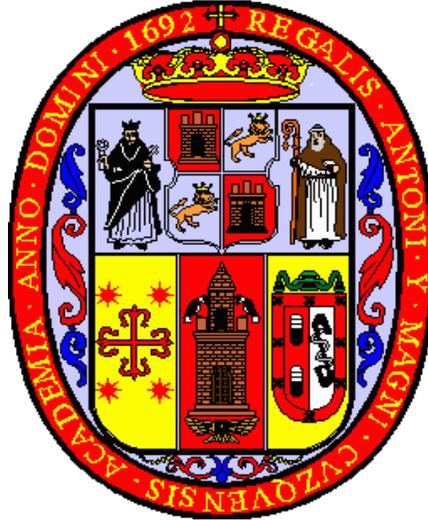


UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

**FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA, ELECTRONICA,
INFORMATICA Y MECANICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA



TESIS

**DISEÑO Y FABRICACION DE UNA ARRANCADORA MECANIZADA DE
PAPAS PORTATIL CON UNA CAPACIDAD DE 2500 Kg/h**

PRESENTADO POR:

Br. OSCAR ESPINOZA LORENZO

Br. EDWIN YONY MAMANI QUISPE

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Mgt. ARTURO MACEDO SILVA

CUSCO – PERÚ

2024

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, Asesor del trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y FABRICACION DE UNA ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON UNA CAPACIDAD DE 2500 kg/h

presentado por: OSCAR ESPINOZA LORENZO con DNI Nro.: 42154867 presentado por: EDWIN YONY MAMANI QUISPE con DNI Nro.: 42158409 para optar el título profesional/grado académico de INGENIERO MECANICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 7 %.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto la primera página del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 25 de SEPTIEMBRE de 2021



Firma

Post firma MGL. ARTURO MACEDO SILVA

Nro. de DNI 23821894

ORCID del Asesor 0000-0002-2794-949X

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: oid: <https://unsaac.turnitin.com>
oid: 27259:385346495

NOMBRE DEL TRABAJO

DISEÑO Y FABRICACION DE UNA ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON UNA CAPACIDAD DE 2500 kg_h

AUTOR

OSCAR y EDWIN YONY ESPINOZA LORENZO y MAMANI QUISPE

RECUENTO DE PALABRAS

37305 Words

RECUENTO DE CARACTERES

205717 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

234 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

11.9MB

FECHA DE ENTREGA

Sep 25, 2024 8:06 PM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Sep 25, 2024 8:09 PM GMT-5

● **7% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 7% Base de datos de Internet
- 1% Base de datos de publicaciones

● **Excluir del Reporte de Similitud**

- Base de datos de Crossref
- Base de datos de contenido publicado de Crossref
- Base de datos de trabajos entregados
- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 9 palabras)
- Bloques de texto excluidos manualmente



PRESENTACIÓN

Señor,

Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica.

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos Vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar al título de Ingeniero Mecánico, damos a conocer el trabajo de investigación intitulado:

**“DISEÑO Y FABRICACION DE UNA ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS
PORTATIL CON UNA CAPACIDAD DE 2500 Kg/h”**

Br. ESPINOZA LORENZO OSCAR

Br. MAMANI QUISPE EDWIN YONY

RESUMEN

El siguiente trabajo presenta el “diseño y fabricación de una arrancadora mecanizada de papas portátil con una capacidad de 2500 Kg/h”, cuya función es extraer la papa del suelo para su recojo y acopio. Dicha arrancadora fue diseñada para la extracción de papa de distintas variedades y tamaños los cuales son cultivados en la región del Cusco.

La arrancadora mecanizada de papas portátil tiene 80 centímetros de largo por 72 centímetros de ancho y 50 centímetros de altura. En general, la arrancadora como partes principales cuenta con un bastidor, una cuchilla, un separador de criba circulante, piñones, catalinas, chumaceras, eje motriz y ejes arrastrados. La papa será extraída del suelo mediante la cuchilla, la cual se encargará de roturar el suelo, para que posteriormente el conglomerado de tierra y papa pase por el separador de criba circulante y este sea zarandeado para separar la papa de la tierra, dicho separador de criba circulante será accionada mediante una cadena y dos catalinas las cuales estarán acopladas al eje motriz y eje arrastrado, a su vez el eje motriz mediante un piñón estará conectado a la toma de fuerza del motocultor.

La energía de tipo mecánica requerida es proveída a través de un motocultor PANTHER diésel PT 18L, el cual, según se especificación técnica, es capaz de entregar una potencia de nominal de unos 18 HP. El mencionado motocultor será el encargado de jalar la arrancadora de papas y transmitir energía mecánica mediante un piñón y un eje al separador de criba circulante y que éste realice su labor de zarandeo.

Se implementó la metodología de diseño establecida en la normativa VDI 2225 con el fin de desarrollar tanto el planeamiento de las soluciones conceptuales hasta la selección en definitiva del concepto adecuado. Durante el desarrollo del primer capítulo de esta investigación es posible observar la descripción de generalidades, tipos o métodos de cosecha de papa y parámetros importantes sobre el cultivo; por su parte, en el segundo capítulo es posible observar la descripción sobre lo concerniente al marco teórico general de la investigación; por otro lado, durante el tercer capítulo serán abordadas las

labores correspondientes al desarrollo de metodología de diseño; finalmente, en el cuarto capítulo se describirá tanto el análisis como el diseño de elementos mecánicos. Además, será adjuntado al presente trabajo los planos de ensamblaje y despiece, así mismo se realizará el análisis económico correspondiente de la fabricación de la arrancadora de papas en base a facturas, boletas y otros; por otro lado, además se adjuntará las observaciones, conclusiones y anexos utilizados.

Palabras Clave: engranaje, eje, separador y papa

ABSTRACT

The next work presents the "Design and manufacture of a portable mechanized potato starter with a capacity of 2500 Kg/h", whose function is to extract the potato from the ground for collection and collection. This starter was designed for the extraction of potatoes of different varieties and sizes which are grown in the Cusco region.

The portable machined potato starter is 80 cm long by 72 cm wide and 50 cm high. The starter as main parts have a frame, a blade, a circulating screen separator, sprockets, bearings, drive shaft and dragged axles. The potato will be extracted from the ground by means of the blade, which will be responsible for breaking the soil, so that later the conglomerate of earth and potato passes through the circulating screen separator and this is shaken to separate the potato from the earth, said circulating screen separator will be activated by a chain and two sprockets which will be coupled s to the drive axle and towed axle, in turn the drive axle by means of a pinion will be coupled to the power take-off of the motor.

The mechanical energy is supplied by means of a PANTHER diesel motor producer PT 18L, which has a power of 18 HP. This walking tractor will have the function of pulling the potato starter and transmitting mechanical energy by means of a pinion and an axis to the circulating screen separator and that it performs its shaking work.

The VDI 2225 design methodology was used for the development of all the work from the planning of the solution concepts to the development of the final project. In the first chapter of this thesis, generalities, types or methods of potato harvesting and important parameters on cultivation are described; on the other hand, in the second chapter it is described what concerns the general theoretical framework of the research; on the other hand, in the third chapter the design methodology will be addressed; finally, the fourth chapter will describe the analysis and design of mechanical elements. In addition, the assembly and cutting plans are attached to this work, as well as the corresponding economic

analysis of the manufacture of the potato starter based on invoices, ballots and others; on the other hand, the observations, conclusions and annexes used will also be attached.

ÍNDICE

CAPÍTULO I GENERALIDADES	3
1.1 Descripción del Problema	3
1.2 Formulacion Del Problema	8
1.2.1 Formulación Del Problema General	8
1.2.2 Formulación Del Problema Especifico	8
1.3 Justificacion.....	8
1.4 Objetivos	9
1.4.1 Objetivo General.....	9
1.4.2 Objetivos Específicos	9
1.5 Hipótesis.....	10
1.5.1 Hipótesis General.....	10
1.5.2 Hipótesis Especifica.....	10
1.6 Variables.....	10
1.6.1 Variables Independientes.....	10
1.6.2 Variable Dependiente	11
1.7 Alcances Y Limitaciones De La Investigación	11
1.7.1 Alcances.....	11
1.7.2 Limitaciones	11
1.8 Ámbito Geográfico.....	12
1.9 Importancia.....	13
1.10 Matriz De Consistencia	13
CAPÍTULO II MARCO TEORICO	15
2.1. Conceptos Preliminares Sobre La Papa.....	15
2.1.1. La Papa	15
2.1.2. Morfología Y Anatomía De La Papa.....	15
2.1.3. Variedades De La Semilla De La Papa.....	16

2.1.4. Valor Nutricional De La Papa	16
2.2. Cultivo De Papa En El Perú	18
2.2.1 Producción De Papa En El Perú	18
2.2.2. Producción De Papa En La Región Cusco.....	19
2.3. La Cosecha De Papa En La Región Cusco.....	20
2.4. Métodos De La Cosecha De Papa	22
2.4.1. Manual	22
2.4.2. Arado Tirado Por Tracción Animal.....	22
2.4.3. Arado Surcador Tirado Por Tractor.....	23
2.4.4. Cosecha Mecanizada	24
2.5. Clasificación De Maquinas Cosechadoras De Papa.....	24
2.5.1. Máquinas Simples.....	24
2.5.1.1. Máquinas Para La Destrucción De Hojas	24
2.5.1.2 Cuchillas O Rejas.....	25
2.5.1.3. Los Separadores De La Tierra Y Papa.....	26
2.5.2 Máquinas Combinadas.....	29
2.6. Motocultivador O Motocultor.	32
2.6.1 Tipos De Motocultor Según Tipo De Combustible	32
2.6.1.1 Motocultor A Gasolina.....	32
2.6.1.2 Motocultor A Diesel.....	33
2.6.1.3 Motocultor Electrico	34
2.7. Conceptos Básicos Para Selección De Materiales.....	35
2.7.1. Engranajes Rectos.....	35
2.7.1.1 Nomenclatura Del Diente Del Engrane.....	35
2.7.1.2. Esfuerzos En Engranajes Rectos.....	37
2.7.1.3. Esfuerzos De Flexión.....	37
2.7.1.4. Esfuerzos Superficiales.....	39

2.7.2. Ejes	40
2.7.2.1. Cálculo De Ejes.....	40
2.7.3. Selección De Rodamientos	42
2.7.3.1. Valor De La Carga Dinámica Básica “ C ”	42
2.7.3.2. Valor De La Carga Estática Básica “ C0 ”.....	43
2.7.4. Cálculo Y Selección De Cadena.....	43
2.7.5. Esfuerzos En Elementos Sencillos De Maquinas	46
2.7.5.1. Brazos Laterales Y Cuchilla.....	46
2.7.6. Soldadura Y Diseño De Uniones Permanentes.....	47
2.7.6.1. Soldaduras A Tope Y De Filete	47
2.7.6.2. Esfuerzos En Uniones Soldadas Sujetas A Torsión	48
CAPÍTULO III ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	50
3.1. Fases Del Diseño	50
3.2. Comprensión De La Solicitud	50
3.3. Lista De Exigencias.....	50
3.4. Elaboración Del Concepto Óptimo	51
3.4.1. Abstracción: Caja Negra.....	51
3.5. Estructura De Funciones	54
3.5.1 Funciones Parciales	54
3.5.2 Fases Del Proceso Que Realizará La Máquina	55
3.5.3 Variantes De Las Funciones Parciales Para Encontrar La Solución Óptima.....	56
3.5.4 Estructura De Funciones De La Solución Óptima.....	57
3.6. Matriz Morfológica	58
3.6.1. Concepto Solución 1.....	59
3.6.2. Concepto Solución 2.....	60
3.6.3. Concepto Solución 3.....	61
3.6.4. Concepto Solución 4.....	62

3.7. Evaluación De Los Conceptos Solución	62
3.7.1 Valoración Técnica.....	63
3.7.2 Valoración Económica	64
3.7.3 Síntesis De La Evaluación.....	66
CAPÍTULO IV DISEÑO MECANICO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.	67
4.1. Cálculo De La Potencia Necesaria Del Motocultor	68
4.1.1. Cálculo De Potencia De Tiro Disponible	68
4.1.2. Cálculo De Potencia De Tiro Requerida.....	70
4.2. Cálculo De Engranaje Principal	73
4.2.1. Cálculo Geométrico Del Engranaje	74
4.2.2. Cálculo De Esfuerzos De Flexión.....	76
4.2.3. Cálculo De La Resistencia De Fatiga A La Flexión	77
4.2.4. Cálculo De Esfuerzos Superficiales.....	78
4.2.5. Cálculo De La Resistencia De Fatiga Superficial.....	80
4.3. Cálculo De Ejes.....	81
4.3.1. Cálculo Del Eje Principal.	83
4.3.2. Cálculo Del Eje Secundario.....	89
4.3.3. Cálculo Del Tercer Eje (Rueda Guía).....	96
4.4. Selección De Rodamientos.....	99
4.4.1. Selección De Rodamientos Para El Eje Principal.....	99
4.4.2. Selección De Rodamientos Para El Eje Secundario	101
4.4.3. Selección De Rodamientos Para El Tercer Eje.....	102
4.5. Cálculo Y Selección De La Cadena	104
4.6. Cálculo Del Brazo Lateral Y Cuchilla.....	108
4.6.1. Brazo Lateral	108
4.6.2 Cuchilla.....	110
4.6.3. Uñas.....	112

4.7. Cálculo De Uniones Soldadas	114
4.7.1 Cálculo De Soldadura 1	114
4.7.2. Cálculo De Soldadura 2	116
4.8. Cálculo De Uniones Atornilladas	118
4.8.1 Cálculo De Perno 1	118
4.8.2 Cálculo De Perno 2	120
4.9. Templador O Junta.	121
4.10. Separador De Cribas Circulantes.....	123
4.10.1. Eslabones Del Separador De Cribas Circulantes.	123
4.10.2. Barras Del Separador De Cribas Circulantes.....	126
CAPÍTULO V ANÁLISIS CON SIMULACIÓN NUMÉRICA	128
5.1. Análisis Del Módulo A Través Del Método Numérico	128
5.2. Análisis Modal Del Módulo.	137
CAPÍTULO VI ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA FABRICACION DE LA ARRANCADORA MECANIZADA	142
6.1. Especificaciones Técnicas De Los Materiales Y Piezas Del Módulo.	142
6.1.1. Bastidor O Marco Principal.	142
6.1.2. Separador De Cribas Circulante	147
6.1.3. Rueda Motriz Y Rodillos Guía	151
6.1.4. Ejes De La Arrancadora Mecanizada	153
6.1.5. Brazos Laterales, Cuchilla Y Uñas De La Arrancadora Mecanizada.	155
6.1.6. Selección De Las Piezas Móviles Para El Ensamblado De La Arrancadora Mecanizada.....	158
6.2. Procedimiento Experimental De La Arrancadora Mecanizada De Papas Portátil	163
6.3. Plan De Mantenimiento Del Motocultor Y Modulo.....	167
CAPÍTULO VII EVALUACION ECONOMICA DEL DISEÑO Y FABRICACIÓN.....	170
7.1. Hoja De Presupuesto	170
7.2. Análisis De Precios Unitarios.....	171

7.3. Pie De Presupuesto	178
7.4. Formula Polinómica.	178
7.5. Flujo De Caja Para Evaluación De Proyectos.	179
7.5.1. Estructura De Un Flujo De Caja.	179
7.6. Indicadores De Rentabilidad	179
7.6.1. Valor Actual Neto (VAN).	180
7.6.2. Tasa Interna De Retorno (TIR).	180
CONCLUSIONES	185
RECOMENDACIONES	187
BIBLIOGRAFÍA	188
ANEXOS	192

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 <i>Producción de Principales Productos en la Región Cusco.</i>	4
Tabla 1.2 <i>Comparación de los métodos de la cosecha de papa.</i>	9
Tabla 1.3 <i>Matriz de Consistencia</i>	20
Tabla 2.1 <i>Valor Nutricional de la Papa</i>	17
Tabla 2.2 <i>Producción de la Papa en la Región Cusco - II Trimestre Año 2016/2017.</i>	20
Tabla 3.1 <i>Lista de Exigencias.</i>	52
Tabla 3.2 <i>Matriz Morfológica.</i>	58
Tabla 3.3 <i>Valoración Técnica.</i>	63
Tabla 3.4 <i>Valoración Económica.</i>	65
Tabla 4.1 <i>Componentes de la Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil.</i>	67
Tabla 5.1 <i>Radio de Frecuencias</i>	141
Tabla 6.1 <i>Plan de Mantenimiento Preventivo del Motocultor</i>	167
Tabla 6.2 <i>Vida a la Fatiga de los Rodamientos del Módulo.</i>	168
Tabla 7.1 <i>Indicadores de Rentabilidad</i>	179
Tabla 7.2 <i>Recomendaciones Para Elección del VAN</i>	180
Tabla 7.3 <i>Recomendaciones Para Elección del TIR</i>	181
Tabla 7.4 <i>Periodo de Prueba para Arrancado de Papas del Modulo</i>	182
Tabla 7.5 <i>Periodo de Arrancado de papas del modulo</i>	182
Tabla 7.6 <i>Costos de Inversión del Modulo</i>	182
Tabla 7.7 <i>Costos Operativos del Modulo</i>	183
Tabla 7.8 <i>Costos de Inversión y Operativos del Modulo</i>	183
Tabla 0.1 <i>Coefficiente de Labranza</i>	193

Tabla 0.2	<i>Factores de Resistencia a la Rodadura</i>	193
Tabla 0.3	<i>Especificaciones de la AGMA para Dientes de Profundidad Total</i>	194
Tabla 0.4	<i>Pasos Diametrales.</i>	194
Tabla 0.5	<i>Módulos Métricos.</i>	194
Tabla 0.6	<i>Índice de Factor Geométrico J para $\phi=20^\circ$.</i>	195
Tabla 0.7	<i>Factores Km de Distribución de Carga.</i>	196
Tabla 0.8	<i>Aplicación de Factor Ka.</i>	196
Tabla 0.9	<i>Factor de Confiabilidad K_R de la AGMA</i>	197
Tabla 0.10	<i>Resistencias de Fatiga por Flexión S_{fb}' de la AGMA.</i>	198
Tabla 0.11	<i>Coefficiente Elástico C_p de la AGMA</i>	199
Tabla 0.12	<i>Resistencia de la AGMA para Fatiga Superficial S_{fc}'.</i>	200
Tabla 0.13	<i>Factor de Choque y Factor de Fatiga para Momento Flector y Torsor.</i>	202
Tabla 0.14	<i>Cuñas Estándar y Tamaños de Tornillos Prisioneros.</i>	202
Tabla 0.15	<i>Factores de Confiabilidad.</i>	203
Tabla 0.16	<i>Factor de Seguridad para Distintas Formas de Carga.</i>	203
Tabla 0.17	<i>Rodamientos de Pared</i>	203
Tabla 0.18	<i>Dimensiones de Cadenas Estándares de Rodillos Americanos.</i>	204
Tabla 0.19	<i>Factores de Corrección de Dientes K_1</i>	205
Tabla 0.20	<i>Factores de Hileras Múltiples K_2</i>	205
Tabla 0.21	<i>Factor de Servicio K_s para Cadenas.</i>	205
Tabla 0.22	<i>Capacidad Nominal de Potencia de Paso Único de Torón.</i>	206

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1	5
Figura 1-2 <i>Cosecha de papa tirado por tractor agrícola.</i>	6
Figura 1-3 <i>Cosechadoras mecanizadas de papa tirado por tractor agrícola o motocultor.</i>	7
Figura 1-4 <i>Ubicación de la región Cusco dentro del territorio peruano.</i>	12
Figura 2-1 <i>Morfología y Anatomía de la papa.</i>	15
Figura 2-2 <i>Producción de principales cultivos como la papa en el año 2021 (Tn).</i>	19
Figura 2-3 <i>Calendario de Siembra de Papa en la Región Cusco 2009/2015.</i>	21
Figura 2-4 <i>Calendario de Cosecha de la Papa en la Región Cusco 2009/2015.</i>	21
Figura 2-5 <i>Método Manual o Tradicional de la Cosecha de Papa.</i>	22
Figura 2-6 <i>Arado Surcador.</i>	23
Figura 2-7 <i>Cuchilla de Curva Adaptable a Maquinas con Separador de Movimiento Rápido.</i> ..	25
Figura 2-8 <i>Cuchillas Planas.</i>	26
Figura 2-9 <i>Separadora Rotativa de Horquillas.</i>	27
Figura 2-10 <i>Separadora Rotativa de Sol.</i>	27
Figura 2-11 <i>Separadora de Cribas Circulantes.</i>	28
Figura 2-12 <i>Arrancadora de Cribas Oscilantes.</i>	28
Figura 2-13 <i>Arrancadora de Tambor.</i>	29
Figura 2-14 <i>Rodillo Rompe - Terrones.</i>	30
Figura 2-15 <i>Cribas Transportadoras.</i>	31
Figura 2-16 <i>Recogedoras Combinadas.</i>	32
Figura 2-17 <i>Motocultor a Gasolina</i>	33
Figura 2-18 <i>Motocultor a Diesel</i>	33

Figura 2-19 <i>Motocultor Electrico</i>	34
Figura 2-20 <i>Motocultor con Remolque</i>	34
Figura 2-21 <i>Nomenclatura del Diente del Engrane</i>	37
Figura 2-22 <i>Acoplamiento de una Cadena a una Catalina</i>	43
Figura 2-23 <i>Unión a Tope Típica</i>	48
Figura 2-24 <i>Conexión de Momento de Este Tipo Produce Torsión</i>	49
Figura 3-1 <i>Flujo de Funcionamiento</i>	53
Figura 3-2 <i>Flujo Procesos de la Maquina</i>	55
Figura 3-3 <i>Opción Numero 01</i>	56
Figura 3-4 <i>Opción Numero 02</i>	56
Figura 3-5 <i>Opción Numero 03</i>	56
Figura 3-6 <i>Opción Numero 04</i>	56
Figura 3-7 <i>Opción Numero 05</i>	56
Figura 3-8 <i>Estructura de Funciones de la Solución Óptima</i>	57
Figura 3-9 <i>Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 1</i>	59
Figura 3-10 <i>Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 2</i>	60
Figura 3-11 <i>Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 3</i>	61
Figura 3-12 <i>Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 4</i>	62
Figura 3-13 <i>Evaluación Técnica de la Propuesta</i>	64
Figura 3-14 <i>Evaluación Económica de la Propuesta</i>	65
Figura 3-15 <i>Evaluación Técnico-Económica de la Propuesta</i>	66
Figura 4-1 <i>Dibujo del Prototipo en Solid Works</i>	67
Figura 4-2 <i>Perdidas de Potencia de una Maquina Agrícola</i>	69

Figura 4-3 <i>Localización del Engranaje Principal.</i>	73
Figura 4-4 <i>Localización de Eje Principal y Eje Secundario.</i>	81
Figura 4-5 <i>Dibujo a Mano Alzada del Eje Principal.</i>	83
Figura 4-6 <i>Variables de Reacciones y Fuerzas en el Eje Principal.</i>	84
Figura 4-7 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XZ del Eje Principal.</i>	85
Figura 4-8 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XY del Eje Principal.</i>	86
Figura 4-9 <i>Dibujo a Mano Alzada del Eje Secundario.</i>	89
Figura 4-10 <i>Variables de Reacciones y Fuerzas en el Eje Secundario.</i>	91
Figura 4-11 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XY Sobre el Eje Secundario.</i>	92
Figura 4-12 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XZ Sobre el Eje Secundario.</i>	93
Figura 4-13 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano YZ Sobre el Tercer Eje.</i>	97
Figura 4-14 <i>Localización de Rodamiento Principal y Rodamiento Secundario.</i>	99
Figura 4-15 <i>Localización de Cadena de Transmisión.</i>	104
Figura 4-16 <i>Localización de Cuchilla, Brazo Lateral y Uñas.</i>	108
Figura 4-17 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos del Brazo Lateral.</i>	109
Figura 4-18 <i>Dibujo a Mano Alzada de la Cuchilla.</i>	110
Figura 4-19 <i>D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano Y'Z'.</i>	111
Figura 4-20 <i>Localización de Soldaduras.</i>	114
Figura 4-21 <i>Dibujo a Mano Alzada Correspondiente al Perfil de Soldadura 1.</i>	114
Figura 4-22 <i>Dibujo a Mano Alzada Correspondiente al Perfil de Soldadura 2.</i>	116
Figura 4-23 <i>Localización de Pernos</i>	118
Figura 4-24 <i>Dibujo a Mano Alzada de los Pernos de la Cuchilla.</i>	119
Figura 4-25 <i>Localización del Templador o Junta.</i>	121

Figura 4-26	<i>Fuerzas que Actúan en el Templador o Junta.</i>	122
Figura 4-27	<i>Peso del Prisma Cortado que Actúa en el Eslabón del Separador.</i>	124
Figura 4-28	<i>Dibujo a Mano Alzada del Separador de Cribas Circulante.</i>	126
Figura 5-1	<i>Esfuerzo Máximo Equivalente en el Eje Principal.</i>	129
Figura 5-2	<i>Deformación Máxima en el Eje Principal.</i>	129
Figura 5-3	<i>Esfuerzo Máximo Equivalente en el Eje Secundario.</i>	130
Figura 5-4	<i>Deformación Máxima en el Eje Secundario.</i>	131
Figura 5-5	<i>Esfuerzo Máximo Equivalente en el 3^{er} Eje.</i>	132
Figura 5-6	<i>Deformación Máxima en el 3^{er} Eje.</i>	132
Figura 5-7	<i>Reforzamiento con Angular de 1"x1"x5/32" las Planchas Laterales.</i>	133
Figura 5-8	<i>Esfuerzo Máximo Equivalente en las Planchas Laterales.</i>	133
Figura 5-9	<i>Deformación Máxima en las Planchas Laterales.</i>	134
Figura 5-10	<i>Esfuerzo Máximo en los Brazos Laterales.</i>	135
Figura 5-11	<i>Deformación Máxima en los Brazos Laterales.</i>	135
Figura 5-12	<i>Esfuerzo Máximo en la Cuchilla.</i>	136
Figura 5-13	<i>Esfuerzo Máximo en las Uñas de la Cuchilla.</i>	136
Figura 5-14	<i>Apoyo Simple en la Parte Posterior del Módulo.</i>	137
Figura 5-15	<i>Apoyo Rígido en la Parte Delantera del Módulo.</i>	138
Figura 5-16	<i>Modo 01 – 20.16Hz.</i>	138
Figura 5-17	<i>Modo 02 – 32.54Hz.</i>	139
Figura 5-18	<i>Modo 03 – 53.39Hz.</i>	139
Figura 5-19	<i>Modo 04 – 65.79Hz.</i>	140
Figura 5-20	<i>Modo 05 – 70.76Hz.</i>	140

Figura 5-21 <i>Modo 06 – 93.35Hz</i>	141
Figura 6-1 <i>Especificación Técnica de la Plancha de Acero LAC A-36</i>	143
Figura 6-2 <i>Especificación Técnica del Tubo Cuadrado de Acero A-53</i>	144
Figura 6-3 <i>Especificación Técnica de Angulares de Acero A-36</i>	145
Figura 6-4 <i>Especificación Técnica del Electrodo de Soldadura E-6011</i>	146
Figura 6-5 <i>Despiece del Bastidor</i>	146
Figura 6-6 <i>Trabajos en Soldadura para el Armado del Bastidor</i>	147
Figura 6-7 <i>Especificación Técnica de la Barra Redonda Lisa de Acero A-36</i>	148
Figura 6-8 <i>Especificación Técnica de la Platina de Acero A-36</i>	149
Figura 6-9 <i>Especificación Técnica del Electrodo de Soldadura E-7018</i>	150
Figura 6-10 <i>Despiece del Separador de Cribas Circulante</i>	150
Figura 6-11 <i>Separador de Cribas Circulante y Armado de Barras con los Eslabones</i>	151
Figura 6-12 <i>Especificación Técnica de la Plancha de Acero LAC A-36</i>	151
Figura 6-13 <i>Fabricación del Engrane y Rueda Guía</i>	152
Figura 6-14 <i>Montaje de las Ruedas Guía y Engranajes en el Separador de Cribas</i>	152
Figura 6-15 <i>Configuración Final del Eje Principal, Eje Secundario y 3^{er} Eje</i>	153
Figura 6-16 <i>Especificación Técnica de Acero Fino al AISI 1045</i>	154
Figura 6-17 <i>Acabado y Pulido del 1er. Eje de la Arrancadora</i>	155
Figura 6-18 <i>Ficha Técnica de la Plancha de Acero CHRONIT T1 450</i>	156
Figura 6-19 <i>Trabajos de Soldadura a Realizar Sobre el Conjunto Brazo-Cuchilla-Uñas</i>	157
Figura 6-20 <i>Brazo de Cuchilla, Base de Cuchilla y Uñas</i>	157
Figura 6-21 <i>Engranajes de Dientes Rectos</i>	158
Figura 6-22 <i>Ficha Técnica de Planchas de Acero AISI 4140</i>	159

