]
FS	Factor de seguridad	[Adimensional]
FS_R	Factor de seguridad recomendado	[Adimensional]
V_o	Velocidad inicial del movimiento rectilíneo uniforme	[m/s]
t	Tiempo del movimiento rectilíneo uniforme	[s]
a	Aceleración del movimiento rectilíneo uniforme	[m/s ²]
a_x	Aceleración del movimiento rectilíneo uniforme en el eje "x"	[m/s ²]
a_y	Aceleración del movimiento rectilíneo uniforme en el eje "y"	[m/s ²]
$F_{FRICCIÓN}$	Fuerza de fricción entre el contrapeso-cavidad porta plátano y plátano	[N]
$W_{CONTRAPESO}$	Peso del contrapeso	[N]
$W_{PLÁTANO}$	Peso del plátano	[N]
$m_{CONTRAPESO}$	Masa del contrapeso	[kg]
$m_{PLÁTANO}$	Masa del plátano	[kg]
δ_p	Deformación en el punto P	[mm]

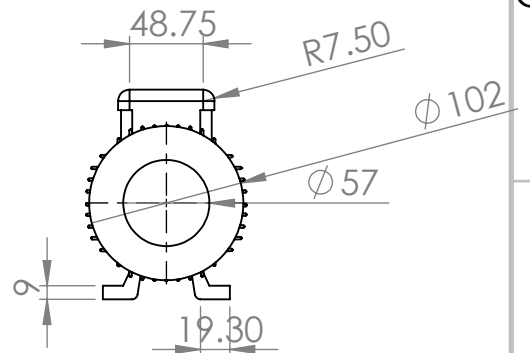
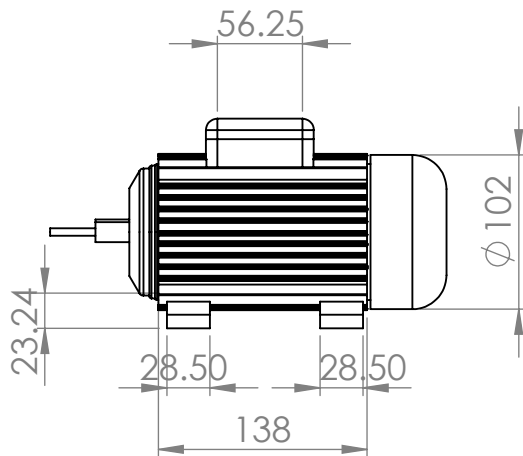
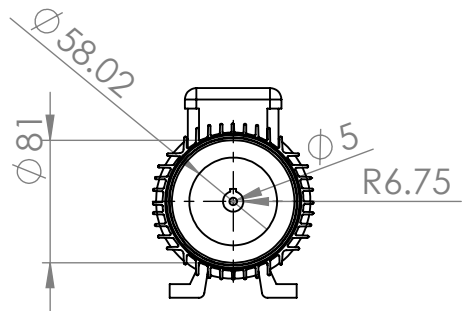
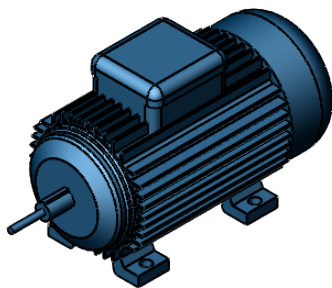
δ_R	Deformación en el punto R	[mm]
$\delta_{\text{máx}}$	Deformación máxima evaluada en ele eje de transmisión	[mm]
M_t	Momento flector	[N.m]
τ_{t1}	Esfuerzo de torsión para el diámetro mayor	[N/mm ²]
τ_{t2}	Esfuerzo de torsión para el diámetro menor	[N/mm ²]
τ_t	Esfuerzo de torsión total	[N/mm ²]
τ_{c1}	Esfuerzo de torsión por cortante para diámetro mayor	[N/mm ²]
τ_{c2}	Esfuerzo de torsión por cortante para diámetro menor	[N/mm ²]
τ_c	Esfuerzo de torsión por cortante total	[N/mm ²]

Planos

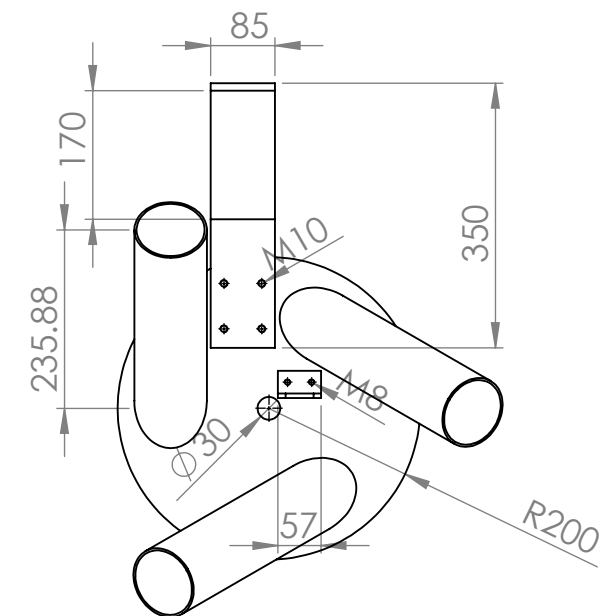
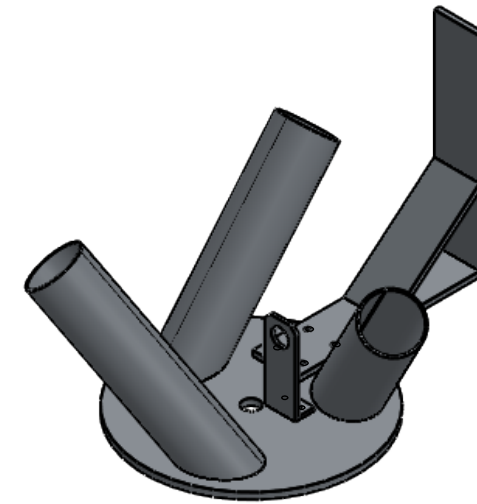




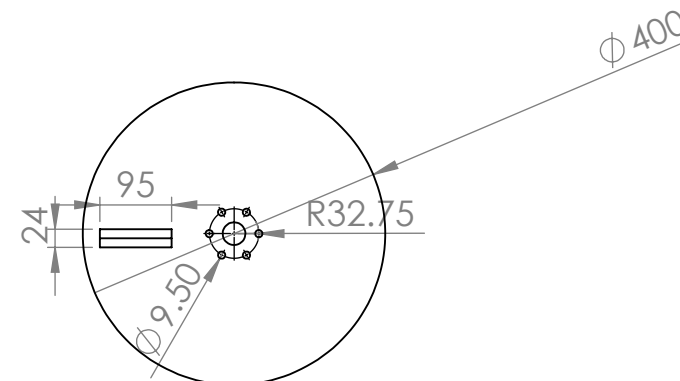
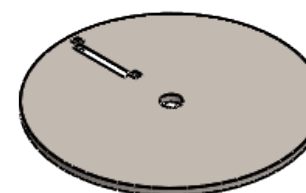
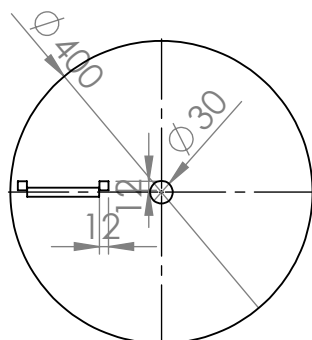
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE ENSAMBLAJE DE CORTADORA DE PLÁTANO			PL-E-CP-001 (PÁGINA 2 DE 2)	ESCALA: 1:2
				PLANO N°: 1
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				