Figura 6-23 <i>Ficha Técnica de los Rodamientos de Pared SKF</i>	160
Figura 6-24 <i>Rodajes de Pared</i>	160
Figura 6-25 <i>Catalina y Piñón</i>	161
Figura 6-26 <i>Cadena de Transmisión</i>	161
Figura 6-27 <i>Ensamblaje General de la Máquina</i>	162
Figura 6-28 <i>Ensamblaje General de la Máquina</i>	162
Figura 6-29 <i>1ra Prueba Experimental</i>	163
Figura 6-30 <i>Fabricación de Ruedas de Acero</i>	164
Figura 6-31 <i>2da Prueba Experimental</i>	164
Figura 6-32 <i>3ra Prueba Experimental</i>	165
Figura 6-33 <i>4ta Prueba Experimental y Producción en la Extracción de Papa 16Kg/7m</i>	166

SIMBOLOGIA

P_c	Paso circular	σ_f	Esfuerzo de flexión
d	Diámetro de paso	A_w	Área de la garganta de la soldadura
N	Número de dientes	V	Fuerzas cortantes
P_d	Diámetro de paso	J	Segundo momento polar de inercia
σ_b	Esfuerzo de flexión	C_L	Coefficiente de labranza
W_t	Fuerza tangencial	b	Profundidad de cuchilla
F	Carga de tensión	l	Ancho operativo de cuchilla
τ_{max}	Tensión de corte máximo	F_{rs}	Fuerza de resistencia del suelo
τ_{xy}	Esfuerzo cortante de torsión	R_r	Factor de resistencia a la rodadura
σ_x	Tensión de flexión	\emptyset	Angulo de presión
σ_e	Esfuerzo axial	S_y	Límite elástico del acero
M	Momento flector	w_{sal}	Velocidad angular de salida
T	Momento torsor	w_{ent}	Velocidad angular de entrada
C	Carga dinámica básica	N_p	Número de dientes del piñón
L_{10}	Vida a la fatiga	N_r	Número de dientes de la rueda
P	Carga constante aplicada	m_v	Razón de engrane
C_0	Carga estática básica	p_b	Paso base
V	Velocidad de la cadena	d_p	Diámetro de paso
p	Paso de la catalina	r_p	Radio de paso del piñón
n	Velocidad de la catalina	d_r	Diámetro de paso del engrane
v_{max}	Velocidad máxima de salida de la cadena	r_r	Radio de paso del engrane
v_{min}	Velocidad mínima de salida de la cadena	a_p	Adendum del piñón
H, H_1, H_2	Potencia nominal de la cadena	b_p	Dedendum del piñón
D	Distancia entre centros	h_{tr}	La profundidad total del piñón
H_{nom}	Potencia nominal	h_{φ}	La profundidad total de engrane
τ	Esfuerzo cortante directo	c	Holgura
I	Momento de inercia	D_{op}	Diámetro exterior del piñón
M	Momento flector	D_{or}	Diámetro exterior del engrane
m_p	Razón de contacto	W	Carga total
W_t	Carga tangencial transmitida	S_{fb}	Resistencia a la fatiga por flexión AGMA ρ
W_r	Componente radial de la carga	F_n	Fuerza neta asociada al torque impulsor
ρ_p	Radio de curvatura de los dientes del piñón	F_s	Fuerza flectora del eje
ρ_r	Radio de curvatura de los dientes del engrane	σ_x	Esfuerzo máximo
m	Masa		

Factores

<i>Y</i>	Factor de forma de Lewis	<i>C_h</i>	Factor de dureza
<i>J</i>	Factor geométrico	<i>C_t</i>	Factor de temperatura
<i>K_v, C_v</i>	Factor dinámico	<i>C_R</i>	Factor de confiabilidad
<i>K_m, C_m</i>	Factor de distribución de carga	<i>KB</i>	Factor de espesor del aro
<i>K_a, C_a</i>	Aplicación del factor de carga	<i>KI</i>	Factor de espesor del aro
<i>K_s, C_s</i>	Factor de tamaño	<i>I</i>	Factor Geométrico superficial
<i>C_f</i>	Factor de choque y fatiga sobre momento de flexión	<i>C_p</i>	Coefficiente elástico
<i>C_t</i>	Factor de choque y fatiga sobre momento de torsión	<i>KI</i>	Factor de corrección para un número de dientes distinto de 17
<i>K₂</i>	Corrección por número de hileras	<i>nd</i>	Factor de diseño
<i>E</i>	Módulo de Young	<i>C_p</i>	Coefficiente elástico
<i>C_a</i>	Factor de Mayoración de carga	<i>C_m</i>	Factor de Distribución de carga
<i>C_v</i>	Factor Dinámico	<i>C_s</i>	Factor Dinámico

INTRODUCCIÓN

Cusco es una región del Perú que se encuentra situada hacia el extremo sur oriental del país. Posee una extensión territorial de unos 71,9 mil kilómetros cuadrados comprendiendo una serie de territorios, en su mayoría de tipo montaña, mientras que los más bajos se encuentran envueltos por la selva amazónica. En la región del Cusco, la extracción manual de tubérculos como la papa, bulbos, raíces y otros productos agrícolas que se desarrollan bajo tierra en su mayoría se practica rudimentariamente con el uso de una raucana, picota o un implemento similar. El uso de la tracción animal es otra alternativa que se usa para la extracción de los tubérculos, utilizando para ello arados y otras herramientas extractoras, en algunas regiones del país y en gran parte del mundo la agricultura ha introducido numerosos tipos de implementos a los tractores agrícolas, en algunos casos son mecanizadas (autopropulsadas con motocultor), para la cosecha de los productos agrícolas.

El cultivo de papa fue cosechado en la región por primera vez durante el período comprendido entre los años 8.000 y 5.000 antes de cristo; para ese entonces, la región comprendía lo que hoy en día se conoce como los Andes del sur de Perú y el extremo noroeste de Bolivia. La papa es considerada la base fundamental de la nutrición para los pobladores de la zona andina, su producción es principalmente debida a la conformación de aproximadamente unas 600 mil modestas unidades agrarias o pequeños agricultores; por otro lado, no es un secreto que actualmente existen un conjunto de poblaciones que acarrear una serie de problemas asociados a la desnutrición en sus diferentes niveles de gravedad, principalmente en niños, los cuales podrían extensamente beneficiarse con el consumo de papas. Para que una buena variedad exprese sus características, es necesario el uso de semilla de calidad; en el Perú se cultiva la mayor variedad de especies de papas que se conocen alrededor del mundo, las cuales resultan ser un producto que provee una versatilidad bastante atractiva para la industria gastronómica. El cultivo de papa es considerado actualmente como el cuarto rubro alimenticio del Perú, sólo después de otros

rubros como el trigo, el arroz y el maíz; sin embargo, el proceso de cultivo (siembra y cosecha) en su mayoría es llevado a cabo todavía implementando tecnologías antiguas y técnicas que se consideran tradicionales, lo cual se traduce en reducidos rendimientos en el proceso de cultivo; debido a esto, es preciso promover la realización de distintas investigaciones y evaluaciones experimentales que permitan incrementar la productividad de dicho cultivo. El incremento en la productividad se puede conseguir de diferentes formas, entre las cuales destacan el desarrollo de especies que generen mayor rendimiento al proceso y la mejora sustancial en cuanto a la metodología aplicada para ejecutar las labores de siembra y cosecha al hacer uso de tecnologías más eficientes durante el proceso de cultivo; es debido a este tipo de propuestas que resulta de gran importancia promover una conducta de revalorización sobre el cultivo de la papa y ejecutar acciones que tiendan a incrementar las extensiones de tierras destinadas al cultivo de este rubro y con esto elevar el rendimiento productivo e inducir una mejora sobre la rentabilidad de la actividad que impacta directamente sobre los agricultores.

Durante el desarrollo del presente trabajo de investigación se realizará el “diseño y fabricación de una arrancadora mecanizada de papas portátil con una capacidad de 2500 kg/h” que trabaje en la región del Cusco, la cual será traccionada por un motocultor con una potencia de 18 HP, todo esto con la finalidad principal de reducir el tiempo y costo en el proceso de la cosecha de papa para así hacer más rentable para el agricultor el cultivo de la papa.

CAPÍTULO I GENERALIDADES

1.1 Descripción del Problema

En la región del Cusco, la extracción manual de tubérculos como la papa, bulbos, raíces y otros productos agrícolas que se desarrollan bajo tierra se practica rudimentariamente con el uso de una raucana, picota o un implemento similar.

El uso de la tracción animal es otra alternativa que se usa para la extracción de los tubérculos, utilizando para ello arados y otras herramientas extractoras, incluso, en algunas regiones del país y en gran parte del mundo, la agricultura ha introducido numerosos tipos de implementos a los tractores agrícolas, los cuales en algunos casos son autopropulsados con motocultor, con el fin de promover prácticas eficientes dentro de la actividad de la cosecha de los productos agrícolas.

Cusco es una región del Perú que se encuentra situada hacia el extremo sur oriental del país. Posee una extensión territorial de unos 71,9 mil kilómetros cuadrados comprendiendo una serie de territorios, en su mayoría de tipo montaña, mientras que los más bajos se encuentran envueltos por la selva amazónica.

En cuanto al sector económico, el turismo es considerado la base primordial en lo referente a fuentes de ingresos económicos. Por su puesto, es de vital importancia para la economía de la región la actividad de extracción del mineral de cobre en los territorios sobre los cuales se encuentran las minas de Tintaya y la extracción del mineral de oro en los territorios sobre los cuales se encuentran las minas de Río Huaypetue. En cuanto al sector agrícola, Cusco lidera los mercados de producción de rubros como el maíz amiláceo, el café y el cacao, además está dentro de los tres primeros productores tanto de papa como de soya a lo largo y ancho del Perú. En la **Tabla 1.1** se detalla los principales productos agrícolas producidos en esta región.

Tabla 1.1*Producción de Principales Productos en la Región Cusco.*

Producto	Producción	Valor millones de S/	Participación al valor bruto de producción agrícola (%)
Papa 	431,294.55	194.8	26.2%
Café 	28,565.09	136.8	18.4%
Maíz amiláceo 	62,158.19	75.1	10.1%
Cacao 	8,503.28	42.9	5.8%
Avena forrajera 	206,541	25.3	3.4%

De enero a noviembre del 2021 

Fuente: (Estudios Empresariales, 2022).

La extracción de papa en esta región se realiza comúnmente por el método tradicional, es decir, con el uso de una raucana, picota y el empleo del ganado. Entre los tipos de extracción de papas, a nivel general, destacan:

a) La Extracción Manual: Es el método más antiguo y tradicional que se usa para extraer de los suelos el cultivo de papas; este método consiste en realizar la extracción mediante el uso de una picota o raucana, la cual se introduce en el terreno hacia los lados y frente a la planta con el fin de evitar producirle algún tipo de corte o herida al tubérculo; por supuesto, esta metodología es bastante lenta y por lo general acaba produciéndole daños un considerable número de los tubérculos cosechados.

b) La Extracción con Arado, Jalado o Tirado por Animal: Este método consiste realizar la extracción del tubérculo con la ayuda de un arado, el cual comúnmente es tirado por bueyes o cualquier otro animal que provea de la fuerza necesaria para realizar los surcos de manera adecuada

y precisa. A medida que se apertura el huacho, los tubérculos quedan dispersos en toda la hendidura longitudinal que es realizada sobre el terreno, lo cual se conoce comúnmente como surco, seguidamente se debe tener en cuenta que es necesaria la remoción cautelosa del terreno para así evitar que un elevado número de las papas cultivadas queden cautivas en los montículos de tierra. En la **Figura 1-1** es posible observar las labores de cosecha de papa en el Cusco.

Figura 1-1

Cosecha de papa en las provincias del Cusco



Fuente: Propia.

La cosecha de papa realizada en un día de trabajo aplicando el método tradicional o empleando ganado (buey), podrá ser eficiente y dependerá solo de la cantidad de personal y/o ganado (buey) con que se cuente. La cosecha de papa, normalmente se realiza con grupos que oscilan entre 20 y 40 personas, dependiendo del área de cosecha y se realiza una o dos veces por semana.

c) La Extracción por Arado surcador tirado por tractor: Este es un método poco usado en la región a pesar de que este trabajo resulta más rápido y efectivo que los anteriormente descritos. Este método de arado surcador consiste en romper o quebrar el huacho o prisma del cultivo de papa y va colocando los lados la tierra con los tubérculos. Por lo general, en lo profundo del surco se queda una gran cantidad de papas, lo cual hace que sea necesario remover la tierra manualmente

para poder recogerlos. El uso de tractor agrícola ayuda a mejorar la eficiencia de la cosecha de papa, pero gran parte de los agricultores no pueden acceder a estos equipos por su alto precio o alquiler de los mismos. En la **Figura 1-2** se observa la cosecha de papa empleando el método de arado surcador tirado por tractor.

Figura 1-2

Cosecha de papa tirado por tractor agrícola.



Fuente: Tractoresymáquinas.com

Gran parte de las extensiones de tierra de esta región no son aprovechadas, esto por los precios elevados en la siembra y cosecha de papa aunado a la carencia de apoyo de los entes gubernamentales locales, así como del gobierno central para promover la mecanización la cosecha de papa, lo cual incrementaría la rentabilidad de esta actividad.

La investigación realizada se llevará a cabo en el Cusco, el cual tendrá la finalidad de reducir los costos de la cosecha de papa en esta región. Por ello, se plantean importantes interrogantes que se deben analizar: ¿Es preciso organizar las actividades de sembrado? ¿De qué manera afecta una elevada producción en el costo para el productor? ¿Cómo generar mayores ingresos y disminuir los costos de producción a los pequeños productores agrarios?

Por ello, la Cosecha Mecanizada se muestra como una opción rentable y sostenible para los agricultores. En algunas regiones del norte y centro del Perú la cosecha de papa se realiza por

el método mecanizado haciendo uso de equipos importados, pero la falta de propagación y distribución de estos equipos por parte, tanto de los gobiernos locales y central, evita que sean correctamente difundidos y utilizados en otras regiones del país. Se encuentran diferentes tipos de máquinas cosechadoras de papa en el mercado, desde modelos sencillos hasta modelos mucho más complejos, donde estos tipos de equipos tienen que ver con la inversión que trae consigo la mecanización de la actividad referente a la cosecha, la cual al mismo tiempo depende tanto de la superficie, como del sitio y el tipo de suelo. En la **Figura 1-3** es posible visualizar distintos tipos de cosechadoras mecanizadas.

Figura 1-3

Cosechadoras mecanizadas de papa tirado por tractor agrícola o motocultor.



Fuente: redagricola.com

1.2 Formulación Del Problema

1.2.1 Formulación Del Problema General

- ¿Es posible desarrollar el diseño y fabricación de una arrancadora mecanizada de papas portátil para mejorar la eficiencia de la cosecha de papa en la región Cusco?

1.2.2 Formulación Del Problema Especifico

- ¿Es posible aplicar alguna metodología para elegir una mejor alternativa de diseño y poder fabricar la arrancadora mecanizada de papas portatil?
- ¿Es posible desarrollar el diseño de una arrancadora mecanizada de papas portatil haciendo uso de la tecnología y con materiales que encontramos en la región Cusco?
- ¿En posible hacer un análisis del módulo a través del método numérico, así como utilizar algún software?
- ¿Es posible realizar el análisis económico del proyecto arrancadora mecanizada de papas portatil?

1.3 Justificacion

- Haciendo uso de la arrancadora mecanizada de papas portatil, el pequeño y mediano agricultor podra reducir el tiempo de extraccion del tuberculo en el proceso de la cosecha, por otro lado el agricultor podra planificar de mejor manera los ciclos de cosecha que él vea por conveniente, ya que no dependera de un numero considerable de personal.
- Economicamente se reducira entre un 30 a 40% el costo de la mano de obra en la cosecha de la papa, resultando un ahorro para el agricultor. En la **Tabla 1.2** se observa la diferencia de los costos de produccion en la cosecha de papa de manera tradicional y mecanizado.

Tabla 1.2*Comparación de los métodos de la cosecha de papa.*

COSECHA DE PAPA DE DOS HUACHOS DE 50 METROS LINEALES DE CULTIVO DE PAPA							
Nro	Metodo	Unidad	Costo Hora/ Hombre (S./)	Cuadrilla	Tiempo de Cosecha (hr)	Costo Total (S./)	Efectividad
1 Tradicional (*)							
	Mano de Obra	hh	4.38	10	1.00	43.80	25.00%
						Total	43.80
2 Mecanizado (**)							
	Mano de Obra	hh	6.00	6	0.17	6.12	100.00%
	Tractor Agricola	hm	130.00		0.084	10.92	
						Total	17.04

* : El pago y la alimentación del personal esta considerado dentro del costo Hora/ Hombre. La jornada de trabajo es de 8 horas por día y su costo es de 35.00 soles.

** : El costo Hora/ Maquina fue calculado para un tractor de 90hp, este incluye implemento, combustible y operador

Fuente: Elaboración Propia

- Reducir el daño a las papas extraídas del suelo haciendo uso de la arrancadora mecanizada de papas portátil, ya que sufren mayor daño cuando se extraen por el método manual o cuando es tirado por la res o ganado.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Diseñar y Fabricar una Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil con una Capacidad de 2500kg/h para mejorar la eficiencia de la cosecha de papa en la región Cusco.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Utilizar la metodología VDI para plantear alternativas de diseño que se utilizaran en la elaboración de la presente investigación.
- Desarrollar el diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil, haciendo uso de materiales, herramientas y tecnología en la región Cusco.
- Validar los valores de los esfuerzos obtenidos del diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil haciendo uso del software ANSYS 2021R2.

- Realizar el análisis económico para conocer la rentabilidad de la inversión realizada en el diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil.

1.5 Hipótesis

1.5.1 Hipótesis General

El Diseño y Fabricación de una Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil permitirá mejorar la eficiencia y productividad de la cosecha de papa en la región Cusco.

1.5.2 Hipótesis Especifica

- La metodología VDI permitirá elegir una mejor alternativa para diseñar y fabricar la arrancadora mecanizada de papas portátil.
- Haciendo uso de herramientas y materiales que encontraremos en la región del Cusco, combinado con la tecnología se podrá fabricar la arrancadora mecanizada de papas portátil.
- El uso del software ANSYS 2021R2 nos permitirá comprobar los valores obtenidos en el capítulo del Diseño Mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil.
- El análisis económico permitirá conocer los costos y la rentabilidad de la fabricación de la arrancadora mecanizada de papas portátil.

1.6 Variables

1.6.1 Variables Independientes

- Propiedades físicas de la papa (tamaño variedad).
- Resistencia y dureza del suelo.
- Geometría y dimensiones del huacho - altura y base del prisma
- Volumen de extracción de la papa durante el proceso de cosecha.

1.6.2 Variable Dependiente

- Motocultor que debe suministrar la potencia necesaria para el funcionamiento de la arrancadora mecanizada de papas portátil.
- La arrancadora mecanizada de papas portátil que se fabricara con engranajes, ejes, cadena, planchas de acero, pernos, soldadura, etc.

1.7 Alcances Y Limitaciones De La Investigación

1.7.1 Alcances

- El presente trabajo de diseño y fabricación de una máquina arrancadora mecanizada de papas portátil contara con una capacidad de producción de 2500 kg/h.
- El implemento que se diseñará y fabricará será a escala 1:1, en base a las dimensiones de un camellón o huacho real.
- El presente trabajo de tesis contempla el análisis estático y de resistencia de materiales de todos los componentes de la máquina, así, como el análisis cinemático del mismo, mas no se realizará un análisis vibraciones en el módulo.
- El implemento será diseñado para trabajar en terrenos pequeños y en zonas con pendiente de hasta 10°.
- El implemento fue desarrollado para trabajar en terrenos de la región Cusco o similares.

1.7.2 Limitaciones

- Falta de presupuesto para desarrollar un estudio más exhaustivo de la resistencia del suelo a ser removido, en distintos pisos altitudinales de la región.
- La producción de la papa solo se da en un corto periodo al año, lo que limita la experimentación.

- Desconocimiento por parte de los productores de papa a las ventajas de la producción de cosecha mecanizada de la papa, utilizando equipos o maquinas.
- Poca masificación de las empresas que venden motocultores en la región, lo que genera en los agricultores el desconocimiento de los trabajos que se puede realizar con esta máquina en los campos agrícolas.

1.8 Ámbito Geográfico

Para el presente trabajo, se tomará en cuenta la producción de papa en la Región del Cusco, la cual se encuentra ubicada al sur del Perú, más específicamente hacia el sureste, comprendiendo desde regiones andinas hasta incluso porción de la selva alta. La ubicación de la Región del Cusco sobre el territorio peruano se puede apreciar en la **Figura 1-4**.

Figura 1-4

Ubicación de la región Cusco dentro del territorio peruano.



Fuente: Ministerio de Agricultura y Riego – SIEA

Limita hacia el norte con Ucayali, hacia el sur con Arequipa y Puno, hacia el este con Madre de Dios y Puno y hacia el oeste con Arequipa, Apurímac, Ayacucho y Junín. Los datos básicos son:

- **Superficie:** 71,891 km².
- **Latitud Sur:** 11° 13' 19".
- **Longitud oeste:** entre meridianos 72° 59' 52" y 73° 57' 45".
- **Densidad demográfica:** 16,3 hab./km².
- **Población Total:** 1.171.403 habitantes (Censo 2007).
- **Capital del Departamento:** Cusco (3.399 msnm).
- **Provincias:** Acomayo, Anta, Calca, Canas, Canchis, Cusco, Chumbivilcas, Espinar, La Convención, Paruro, Paucartambo, Quispicanchi y Urubamba.
- **Distritos:** 108.
- **Clima:** Su clima es frío y seco de mayo a diciembre y lluvioso en los meses de enero hasta abril. La temperatura media en la capital es de 12 °C siendo la máxima de 18 °C y la mínima alrededor de 4 °C. En la selva amazónica predomina el clima tropical.

1.9 Importancia

Este proyecto facilitará las labores correspondientes al proceso de la cosecha de la papa en la región Cusco, así mismo se reducirá el tiempo y costos en el proceso. Este proyecto será de gran utilidad en pequeños terrenos o parcelas ya que el motocultor a utilizar puede girar y desplazarse en espacios reducidos; en lo que respecta a su mantenimiento, este resulta bastante sencillo y es de bajo costo.

1.10 Matriz De Consistencia

En la **Tabla 1.3** es posible apreciar la matriz de consistencia correspondiente al proyecto de investigación “Diseño y Fabricación de una Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil con una Capacidad de producción de 2500 kg/h para mejorar la eficiencia y productividad de la cosecha de papas en la región Cusco”.

Tabla 1.3

Matriz de Consistencia

	PROBLEMA	OBJETIVO	HIPOTESIS	VARIABLES	METODO	CONTENIDO
GENERAL	¿Es posible desarrollar el diseño y fabricación de una arrancadora mecanizada de papas portátil para mejorar la eficiencia de la cosecha de papa en la región Cusco?	Diseñar y Fabricar una Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil con una Capacidad de 2500kg/h para mejorar la eficiencia de la cosecha de papa en la región Cusco.	El Diseño y Fabricación de una Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil permitirá mejorar la eficiencia y productividad de la cosecha de papa en la región Cusco.	Variables independientes: - Propiedades físicas de la papa (tamaño y variedad). - Resistencia y dureza del suelo. - Geometría y dimensiones del huacho – altura y base del prisma. - Volumen de extracción de la papa durante el proceso de cosecha.	Tipo de investigación La presente investigación tiene un enfoque aplicativo, descriptivo y cuantitativo. Diseño La investigación utilizará un diseño experimental. Área de estudio Región del Cusco. Metodología del diseño En la presente investigación se usará la metodología VDI 2225 para el diseño y fabricación de la arrancadora	CAPITULO I: Generalidades CAPITULO II: Marco Teórico
ESPECIFICO I	¿Es posible aplicar alguna metodología para elegir una mejor alternativa de diseño y poder fabricar la arrancadora mecanizada de papas portátil?	Utilizar la metodología VDI para plantear alternativas de diseño que se utilizaran en la elaboración de la presente investigación.	La metodología VDI permitirá elegir una mejor alternativa para diseñar y fabricar la arrancadora mecanizada de papas portátil.			CAPITULO III: ALTERNATIVAS DE DISEÑO
ESPECIFICO II	¿Es posible desarrollar el diseño de una arrancadora mecanizada de papas portátil haciendo uso de la tecnología y con materiales que encontramos en la región Cusco?	Desarrollar el diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil, haciendo uso de materiales, herramientas y tecnología en la región Cusco.	Haciendo uso de herramientas y materiales que encontraremos en la región del Cusco, combinado con la tecnología se podrá fabricar la arrancadora mecanizada de papas portátil.	Variable dependiente: - Potencia del motocultor; la cual debe ser necesaria para el funcionamiento de la arrancadora mecanizada de papas portátil. - La arrancadora mecanizada de papas portátil; que se fabricara con engranajes, ejes, cadena, planchas de acero, pernos, soldadura, etc.	En la presente investigación se usará la metodología VDI 2225 para el diseño y fabricación de la arrancadora mecanizada de papas portátil con una capacidad de 2500 kg/h, que nos permitirá elegir la mejor alternativa técnica y económica de todas las posibles soluciones que existen, para el desarrollo del presente proyecto.	CAPITULO IV: DISEÑO MECANICO
ESPECIFICO III	¿En posible hacer un análisis del módulo a través del método numérico, así como utilizar algún software?	Validar los valores de los esfuerzos obtenidos del diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil haciendo uso del software ANSYS 2021R2.	El uso del software ANSYS 2021R2 nos permitirá comprobar los valores obtenidos en el capítulo del Diseño Mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil.			CAPITULO V: ANALISIS CON SIMULACION NUMERICA
ESPECIFICO IV	¿Es posible realizar el análisis económico del proyecto arrancadora mecanizada de papas portátil?	Realizar el análisis económico para conocer la rentabilidad de la inversión realizada en el diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil	El análisis económico permitirá conocer los costos y la rentabilidad de la fabricación de la arrancadora mecanizada de papas portátil.			CAPITULO VII: EVALUACION ECONOMICA DEL DISEÑO Y FABRICACION

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO II MARCO TEORICO

2.1. Conceptos Preliminares Sobre La Papa

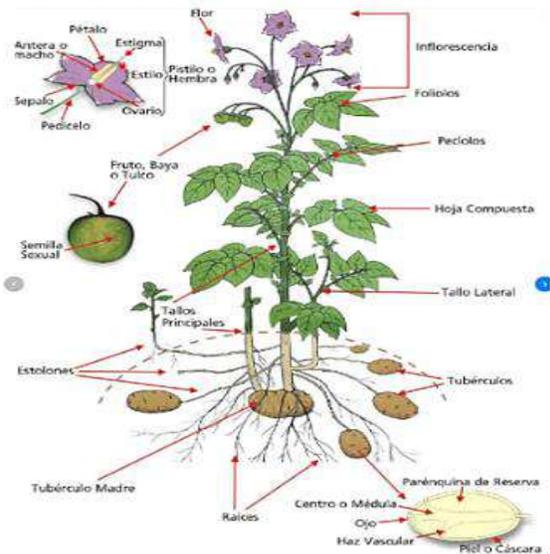
2.1.1. La Papa

Este tubérculo es apto para el consumo humano, se obtiene de una planta americana *Solanum Tuberosum* la cual es originaria de la región andina. Dicha planta forma parte de la familia solanácea proveniente de Suramérica y que se cultiva alrededor del planeta. El cultivo de esta planta sobre el altiplano andino se remonta al período que se comprende entre el 8500 y el 5000 antes de cristo, posteriormente fue trasladada a Europa por los colonizadores españoles a manera de curiosidad botánica sin prestarle mayor importancia a su valor nutritivo. El consumo de este tubérculo se fue incrementando al igual que su cultivo, el cual se extendió por todo el planeta hasta transformarse en uno de los más importantes para su consumo. (Chaj, 2014)

2.1.2. Morfología Y Anatomía De La Papa

La planta de papa se encuentra constituida por su flor, tallo, hojas, raíz, tubérculo y brote tal y como se puede observar en la **Figura 2-1**.

Figura 2-1
Morfología y Anatomía de la papa.