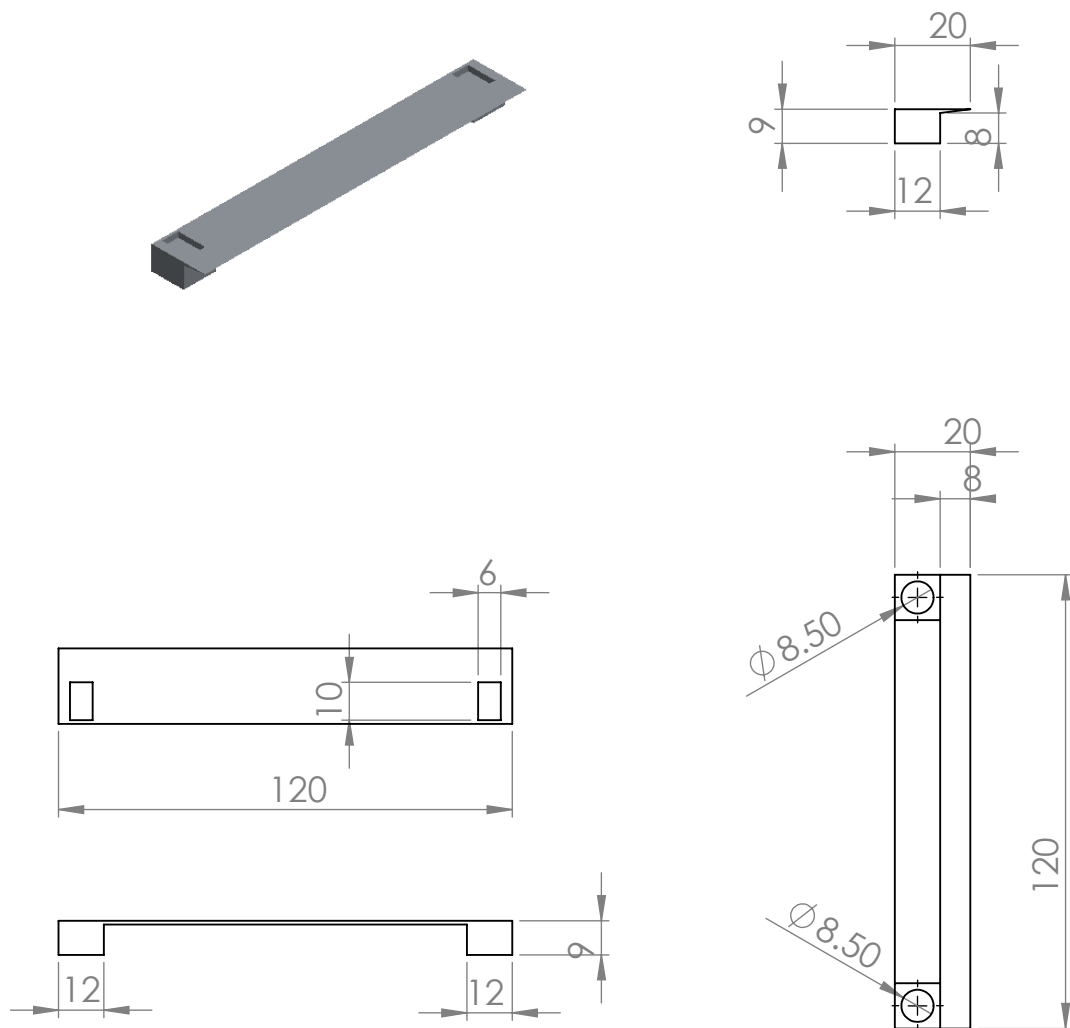
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DEL MOTOR ASINCRONO MONOFÁSICO			PL-D-MA-001	ESCALA: 1:2
				PLANO N°: 2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				