- **Flor:** Las flores son pentámeras, de colores diversos, tienen estilo y estigma y ovario bilocular.
- Tallo.
- Hojas.
- Raíz.
- Tubérculo
- **Brote:** Es el inicio de un tallo y se forma en los ojos del tubérculo

Fuente: (Chaj, 2014)

2.1.3. Variedades De La Semilla De La Papa

Es considerado que en todo el territorio peruano hay alrededor de cinco mil tipos de papas originarias, la mayoría de estas variedades no es posible que se lleguen a cultivar fuera de la zona de los Andes Peruanos, por la razón principal de que es necesario una serie de características referentes al clima y al ámbito agroecológico. Dentro de las diversas variedades que existen del tubérculo en cuestión y que se pueden encontrar en el Perú, se tienen: la amarilla, blanca, canchan, colorada, huamantanga, negra, perricholi, peruanita, rosada, tarmeña, tomasa y yungay.

2.1.4. Valor Nutricional De La Papa

La papa representa un importante valor nutricional para el ser humano. Por sus propiedades conocidas, es un tubérculo rico en contenido de potasio, siendo este uno de los elementos más provechosos que contribuye de alguna forma en lidiar con problemas de presión arterial alta, así como por sus cualidades vasodilatadoras y diuréticas. Sumado a esto, se ha verificado sus características valiosas en el tratamiento para la depresión y en complicaciones reumáticas, prostatitis o para mitigar la formación de cálculos en los riñones.

Así mismo, no debe de excederse en su consumo en aquellas personas que presentan problemas de obesidad y diabetes.

Dentro de algunas ventajas que se pueden mencionar, está en que permite un tener un descanso más tranquilo, aplaca los espasmos y calambres, por medio de su papel como sedante aliviando la tos ocasionada por nerviosismo y colocando rodajas crudas en los ojos irritados y cansados, puede servir de ayuda para disminuir la inflamación, también suele ser uno de esos remedios caseros para el tratamiento de la conjuntivitis y ojeras.

Este tubérculo representa una fuente de vitamina C debido a que contiene cualidades

antiescorbútcas, al igual que propiedades que promueven la desintoxicación; sin embargo, ya que los componentes responsables de estas propiedades se encuentran bajo la piel de la papa, por lo general llegan a perderse por medio de la cocción.

Dentro de sus componentes incluye calcio, fósforo y una menor proporción de betacarotenos, presentándose principalmente los hidratos de carbono en cantidades, los cuales a su vez con las azúcares, representan una fuente energética vital para que el cuerpo humano cumpla correctamente con sus funciones. Con la intención de captar los nutrientes de este tubérculo, es conveniente consumirla de forma hervida debido a que llega a ser la manera más óptima de obtener todos los minerales presentes, tal y como se puede detallar en la **Tabla 2.1**. Es importante mencionar que algunas de las propiedades de la papa están contenidas sobre la piel, y otra manera recomendable de ingerirlas es horneándolas por un tiempo de 20 minutos luego de un correcto lavado. (Productos Peruanos, 2012).

Tabla 2.1
Valor Nutricional de la Papa

Elementos	Hervidas sin piel y con sal	Fritas
Agua	77,4 gr.	65 gr.
Energía Kcal	86 Kcal	156 Kcal
Grasas	0,10 gr.	5,9 gr.
Hidratos carbono	20 gr.	24 gr.
Fibra	2 gr.	3 gr.
Potasio	328 mg	326 mg
Sodio	241 mg / (5 mg cuando se preparan sin sal)	23 mg
Fósforo	40 mg	64 mg
Magnesio	20 mg	17 mg
Calcio	8 mg	6 mg
Vitamina C	7,4 mg	9,8 mg
Vitamina A	0 IU	0 IU
Vitamina B 6	0.26 mg	0,25 mg
Niacina	1,3 mg	1,7 mg
Ácido fólico	9 mg	12 mg

Fuente: (Productos Peruanos, 2012).

2.2. Cultivo De Papa En El Perú

El rubro de papa está dentro de los cuatro cultivos de mayor importancia alrededor del planeta, conjuntamente con el cultivo de trigo, de arroz y de maíz. Tomando en cuenta que una papa de tamaño mediano proporciona más o menos la mitad de las exigencias de vitamina C que un ser humano en su etapa de adultez comúnmente requiere, donde otros cultivos como por ejemplo el arroz o el trigo no llegan a presentar dicha condición. A su vez, la papa presenta un bajo contenido en grasa, con al menos un 5 por ciento de la grasa incluida en el trigo y apenas un 25 por ciento de las calorías contenidas regularmente en el pan.

Un tubérculo cosechado genera alrededor de 2 a 4 veces mayor cantidad de producto alimenticio que el arroz y el trigo, con un porcentaje del 85 % de aprovechamiento comestible de la planta, así como, posee grandes cantidades de cualidades nutricionales y una crecida rentabilidad por cada hectárea, generando así una producción de energía digestible por día en comparación con muchos otros cereales. (Muro, 2013)

2.2.1 Producción De Papa En El Perú

El cultivo de este alimento se lleva a cabo en 19 de los 24 departamentos del Perú, lo que comprende alturas que van desde niveles que corresponden con los 0 metros sobre el nivel del mar, hasta incluso unos 4.200 metros de altura medidos sobre el nivel del mar; este proceso de cultivo forma la base fundamental de alimentación de la población; por su parte, la siembra entrega al productor andino mayor entrada económica que otros cultivos. Adicionalmente, se brinda más de 110 mil empleos, con una productividad de 600 mil modestas unidades agrícolas en el área primaria (unos 34 millones salarios/año), esto sin tomar en cuenta lo que se usa durante la industrialización y los oficios referentes al proceso comercial y usos. En CENAGRO 2012, en lo que respecta a la sierra de Perú se canaliza el 96 por ciento del área destinada a la siembra de papa, produciéndose

índices de rendimiento por áreas reducidos en relación a las regiones de producción ubicadas en las costas. Los rendimientos de producción se encuentran atados al nivel tecnológico implementado, sobre todo el uso de semillas certificadas, variedades modificadas hacia la mejora, un correcto abonamiento de los suelos, el nivel de mecanización, las técnicas y buenas prácticas agronómicas implementadas, la aplicación de sistemas de riego automatizado y lo referente a los mecanismos de control correspondientes de las diferentes plagas y enfermedades que atacan a los cultivos. (Muro, 2013)

En la **Figura 2-2** se puede observar la producción de algunos productos principales agrícolas, según región en el año 2021.

Figura 2-2

Producción de principales cultivos como la papa en el año 2021 (Tn).

Región	Maní	Mashua	Melón	Nabo	Oca	Olluco	Pallar seco	Pallar verde	Papa
Nacional	5,456	43,667	25,506	8,784	96,455	185,231	7,765	2,351	5,668,898
Amazonas	2,002	83	0	0	300	1,474	0	0	70,932
Ancash	0	0	0	481	1,003	3,187	43	0	114,388
Apurímac	0	7,787	0	0	11,753	27,711	13	0	400,872
Arequipa	0	0	1,650	2,069	54	81	48	0	300,631
Ayacucho	101	7,483	0	129	8,197	14,099	73	0	353,155
Cajamarca	0	0	0	0	3,035	12,882	0	0	410,869
Callao	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Cusco	0	10,497	0	0	16,455	31,975	0	0	434,366
Huancavelica	0	2,843	0	0	2,780	14,089	7	0	288,274
Huánuco	52	1,922	0	0	5,278	20,348	0	0	790,705
Ica	0	0	4,489	290	0	14	3,048	72	119,440
Junín	332	3,601	0	640	3,883	19,263	0	0	421,583
La Libertad	26	46	268	276	5,925	10,122	0	0	595,844
Lambayeque	0	0	1,126	0	0	640	4,516	0	3,359
Lima	224	0	9,287	40	163	577	17	2,279	176,395
Lima Metropolitana	0	0	0	4,267	0	0	0	0	1,272
Loreto	1,426	0	3,982	0	0	0	0	0	0
Madre de Dios	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Moquegua	0	53	0	0	142	58	0	0	7,232
Pasco	0	74	0	0	6,328	8,129	0	0	183,730
Piura	311	0	568	0	909	952	0	0	28,774
Puno	38	9,281	0	0	30,250	19,629	0	0	957,130
San Martín	547	0	0	0	0	0	0	0	0
Tacna	0	0	2,693	592	0	0	0	0	9,949
Tumbes	0	0	17	0	0	0	0	0	0
Ucayali	396	0	1,427	0	0	0	0	0	0

Fuente: (Ministerio de Agricultura - MIDAGRI, 2022)

2.2.2. Producción De Papa En La Región Cusco

Solo en el Cusco se producen más de mil doscientos tipos de papa originaria, de las tres mil doscientas variedades que es posible localizar a lo largo y ancho del Perú, en una variedad bastante

extensa de forma, estructura y colores; a continuación, se puede detallar en la **Tabla 2.2** un cuadro referente a la producción de papa en la región del Cusco.

Tabla 2.2

Producción de la Papa en la Región Cusco - II Trimestre Año 2016/2017.

Región/ provincia	Sup. cosechada (miles ha)			Producción (miles t)			Rendimiento (t/ ha)			Precio al productor (S/ / t)		
	2016	2017 ^P	Var. %	2016	2017 ^P	Var. %	2016	2017 ^P	Var. %	2016	2017 ^P	Var. %
CUSCO	24,8	27,2	9,6	293,4	339,1	15,5	11,8	12,5	5,4	1 042	1 069	2,6
ACOMAYO	1,2	1,7	46,5	11,4	16,4	44,1	9,6	9,5	-1,6	864	921	6,6
ANTA	2,1	2,4	11,6	34,3	38,7	12,7	16,1	16,3	1,0	806	746	-7,4
CALCA	1,6	1,4	-14,3	8,7	8,8	1,1	5,4	6,4	17,9	857	1 045	21,9
CANAS	1,7	1,6	-9,2	13,3	12,9	-3,0	7,8	8,3	6,8	1 049	1 179	12,4
CANCHIS	1,6	1,9	17,0	17,6	18,8	6,8	11,1	10,1	-8,7	850	1 078	26,8
CHUMBIVILCAS	1,9	2,2	16,5	29,8	35,1	17,9	15,6	15,8	1,2	1 520	1 385	-8,9
CUSCO	0,8	0,7	-13,8	7,5	6,8	-8,9	9,2	9,7	5,6	982	990	0,8
ESPINAR	2,8	2,3	-18,4	15,3	14,5	-4,8	5,5	6,4	16,7	1 573	952	-39,5
LA CONVENCION	0,2	0,2	-9,9	1,0	0,9	-8,1	5,6	5,7	2,0	901	1 770	96,6
PARURO	2,1	2,8	30,3	31,4	42,5	35,3	14,8	15,4	3,9	1 046	1 205	15,1
PAUCARTAMBO	2,1	2,9	38,2	40,2	48,8	21,2	18,9	16,6	-12,2	898	818	-8,9
QUISPICANCHI	3,8	4,3	12,6	40,1	50,5	25,9	10,5	11,8	11,8	1 256	1 442	14,8
URUBAMBA	2,8	2,9	3,4	42,7	44,2	3,5	15,0	15,0	0,0	818	881	7,7

Fuente: (Sifuentes & Santamaria, 2017, pág. 69)

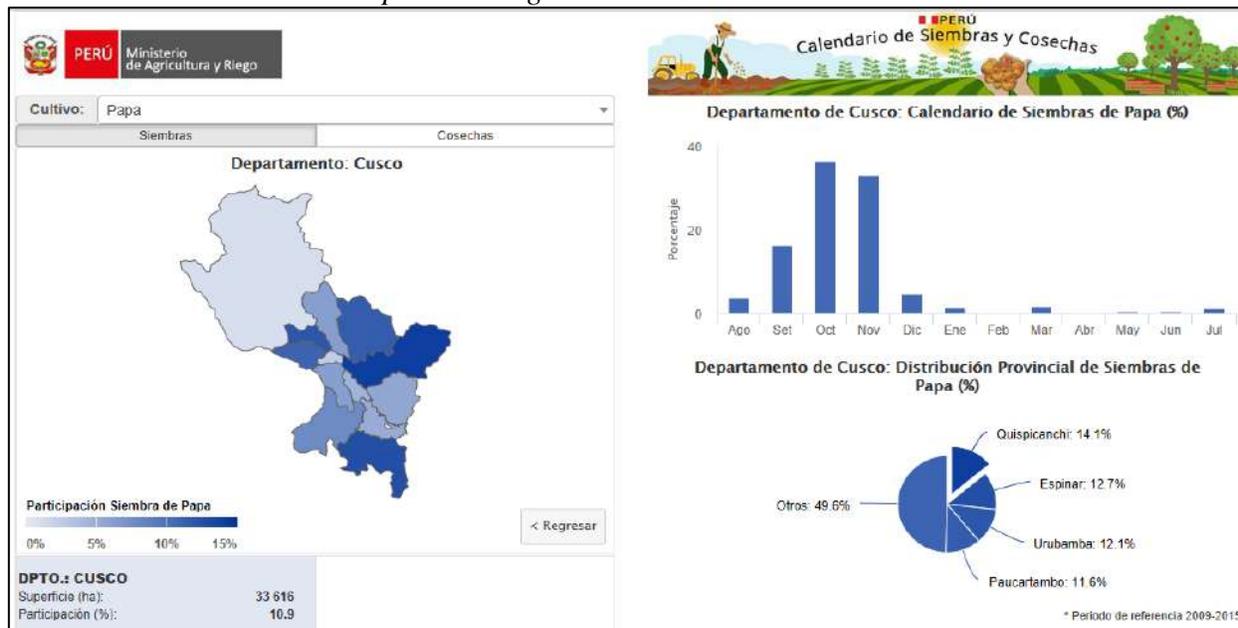
2.3. La Cosecha De Papa En La Región Cusco

Referente a la cosecha del tubérculo en estudio, al momento en que las hojas de las plantas de tornan de un color amarillento y la papa se suelta con facilidad de sus estolones, es respuesta de que se encuentra madura. La papa en su etapa temprana es cosechada una vez que la misma ha ganado las dimensiones apropiadas para ser introducida al mercado y, por su puesto, dependiendo de los niveles de demanda que se manejen para ese momento; a su vez, el tubérculo inmaduro se presenta cuando la piel se suelta con facilidad y, por lo general, también se presenta un elevado contenido de líquido. Además, éste tiende a dañarse con bastante facilidad, motivo por el cual su aguante al almacenamiento es por lo general muy reducida. En el caso en el que se requiere almacenar las papas en lugar de ingerirse de una vez, éstas se dejan en el suelo por un tiempo específico con la finalidad de que la piel se haga más gruesa, lo cual es conveniente porque permite prevenir enfermedades que se generan comúnmente durante el almacenamiento e incluso evita que disminuya su contenido de agua y se encoja. Por otro lado, al dejar los tubérculos en el suelo

durante tiempos prolongados, se incrementa la posibilidad de que el cultivo adquiera la enfermedad fúngica conocida como viruela de la papa. La **Figura 2-3** y la **Figura 2-4** muestran calendarios de siembra y cosecha de papas en la región.

Figura 2-3

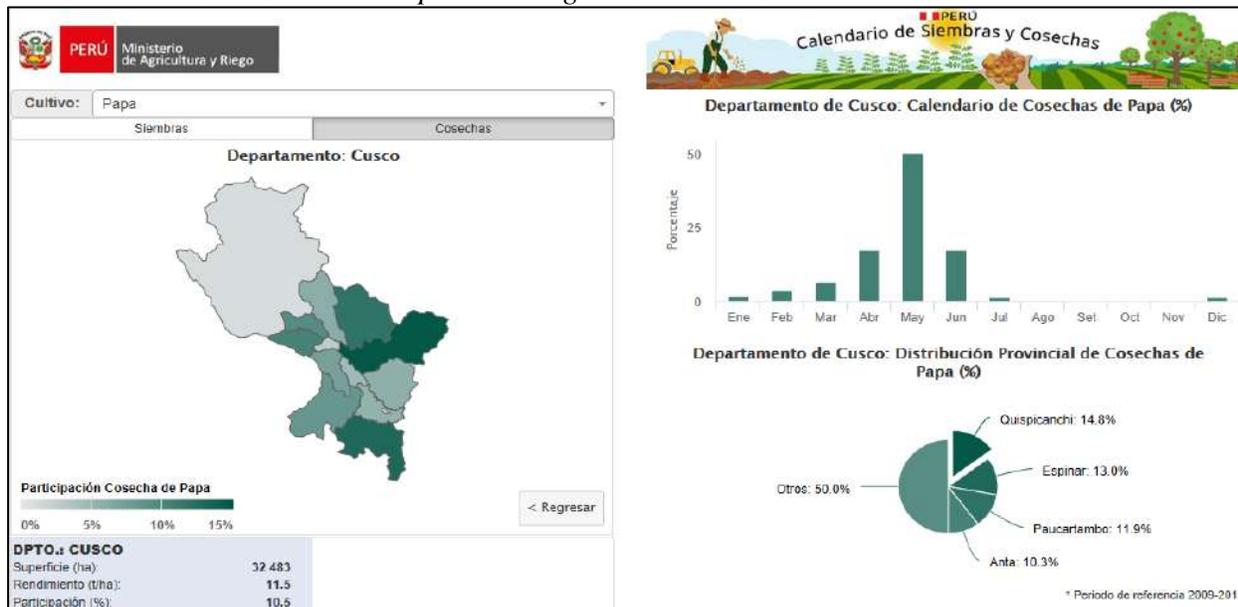
Calendario de Siembra de Papa en la Región Cusco 2009/2015.



Fuente: (Ministerio de Agricultura y Riego, 2017)

Figura 2-4

Calendario de Cosecha de la Papa en la Región Cusco 2009/2015.



Fuente: (Ministerio de Agricultura y Riego, 2017)

2.4. Métodos De La Cosecha De Papa

Las labores referentes a la cosecha de la papa pueden ejecutarse de diversas formas que van desde la sencilla implementación de la raucana, picota o azadón hasta incluso la ejecución a través de máquinas cosechadoras mucho más complejas.

2.4.1. Manual

Consiste en el procedimiento de mayor antigüedad y simplicidad, éste se fundamenta en extraer la papa haciendo uso de un picota o azadón, el cual se introduce bajo tierra a un lado y en frente de la planta con el fin de evitar cortes o heridas que puedan provocarse sobre los tubérculos. En resumen, resulta ser un método bastante lento y que daña por lo general un porcentaje bastante considerable de papas. (Guglielmetti, 2016)

En la **Figura 2-5** se observa la cosecha de papa realizada a través del método manual o tradicional.

Figura 2-5 Método Manual o Tradicional de la Cosecha de Papa.



Fuente: Agrotendencia.tv

2.4.2. Arado Tirado Por Tracción Animal

En este caso el arado corriente apertura el camellón, con lo cual los tubérculos quedan dispersos en todo el recorrido correspondiente al surco. Posterior a esto, es beneficioso ejecutar la

tarea de revolver el terreno con el objetivo de evitar que un elevado número de papas queden arrojados por la tierra. Es importante mencionar que esta última labor referente a la remoción de tierra, suele evitarse al implementar un arado especial para papas, el cual consta de una serie de rejillas acopladas a su parte trasera que coadyuva a que los tubérculos queden dispuestos sobre la superficie del terreno que ha sido trabajado. (Guglielmetti, 2016)

2.4.3. Arado Surcador Tirado Por Tractor

Suele ser un trabajo de mayor rapidez que los antes descritos, este método rompe el camellón y va dejando a cada lado la tierra con las papas. En lo profundo del surco, suele quedarse una gran cantidad de papas, por lo cual, es preciso revolver el terreno manualmente. Diversas investigaciones experimentales han contrastado los alcances de equipos como el arado surcador con respecto a otras herramientas como la picota y el hualato, obteniendo como resultado que por medio del arado surcador se ocasiona un daño del trece por ciento menos sobre las papas. (Guglielmetti, 2016)

Figura 2-6
Arado Surcador.



Fuente: Foto tomada en el almacén de la Municipalidad de Velille.

2.4.4. Cosecha Mecanizada

Son variadas las máquinas cosechadoras de papas, y su implementación siempre va a depender de la capacidad de inversión con la que se cuente ya que comúnmente son elevados los costos que se requieren para promover sistemas de mecanización que coadyuven a las labores de cosecha, las cuales a su vez se encuentran supeditadas a al tipo de condiciones superficiales y a las características del terreno que es ocupado por el cultivo, todo ello referente a las actividades de explotación del predio. (Guglielmetti, 2016)

2.5. Clasificación De Maquinas Cosechadoras De Papa

Las máquinas desarrolladas para la recolección de papas, van desde la simple eliminación de la vegetación para la ayuda de la recolección manual, de modo que facilita el acceso a la parcela de los operarios, hasta la recolección integral, en la que la mano de obra queda reducida al operario que controla el vehículo, buscando el aumento de eficiencia y eficacia y la reducción del tiempo necesario para la recolección.

Según sus características, las máquinas para la recolección de papas se pueden clasificar en:

2.5.1. Máquinas Simples

Cuando realizan una sola de las faenas que componen la recolección, los procesos son:

2.5.1.1. Máquinas Para La Destrucción De Hojas

Este tipo de maquinarias ejecutan la tarea de destruir los tallos y hojas de la planta; por supuesto, esta operación es independiente de la actividad de arranque de la papa y no es indispensable más que para las labores de recolección. Estas labores de destrucción pueden realizarse mediante procesos mecánicos, de quemado y químicos. (Imgoldaracena, 2016)

- Los procesos mecánicos pueden hacerse a base de cuchillas, que articuladas sobre uno o varios ejes horizontales actúan mediante láminas que giran por encima de los lomos, o mediante cadenas, que giran a gran velocidad alrededor de un disco accionado por un eje.
- Los procesos de quemado pueden ser realizados con lanzallamas de gasoil, cuando las hojas están suficientemente secas.
- Los procesos químicos se hacen, generalmente mediante la aplicación de clorato sódico con pulverizadores.

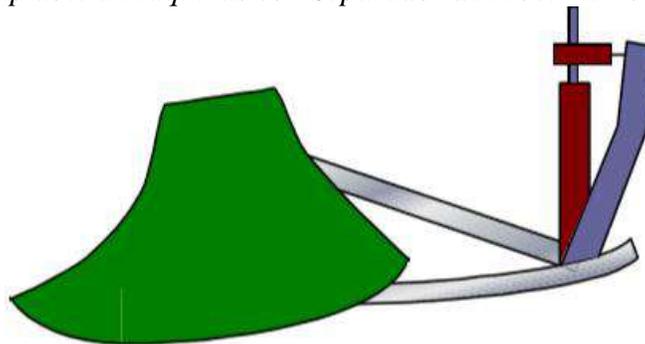
2.5.1.2 Cuchillas O Rejas

Encargadas de cortar el prisma de tierra en el que están contenidas las papas, pueden ser curvadas o planas.

a) **Las cuchillas curvadas**, ofrecen además de comprimir lateralmente la tierra, con lo que impide desbordamientos, una buena adaptación a las máquinas con separador de movimiento rápido. En la **Figura 2-7** es posible visualizar una representación gráfica de una cuchilla de curva adaptable a máquinas con separador de movimiento rápido.

Figura 2-7

Cuchilla de Curva Adaptable a Maquinas con Separador de Movimiento Rápido.

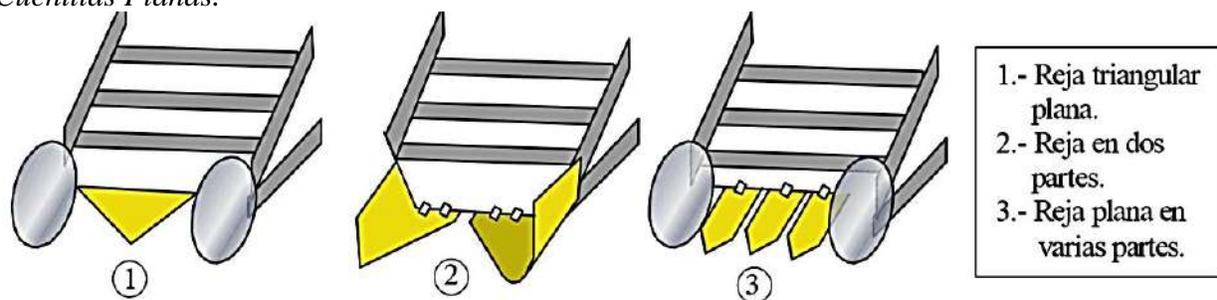


Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

b) **Las cuchillas planas**, que pueden construirse con forma triangular en una sola pieza o con varias partes, tal y como se observan en la **Figura 2-8**, se encuentran generalmente en las

máquinas que separan la tierra mediante sacudidores. Las rejas o cuchillas llevan unos discos de arado que, si bien no son indispensables, contribuyen a conseguir un buen arranque. Estos discos se adaptan al lomo de la tierra, delante de la reja, comprime el terreno dando lugar a un ataque más preciso de los implementos de arranque; estos dos discos planos cortan verticalmente el terreno a ambos lados del lomo, lo que además de disminuir el volumen de tierra movido, evita que los tubérculos elevados por la tierra se deslicen y vuelvan a ser enterrados. (Imgoldaracena, 2016)

Figura 2-8
Cuchillas Planas.



Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

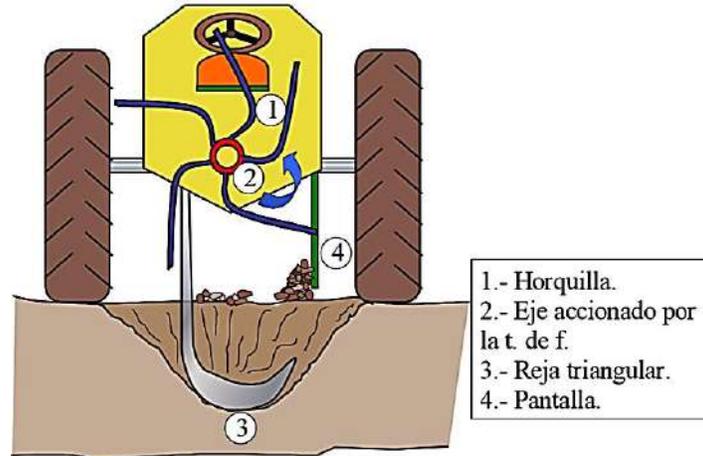
2.5.1.3. Los Separadores De La Tierra Y Papa

Pueden ser de movimiento rápido, los cuales recogen la tierra cortada por la reja y la disgregan mediante choque lanzándola contra una pantalla y de movimiento lento, los cuales transportan la tierra sobre una cinta que la desmenuza, la filtra y separa las papas a través de sus elementos, se detalla los diferentes tipos de separadores:

a) Los separadores rotativos de horquillas o de molinete, constituidos por un cierto número de horquillas que tienen tres o cuatro dientes rígidos, o montados por medio de resortes sobre un eje horizontal animado de un movimiento de rotación, impulsan la tierra elevada por la reja proyectándola contra una superficie de lona deformable. La tierra cae debajo y las papas encima, tal y como puede visualizarse en la **Figura 2-9**.

Figura 2-9

Separadora Rotativa de Horquillas.

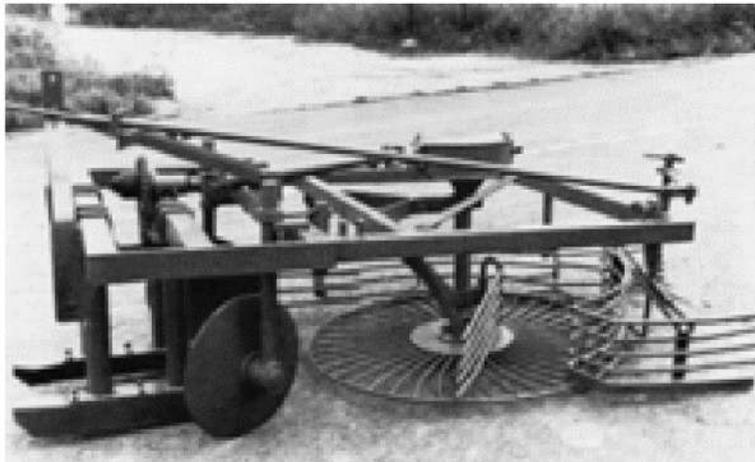


Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

b) Los separadores rotativos de sol, llevan el caballón de tierra cortado a una criba troncocónica formada por barras metálicas, y dotada de un movimiento de rotación gracias al que disgrega la tierra, que pasa entre las barras, mientras que los tubérculos se mantienen sobre ella hasta que, al chocar con una pantalla caen alineados sobre la tierra. En la **Figura 2-10** se puede observar una separadora rotativa de sol.

Figura 2-10

Separadora Rotativa de Sol.

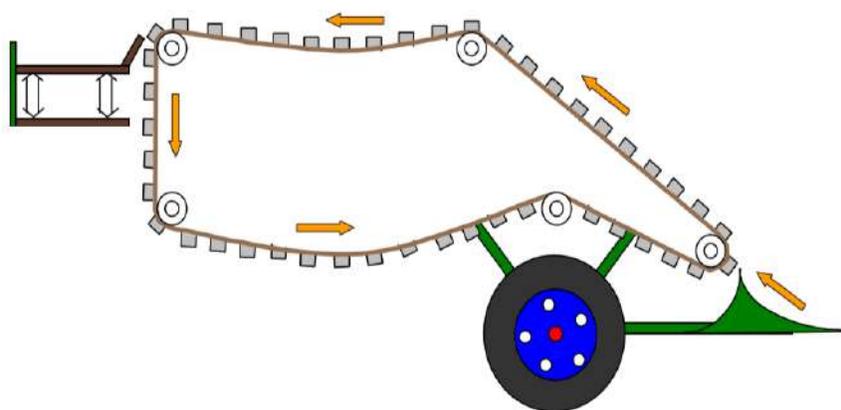


Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

c) Los separadores de cribas circulantes, reciben la banda de tierra y la elevan hasta colocarla sobre una criba formada por barras montadas sobre dos cadenas laterales, las cuales

mediante levas sacuden la banda de tierra separando las patatas. En la **Figura 2-11** puede observarse el funcionamiento de una separadora de cribas circulantes.

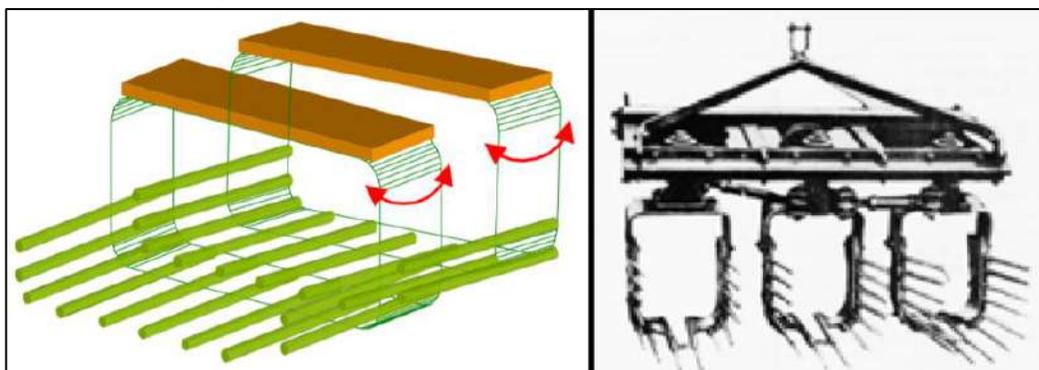
Figura 2-11
Separadora de Cribas Circulantes.



Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

d) **Los separadores de cribas oscilantes**, reemplazan las cribas circulantes por otras con movimiento alternativo que se accionan a través del punto de potencia del tractor. En la **Figura 2-12** pueden observarse la forma general que poseen este tipo de arrancadoras.

Figura 2-12
Arrancadora de Cribas Oscilantes.

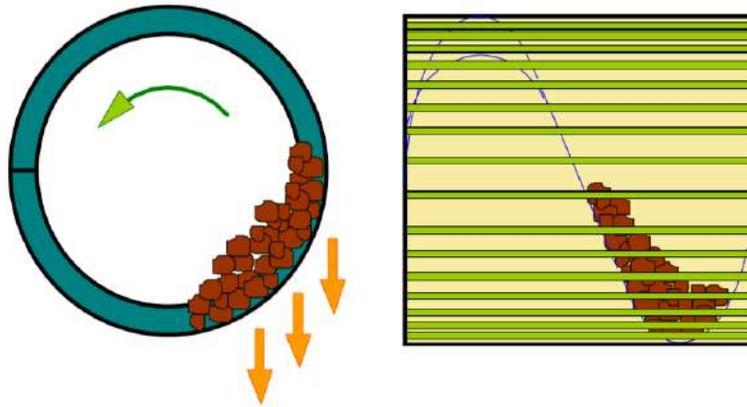


Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

e) **Los separadores de tambor**, utilizan un tambor cilíndrico, formado por redondos metálicos suficientemente espaciados, animado de un lento movimiento de rotación. En su interior una guía de forma helicoidal obliga al conjunto a desplazarse a lo largo del cilindro haciendo que

la tierra disgregada caiga entre las barras recogiendo las patatas al final del cilindro, tal y como se puede visualizar en la **Figura 2-13**.

Figura 2-13
Arrancadora de Tambor.



Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

Para reducir el tiempo de recolección manual de los tubérculos es usual adaptar a las máquinas simples un dispositivo alineador constituido bien por una pantalla, por una criba o por una cinta sin fin, que deja la cosecha alineada sobre el terreno. (Imgoldaracena, 2016)

2.5.2 Máquinas Combinadas

Son aquellos equipos que a la vez realizan más de una de las labores que integran la recolección.

En base al sistema de accionamiento, éstas se clasifican en:

- a) **Máquinas Semi-suspendidas**, son aquellos casos en los cuales la maquinaria se encuentra unida a la barra de tiro o al elevador de tipo hidráulico, recibiendo el accionamiento partiendo de la toma de fuerza del tractor.
- b) **Máquinas Suspendidas**, son aquellos casos en los que la maquinaria se encuentra totalmente soportada a través del elevador hidráulico y el accionamiento se ejecuta desde la toma de fuerza del tractor.

c) **Máquinas Automotrices**, este tipo de maquinarias está compuesta de mecanismos más complejos, los cuales se caracterizan por poseer mayores índices de eficiencia y creadas con el fin de ser accionadas mediante un vehículo capaz de proveer aspectos difíciles de conseguir a partir de otros modelos.

Las máquinas combinadas poseen dimensiones bastante grandes, existen en versiones semi-suspendidas que se accionan a través del punto de potencia del tractor y en versión automotriz y permiten recoger dos o tres líneas o surcos simultáneamente.

De forma general, los principales elementos constituyentes de una recogedora combinada son:

- **Un rodillo rompe-terrones**, que consiste en un rulo en forma de diábolo, colocado delante de la reja que, además de asegurar la conducción de la máquina, aplasta los terrones. En la **Figura 2-14** puede observarse una máquina de este estilo.

Figura 2-14

Rodillo Rompe - Terrones.



Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

- **Uña de cuchilla del tipo plano triangular o curvado**, puede elevarse o bajarse mecánica o hidráulicamente, para poder adaptar el corte a las características del cultivo. En ocasiones lleva a cada lado sendas cuchillas circulares y que sirven para cortar lateralmente los caballones y evitar pérdidas de patatas cuando se eleva el prisma de tierra.

- **Uñas cribas transportadoras**, que, situadas inmediatamente después de la cuchilla, dotadas de un sistema de sacudida facilitan la evacuación de la tierra. En la **Figura 2-15** puede observarse este mecanismo en funcionamiento.

Figura 2-15
Cribas Transportadoras.



Fuente: (Imgoldaracena, 2016).

- **Un separador de plantas** que evacua los tallos, raíces y hojas de las plantas dejándolas caer por la parte de atrás de la máquina.
- **Un elevador** que hace que los tubérculos mezclados con los terrones y las piedras que no han podido pasar entre las cribas lleguen a un tapiz pre-clasificador.
- **Una cinta pre-clasificadora**, con inclinación regulable, que utiliza la diferencia de forma, de densidad y de rozamiento de las patatas con las piedras y terrones, de forma que éstos son arrastrados y dejados caer, mientras que las patatas ruedan y caen sobre un tapiz.
- **El tapiz de escogido** permite la selección manual, sobre el que se desplaza una cierta cantidad de tierra y piedras mezcladas con los tubérculos. Hay modelos de máquinas que realizan una selección mecánica, la cual, aunque elimina muchas impurezas, requiere una última revisión manual. Una vez realizada la limpieza, la cosecha puede enviarse mediante un elevador hasta un remolque que circula con la recogedora, o a una tolva colocada sobre

la recogedora, dotada de un dispositivo hidrostático para su descarga por basculación, tal y como se observa en la **Figura 2-16**. (Imgoldaracena, 2016).

Figura 2-16
Recogedoras Combinadas.



Fuente: (Imgoldaracena, 2016)

2.6. Motocultivador O Motocultor.

El motocultor también es considerado como un tractor pequeño de un solo eje, que se maniobra a pie mediante unos brazos metálicos largos que se denominan manceras, al que se le pueden acoplar diferentes implementos agrícolas, del mismo modo como se hace en los tractores.

Los motocultores utilizan motores monocilíndricos, que son refrigerados con líquido refrigerante y/o aire. Normalmente los motores utilizados son a diésel de cuatro tiempos, con potencias entre 10 a 20 CV y una cilindrada entre 250 a 996 cm³, con un régimen de funcionamiento máximo entre 1800 y 3800 rev./min. Los equipos de menos de 10 CV son normalmente utilizan motores a gasolina y/o eléctricos.

2.6.1 Tipos De Motocultor Según Tipo De Combustible

2.6.1.1 Motocultor A Gasolina

Es el más popular y considerado el más eficaz, puede ser de dos o cuatro tiempos. Generalmente son usados para trabajos superficiales en pequeños o medianos terrenos. Son un

poco más complejos de manejar que los otros tipos de **motocultores**. El arranque es más sencillo que en el caso del diésel.

Figura 2-17
Motocultor a Gasolina



Fuente: (Maquinas, 2019)

2.6.1.2 Motocultor A Diesel

Es muy parecido al anterior, generalmente más costoso y no tan popular. Es indicado para grandes terrenos. En estos modelos es muy importante estar pendiente que no entre agua al motor.

Figura 2-18
Motocultor a Diesel



Fuente: (Maquinas, 2019)

2.6.1.3 Motocultor Electrico

Ideales para espacios reducidos, tienen una configuración más amigable con menor vibración y ruido. Son los más económicos.

Figura 2-19
Motocultor Electrico



Fuente: (Maquinas, 2019)

Figura 2-20
Motocultor con Remolque



Fuente: (Maquinas, 2019)

2.7. Conceptos Básicos Para Selección De Materiales

2.7.1. Engranajes Rectos

Un engranes es un elemento mecánico que resulta bastante útil para la transmisión de torque y velocidad angular en diferentes tipos de aplicaciones. Así mismo, son diversos los tipos de engranes que se ofrecen comercialmente, donde uno de los más prácticos y simples es el engrane recto, el cual es comúnmente diseñado cuando se requiere operar sobre un sistema basado en ejes situados en paralelo y con dientes dispuestos de forma paralela con respecto a las líneas del centro de los diferentes ejes. (Norton, 2011, pág. 543)

2.7.1.1 Nomenclatura Del Diente Del Engrane

Sobre la **Figura 2-18** es claro evidenciar dos dientes de un engrane, nominado con sus respectivos términos estandarizados, como por ejemplo el círculo de paso y el círculo base. Por su parte, la totalidad de la altura de un diente es definida como el adendum, es decir, que es agregado, y el dedéndum, es decir, que es extraído; ambos parámetros son referenciados a partir del círculo de paso nominal.

En términos generales, el dedéndum tiende a ser ligeramente de mayor dimensión que el adendum, esto con la finalidad de ofrecer cierta holgura entre el tope de un diente acoplado y la parte inferior del espacio entre dientes del otro engrane, es decir, que exista cierta holgura entre el círculo de adendum y el círculo de dedéndum. Por otro lado, la profundidad de trabajo del diente del engrane es dos veces el adendum, mientras que la profundidad total termina siendo la sumatoria entre el adendum y el dedéndum.

En cuanto al espesor del diente, éste es medido sobre el círculo de paso, correspondiendo en que el ancho del espacio del diente tiende a ser ligeramente mayor que el espesor del siguiente, siendo la holgura el diferencial entre estos dos valores.

Otro aspecto a considerar es que el ancho de la cara perteneciente a un diente es medido de manera longitudinal con respecto al eje del engranaje.

Por último, es preciso definir el paso circular como la longitud correspondiente al arco sobre el círculo de paso, el cual se mide desde un punto específico que se encuentre sobre uno de los dientes hasta un punto que análogamente se encuentre sobre el diente que le sigue, por lo cual, a partir del paso circular es posible definir el tamaño del diente. (Norton, 2011, pág. 552)

El paso circular p_c se define de la siguiente manera:

$$p_c = \frac{\pi d}{N} \quad (1)$$

De la ecuación anterior d = diámetro de paso y N = número de dientes. De manera análoga, el paso del diente es medido sobre la trayectoria de la circunferencia correspondiente al círculo base y es denominado paso de base p_b .

$$p_b = p_c \cos \phi \quad (2)$$

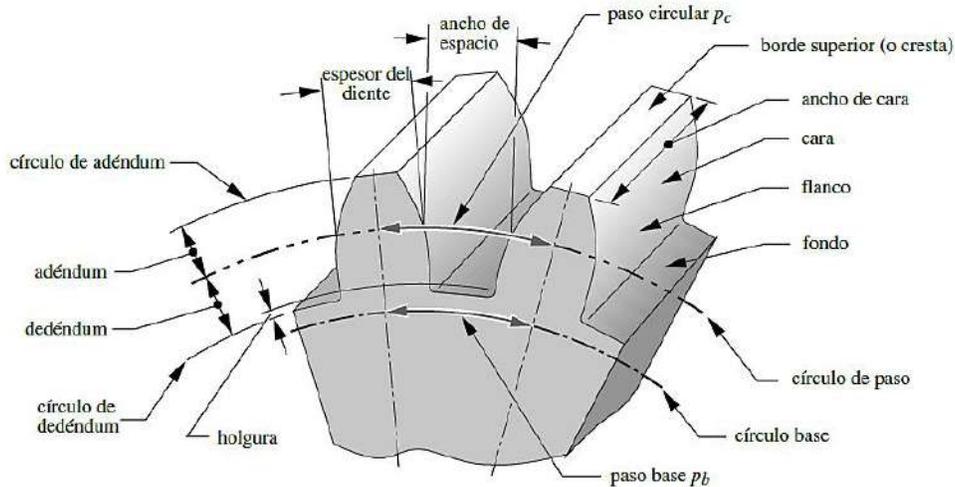
Las unidades de p_c son pulgadas o milímetros. Una forma más conveniente para definir el tamaño del diente es relacionarlo directamente con el diámetro d del círculo de paso, en vez de su circunferencia. El diámetro de paso p_d es:

$$p_d = \frac{N}{d} \quad (3)$$

En este caso, el diámetro de paso p_d se expresa en número de dientes por pulgada. En la **Figura 2-18** es posible observar la nomenclatura del diente del engrane.

Figura 2-21

Nomenclatura del Diente del Engrane.



Fuente: (Norton, 2011, pág. 552)

2.7.1.2. Esfuerzos En Engranés Rectos

Existen dos modalidades de fallas que comúnmente sufren los dientes de los engranes, el primero corresponde a la fractura por fatiga, la cual es producida por la acción de los diferentes esfuerzos de flexión a los que son sometidos los engranes en la raíz del diente; por su parte, el segundo corresponde a la fatiga superficial que, por supuesto, ocurre sobre la superficie del diente. Al momento de proceder a las labores de diseño de engranes, estas dos modalidades de falla deben ser verificadas. (Norton, 2011)

2.7.1.3. Esfuerzos De Flexión

En el año de 1892, W. Lewis desarrolló lo que hoy en día se conoce como la Ecuación de Lewis, la cual es considerada como la primera relación matemática útil posible de aplicar cuando se requiere estimar los esfuerzos de flexión que sufre un determinado diente de engrane. Para deducirla, le bastó con reconocer que un diente de engrane puede ser considerada como una viga en voladizo cuya sección crítica se encuentra en la raíz. Es entonces, a partir de la ecuación del esfuerzo de flexión correspondiente a una viga en voladizo, se terminó deduciendo la siguiente

ecuación:

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{FY} \quad (4)$$

De la cual W_t corresponde a la fuerza tangencial que actúa sobre el diente, p_d corresponde con el diámetro de paso, mientras que F corresponde con el ancho de la cara y Y termina siendo un factor de tipo geométrico adimensional, el cual se definió y que actualmente se conoce como el factor de forma de Lewis.

Hoy en día la ecuación de Lewis no es comúnmente implementada en su estructura original, sin embargo, corresponde a la base fundamental sobre la cual se forma una versión mucho más moderna como, por ejemplo, la versión que definió la AGMA basada en los trabajos de Lewis y muchos otros autores.

La ecuación desarrollada por la AGMA referente a los esfuerzos de flexión difiere un poco dependiendo del sistema de unidades que se desee emplear, esta ligera diferencia se debe básicamente a la relación entre el paso diametral y el módulo. (Norton, 2011, pág. 572).

Para la realización de los cálculos del esfuerzo de flexión es conveniente emplear la ecuación en la cual este contenido el módulo.

$$\sigma_b = \frac{W_t \cdot K_a \cdot K_m}{F \cdot m \cdot J \cdot K_v} K_s \cdot K_B \cdot K_I \quad (5)$$

En este caso, los valores correspondientes al factor K son una especie de modificadores que se implementan con el fin de tomar en cuenta diferentes condiciones y escenarios. Ahora bien, en lo que se refiere a los términos empíricos que constituyen la ecuación número 5, corresponden de la siguiente manera:

J: Factor geométrico de resistencia a la flexión, este factor es calculado a través de la

implementación de un algoritmo bastante complejo, el cual fue previamente definido en la normativa AGMA 908-B89.

K_v : Factor dinámico.

K_m : Factor de distribución de carga.

K_a : Aplicación del factor de carga.

K_s : Factor de tamaño.

K_B : Factor de espesor del aro.

K_I : Factor de un engrane loco.

2.7.1.4. Esfuerzos Superficiales.

En el momento en el que se encuentran acoplados, los dientes de engranes sufren una combinación entre rodadura y deslizamiento, todo esto justamente sobre el punto de contacto. Por su parte, sobre el punto de paso, el movimiento relativo es de rodadura pura. En este caso, es comúnmente empleada como base para estructurar la fórmula correspondiente a la resistencia contra el picado de la AGMA, dicha relación posee la siguiente forma:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_m}{F \cdot I \cdot d \cdot C_v}} C_s \cdot C_f \quad (6)$$

De la ecuación anterior, se conoce que W_t corresponde con la fuerza tangencial sobre el diente, d corresponde con el diámetro de paso del engrane de menor dimensión si se compara los dos engranes acoplados; por otro lado, F viene a ser el ancho de la cara, mientras que I termina siendo el factor geométrico superficial de resistencia al picado el cual es adimensional. Por último, C_p corresponde al coeficiente elástico, el cual toma en cuenta las diferencias de las constantes tanto del material del engrane como del material del piñón. En cuanto a los factores C_a , C_m , C_v y C_s son

equivalentes, respectivamente, a K_a , K_m , K_v y K_s , tal y como fue definido previamente en la ecuación número 5 de esfuerzo a la flexión.

2.7.2. Ejes

Este tipo de elementos mecánicos son útiles cuando se desea transmitir potencia, comúnmente estos se encuentran sometidos durante su vida útil operativa a una serie de cargas combinadas de torsión, flexión y cargas axiales; generalmente, se les denomina árboles a aquellos ejes que operan en ausencia de esfuerzos de torsión. Es buena práctica, que siempre que sea posible, los distintos elementos encargados de transmitir potencia como poleas, engranajes, volantes, entre otros, sean instalados en las cercanías de los apoyos. (Hori, 2013, pág. 85)

2.7.2.1. Cálculo De Ejes

Las labores correspondientes al diseño del eje engloban principalmente lo correspondiente a determinar el diámetro de diseño del eje, con lo cual se busca garantizar tanto la rigidez como la resistencia al momento en el que el eje se encuentre transmitiendo la potencia para la cual fue diseñado, es decir, al momento en el que se somete al eje a los distintos escenarios de carga y de operatividad.

Por lo general, los ejes son de sección transversal de tipo circular, ya sean, macizos o huecos; en el caso de que los ejes sean diseñados en materiales de aceros dúctiles, estos son evaluados y analizados mediante la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo, mientras que, en el caso de materiales un poco más inconsistentes o frágiles, éstos se deberían diseñar a través de la Teoría del Esfuerzo Normal Máximo. Al presentarse algún tipo de tensión anormal debido a la concentración de tensiones que puedan aparecer por la presencia sobre el eje de un chavetero, la normativa indica que se debe disminuir alrededor de un 25 por ciento la tensión de corte máxima

permisible. (Organizacion Internacional de Normalizacion (ISO 12737), 1999)

En cuanto al cálculo de la tensión de corte que sufre un eje que se encuentra sometido a esfuerzos de flexión y torsión, puede realizarse al apoyarse sobre la relación dada por:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (7)$$

Donde:

- El esfuerzo cortante de torsión para ejes macizos.

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (8)$$

- El esfuerzo de flexión para ejes macizos.

$$\sigma_x = \frac{Mr}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (9)$$

- Esfuerzos axiales (compresión - tracción).

$$\sigma_e = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (10)$$

El Cálculo del diámetro “d” para un eje macizo con carga axial diminuta o igual a cero se realiza con la siguiente ecuación conforme a la norma (Instituto Nacional Estadounidense de Estandares - Sociedad Americana de Ingenieros Mecanicos (ANSI ASME B106.1), 1995).

$$d^3 = \frac{16}{\pi \sigma_p} \sqrt{(C_f M)^2 + (C_t T)^2} \quad (11)$$

Donde: τ_{xy} : esfuerzo cortante de torsión, M : momento flector, T : momento torsor, τ_{max} : tensión de corte máxima, σ_x : tensión de flexión, C_f : factor de choque y fatiga, aplicado sobre el momento de flexión, C_t : factor de choque y fatiga, aplicado sobre el momento de torsión, σ_f : esfuerzo de

flexión, σ_e : esfuerzo axial, tanto de tensión como de compresión. (Hori, 2013)

2.7.3. Selección De Rodamientos

Para el procedimiento correspondiente a la selección de las dimensiones de diseño indicadas que debe poseer el rodamiento está relacionada con las magnitudes de las cargas aplicadas, tanto estáticas como dinámicas, así como de la vida de fatiga requerida.

2.7.3.1. Valor De La Carga Dinámica Básica “C”

Diferentes ensayos detallados realizados por los diferentes fabricantes de rodamientos, tomando como base una serie de teorías sólidas, prueban que lo relacionado a la vida a la fatiga L_{10} de rodamientos compuestos por elementos rodantes resulta inversamente proporcional a la carga elevada a la potencia 3 para rodamientos de bolas, mientras que para rodamientos de rodillos resulta inversamente proporcional a la carga elevada a la potencia 10/3. Estas relaciones se expresan como:

- Cojinete de bolas:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (12)$$

- Cojinete de rodillos:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad (13)$$

En este caso L_{10} corresponde a la vida a la fatiga, la cual se expresa en millones de revoluciones, por su parte, P corresponde con la carga constante aplicada y, por último, C corresponde al valor de carga dinámica básica para un rodamiento determinado, el cual se define previamente según los fabricantes y posteriormente se publica en catálogo de acuerdo a cada tipo de rodamiento.

2.7.3.2. Valor De La Carga Estática Básica “ C_0 ”

Es probable que exista algún tipo de deformación de tipo permanente sobre los rodillos y bolas de los rodamientos, inclusive al ser sometidos a cargas relativamente pequeñas, motivado a que éstos se someten a esfuerzos muy elevados si se compara con el área de contacto. Respecto al límite de carga, éste se define como aquella carga que deformará permanentemente tanto la pista como el rodillo, indiferentemente el punto de contacto siempre que corresponda a 0,0001 veces el diámetro d del elemento rodante. La presencia de deformaciones mayores trae como consecuencia el aumento de ruido y vibración, al mismo tiempo que conducen a la formación de fracturas que promuevan una falla por fatiga temprana. (Norton, 2011)

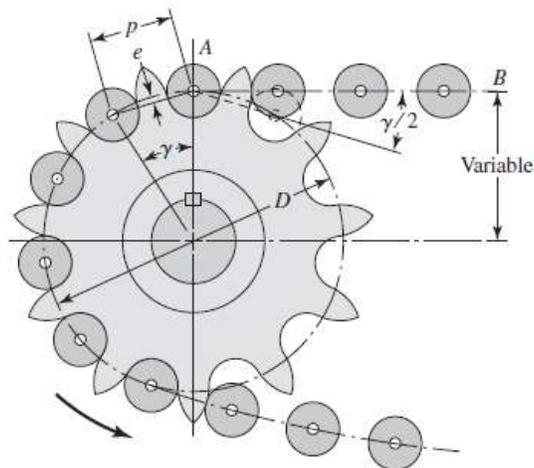
2.7.4. Cálculo Y Selección De Cadena

Dentro de las características elementales que presentan las transmisiones de cadena, destaca el hecho de que no existe desplazamiento ni arrastre, son de larga vida útil, y tienen la capacidad de transmitir potencia hacia diferentes ejes partiendo de un solo eje motriz.

En la **Figura 2-22** se muestra una catalina que provee potencia a una cadena y que gira en sentido antihorario.

Figura 2-22

Acoplamiento de una Cadena a una Catalina.



Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 876)

Si se define p como el paso de la cadena, D como el diámetro de paso de la catalina y, por último, γ como el ángulo de paso, es posible aplicar la trigonometría desprendida de la **Figura 2-22** para determinar que:

$$\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{p/2}{D/2} \quad \text{o} \quad D = \frac{p}{\sin(\gamma/2)} \quad (14)$$

Debido a que $\gamma = 360^\circ/N$, de lo cual N viene a ser el número de dientes que posee la catalina, la ecuación número 14 posee la siguiente estructura:

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (15)$$

La velocidad de la cadena se expresa con la letra V y es definida como la longitud recorrida medida desde el centro de los rodillos de la cadena acoplada a la catalina en una unidad de tiempo. De esto se deriva que es posible expresar velocidad de la cadena en pies por minuto de la siguiente manera:

$$V = \frac{N \cdot p \cdot n}{12} \quad (16)$$

Donde:

N : número de dientes de la catalina.

p : paso de catalina, pulg.

n : velocidad de la catalina, rpm.

- La velocidad máxima de salida de la cadena es posible de determinar a través de:

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot n \cdot p}{12 \sin(\gamma/2)} \quad (17)$$

- La velocidad de salida mínima sobreviene en un diámetro d , el cual es menor que D .

Implementando la relación geométrica de la **Figura 2-22**, se obtiene:

$$v_{min} = \frac{\pi dn}{12} = \frac{\pi np \cos(\gamma/2)}{12 \sin(\gamma/2)} \quad (18)$$

Ahora, sustituyendo $\gamma/2 = 180^\circ/N$ e implementando las ecuaciones número 17 y 18, se obtiene una variación de la velocidad que presenta el siguiente aspecto:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{v_{max} - v_{min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\sin(180^\circ/N)} - \frac{1}{\tan(180^\circ/N)} \right] \quad (19)$$

Comúnmente, esta velocidad es denominada variación cordal de velocidad.

La resistencia a la fatiga de las placas del eslabón es quien demarca la capacidad a velocidades relativamente bajas. En el caso de una cadena de una sola hilera, la potencia nominal H_1 es:

$$H_1 = 0.004 N_1^{1.08} n_1^{0.9} p^{(3-0.07p)} \text{ hp} \quad (20)$$

Por su parte, la potencia nominal H_2 , demarcada por los rodillos, es:

$$H_2 = \frac{1000 K_r N_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \text{ hp} \quad (21)$$

Donde:

N_1 : número de dientes en la Catalina menor.

n_1 : velocidad de la Catalina, rpm

p : paso de la cadena, pulg.

K_r : 29 para números de cadena 25, 35; 3.4 para cadena 41; y 17 para cadenas 40-240.

El valor tabulado de $H_{tab} = \min(H_1, H_2) \text{ hp}$, será útil para determinar la potencia permisible H_a .

La distancia entre centros D se determina mediante la ecuación:

$$A = \frac{(N_1 + N_2)}{2} - \frac{L}{p} \quad (22)$$

Luego se reemplaza en la ecuación:

$$D = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (23)$$

La potencia permisible H_a se determina a través de:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (24)$$

Donde:

K_1 : factor de corrección para un número de dientes distinto de 17

K_2 : corrección por número de hileras

La potencia debe ser transmitida, H_d , es calculada a partir de:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (25)$$

Donde:

H_{nom} : potencia nominal

K_s : factor de servicio sugerido

n_d : factor de diseño.

2.7.5. Esfuerzos En Elementos Sencillos De Maquinas

2.7.5.1. Brazos Laterales Y Cuchilla

Una maquinaria se encuentra conformada por una cantidad de elementos sencillos, donde estos elementos pueden ser definidos como todo lo relacionado a aquellas piezas sencillas o elementales, las cuales, al ser debidamente acopladas, conforman toda una maquinaria completa y

en correcto funcionamiento. (Hori, 2013).