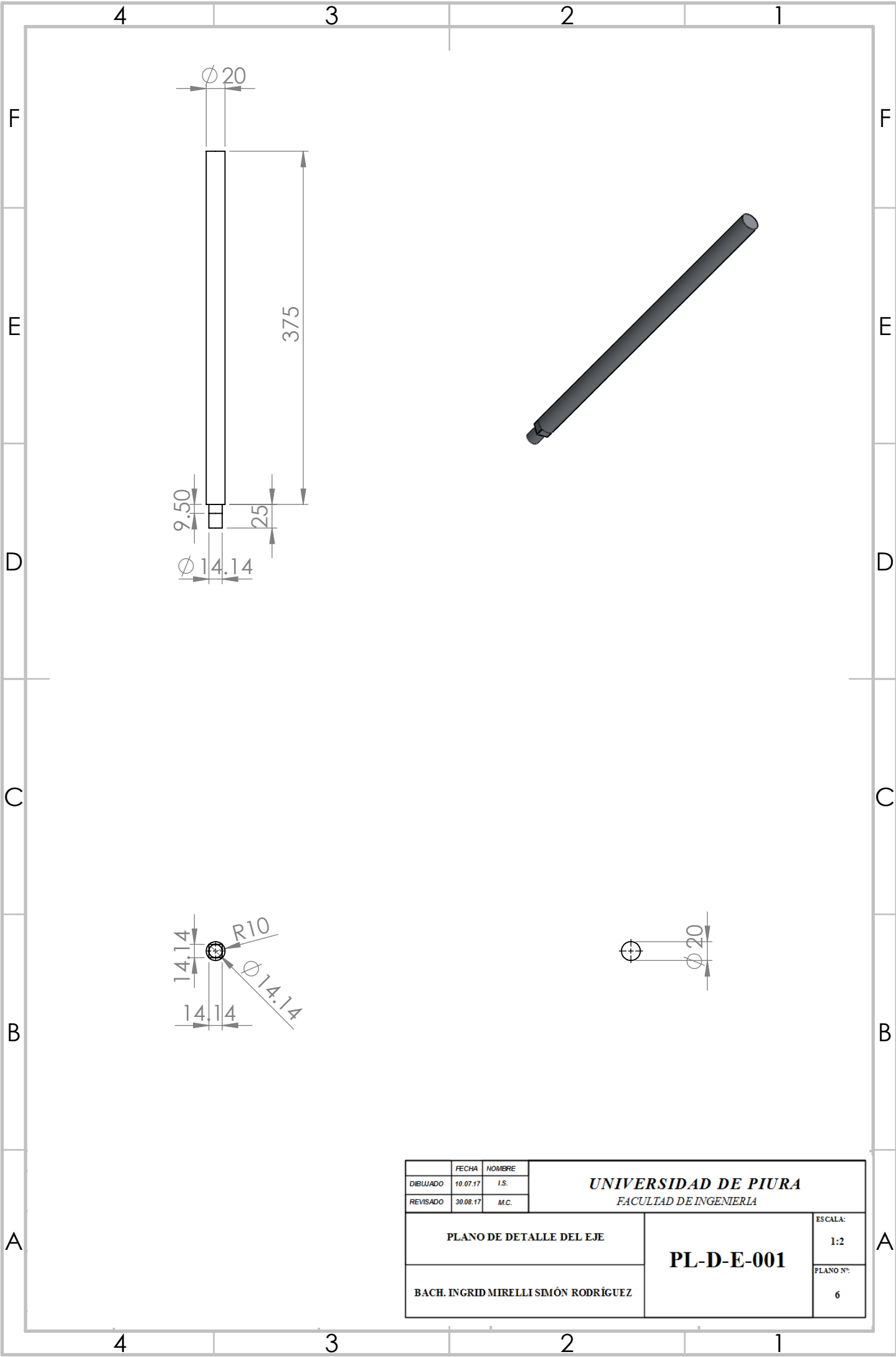
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>
DIBUJADO	10.07.17	I.S.	
REVISADO	30.08.17	M.C.	
PLANO DE DETALLE DE DISCO PORTAPLÁTANO			PL-D-DPP-001
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ			ESCALA: 1:2 PLANO N°: 3



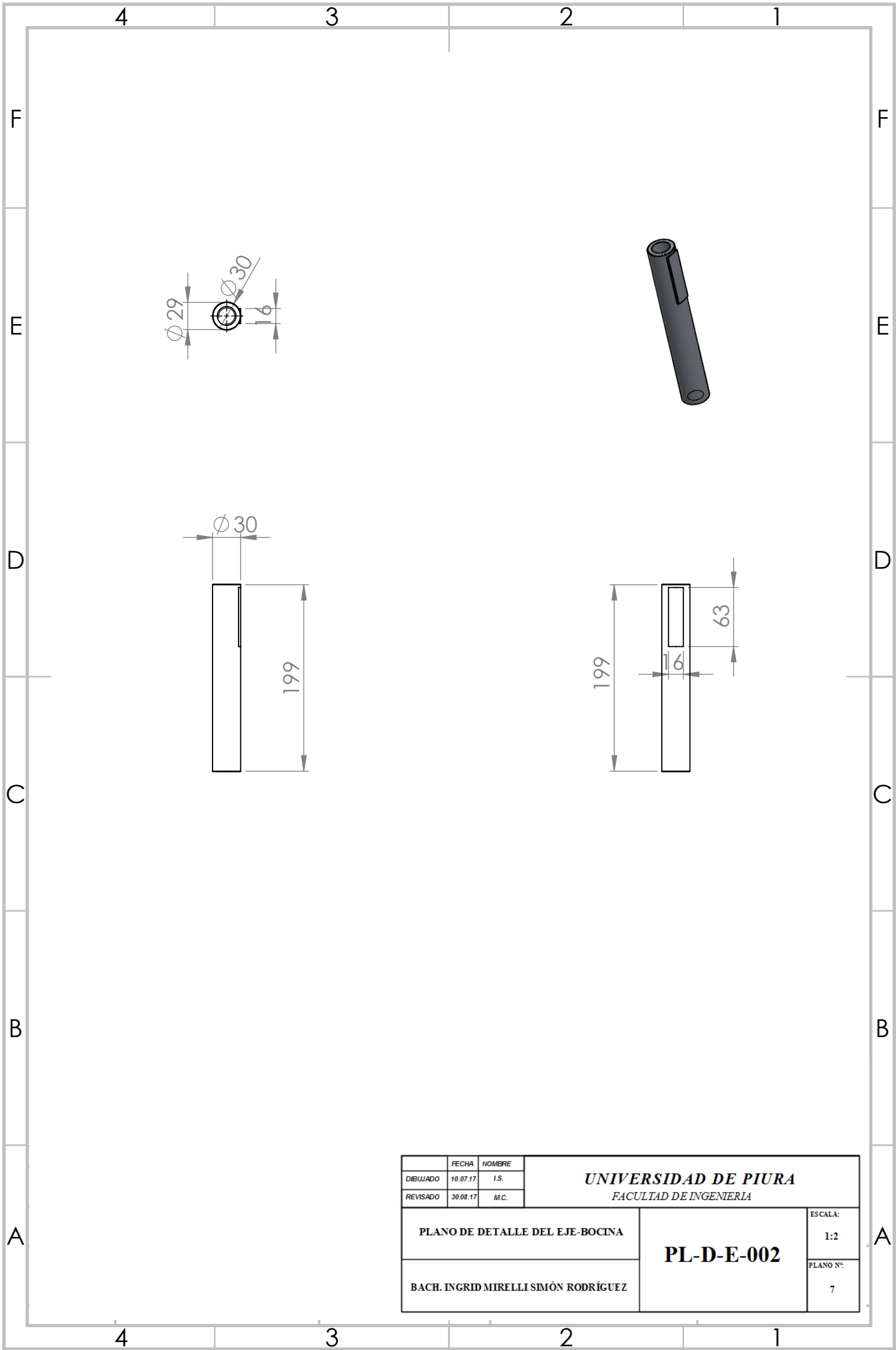
	FECHA	NOMBRE	<i>UNIVERSIDAD DE PIURA</i> <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE DISCO PORTACUCHILLAS			PL-D-DPC-001	ESCALA: 1:2
				PLANO N°: 4
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				



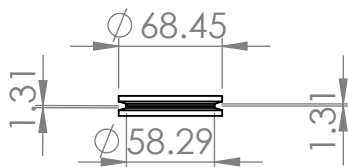
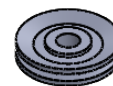
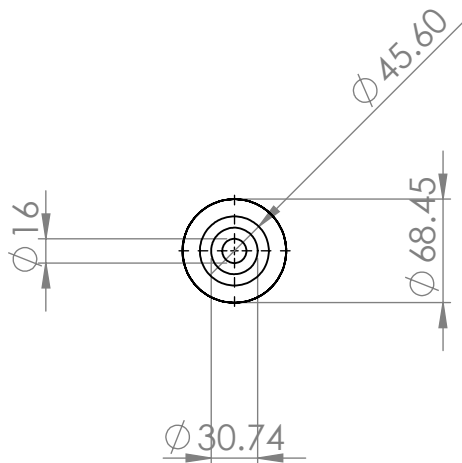
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE LA CUCHILLA			PL-D-C-001	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 5