Para la selección del material de los elementos que constituyen el implemento; se calcularán las cargas y esfuerzos que actúan en estos elementos, empleando las siguientes ecuaciones:

$$E = 2.1 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}, \text{ módulo de Young}$$

$$\tau = \frac{F}{A}, \text{ esfuerzo cortante directo.}$$

$$I = \frac{ba^3}{12}, \text{ momento de inercia, } a \text{ y } b \text{ son los lados de la sección transversal}$$

$$M = \frac{Fl}{4}, \text{ momento flector, } l \text{ es la longitud del brazo o soporte de la cuchilla.}$$

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I}, \text{ esfuerzo de flexión, donde } c = a/2$$

2.7.6. Soldadura Y Diseño De Uniones Permanentes.

Durante el diseño y fabricación de piezas, la soldadura se presenta como una técnica que permite adaptar la morfología según la función que debe cumplir la pieza fabricada. Tanto para la fabricación como para el ensamblaje, generalmente existen buenas razones para considerar el proceso de soldadura durante los trabajos de diseños preliminares. En el caso específico referente a que se requieran unir secciones delgadas, la selección del método apropiado puede conllevar a una serie de ahorro de costos bastante considerables. (Budynas & Nisbett J., 2012)

2.7.6.1. Soldaduras A Tope Y De Filete

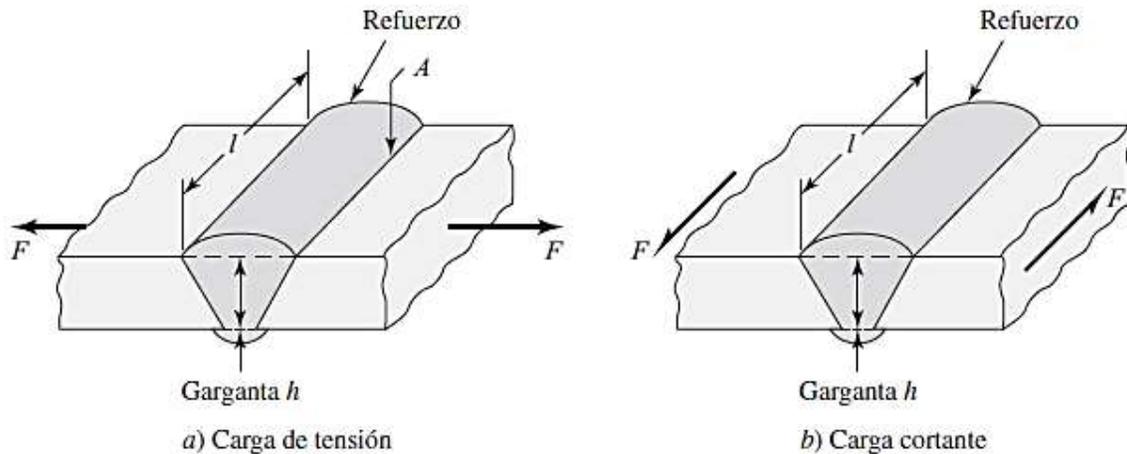
En la **Figura 2-23** se observa de manera gráfica un trabajo de soldadura sobre una ranura tipo V, la cual se encuentra sometida a una carga de tensión F. Para el caso de cargas, ya sea de tensión o de compresión, el esfuerzo normal se puede calcular a través de:

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (26)$$

De la relación anterior se desprende que h corresponde con la garganta de la soldadura y l

corresponde con la longitud de la soldadura. Cabe destacar que el valor de h no incluye el refuerzo; éste puede ser deseable, pero varía un poco y produce concentración de esfuerzo sobre el punto A mostrado en la **Figura 2-23**. En el caso de que existan cargas de fatiga, es considerado un buen correctivo práctico la realización de trabajos de maquinado o esmerilado sobre el refuerzo.

Figura 2-23
Unión a Tope Típica.



Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 456)

El esfuerzo promedio en una soldadura a tope correspondiente a cargas cortantes se encuentra dado por:

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (27)$$

2.7.6.2. Esfuerzos En Uniones Soldadas Sujetas A Torsión

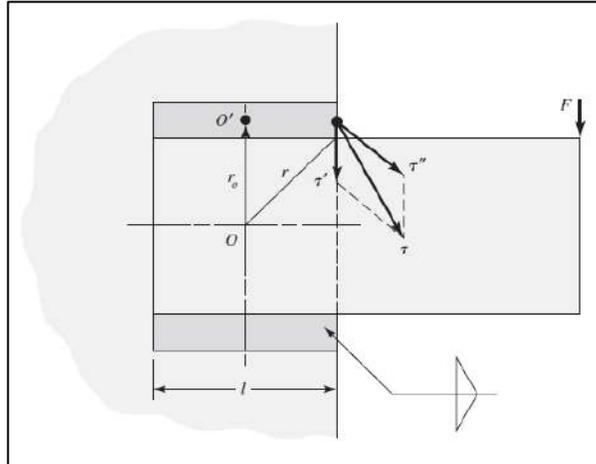
En la **Figura 2-24** se muestra de manera gráfica un voladizo cuya longitud se corresponde con l y que se encuentra soldado sobre una columna rígida a través de un par de soldaduras de tipo filete. Las reacciones concentradas sobre el soporte de cualquier voladizo siempre van a consistir en fuerzas cortantes V y en momentos M . La fuerza cortante produce un esfuerzo cortante primario sobre las soldaduras.

$$\tau' = \frac{V}{A_w} \quad (28)$$

De la cual A_w corresponde con el área de la garganta de todas las soldaduras.

Figura 2-24

Conexión de Momento de Este Tipo Produce Torsión.



Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 460)

El momento sobre el soporte genera un esfuerzo cortante secundario o una torsión sobre las soldaduras, y este esfuerzo se encuentra dado por la siguiente relación:

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad (29)$$

Donde r corresponde a la distancia que va desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto sobre la soldadura de interés, y J corresponde al segundo momento polar de inercia sobre el área del grupo de soldaduras con respecto del centroide del grupo.

Luego para calcular el esfuerzo resultante se asumirá la siguiente relación:

$$\tau_R = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (30)$$

Donde, τ_R : Es el esfuerzo resultante.

CAPÍTULO III ALTERNATIVAS DE DISEÑO

3.1. Fases Del Diseño

El diseño de máquinas consta de una serie de etapas, como son:

- **Comprensión de la Solicitud:** Se refiere a la fase inicial, en la cual se busca comprender las necesidades definiendo las características del producto a diseñar.
- **Concepto de Solución:** En esta etapa se busca obtener el principio o principios ingenieriles que se tomarán en cuenta en las labores correspondientes a los procedimientos, cálculos, bosquejos y prototipos del producto que se pretende diseñar.
- **Elaboración del Proyecto:** Esta fase consiste en llevar a cabo las labores de cálculos correspondientes a cada una de las piezas involucradas; en este caso, se tendría a disposición un plano preliminar y un listado de todas las piezas correctamente identificadas.
- **Elaboración de Detalles:** En esta etapa final es donde se conseguirán obtener todos los planos a detalle, los cuales son de vital importancia para la correcta fabricación e instalación de la máquina, es decir, esta es la etapa correspondiente a la ingeniería de detalle.

3.2. Comprensión De La Solicitud

En esta fase del diseño es el inicio donde se hace una descripción del problema a solucionar. El problema debe asumirse de forma crítica, se debe utilizar la información disponible, que muchas veces es deficiente y confusa.

3.3. Lista De Exigencias

Es una colección de exigencias donde se toma un punto de objetivo y neutral frente a la

propuesta de solución del problema. Las exigencias pueden definirse planteando una serie de interrogantes, como pueden ser:

¿Qué finalidad tiene que satisfacer la solución?

¿Qué propiedades debe tener esta solución?

¿Qué propiedades no debe tener esta solución?

Se debe tener indicaciones de las cantidades y cualidades que se necesitan para diseñar la máquina.

De igual forma, deben ser ordenadas las exigencias sobre las cuales se colocarán los requerimientos principales y las características del objeto que se requiere diseñar. En la **Tabla 3.1**, se puede detallar la lista de exigencias correspondiente a la presente investigación.

3.4. Elaboración Del Concepto Óptimo

3.4.1. Abstracción: Caja Negra

Lo relacionado a una función o función total se puede simbolizar a través de lo que se conoce como una caja negra o Black-Box, para lo cual se toma en consideración un total de tres elementos de entrada y un total de tres elementos de salida tales como señales, energía y materia. Toda máquina o equipo se puede relacionar por medio de una función total a través de una caja negra donde sucede una transformación denominada Proceso Técnico; posteriormente, ocurre el entendimiento y reconocimiento de la transformación que debe pasar en la caja negra, lo cual llega a ser lo más importante si se quiere lograr una solución exitosa de la problemática presentada.

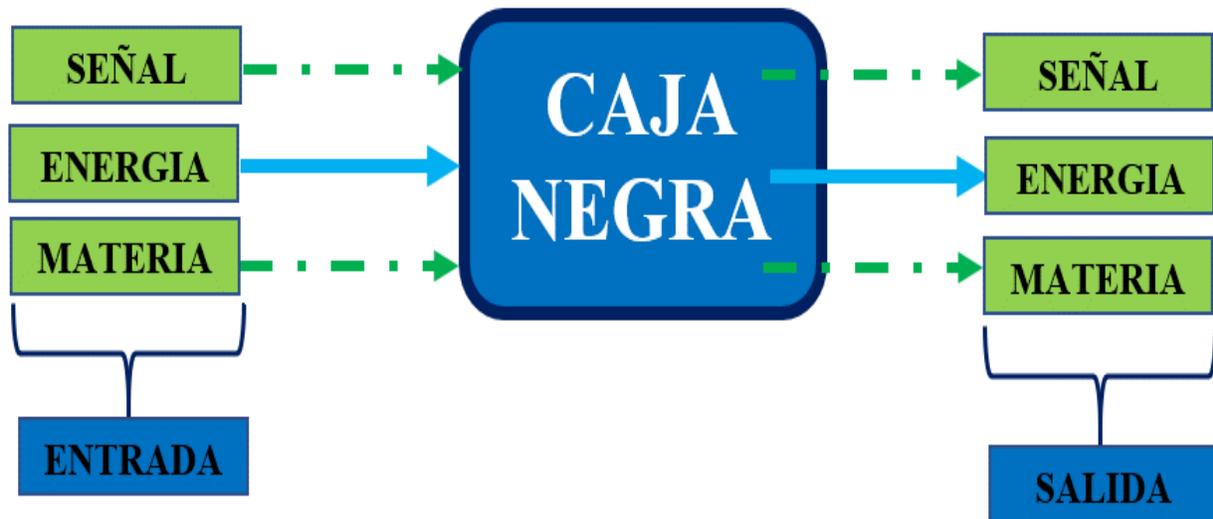
En la **Figura 3-1** se muestra el flujo de funcionamiento (caja negra) del módulo a fabricar.

Tabla 3.1
Lista de Exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 3
PROYECTO: "Diseño y Fabricación de una Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil con Una Capacidad de 2500 kg/h"			Edición: Rev. 1.
			Fecha:
PROPIETARIO: Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco.			Revisado: A.M.S
			Elaborado: O.E.L/E.Y.M.Q
FECHA (CAMBIO)	DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCIÓN	RESPONSABLE
12/10/2016	E	<p>Función Principal:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Arrancar la planta de la papa de un huacho o camellón de 40 a 70 cm de ancho. ▪ La producción de la cosecha de papa deberá alcanzar los 2500 kg/h. ▪ La red de tamiz del implemento deberá separar las papas del suelo y colocarlas en una hilera individual. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Materia Prima:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ La materia prima empleada será únicamente papa en sus diferentes variedades. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Cinemática:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ La velocidad del implemento debe ser constante y deberá seguir la dirección del huacho o camellón a ser cosechado. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Energía:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Se utilizará la transmisión de la energía mecánica de la toma fuerza de un motocultor. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Señales:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Estará Provista de señales informativas de acople al motocultor, regulado de la cuchilla y regulado del tamiz. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Seguridad:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Contará con señales de advertencia colocadas en lugares visibles del implemento. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Fabricación:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Este implemento podrá ser fabricado en cualquier taller del país que cuente con personal capacitado, los materiales a usar estarán disponibles en la industria metalmecánica. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Montaje y Transporte:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ El implemento será de fácil montaje, desmontaje y transporte. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Uso:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ El implemento será accionado por un motocultor. ▪ El implemento se utilizará en distintos tipos suelos ya sean planos y/o ondulados 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	E	<p>Mantenimiento:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Piezas fácilmente reemplazables y de fácil fabricación. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	D	<p>Costo:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Aminorar el costo que demandaría la adquisición (importación) de este implemento agrícola. 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	D	<p>Plazos:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ El Proyecto deberá culminar 15/04/2019 	O.E.L/E.Y.M.Q
12/10/2016	D	<p>Ergonomía:</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ La máquina deberá tener dimensiones apropiadas para facilitar la manipulación. 	O.E.L/E.Y.M.Q

Fuente: Elaboración propia

Figura 3-1
Flujo de Funcionamiento



Fuente: Elaboración propia

▪ **ENTRADA**

Material

- Tubérculo de papa listo para la cosecha

Energía

- Energía mecánica de la toma fuerza de un motocultor.
- Energía humana para operar el motocultor.

Señales

- Señales visuales para el arrancado de la papa.
- Señal manual de encendido del motocultor con manivela de arranque
- Señal manual de operación del motocultor.

▪ **SALIDA**

Material

- Arrancado y tendido de la papa sobre la tierra.
- Pequeño porcentaje de papas dañadas por el arrancado de la papa.

Energía

- Energía como ruido, movimiento, vibraciones y calor.

Señales

- Señales visuales para recojo de la papa.

3.5. Estructura De Funciones

3.5.1 Funciones Parciales

Cada pieza de una máquina contribuye a la transformación total ejerciendo una función (parcial) dentro de ella, es decir, todo equipo o máquina están hechos de funciones parciales y son las piezas los portadores de esas funciones. La función total que representa a la máquina se puede dividir en la mayoría de los casos en un número de partes que pueden estar en serie o en paralelo estas partes se llaman funciones parciales. Por lo tanto, el diseñar una máquina es reconocer las funciones parciales que ocurren en ella para producir la transformación deseada.

A continuación, describiremos las funciones parciales que fueron identificados y aplicados para hallar una solución óptima:

1. **Recepción de potencia.** La potencia necesaria para operar la maquina proviene de motor de combustión interna, la cual este módulo no lo contempla. Se debe analizar la disposición, ubicación y elementos de transmisión requeridos de manera que sea lo más conveniente para su funcionabilidad, acoplamiento y transporte.
2. **Transmisión de potencia.** La potencia debe transmitirse a un mecanismo que deberá separar las papas de una mezcla papas- tierra, disgregando la tierra sin dañar el tubérculo.
3. **Corte del prisma de tierra.** La máquina debe cortar el prisma de tierra que contiene el tubérculo, lo suficientemente profundo para cosecharlo en su totalidad y no generar daño en las papas cosechadas.
4. **Traslado de la masa al separador.** Realizado el corte, esta masa deberá de trasladarse al mecanismo que separará las papas de la tierra.
5. **Selección de la papa.** El mecanismo debe contener a las papas y filtrar la tierra.

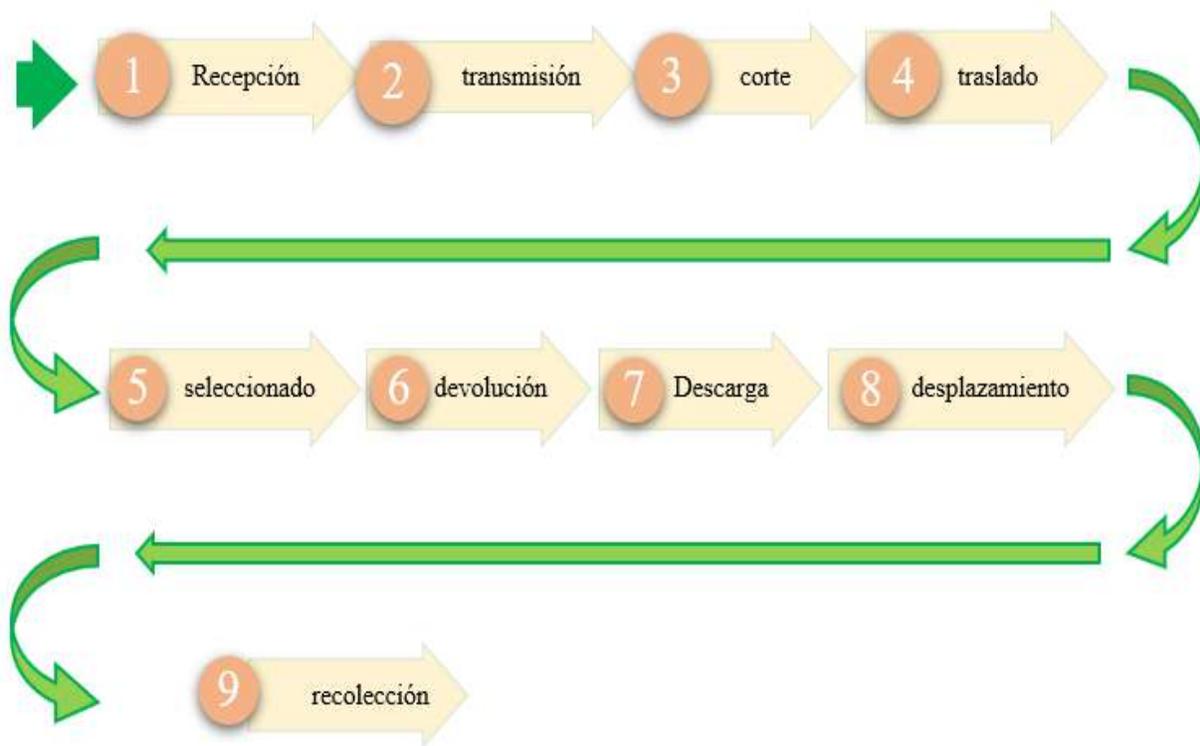
6. **Devolución de tierra.** De la mezcla que ingresa al mecanismo separador, la tierra no se almacena y debe ser devuelta al suelo, manteniendo los tubérculos separados para una fácil recopilación.
7. **Descarga de la papa.** La papa seleccionada debe ser trasladada o apartada para su recolección.
8. **Desplazamiento del Módulo.** El módulo debe tener una manera de deslizarse por las zonas de cosecha puesto que requiere un fácil traslado para su correcto funcionamiento y maniobrabilidad.
9. **Recolección del tubérculo.** El tubérculo cosechado se recoge y almacena.

3.5.2 Fases Del Proceso Que Realizará La Máquina

Las fases del proceso que realizara la maquina se detalla en la **Figura 3-2**.

Figura 3-2

Flujo Procesos de la Maquina.



Fuente: Elaboración propia.

3.5.3 Variantes De Las Funciones Parciales Para Encontrar La Solución Óptima.

Figura 3-3

Opción Numero 01.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3-4

Opción Numero 02.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3-5

Opción Numero 03.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3-6

Opción Numero 04.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3-7

Opción Numero 05.



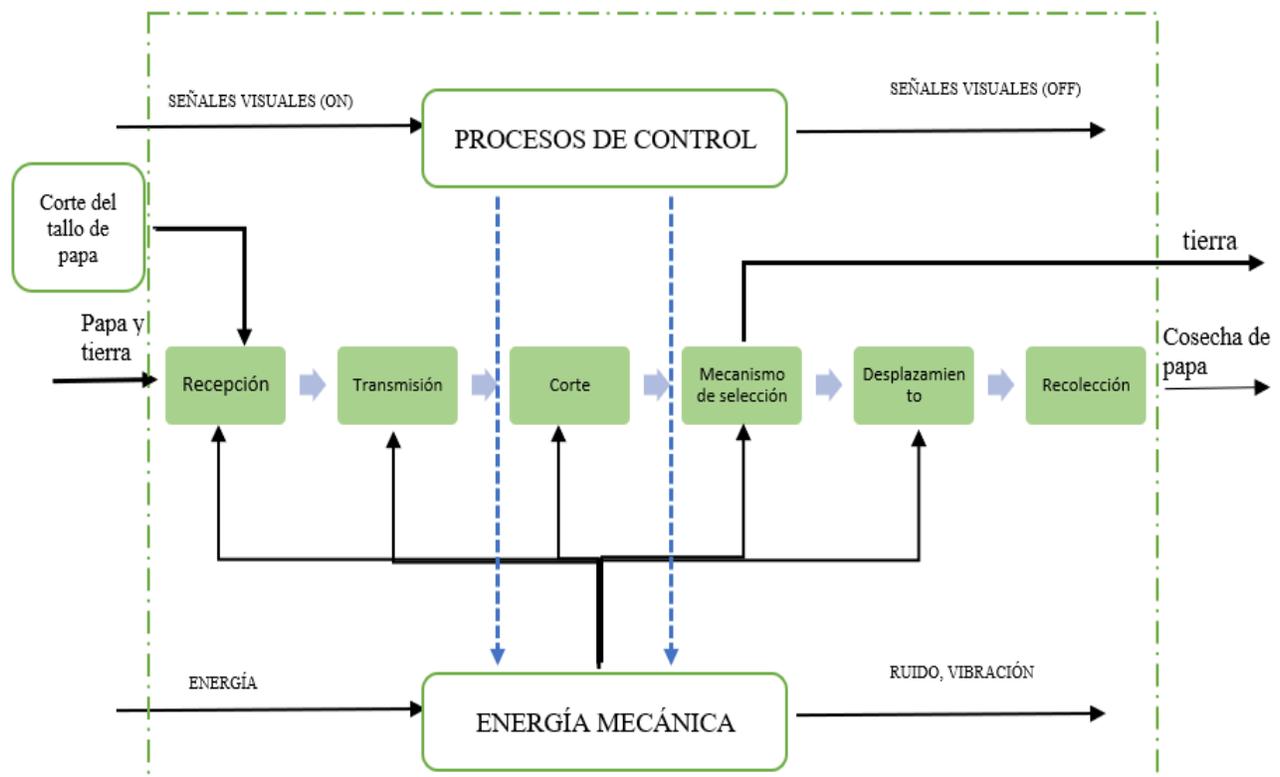
Fuente: Elaboración propia.

Después de haber analizado y discutido sobre estas cinco agrupaciones de funciones parciales, llegamos a la conclusión de que la solución N° 04 es la adecuada, ya que este nos permite simplificar los procesos de la maquina a diseñar. El módulo receptorá la potencia del motocultor y lo deberá transmitir hacia la cuchilla y el separador de cribas circulante, que ya debe estar en funcionamiento para poder cortar el prisma de tierra y trasladar la masa al mecanismo seleccionador de papa que devuelve la tierra al mismo tiempo, clasificándose la papa y al mismo tiempo produciéndose también el traslado de la máquina para continuar su funcionamiento. Finalmente se procede a recolectar manualmente las papas que se encuentran fácilmente ubicables.

3.5.4 Estructura De Funciones De La Solución Óptima

Figura 3-8

Estructura de Funciones de la Solución Óptima.

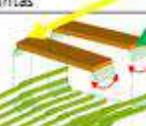
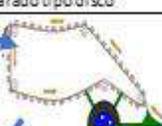


Fuente: Elaboración propia.

3.6. Matriz Morfológica

En la **Tabla III.2**, se puede apreciar la estructura de funciones de la presente investigación.

Tabla 3.2
Matriz Morfológica.

FUNCIONES PARCIALES	PORTADOR DE FUNCIONES				
	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4	
RECEPCIÓN DE POTENCIA	 viela manivela	 Engranajes	 cadena piñon	 cardan de transmisión	 fajas
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	 cadena piñon	 cardan de transmisión	 fajas	 Engranajes	 viela manivela
CORTE DEL PRISMA DE CULTIVO	 arado tipo ridaje	 puntas	 arado tipo vertedera	 arado tipo disco	 rastrillo
MECANISMO SEPARADOR DE PAPA	 separador de rueda	 cribas oscilantes	 separador de tambor	 cribas circulares	 zaranda vibratoria
DESPLAZAR	 ruedas unidas	 cuatro ruedas	 rueda simple	 oruga	
RECOLECCIÓN	 manual	 maquina			

Fuente: Elaboración propia

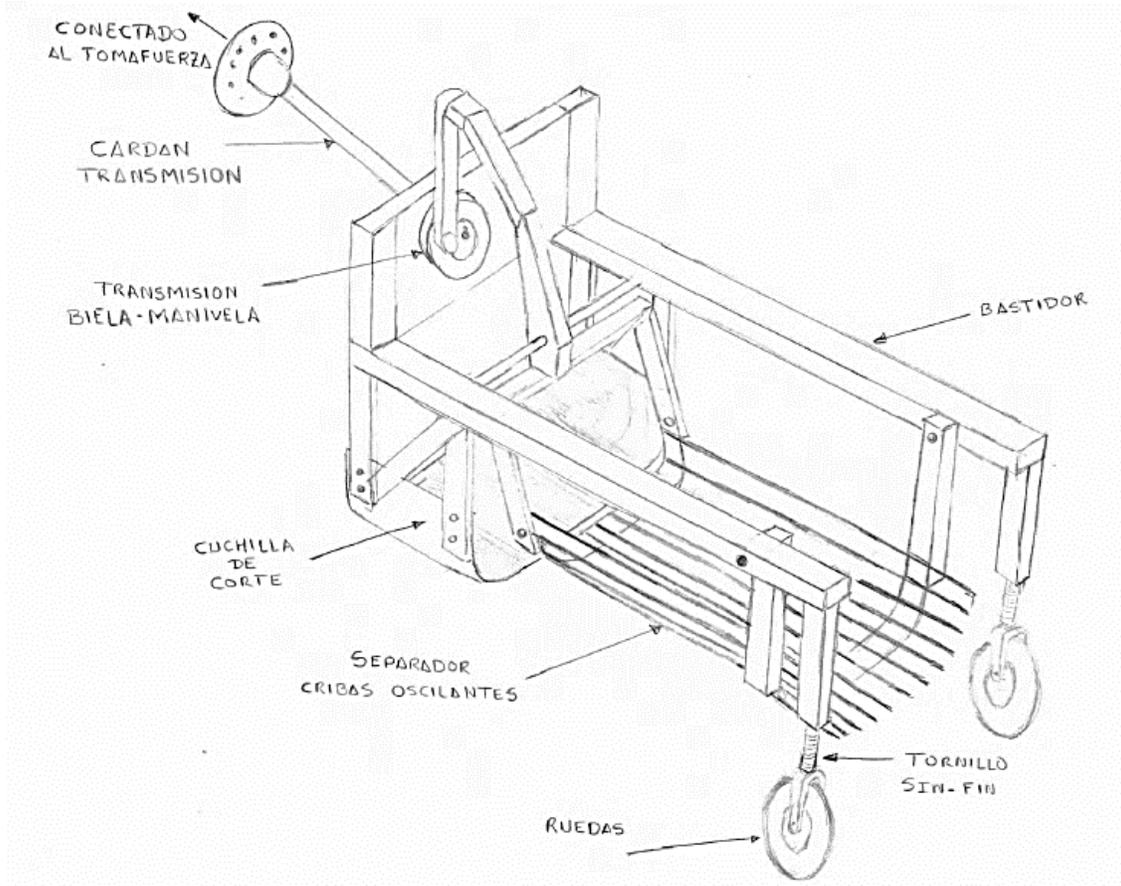
CONCEPTO SOLUCIÓN	COLOR DE LINEA
Solución 1	
Solución 2	
Solución 3	
Solución 4	

3.6.1. Concepto Solución 1

En la **Figura 3-9** se puede apreciar un boceto a mano alzada de la solución número uno.

Figura 3-9

Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 1.