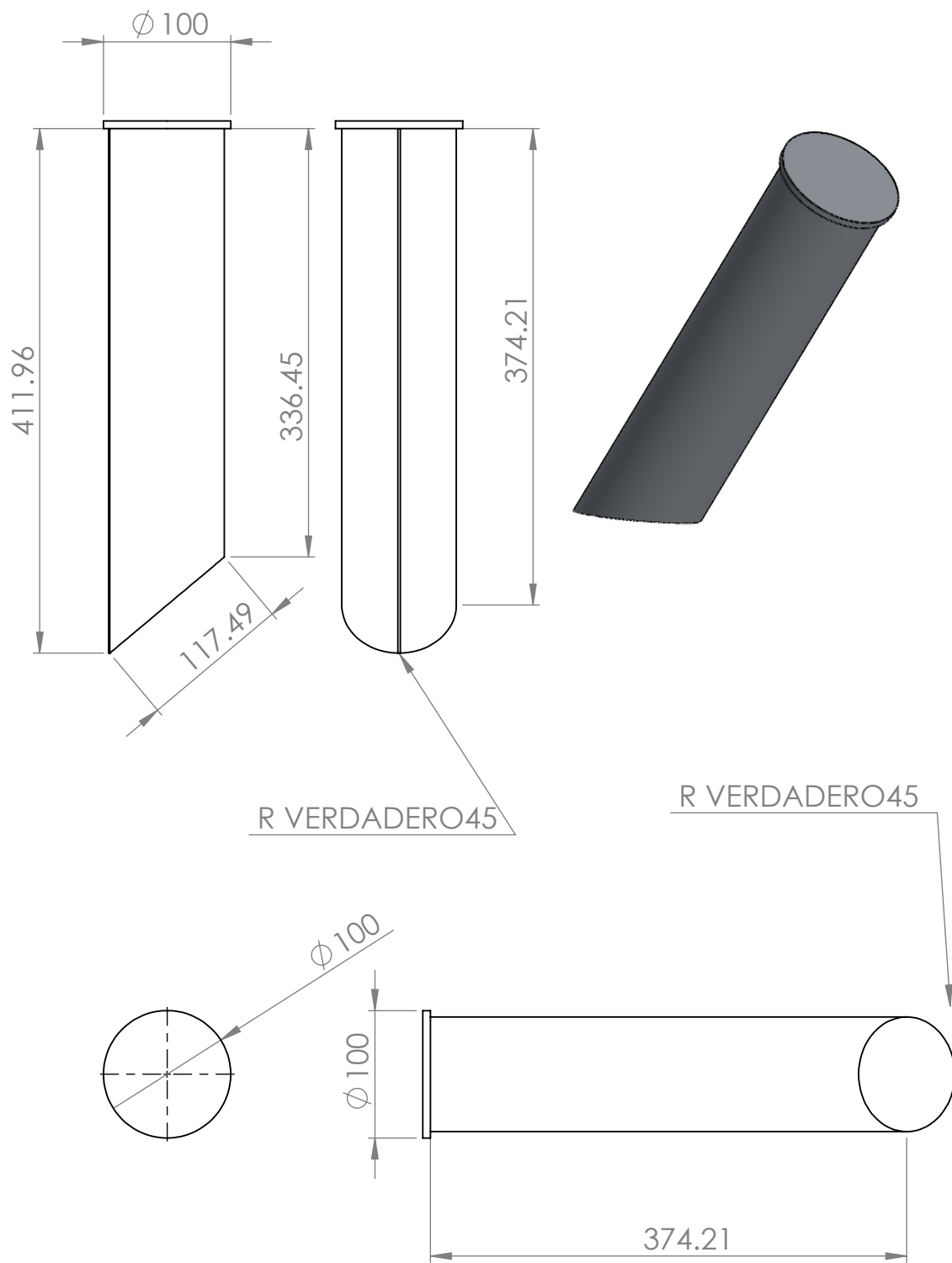
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DEL EJE			PL-D-E-001	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 6



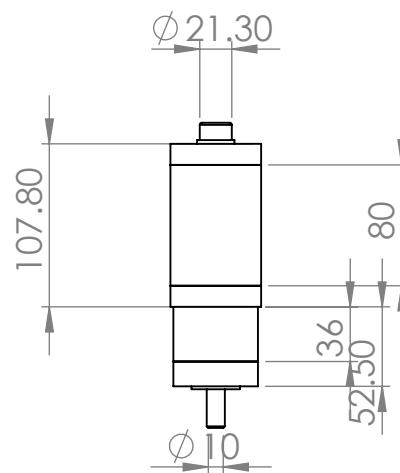
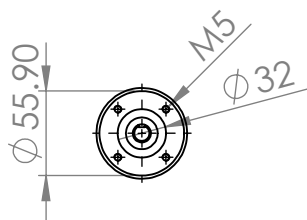
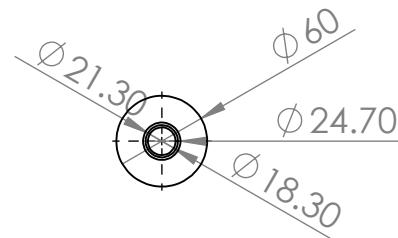
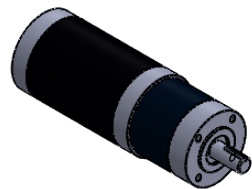
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DEL EJE-BOCINA			PL-D-E-002	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 7



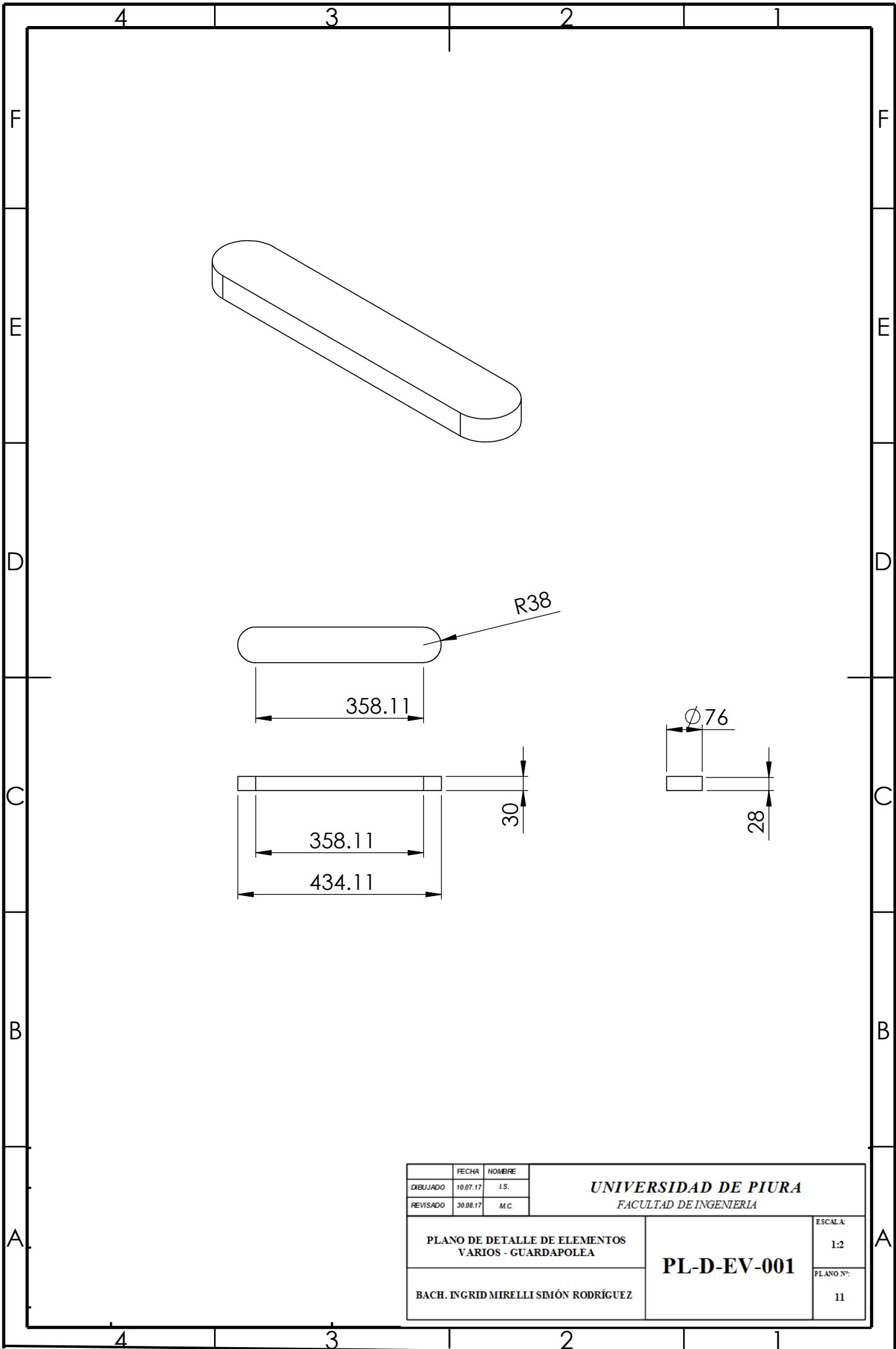
	FECHA	NOMBRE	<i>UNIVERSIDAD DE PIURA</i> <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE LA POLEA			PL-D-P-001	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 8