Fuente: Elaboración propia

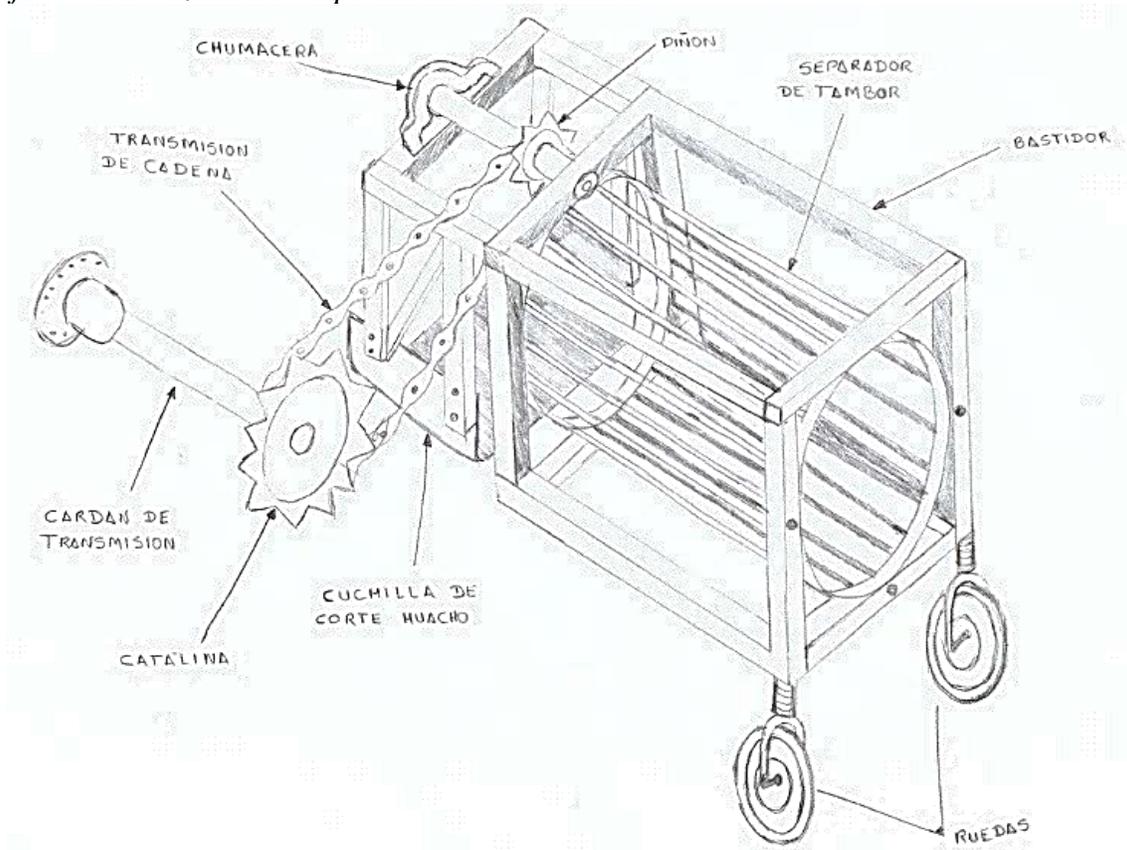
El mecanismo es accionado por un motocultor, la cuchilla que es tirado o jalado por el motocultor corta el prisma del cultivo de la papa, el acople o junta cardanica que va conectado de la toma fuerza del motocultor transmite una potencia al mecanismo biela – manivela y este genera un movimiento de vaivén al separador de criba oscilante. Mientras va avanzando el motocultor, el prisma del cultivo de la papa que se está cortando avanza al separador de criba oscilante, este se encarga de separar la papa de la tierra, luego la papa se va depositando sobre la tierra en trayectoria rectilínea.

3.6.2. Concepto Solución 2

En la **Figura 3-10** se puede apreciar un boceto a mano alzada de la solución número 2.

Figura 3-10

Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 2.



Fuente: Elaboración propia.

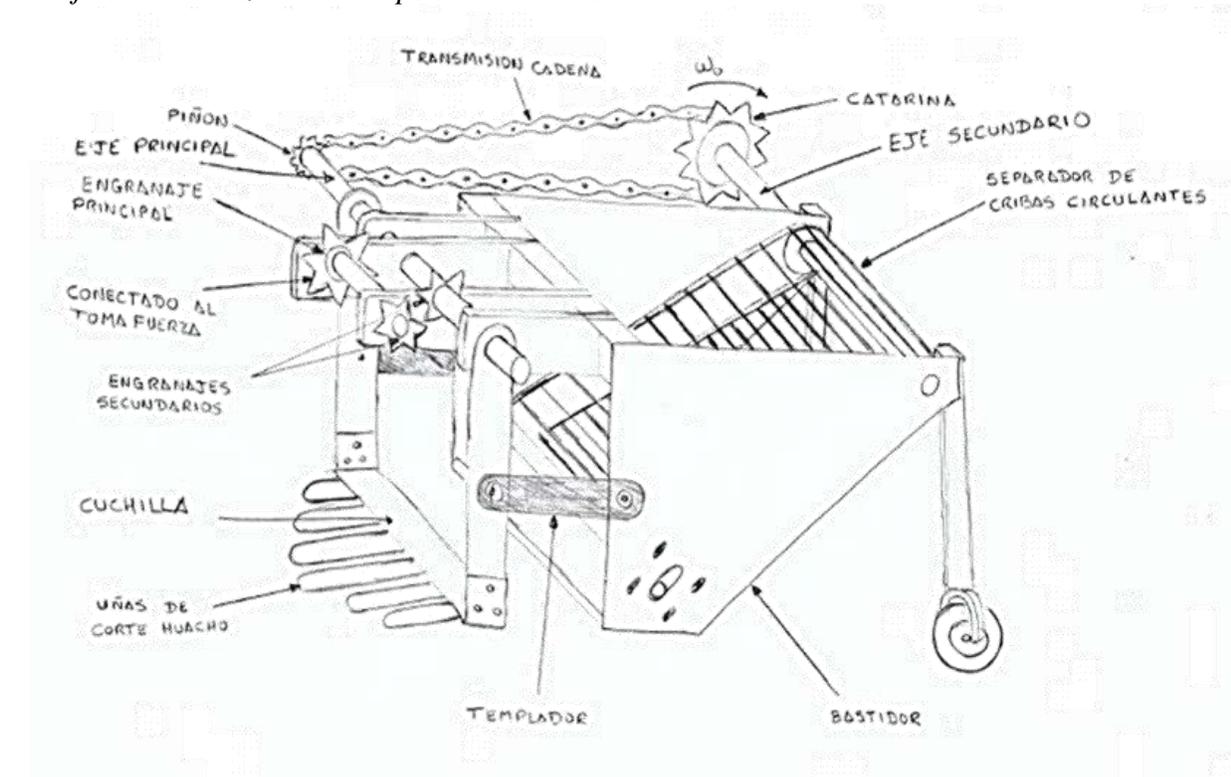
El mecanismo es accionado por un tractor agrícola, la cuchilla que es tirado o jalado por el tractor agrícola corta el prisma o huacho del cultivo de la papa, el acople o junta cardanica que va conectado de la toma fuerza del tractor agrícola transmite una potencia a la catalina y este por medio de la cadena genera movimiento rotatorio al piñón, este piñón es el que se encarga de hacer funcionar al separador de tambor. Mientras va avanzando el tractor agrícola, el prisma del cultivo de la papa que se está cortando avanza al separador de tambor, este se encarga de separar la papa de la tierra, luego la papa se va depositando sobre la tierra en trayectoria rectilínea.

3.6.3. Concepto Solución 3

En la **Figura 3-11** se puede apreciar un boceto a mano alzada de la solución número 3.

Figura 3-11

Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 3.



Fuente: Elaboración propia.

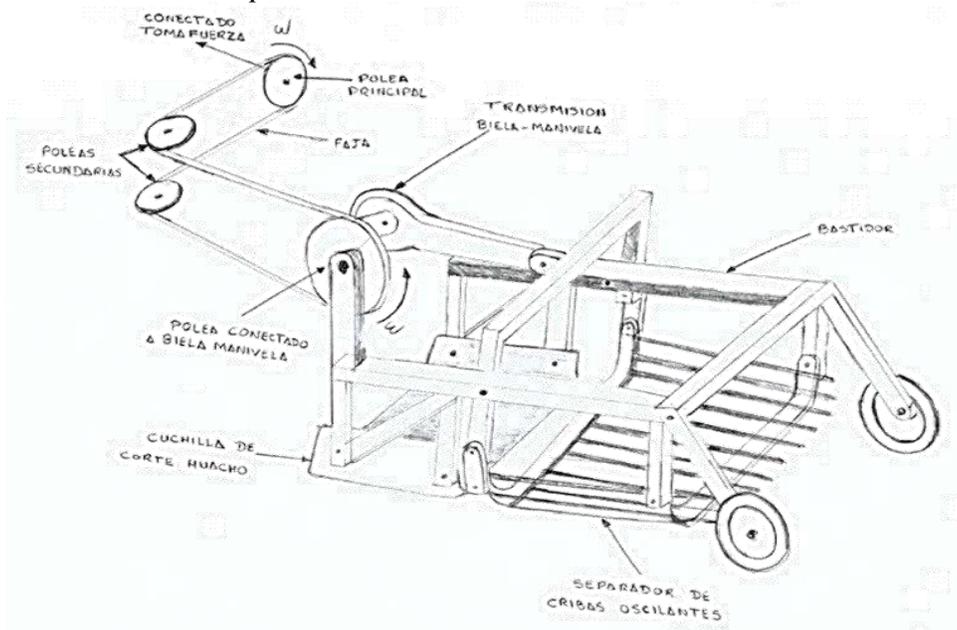
El mecanismo es accionado por un motocultor, las uñas de corte que es tirado o jalado por el motocultor corta el prisma del cultivo de la papa, el acople o conexión es de engranaje recto (principal) y va conectado de la toma fuerza que es de engrane recto del motocultor, este transmite una potencia a los engranajes secundarios los cuales invierten la velocidad angular al piñón, este piñón transmite una velocidad angular a la catalina el cual genera un movimiento de traslación al separador de cribas circulantes. Mientras va avanzando el motocultor agrícola, el prisma del cultivo de la papa que se está cortando avanza al separador de cribas circulantes, este se encarga de separar la papa de la tierra, luego la papa se va depositando sobre la tierra en trayectoria rectilínea.

3.6.4. Concepto Solución 4

En la **Figura 3-12** se puede apreciar un boceto a mano alzada de la solución número 4.

Figura 3-12

Dibujo a Mano Alzada Correspondiente a la Solución 4.



Fuente: Elaboración propia.

El mecanismo es accionado por un motocultor, la cuchilla de corte que es tirado o jalado por el motocultor corta el prisma del cultivo de la papa, el acople o conexión es de polea (principal) y va conectado de la toma fuerza del motocultor, este transmite una potencia mediante una faja o correa, la cual pasa por una polea secundaria y va a una polea de transmisión el cual transmite una velocidad angular al mecanismo biela – manivela, luego este genera un movimiento de vaivén al separador de cribas oscilantes. Mientras va avanzando el motocultor, el prisma del cultivo de la papa va cortándose y este se traslada al separador de cribas oscilantes, este se encarga de separar la papa de la tierra, luego la papa se va depositando sobre la tierra.

3.7. Evaluación De Los Conceptos Solución

Para la valoración del diseño y fabricación del módulo según normativa VDI 2225, esta consiste en una metodología que busca optimizar la propuesta bajo la premisa de obtener el mínimo

costo. La implementación de esta metodología permitirá evaluar las cuatro soluciones desglosadas anteriormente y de esta manera valorar cada una de ellas con el objetivo principal de obtener la certeza de que sea seleccionado la solución más óptima. (Gómez Arias, 2018). Para llevar a cabo de manera apropiada la presente metodología, es preciso definir los distintos aspectos o características que se deseen valorar, fundamentados en el hecho que estén dentro de los aspectos de mayor criticidad que deben ser considerados durante el diseño y fabricación del módulo. Las características más relevantes consideradas para la investigación serán desglosadas en dos apartados bien definidos, tal y como esta detallado en la Valoración Técnica y Económica.

3.7.1 Valoración Técnica

Criterios como la complejidad en cuanto a su fabricación, sencillez a la hora de ser transportada y operada, y la demanda energética requerida, son los aspectos técnicos de mayor peso a considerar en esta investigación; por su puesto, existe otros criterios esenciales como lo son la estabilidad, seguridad, ergonomía y nivel de contaminación sónica que ofrezca la arrancadora una vez que se encuentre en operación.

En la **Tabla 3.3** se puede apreciar el peso ponderado de cada uno de los criterios evaluados

Tabla 3.3
Valoración Técnica.

VALORACIÓN TÉCNICA (Xi)												
P: Puntaje de 0 a 4 (Escala de Valores Según VDI 2225)												
0 = No Satisface; 1 = Aceptable a las Justas; 2 = Suficiente; 3 = Bien; 4 = Muy Bien (Ideal)												
g: Peso Ponderado, que está en función de los criterios de evaluación												
Variantes de Conceptos/Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución Ideal	
Nro.	Criterios de Evaluación	g	P	gP	P	gP	P	gP	P	gP	P	gP
1	Fabricación Sencilla	0,23	2	0,46	2	0,46	3	0,69	2	0,46	4	0,92
2	Facilidad para el Transporte	0,10	3	0,3	3	0,3	3	0,3	3	0,3	4	0,4
3	Demanda de Energía	0,10	2	0,2	2	0,2	2	0,2	2	0,2	4	0,4
4	Sencillez de Operación	0,15	3	0,45	3	0,45	3	0,45	3	0,45	4	0,6
5	Estabilidad	0,15	2	0,3	3	0,45	3	0,45	2	0,3	4	0,6
6	Seguridad	0,10	3	0,3	3	0,3	3	0,3	3	0,3	4	0,4
7	Ergonomía	0,09	3	0,27	3	0,27	3	0,27	3	0,27	4	0,36
8	Bajo Nivel de Ruido	0,08	2	0,16	2	0,16	3	0,24	2	0,16	4	0,32
Puntaje Máximo $\sum g$, $\sum P$, $\sum gP$		1	20	2,44	21	2,59	23	2,9	20	2,44	32	4
Valor Técnico Xi (Sin Ponderado)			0,63		0,66		0,72		0,63		1	
Valor Técnico Xi (Ponderado)			0,61		0,65		0,73		0,61		1	

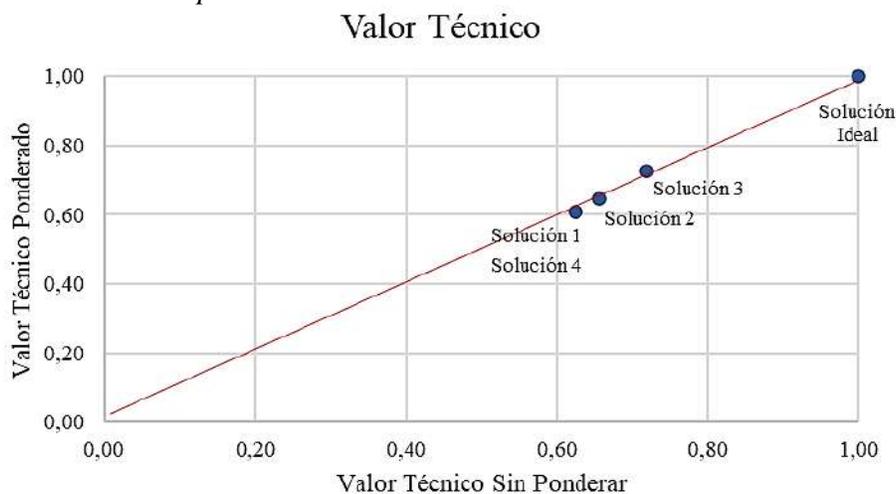
Fuente: Elaboración propia.

Los resultados de la valoración técnica se obtienen al multiplicar el peso ponderado de cada criterio de evaluación con el puntaje asignado a cada uno, dando como resultado el valor **gp**, cuya sumatoria se obtiene el valor final, donde la solución 3 con valor ponderado **0.73** es la que se aproxima al valor de la solución ideal, las otras soluciones tienen diferencias importantes con respecto a la solución ideal, como las soluciones 1 y 4 que están más alejadas con valor de **0.63**.

Por lo tanto, al graficar el valor técnico obtenido en contraste con el valor técnico ponderado, se puede evidenciar que la solución 3 es la que arroja un valor más cercano a la solución ideal con un **0.73**, el resto de las tres soluciones mantienen valores cercanos entre ellas, pero más alejado a la solución ideal, tal y como puede apreciarse en la **Figura 3-13**.

Figura 3-13

Evaluación Técnica de la Propuesta



Fuente: Elaboración propia.

3.7.2 Valoración Económica

En lo que respecta a la valoración técnica, los criterios a considerar son menos complejos y un poco más fácil de ponderar; por ejemplo, en este caso se consideran aspectos como el costo y demanda de mantenimiento por parte del equipo, los costos de materiales y mano de obra, e incluso que tan fácil o complejo resulta el ensamblaje de la máquina y su puesta en marcha. En la

Tabla 3.4 es posible apreciar el peso ponderado de cada uno de los criterios evaluados y los valores económicos obtenidos para cada solución propuesta.

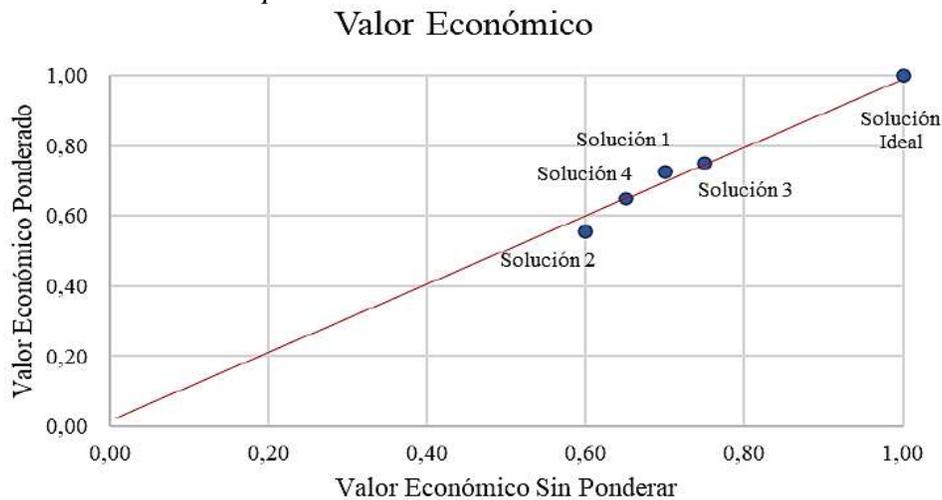
Tabla 3.4
Valoración Económica.

VALORACIÓN ECONÓMICA (Yi)												
P: Puntaje de 0 a 4 (Escala de Valores Según VDI 2225)												
0 = No Satisface; 1 = Aceptable a las Justas; 2 = Suficiente; 3 = Bien; 4 = Muy Bien (Ideal)												
g: Peso Ponderado, que está en función de los criterios de evaluación												
Variantes de Conceptos/Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución Ideal	
Nro.	Criterios de Evaluación	g	P	gP	P	gP	P	gP	P	gP	P	gP
1	Demanda de Mantenimiento	0,10	2	0,2	3	0,3	3	0,3	2	0,2	4	0,4
2	Costo de Material	0,40	3	1,2	2	0,8	3	1,2	3	1,2	4	1,6
3	Costo de Mano de Obra	0,30	3	0,9	2	0,6	3	0,9	2	0,6	4	1,2
4	Facilidad de Montaje	0,08	3	0,24	2	0,16	3	0,24	3	0,24	4	0,32
5	Pruebas de Funcionamiento	0,12	3	0,36	3	0,36	3	0,36	3	0,36	4	0,48
Puntaje Máximo $\sum g, \sum P, \sum gP$		1	14	2,9	12	2,22	15	3	13	2,6	20	4
Valor Económico Yi (Sin Ponderado)			0,70		0,60		0,75		0,65		1	
Valor Económico Yi (Ponderado)			0,73		0,56		0,75		0,65		1	

Fuente: Elaboración propia.

De igual manera, los resultados obtenidos al multiplicar los valores del peso ponderado de cada criterio de evaluación por el puntaje asignado se obtienen al final el valor económico ponderado para cada alternativa de solución, en este sentido, al graficar el valor económico obtenido de las cuatro soluciones se evidencia que la solución 3 es la que más se aproxima a la solución ideal con un resultado de 0,75, tal y como puede apreciarse en la **Figura 3-14**.

Figura 3-14
Evaluación Económica de la Propuesta

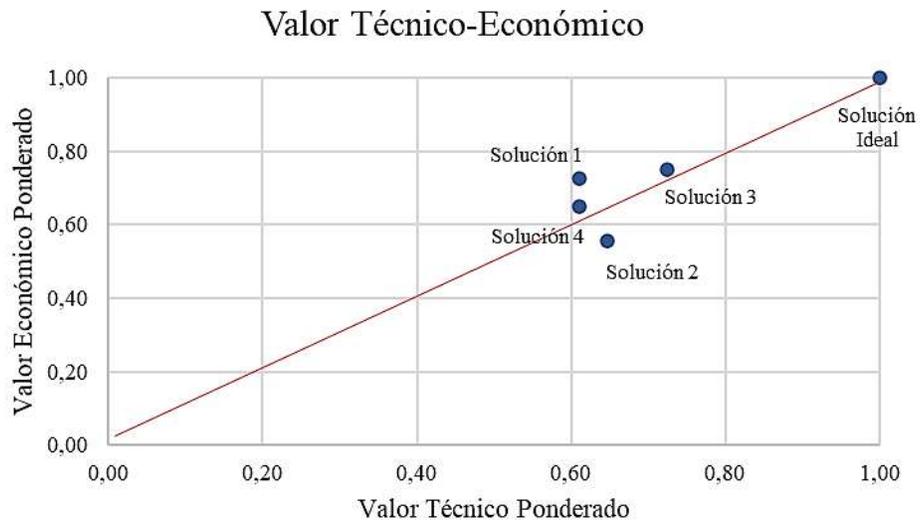


3.7.3 Síntesis De La Evaluación

Luego de realizar las evaluaciones técnicas y económicas para cada concepto de solución planteada, es posible fusionar ambas evaluaciones bajo el mismo concepto metodológico con el fin de obtener una visual aún más clara de la solución más óptima que proporcione mayor beneficio tanto a nivel técnico como a nivel de costos. En la **Figura 3-15** es posible observar el gráfico correspondiente al contraste entre la valoración técnica y la valoración económica.

Figura 3-15

Evaluación Técnico-Económica de la Propuesta.



Fuente: Elaboración propia.

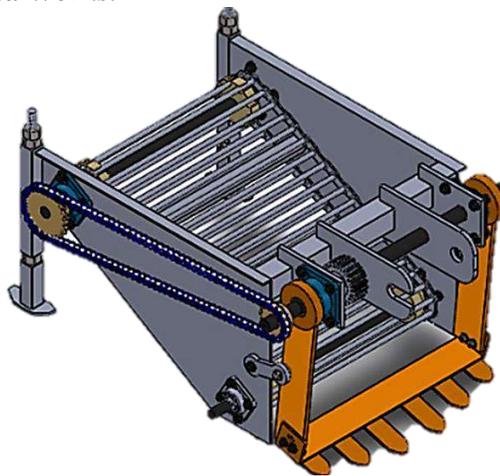
La selección más apropiada corresponde con la opción que al poseer los coeficientes Técnicos y Económicos apropiados, mantenga de igual manera un comportamiento de equilibrio; por ello, en la **Figura 3-15** mostrada anteriormente es posible observar que la solución que tiene el mayor valor técnico y económico es el concepto 3.

CAPÍTULO IV DISEÑO MECANICO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.

El Análisis se refiere específicamente al cálculo de los elementos que forman parte de la arrancadora mecanizada de papas portátil, y el diseño de detalle se refiere a la generación de planos de partes, ensamblajes, listado y metrado de los componentes del módulo. En la **Figura 4-1** se puede observar un dibujo del prototipo de la investigación, estructurado sobre el paquete de software SolidWorks.

Figura 4-1

Dibujo del Prototipo en Solid Works.



Fuente: Elaboración propia.

Los cálculos de los elementos de la arrancadora mecanizada de papas portátil, se desarrollarán de acuerdo a lo mostrado en la **Tabla 4.1**.

Tabla 4.1

Componentes de la Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil.

Número	Designación
1	Motocultor
2	Engranajes
3	Ejes
4	Rodamientos
5	Cadena
6	Brazo de Cuchilla, Cuchilla
7	Uniones Soldadas
8	Uniones Atornilladas
9	Templador o Junta
10	Separador de Cribas Circulantes

Fuente: Elaboración propia.

4.1. Cálculo De La Potencia Necesaria Del Motocultor

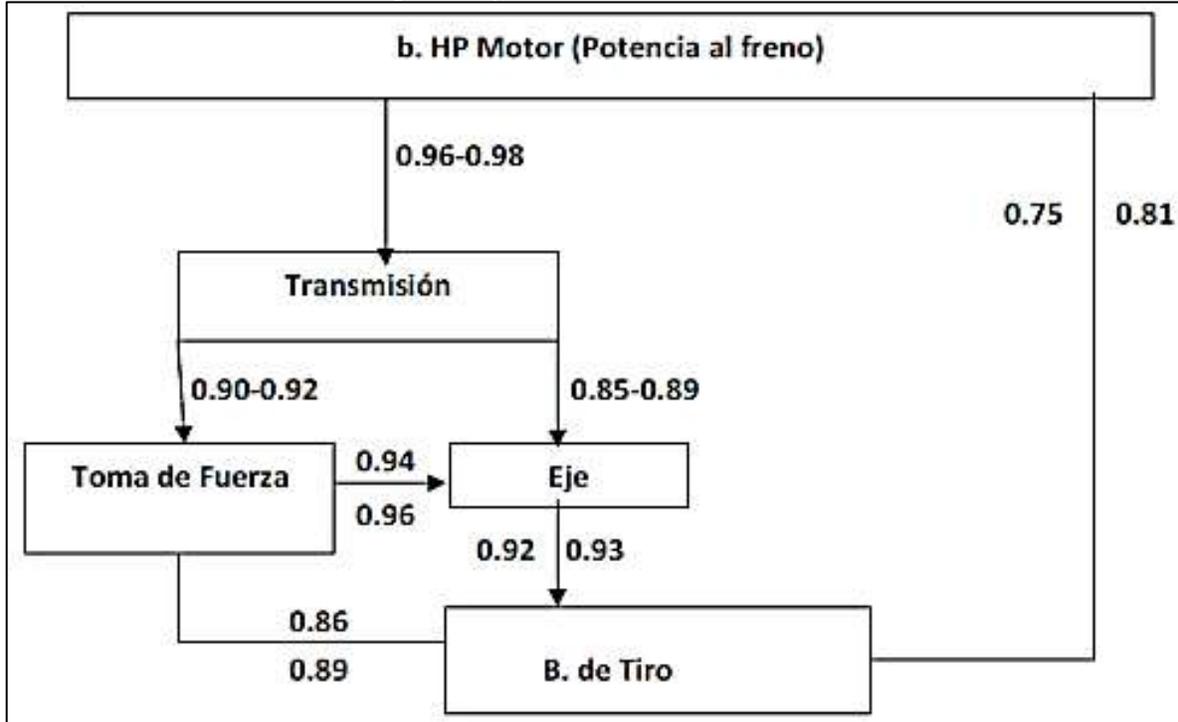
4.1.1. Cálculo De Potencia De Tiro Disponible

Se refiere a aquella potencia que la unidad tractora crea en la parte de las llantas motrices o carriles con el fin de promover el desplazamiento tanto a sí mismo como al equipo o carga que se encuentran acoplados en el tractor, debido a que el mismo necesita de una fuerza de forma paralela que se encuentre en la dirección de desplazamiento del equipo o herramienta, lo cual se conoce como tiro. Se define la fuerza de tiro como la sumatoria de cada una de las resistencias relacionadas al suelo y el cultivo, además a lo relacionado con el rodamiento del equipo o herramienta. (Torres, 2014, pág. 5)

Con respecto a lo relacionado con la potencia de los tractores, este tipo de potencia es alterada por un conjunto de circunstancias o factores que se debe tener presente para el cálculo de la presente investigación, dentro de los cuales se tienen la altura sobre el nivel del mar, la temperatura ambiente, así como la pendiente de trabajo del terreno y la tracción; ejemplo de esto, es que, debido a la altura sobre el nivel del mar, los motores que funcionan a diésel pueden llegar a perder el 1 por ciento de su potencia por cada 300 metros sobre el nivel del mar, luego de los 300 primeros metros. Otro factor a tomar en cuenta, es la temperatura, donde estos motores también llegan a perder el 1 por ciento de su potencia por cada 5°C después de los 15°C de temperatura ambiental. Respecto a la pendiente del terreno, la fuerza efectiva en la barra de tiro de un tractor se reduce en 1 por ciento por cada grado de pendiente del terreno. Para considerar la pérdida de los diferentes componentes del equipo motriz que consumen potencia, para fines prácticos es posible asumir la **Figura 4-2** referente a las pérdidas de potencia que llega a generarse durante el recorrido desde el motor hasta la barra de tiro de una máquina agrícola. (Polanco, 2007, pág. 163).

Figura 4-2

Perdidas de Potencia de una Maquina Agrícola.



Fuente: (Torres, 2014, pág. 15)

Los cálculos correspondientes a las pérdidas por altura, pendiente y temperatura ambiental pueden observarse a continuación:

$$Perdida_{altura} := 0.1033 \cdot 18 \text{ hp} = 1.859 \text{ hp} \quad : 1\% \text{ por cada } 300\text{m a partir de los primeros } 300\text{m} \\ \text{(Cusco: } 3.399 \text{ msnm)}$$

$$Perdida_{ambiental} := 0.01 \cdot 18 \text{ hp} = 0.18 \text{ hp} \quad : 1\% \text{ por cada } 5^\circ\text{C a partir de } 15^\circ\text{C de Temperatura} \\ \text{(Cusco: } 20^\circ\text{C)}$$

$$Perdida_{pendiente} := 0.10 \cdot 18 \text{ hp} = 1.8 \text{ hp} \quad : 1\% \text{ por cada } 1^\circ \text{ de pendiente (se asumirá una} \\ \text{pendiente de } 10^\circ \text{ como máximo)}$$

$$Pot._{disponible} := Pot._{motocultor} - Perdida_{altura} - Perdida_{ambiental} - Perdida_{pendiente}$$

$$Pot._{disponible} = 14.161 \text{ hp}$$

Luego, es preciso determinar las pérdidas por funcionamiento del motocultor, cuyos cálculos son los mostrados a continuación.

$$Perdida_{transmision} := 0.96 \cdot Pot_{disponible} = 13.594 \text{ hp}$$

$$Perdida_{tomafuerza} := 0.90 \cdot Perdida_{transmision} = 12.235 \text{ hp}$$

$$Potencia_{eje} := 0.94 \cdot Perdida_{tomafuerza} = 11.501 \text{ hp}$$

Por último, conocida la potencia disponible en el eje, es posible determinar la potencia de tiro disponible, tal y como sigue:

$$Potencia_{tiro.d} := 0.92 \cdot Potencia_{eje} = 10.581 \text{ hp}$$

4.1.2. Cálculo De Potencia De Tiro Requerida

a) Cálculo de la Fuerza de Resistencia del Suelo

La fuerza de resistencia del suelo es aquella fuerza paralela al sentido del movimiento de la maquina agrícola, que resulta del contacto entre suelo, cultivo y la componente relacionada con el trabajo de la herramienta. Para este cálculo es necesario conocer el coeficiente de labranza que es el esfuerzo que se ejerce para poder desplazar una determinada sección de área. Se obtiene de la siguiente manera:

$$C_L := 0.50 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad : \text{ Coeficiente de labranza, (ver Anexo A Tabla 0.1)}$$

$$h := 30 \text{ cm} \quad : \text{ Profundidad de corte de la cuchilla.}$$

$$b := 25 \text{ cm} \quad : \text{ Base menor del cultivo de la papa.}$$

$$l := 60 \text{ cm} \quad : \text{ Base mayor del cultivo de la papa.}$$

$$A := \frac{(l+b) \cdot h}{2} = 1275 \text{ cm}^2 \quad : \text{ Área de la sección transversal del cultivo de la papa.}$$

$$F_{rs} := C_L \cdot A = 637.5 \text{ kgf} \quad : \text{ Calculo de la fuerza de resistencia del suelo.}$$

b) Cálculo de Fuerza de Resistencia a la Rodadura

Se conoce como la fuerza en la dirección de desplazamiento requerido para trasladar

instrumentos en el suelo. Dicha capacidad física de movimiento se llega a observar cuando se emplean herramientas pesadas en aquellos suelos blandos o sueltos, es decir, que es la fuerza contraria al movimiento de giro de las ruedas de la maquinaria, lo cual se traduce en que no se generará movimiento mientras no se logre dominar dicha fuerza. Para calcular la resistencia del suelo es preciso tomar en cuenta los siguientes valores:

$$P_{tractor} := 0.36 \text{ ton} \quad : \text{ Peso del tractor}$$

$$P_{cosechador} := 0.17 \text{ ton} \quad : \text{ Peso de la maquina agrícola (modulo)}$$

$$P_{tierra} := 0.1 \text{ ton} \quad : \text{ Peso de la tierra + papa.}$$

A partir de estos valores es posible determinar el peso total:

$$P_{total} := P_{tractor} + P_{cosechador} + P_{tierra} = 0.63 \text{ ton}$$

$$P_{total} = 0.63 \text{ ton}$$

Este peso total, junto con el factor de resistencia a la rodadura, es suficiente para determinar la fuerza de resistencia a la rodadura, como se indica a continuación:

$$R_r := 75 \frac{\text{kgf}}{\text{ton}} \quad : \text{ Factor de resistencia a la rodadura, (Ver Anexo A **Tabla 0.2**)}$$

$$F_{rr} := P_{total} \cdot R_r = 47.25 \text{ kgf}$$

Luego de obtener las dos resistencias, es decir, tanto la del movimiento como la del suelo, es necesario sumar ambas fuerzas de resistencia con la finalidad de obtener la fuerza de trabajo, tal y como se indica a continuación:

$$F_{trabajo} := F_{rs} + F_{rr} = 684.75 \text{ kgf}$$

Finalmente, se requiere conocer la velocidad de trabajo con la cual será posible determinar la potencia de tiro necesaria para realizar los trabajos y las pruebas en campo.

Se eligió el motocultor **PANTHER SUPER FORZA** de **18HP** que cuenta con 06 velocidades: **1.4, 2.5, 4.1, 5.3, 9.4 y 15.3 km/h.**, este equipo es de 01 solo cilindro y es una de las máquinas comerciales que son utilizados para realizar diversos trabajos, tiene buena acogida por su versatilidad para realizar labores agrícolas, en la actualidad existen varias máquinas en la región del Cusco, por tal motivo se eligió esta máquina que nos ayudara a realizar las pruebas en campo.

La potencia de tiro necesaria debe ser menor a la potencia de tiro disponible; para lo cual se eligió la segunda y tercera velocidad del motocultor para determinar la potencia necesaria que servirá para realizar los trabajos y pruebas necesarias del módulo en campo.

$$V_{trabajo} := 2.5 \frac{km}{hr} \quad Potencia_{tiro.r} := F_{trabajo} \cdot V_{trabajo} = 6.254 \text{ hp}$$

$$V_{2trabajo} := 4.1 \frac{km}{hr} \quad Potencia_{2tiro.r} := F_{trabajo} \cdot V_{2trabajo} = 10.256 \text{ hp}$$

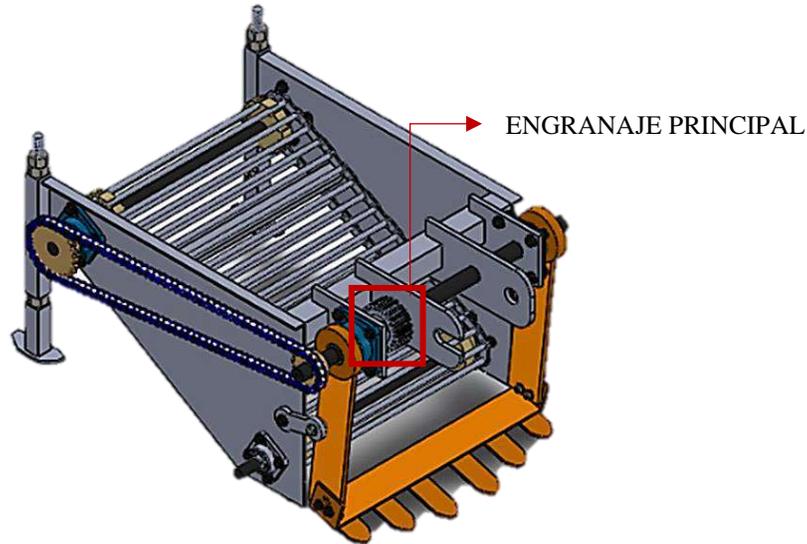
Tal y como lo indican los cálculos, la potencia de tiro disponible es **10.581 HP**, el cual es mayor a la potencia de tiro requerida para ambas velocidades, ahora debemos considerar que, en algunos sectores, la sección transversal del huacho aumenta de tamaño, por lo que se necesita mayor fuerza para realizar las pruebas, es así que, para no tener inconvenientes las pruebas se realizaron a una velocidad de trabajo de **2.5 km/hr**, con una potencia de tiro necesaria de **6.254 HP**.

4.2. Cálculo De Engranaje Principal

En la **Figura 4-3** se aprecia la localización del engranaje principal.

Figura 4-3

Localización del Engranaje Principal.



Fuente: Elaboración propia

Se define la ley elemental de engranaje como aquella donde se plantea que la razón de la velocidad angular que se genera en medio de los engranes de un engranaje, debe llegar a ser igual en toda la longitud del acoplamiento. En lo que respecta a la velocidad angular, esta corresponde con la igualdad existente entre el radio de paso del engrane tanto de entrada como de salida. Para el caso en estudio se tiene un predimensionado del engranaje y del piñón con las siguientes características:

$\phi := 20^\circ$: Angulo de presión.

$d_p := 109.6 \text{ mm}$: Diámetro de paso del piñón.

$N_p := 22$: Numero de dientes del piñón.

$p_c := \frac{\pi \cdot d_p}{N_p} = 15.651 \text{ mm}$: Paso circular (mm)

$$p_c = 0.616 \text{ in} \quad : \text{ Paso circular (pulg.)}$$

$$p_d := \frac{\pi}{p_c} = 0.201 \text{ mm}^{-1} \quad : \text{ Paso diametral (mm.)}$$

$$p_d = 5.099 \text{ in}^{-1} \quad : \text{ Paso diametral (pulg.)}$$

4.2.1. Cálculo Geométrico Del Engranaje.

Para el cálculo de esfuerzos generados en el engranaje se utilizará las tablas del Anexo B (Tabla 0.3, Tabla 0.4 y Tabla 0.5).

a) El cálculo de la razón de engrane

Este cálculo se realiza con bastante sencillez, iniciando con el número de dientes del piñón y engrane, en este caso el piñón y el engranaje tienen la misma cantidad de dientes, el mismo paso diametral y la velocidad angular de salida y entrada tienen el mismo valor:

$$w_{sal.} := 188 \text{ rpm} \quad : \text{ Velocidad angular salida}$$

$$w_{ent.} := 188 \text{ rpm} \quad : \text{ Velocidad angular entrada}$$

$$r_{ent.} := 60 \text{ mm} \quad : \text{ Radio piñón}$$

$$r_{sal.} := 60 \text{ mm} \quad : \text{ Radio rueda}$$

$$N_p := 22 \quad : \text{ Numero de dientes Piñón}$$

$$N_r := 22 \quad : \text{ Numero de dientes rueda}$$

$$m_v := \frac{w_{sal.}}{w_{ent.}} = 1 \quad : \text{ Razón de engrane.}$$

$$m_v := \frac{r_{ent.}}{r_{sal.}} = 1 \quad m_v := \frac{N_r}{N_p} = 1$$

b) El paso circular

$$p_c := \frac{\pi \cdot d_p}{N_p} = 15.651 \text{ mm}$$

c) Paso base medido sobre el círculo base

$$p_b := p_c \cdot \cos(20^\circ) = 14.707 \text{ mm}$$

d) Diámetro de paso.

$$d_p = 109.6 \text{ mm} \quad : \text{ Diámetro del círculo de paso del piñón.}$$

$$r_p := \frac{d_p}{2} = 54.8 \text{ mm} \quad : \text{ Radio del círculo de paso del piñón.}$$

$$N_r := 22 \quad : \text{ Numero de dientes del engrane.}$$

$$d_r := \frac{N_r}{p_d} = 109.6 \text{ mm} \quad : \text{ El diámetro del círculo de paso del engrane.}$$

$$r_r := \frac{d_r}{2} = 54.8 \text{ mm} \quad : \text{ Radio del círculo de paso del engrane.}$$

e) Distancia Nominal entre centros

$$C := r_p + r_r = 109.6 \text{ mm}$$

f) El adendum y el dedendum

$$a_p := \frac{1}{p_d} = 4.982 \text{ mm} \quad : \text{ Adendum del piñón.}$$

$$b_p := \frac{1.25}{p_d} = 6.227 \text{ mm} \quad : \text{ Dedendum del piñón.}$$

$$a_r := a_p \quad : \text{ El adendum del piñón y engrane son iguales.}$$

$$b_r := b_p \quad : \text{ El dedendum del piñón y engrane son iguales.}$$

g) Profundidad total

$$h_{tp} := a_p + b_p = 11.209 \text{ mm}$$

$$h_{tr} := h_{tp} \quad : \text{ La profundidad total del piñón y engrane son iguales.}$$

h) La holgura

$$c := b_p - a_p = 1.245 \text{ mm}$$

i) El diámetro exterior

$$D_{op} := d_p + 2 \cdot a_p = 119.564 \text{ mm} \quad : \text{ Diámetro exterior del círculo de paso del piñón.}$$

$$D_{or} := d_r + 2 \cdot a_r = 119.564 \text{ mm} \quad : \text{ Diámetro exterior del círculo de paso del engrane.}$$

j) La razón de contacto

$$Z := \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cdot \cos(20^\circ))^2} + \sqrt{(r_r + a_r)^2 - (r_r \cdot \cos(20^\circ))^2} - C \cdot \sin(20^\circ) = 23.247 \text{ mm}$$

$$m_p := \frac{Z}{p_b} = 1.581 \quad : \text{ Razón de contacto.}$$

k) Velocidad en la Línea de Paso V_t

$$V_t := w_{sal} \cdot r_p = 1.079 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.2.2. Cálculo De Esfuerzos De Flexión

Para calcular el esfuerzo por flexión en los dientes del engranaje, se utilizará la siguiente ecuación:

$$\sigma_b := \frac{W_t \cdot p_d}{F \cdot J} \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B \cdot K_I$$

Donde:

$$F := 27.3 \text{ mm} \quad : \text{ Ancho del Diente.}$$

$$J := 0.33 \quad : \text{ Factor Geométrico ver Anexo B (Tabla 0.6).}$$

$$K_v := 0.85 \quad : \text{ Factor Dinámico para índice de calidad } Q_v=6 \text{ ver Anexo B (Figura 0.1).}$$

$$K_m := 1.6 \quad : \text{ Factor de Distribución de Carga ver Anexo B (Tabla 0.7)}$$

$$K_a := 1.75 \quad : \text{ Factor de Mayoración de Carga ver Anexo B (Tabla 0.8)}$$

$K_s := 1$: Factor de Tamaño. Recomendado por la AGMA.

$K_B := 1$: Factor de Respaldo para engranes de disco sólido.

$K_I := 1$: Factor de Engranaje Loco se considera 1 por ser engrane normal.

a) Torque

Partiendo de:

$w_p := 188 \text{ rpm}$: Velocidad angular del piñón.

$Pot. := 6.254 \text{ hp}$: Potencia nominal o entregada.

Se tiene:

$$T_p := \frac{Pot.}{w_p} = 236.884 \text{ N}\cdot\text{m}$$

b) Carga Tangencial Transmitida

$$W_t := \frac{T_p}{r_p} = 4322.698 \text{ N}$$

c) Componente Radial

$$W_r := W_t \cdot \tan(20^\circ) = 1573.333 \text{ N}$$

d) Carga Total

$$W := \frac{W_t}{\cos(20^\circ)} = 4600.119 \text{ N}$$

Luego de calcular y agrupar los valores necesarios para poder determinar el esfuerzo de flexión el resultado que se obtiene es:

$$\sigma_b := \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot J} \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B \cdot K_I = 317.27 \text{ MPa}$$

4.2.3. Cálculo De La Resistencia De Fatiga A La Flexión

Para calcular la resistencia por fatiga a la flexión, se utilizará la fórmula de corrección en

los engranes:

$$S_{fb} := \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S_{fb}'$$

Donde:

$K_L := 1$: Factor de vida, ver Anexo B (**Figura 0.2**)

$K_T := 1$: Factor de Temperatura, Para materiales de acero con temperaturas de aceite hasta de 121.11°C

$K_R := 0.85$: Factor de confiabilidad, ver Anexo B (**Tabla 0.9**)

$S_{fb}' := 310 \text{ MPa}$: Resistencia a la fatiga por flexión AGMA, ver Anexo B (**Tabla 0.10**)

Por lo cual la resistencia a la fatiga por flexión es:

$$S_{fb} := \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S_{fb}' = 364.706 \text{ MPa}$$

4.2.4. Cálculo De Esfuerzos Superficiales

Para determinar los esfuerzos superficiales se empleó como base la fórmula de resistencia contra el picado de la AGMA:

$$\sigma_c := C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f}$$

Para lo cual, es preciso determinar cada uno de los distintos coeficientes de la ecuación:

a) Factor Geométrico Superficial

$$I := \frac{\cos(\phi)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_r}\right) \cdot d_p}$$

Para proceder en este caso, resulta útil conocer los siguientes valores:

$x_p := 0$: Para dientes de estándares de profundidad completa.

$x_p := 0.25$: Para dientes con adendum del 25% de largo.

Se tomará el primer valor de coeficiente del addendum, para determinar los radios de curvatura de los dientes del piñón y del engrane.

$$\rho_p := \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cdot \cos(\phi))^2} - \frac{\pi}{p_d} \cdot \cos(\phi) = 15.174 \text{ mm}$$

$$\rho_r := C \cdot \sin(\phi) - \rho_p = 22.311 \text{ mm}$$

Finalmente, se procede a calcular el factor geométrico superficial:

$$I := \frac{\cos(\phi)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_r}\right) \cdot d_p} = 0.077$$

b) Coeficiente Elástico C_p

Para calcular el coeficiente elástico se implementará la siguiente formula:

$$C_p := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p}\right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g}\right)\right)}}$$

Donde:

$$\nu_p := \nu_g = 0.3 \quad : \text{ Razón de Poisson del piñón y engrane.}$$

$$E_g := E_p = (2 \cdot 10^5) \text{ MPa} \quad : \text{ Módulo de Elasticidad del Piñón y el Engrane, Ver Anexo B (Tabla 0.11)}$$

$$C_p := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p}\right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g}\right)\right)}} = 187.027 \text{ MPa}^{0.5}$$

$$C_p = 187.027 \text{ MPa}^{0.5} \quad : \text{ Coeficiente elástico.}$$

$$W_t := 4322.698 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza tangencial.}$$

$$F := 27.3 \text{ mm} \quad : \text{ Ancho de diente.}$$

$$C_f := 1 \quad : \text{ Coeficiente de Acabado Superficial, recomendado por la AGMA}$$

$$C_a := 1.75 \quad : \text{ Factor de Mayoración de carga.}$$

$$C_m := 1.6 \quad : \text{ Factor de Distribución de carga.}$$

$C_v := 0.85$: Factor Dinámico.

$C_s := 1$: Factor de tamaño.

$$\sigma_c := C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d_p} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f} = 1466.205 \text{ MPa}$$

4.2.5. Cálculo De La Resistencia De Fatiga Superficial

Para calcular la resistencia por fatiga superficial, se utilizará la fórmula de corrección en los engranes:

$C_L := 1$: Factor de vida Superficial, ver Anexo B (**Figura 0.4**)

$C_H := 1$: Factor de dureza.

$C_T := K_T$: Factor de Temperatura.

$C_R := K_R$: Factor de confiabilidad.

$S_{fc} := 1250 \text{ MPa}$: Resistencia a la Fatiga Superficial, Ver Anexo B (**Tabla 0.12**).

$$S_{fc} := \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc} = 1470.588 \text{ MPa}$$

En resumen, es posible afirmar que los esfuerzos a los que será sometido el engranaje principal, tanto a los esfuerzos por flexión, como a los esfuerzos superficiales, se encuentran por debajo del límite establecido según las condiciones establecidas por la AGMA.

El esfuerzo de flexión máximo calculado es de **317.27 MPa**, es decir, este valor está por debajo a la resistencia a la fatiga por flexión que se ha hallado y que es de **364.706 MPa**.

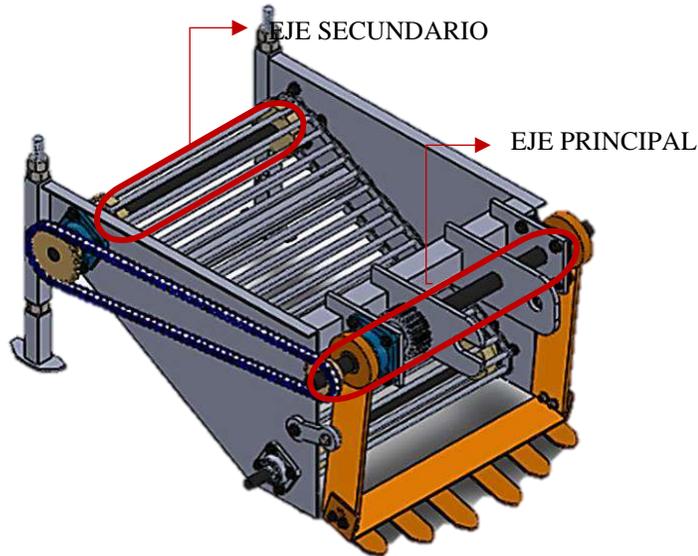
De igual forma, el esfuerzo superficial calculado es de **1466.205 MPa**, el cual se encuentra por debajo de la resistencia a la fatiga superficial del material que es de **1470.58 MPa**, por lo cual se puede asumir que los engranajes seleccionados resistirán las cargas y los esfuerzos a los que serán sometidos durante las pruebas a realizar.

4.3. Cálculo De Ejes

En la **Figura 4-4** se aprecia la localización tanto del eje principal como del eje secundario.

Figura 4-4

Localización de Eje Principal y Eje Secundario.



Fuente: Elaboración propia.

a) Potencia al Eje

Tomando en cuenta la potencia nominal o entregada con base a los cálculos realizados para obtener el torque en la transmisión se toma el siguiente valor:

$$P := 6.254 \text{ hp}$$

$$w := 188 \text{ rpm}$$

$$T := \frac{P}{w} = 236.884 \text{ N}\cdot\text{m}$$

b) Fuerza tangencial y radial sobre el engranaje

$$r_g := 54.8 \text{ mm} \quad : \text{ Radio del engranaje.}$$

$$\phi := 20^\circ \quad : \text{ Angulo de presión del diente.}$$

$$F_{g.tangencial} := \frac{T}{r_g} = 4322.698 \text{ N}$$

$$F_{g.radial} := F_{g.tangencial} \cdot \tan(\phi) = 1573.333 \text{ N}$$

$$F_{Az} := F_{g.radial}$$

$$F_{Ay} := F_{g.tangencial}$$

$$F_{cuchilla} := \frac{637.5 \text{ kg}}{2} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3126.938 \text{ N}$$

$$F_{cuchilla} = 3126.938 \text{ N}$$

c) Fuerza en el piñón de cadena.

$$r := 45 \text{ mm} \quad : \text{ Radio del piñón de cadena.}$$

$$F_n := \frac{T}{r} = 5264.086 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza neta asociada al torque impulsor.}$$

$$F_s := 1.5 \cdot F_n = 7896.129 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza flectora del eje.}$$

d) Peso del cultivo de la papa, ubicado sobre la base de la cuchilla del módulo.

$$V = 0.036 \text{ m}^3 \quad : \text{ Volumen del cultivo de la papa}$$

$$\rho := 1330 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad : \text{ Peso específico de tierra seca}$$

$$g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad : \text{ Gravedad}$$

$$W_{cultivo} := \rho \cdot V \cdot g = 469.703 \text{ N} \quad : \text{ Peso del cultivo de la papa (N)}$$

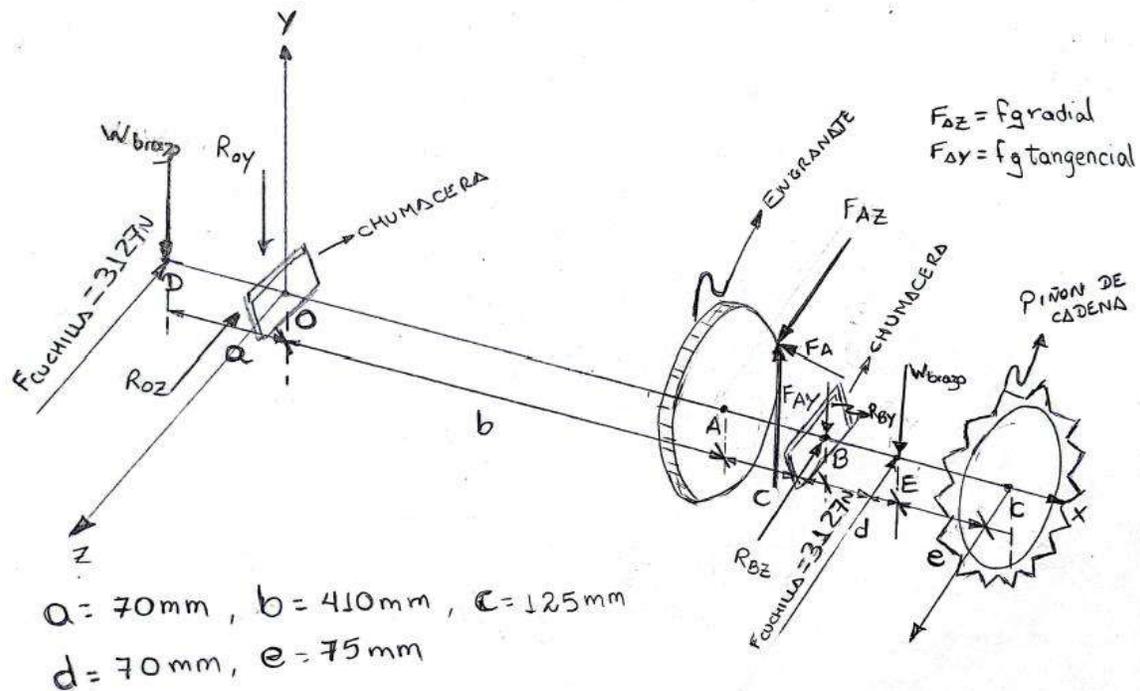
$$W_{brazo} := \frac{W_{cultivo}}{2} = 234.851 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza aplicada a cada brazo (N)}$$

4.3.1. Cálculo Del Eje Principal.

Para determinar cuál es el diámetro apropiado del eje principal, lo primero que se debe realizar es calcular las reacciones en los soportes del eje principal, las cuales pueden hallarse con ayuda de la **Figura IV-5**.

Figura IV-5

Dibujo a Mano Alzada del Eje Principal.



Fuente: Elaboración propia.

a) Hallando reacciones en los puntos O y B

Se tiene las siguientes medidas del eje principal:

$$a := 70 \text{ mm} \quad b := 410 \text{ mm} \quad c := 125 \text{ mm} \quad d := 70 \text{ mm} \quad e := 75 \text{ mm}$$

En la **Figura 4-6** se puede observar los valores de las fuerzas y cargas que actúan en el eje principal (fuerza de resistencia al suelo, fuerza resultante ejercida por el engranaje y peso de los brazos de la cuchilla), ingresados al software **PTC Mathcad**, para el cálculo y la validación de las reacciones obtenidas en el eje principal.

Figura 4-6

Variables de Reacciones y Fuerzas en el Eje Principal.

Valores de prueba	Incognitas
	$R_{By} := 1 \text{ N}$ $R_{Oy} := 1 \text{ N}$ $R_{Bz} := 1 \text{ N}$ $R_{Oz} := 1 \text{ N}$
Restricciones	Sumatoria de Momentos y Fuerzas
	$a \cdot W_{brazo} + b \cdot F_{Ay} - (b+c) \cdot R_{By} - (b+c+d) \cdot W_{brazo} = 0$ $-2 \cdot W_{brazo} - R_{By} - R_{Oy} + F_{Ay} = 0$ $-a \cdot F_{cuchilla} - b \cdot F_{Az} + (b+c) \cdot R_{Bz} + (b+c+d) \cdot F_{cuchilla} - (b+c+d+e) \cdot F_s = 0$ $2 \cdot F_{cuchilla} + R_{Oz} + R_{Bz} - F_{Az} - F_s = 0$
	Resultados
	$\text{find}(R_{By}, R_{Bz}, R_{Oy}, R_{Oz}) = \begin{bmatrix} 3077.871 \\ 8114.996 \\ 775.125 \\ -4899.409 \end{bmatrix} \text{ N}$
Solver	

Fuente: Elaboración propia.