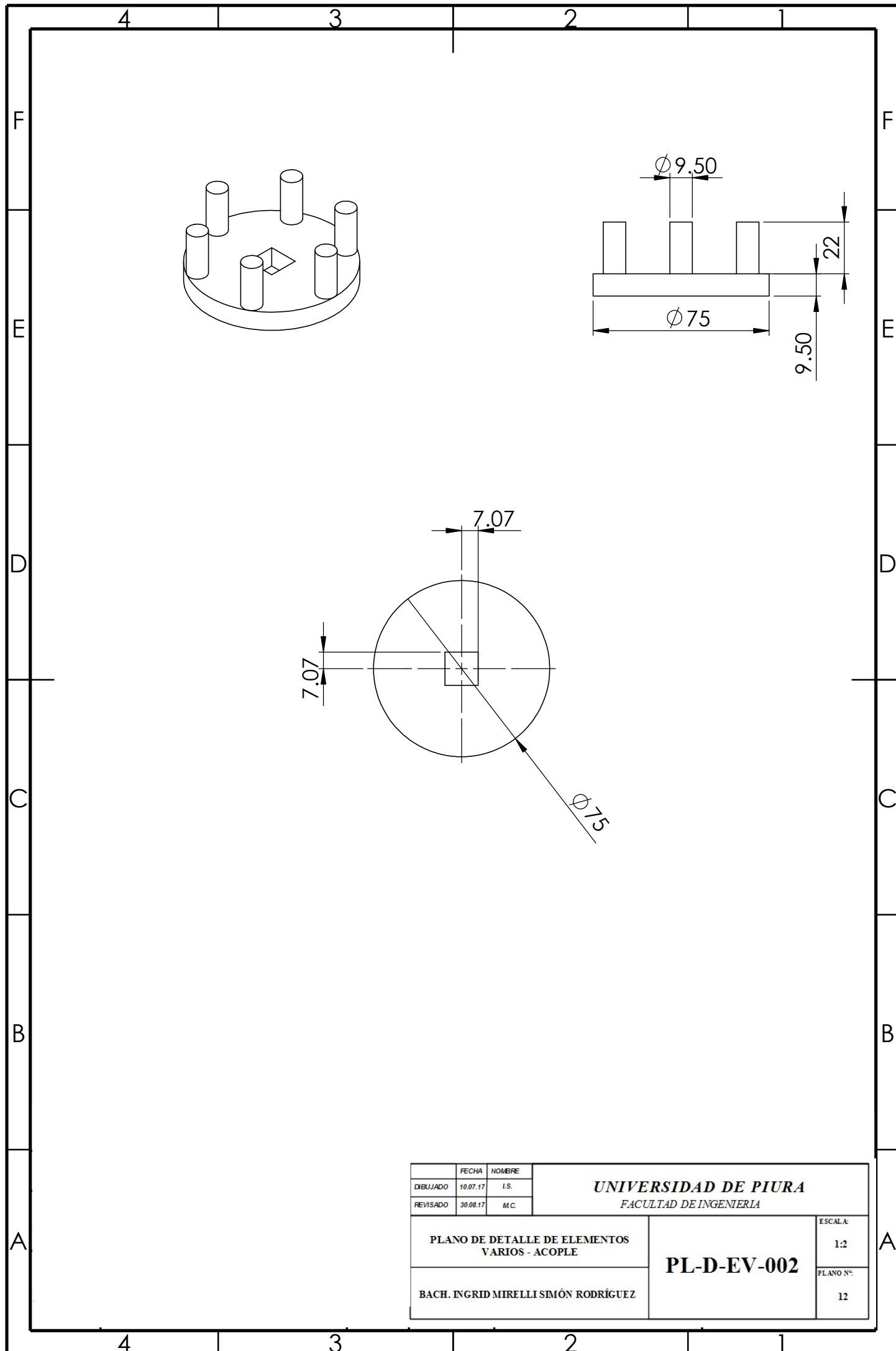
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE CONTRAPESO			PL-D-CP-001	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 9



	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE MOTOR DE PASO			PL-D-MP-001	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 10



	FECHA	NOMBRE	<i>UNIVERSIDAD DE PIURA</i> <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE ELEMENTOS VARIOS - GUARDAPOLEA			PL-D-EV-001	ESCALA: 1:2
				PLANO N°: 11
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				



	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA <i>FACULTAD DE INGENIERIA</i>	
DIBUJADO	10.07.17	I.S.		
REVISADO	30.08.17	M.C.		
PLANO DE DETALLE DE ELEMENTOS VARIOS - ACOPLE			PL-D-EV-002	ESCALA: 1:2
BACH. INGRID MIRELLI SIMÓN RODRÍGUEZ				PLANO N°: 12