- Reacciones en el punto B:

$$R_{By} := 3077.871 \text{ N}$$

$$R_{Bz} := 8114.996 \text{ N}$$

- Reacciones en el punto O:

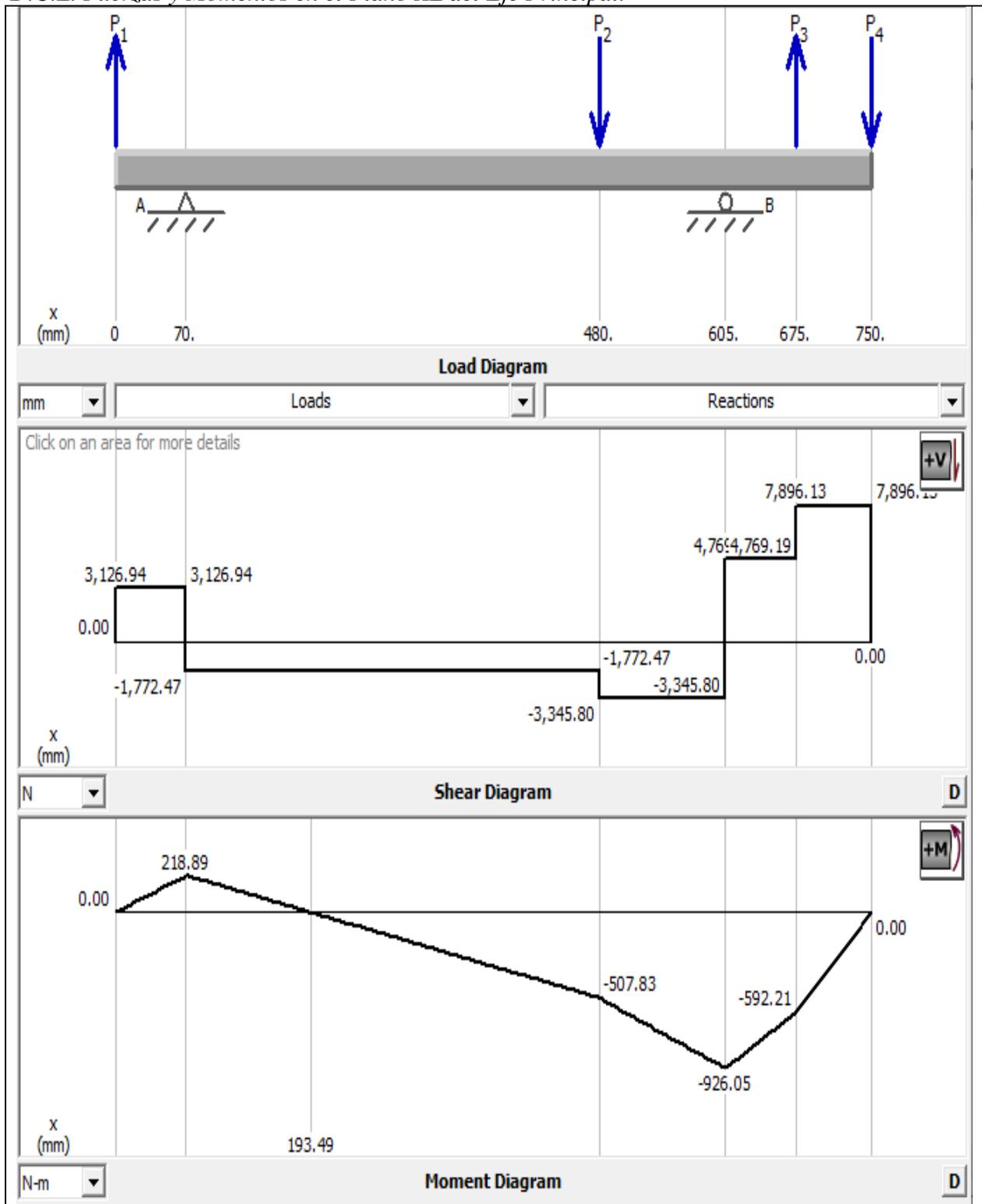
$$R_{Oy} := 775.125 \text{ N}$$

$$R_{Oz} := -4899.409 \text{ N}$$

En la **Figura 4-7** y **Figura 4-8** se puede observar los diagramas de cuerpo libre de fuerzas cortantes y los momentos flexionantes que actúan en el eje principal. Para determinar el diámetro del eje en mención, se tiene que elegir el momento flector y momento torsor mayor que nos permita calcular la dimensión del eje que cumpla con las condiciones mínimas requeridas.

Figura 4-7

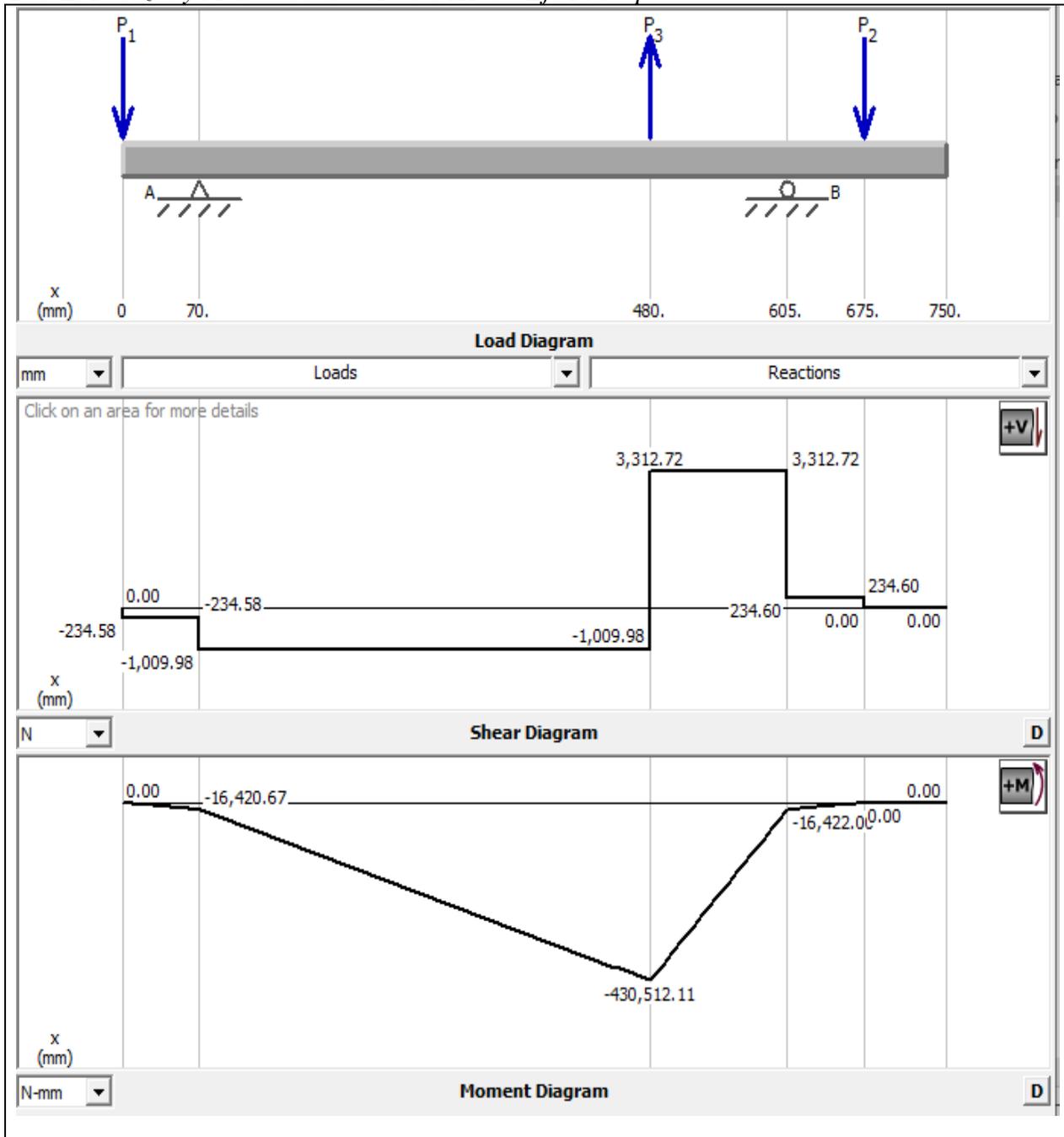
D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XZ del Eje Principal.



Fuente: Elaboración Propia.

Figura 4-8

D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XY del Eje Principal.



Fuente: Elaboración Propia.

b) Momentos flectores máximos

Seguidamente, es preciso calcular el momento flector resultante en cada punto que se genera por las fuerzas que actúan sobre el eje principal del plano XY:

- En el punto O:

$$M_{Oz} := 218.89 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{Oy} := -16.44 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_O := \sqrt{M_{Oz}^2 + M_{Oy}^2} = 309.557 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- En el punto A:

$$M_{Ay} := -430.512 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{Az} := -507.83 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_A := \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Az}^2} = 665.757 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- En el punto B:

$$M_{Bz} := -926.05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{By} := -16.44 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_B := \sqrt{M_{Bz}^2 + M_{By}^2} = 926.196 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- En el punto E:

$$M_{Ez} := -592.21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_E := M_{Ez}$$

$$M_E = -592.21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

El momento flector máximo se encuentra en el punto B.

c) Cálculo de diámetro de eje

Para el cálculo del diámetro del eje principal se utilizará la siguiente ecuación compatible con la norma (Instituto Nacional Estadounidense de Estándares - Sociedad Americana de

Ingenieros Mecanicos (ANSI ASME B106.1), 1995)

$$d := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_p} \cdot \sqrt{(c_f \cdot M_A)^2 + (c_t \cdot T)^2}} \quad : \text{Ecuación 11 del apartado 2.7.2. Cálculo del Eje, pp. 41.}$$

Donde:

$$c_f := 1.5 \quad : \text{Factor de choque, Ver Anexo C (Tabla 0.13)}$$

$$c_t := 1.0 \quad : \text{Factor de fatiga, Ver Anexo C (Tabla 0.13)}$$

$$S_y := 370 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de fluencia del acero CK45, el cual es aplicado para ejes}$$

$$\sigma_p := 0.3 \cdot S_y = 111 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo Permisible calculado.}$$

$$T := 236.884 \text{ N}\cdot\text{m} \quad : \text{Momento Torsor.}$$

$$M_B = 926.196 \text{ N}\cdot\text{m} \quad : \text{Momento Flector.}$$

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$d := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_p} \cdot \sqrt{(c_f \cdot M_B)^2 + (c_t \cdot T)^2}} = 40.14 \text{ mm}$$

d) Cálculo de esfuerzos

$$\tau_{xy} := \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = 18.657 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de Torsión. (Ecuación 8, pp 41)}$$

$$\sigma_x := \frac{32 \cdot M_B}{\pi \cdot d^3} = 145.894 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de Flexión. (Ecuación 10, pp 41)}$$

e) Selección de Cuñas (chavetero)

Para la selección de la cuña o chaveta se verifico la **Tabla 0.14** del Anexo C, donde se puede elegir este elemento, según el diámetro del eje principal calculado:

- **(Ancho x Alto) = 12mm x 8mm.**

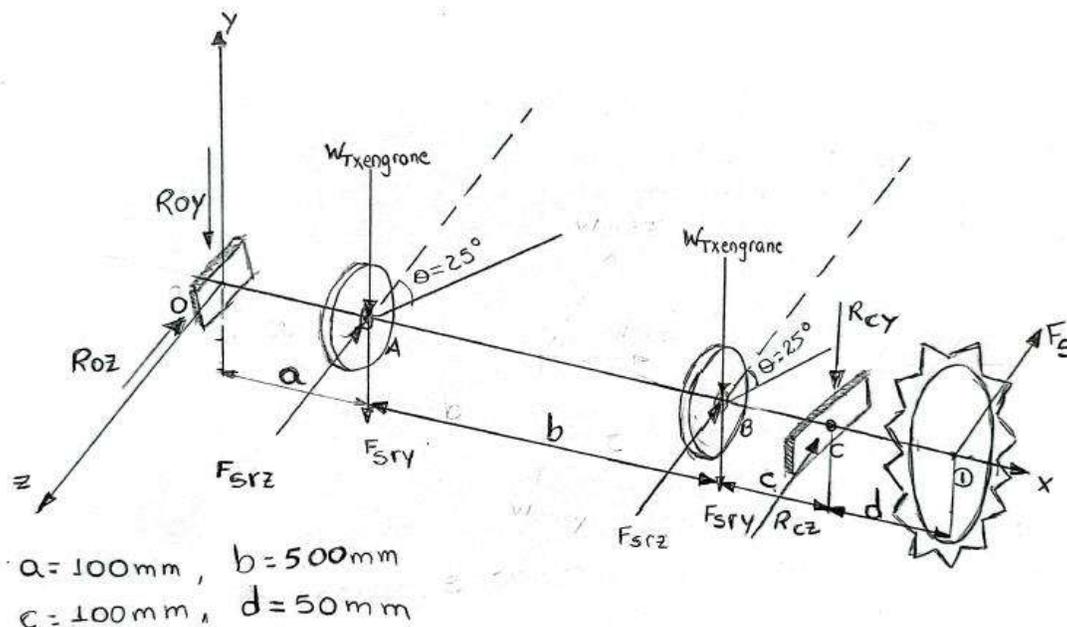
El diámetro del eje que se debe seleccionar para el eje principal deberá ser comercial y mayor a **40.14mm**, además debemos considerar que los soportes de pared (chumaceras), vienen en medidas estándar de acuerdo al catálogo de rodajes SKF (SKF, 2008, pp. 939). Para poder seleccionar el diámetro del eje, este debe ser igual a la medida del diámetro interno de la chumacera. Por lo cual el diámetro seleccionado sería de la medida de **1 11/16" \approx 42.8625mm**, el cual se estima que soportara el esfuerzo de flexión máximo de **145.89 MPa**; considerando como límite elástico del acero **CK45** los **370 MPa**, por lo que el esfuerzo de flexión máximo calculado se encuentra por debajo del límite elástico permitido.

4.3.2. Cálculo Del Eje Secundario.

Del mismo modo, para determinar el diámetro apropiado para el eje secundario, lo primero que se debe realizar es calcular las reacciones en los soportes del eje, las cuales pueden hallarse con ayuda de la **Figura 4-9**.

Figura 4-9

Dibujo a Mano Alzada del Eje Secundario.



Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo del diámetro del eje secundario se tiene que tener en cuenta la medida de las dimensiones de la catalina, piñón del separador de cribas, entre otros:

$$r_{catalina} := 72.5 \text{ mm} \quad : \text{ Radio de la catalina.}$$

$$r_{engrane} := 62.5 \text{ mm} \quad : \text{ Radio del piñón del separador de cribas.}$$

$$r := 45 \text{ mm} \quad : \text{ Radio del piñón de cadena.}$$

$$w_{catalina} := \frac{r}{r_{catalina}} \cdot w = 116.69 \text{ rpm} \quad : \text{ Velocidad angular de la catalina impulsada}$$

$$F_n := 5264.086 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza neta calculado en la catalina}$$

$$T_{catalina} := F_n \cdot r_{catalina} = 381.646 \text{ N} \cdot \text{m} \quad : \text{ Torque de la catalina impulsada.}$$

$$F_{nr} := \frac{T_{catalina}}{r_{engrane}} = 3053.17 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza neta asociado al engrane del separador de cribas.}$$

$$F_{sr} := 1.5 \cdot F_{nr} = 4579.755 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza flectora de la rueda impulsada del 2do eje.}$$

$$\theta := 25^\circ \quad : \text{ Angulo de caída de la fuerza flectora del engrane}$$

$$F_{sry} := \sin(\theta) \cdot F_{sr} = 1935.488 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza flectora de la rueda impulsada en el eje Y.}$$

$$F_{srz} := \cos(\theta) \cdot F_{sr} = 4150.667 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza flectora de la rueda impulsada en el eje Z.}$$

Es necesario considerar el peso de la cantidad de tierra que va a circular por el separador de cribas circulantes, para ello se consideró el peso de la tierra y el tubérculo de la papa indicado en el apartado “4.1.2 CALCULO DE LA POTENCIA DE TIRO REQUERIDA”, en donde se indica que el peso calculado es de:

$$W_{tierra} := 100 \text{ kgf} = 980.665 \text{ N} \quad : \text{ Peso del cultivo de papa cortado, sobre el separador de cribas.}$$

La fuerza por acción del peso de la tierra que actúa en el eje secundario sería de:

$$F_{Wtierraejsec} := \frac{W_{tierra}}{3} = 326.888 \text{ N}$$

Luego el peso que soporta cada engranaje del separador de cribas circulantes es:

$$W_{T\text{engrane}} := \frac{W_{\text{tierra}e\text{j}e\text{sec}}}{2} = 163.444 \text{ N}$$

Las distancias a tomar en cuenta para realizar el diagrama de cuerpo libre son las siguientes:

$$a := 100 \text{ mm} \quad b := 500 \text{ mm} \quad c := 100 \text{ mm} \quad d := 50 \text{ mm}$$

En la **Figura 4-10** se puede observar los valores de las fuerzas y cargas que actúan en el eje secundario, ingresados al software **PTC Mathcad**, para el cálculo y la validación de las reacciones obtenidas en el eje en mención.

Figura 4-10

Variables de Reacciones y Fuerzas en el Eje Secundario.

Restricción	Valores de prueba	<p>Incognitas</p> $R_{Oy} := 1 \text{ N} \quad R_{Cy} := 1 \text{ N}$ $R_{Oz} := 1 \text{ N} \quad R_{Cz} := 1 \text{ N}$
Restricción	Valores de prueba	<p>Sumatoria de Momentos y Fuerzas</p> $-a \cdot (F_{sry} + W_{T\text{engrane}}) - (a+b) \cdot (F_{sry} + W_{T\text{engrane}}) - (a+b+c) \cdot R_{Cy} = 0$ $-2 \cdot F_{sry} - 2 W_{T\text{engrane}} - R_{Oy} - R_{Cy} = 0$ $a \cdot F_{srz} + (a+b) \cdot F_{srz} + (a+b+c) \cdot R_{Cz} + (a+b+c+d) \cdot F_{s.catalina} = 0$ $2 \cdot F_{srz} + F_{s.catalina} + R_{Oz} + R_{Cz} = 0$
Solver		<p>Resultados</p> $\mathbf{find}(R_{Oy}, R_{Oz}, R_{Cy}, R_{Cz}) = \begin{bmatrix} -2098.932 \\ -3586.658 \\ -2098.932 \\ -12610.805 \end{bmatrix} \text{ N}$

Fuente: Elaboración propia.

$$R_{Oy} := -2098.932 \text{ N}$$

$$R_{Oz} := -3586.658 \text{ N}$$

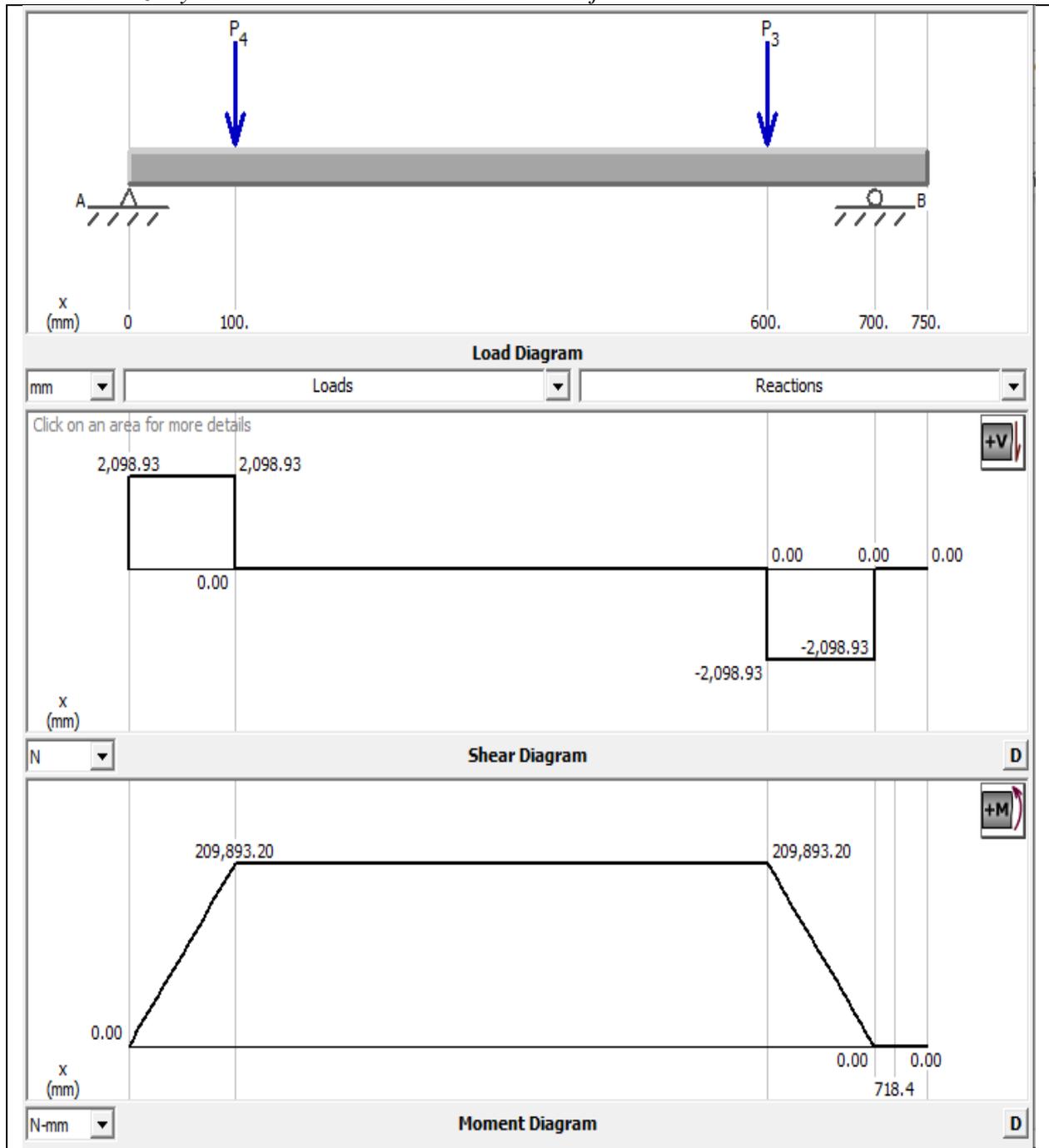
$$R_{Cy} := -2098.932 \text{ N}$$

$$R_{Cz} := -12610.805 \text{ N}$$

En la **Figura 4-11** y **Figura 4-12** se puede observar los diagramas de cuerpo libre de fuerzas cortantes y los momentos flexionantes que actúan en el eje secundario.

Figura 4-11

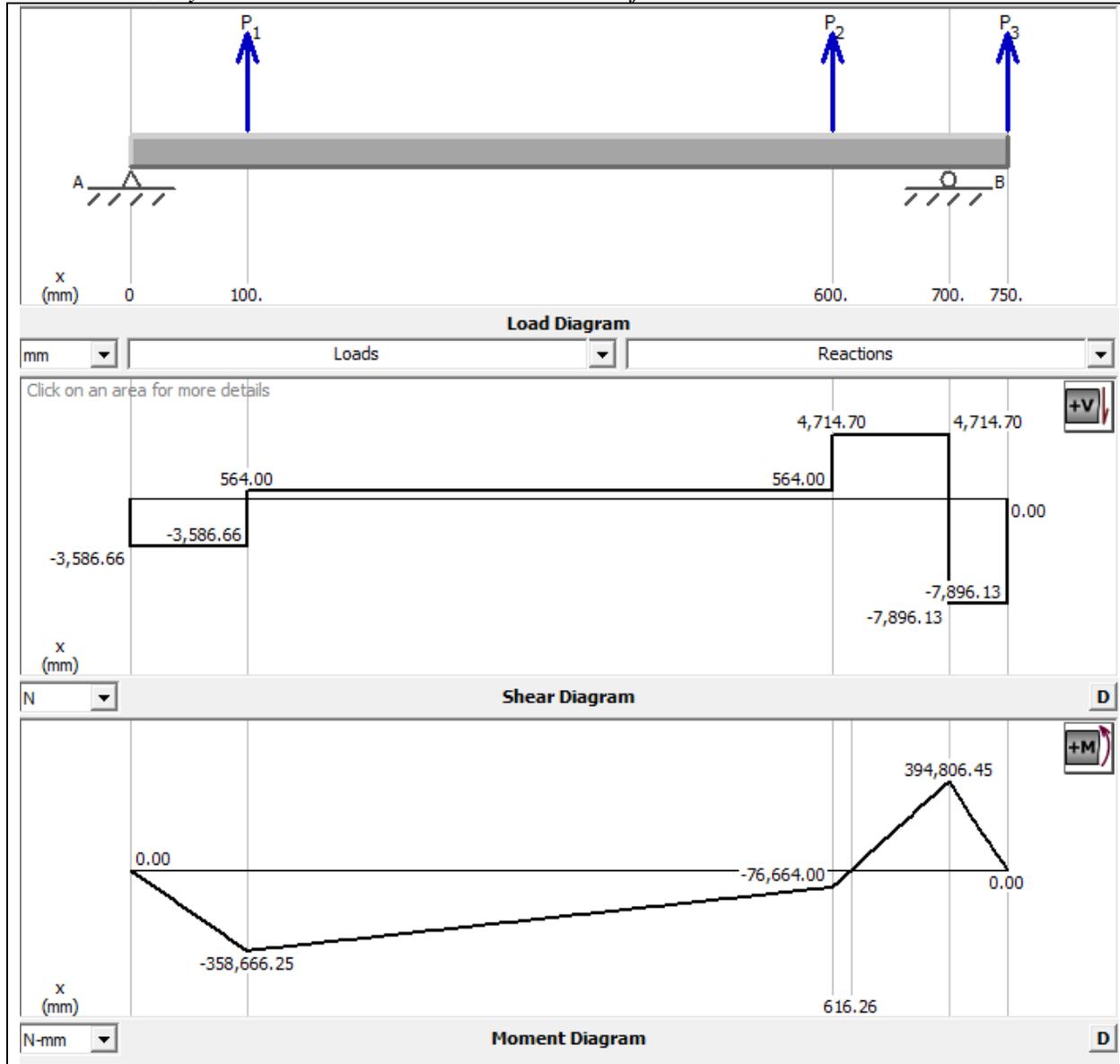
D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XY Sobre el Eje Secundario.



Fuente: Elaboración Propia.

Figura 4-12

D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano XZ Sobre el Eje Secundario.



Fuente: Elaboración Propia.

De los gráficos del momento flector en los planos XY y XZ, se puede determinar las resultantes de momentos en cada, los cuales se describen a continuación:

a) Momentos Flectores Máximos.

- En el punto A:

$$M_{Ay} := 209.893 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Az} := -358.666 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_A := \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Az}^2} = 415.568 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- En el punto B:

$$M_{By} := 209.893 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{Bz} := -76.664 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_B := \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bz}^2} = 223.456 \text{ N}\cdot\text{m}$$

- En el punto C:

$$M_{Cz} := 394.806 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_C := M_{Cz}$$

$$M_C = 394.806 \text{ N}\cdot\text{m}$$

El momento flector máximo se encuentra en el punto A

b) Cálculo del Diámetro del 2do Eje

$$d_{ejesecc} := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_p} \cdot \sqrt{(c_f \cdot M_A)^2 + (c_t \cdot T_{ejesecc})^2}} \quad : \text{Ecuación 11, Apartado 2.7.2, pp 41}$$

$$c_f := 1.5 \quad : \text{Factor de Choque Ver Anexo C (Tabla 0.13)}$$

$$c_t := 1.0 \quad : \text{Factor de Fatiga Ver Anexo C (Tabla 0.13)}$$

$$S_y := 370 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de fluencia para acero CK45}$$

$$\sigma_p := 0.3 \cdot S_y = 111 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo Permisible para acero CK45}$$

$$\sigma_{pch} := 0.75 \cdot \sigma_p = 83.25 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo Permisible para Ejes con chaveta}$$

$$w_{ejesecc} = 116.69 \text{ rpm} \quad : \text{Velocidad angular en el eje secundario.}$$

$T_{catalina} = 381.646 \text{ N}\cdot\text{m}$: Momento Torsor en el eje secundario.

$M_A = 415.568 \text{ N}\cdot\text{m}$: Momento Flector Máximo en el eje secundario.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene lo siguiente:

$$d_{ejesecc} := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_{pch}} \cdot \sqrt{(c_f \cdot M_A)^2 + (c_t \cdot T_{catalina})^2}} = 35.493 \text{ mm}$$

c) Cálculo de Esfuerzos

$$\tau_{xy} := \frac{16 \cdot T_{catalina}}{\pi \cdot d_{ejesecc}^3} = 43.47 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de Torsión. (Ecuación 8, pp 41)}$$

$$\sigma_x := \frac{32 \cdot M_A}{\pi \cdot d_{ejesecc}^3} = 94.666 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de Flexión. (Ecuación 10, pp 41)}$$

d) Selección de Cuñas (chavetero)

De acuerdo a la **Tabla 0.14** del Anexo C es posible elegir la cuña o chaveta correspondiente al eje secundario en evaluación:

- **(Ancho x Alto) = 10mm x 8mm.**

En síntesis, el diámetro del eje que se debe seleccionar para el eje secundario deberá ser comercial y mayor a **35.49mm**, además debemos considerar que los soportes de pared (chumaceras), vienen en medidas estándar de acuerdo al catálogo de rodajes SKF (SKF, 2008, pp. 939). Para poder seleccionar el diámetro del eje, este debe ser igual a la medida del diámetro interno de la chumacera. Por lo cual el diámetro del eje seleccionado sería de la medida de **1 7/16" ≈ 36.5125mm**, el cual se estima que soportara el esfuerzo de flexión máximo de **94.66MPa**; considerando como límite elástico del acero **CK45** los **370 MPa**, por lo que el esfuerzo de flexión máximo calculado se encuentra por debajo del límite elástico permitido.

4.3.3. Cálculo Del Tercer Eje (Rueda Guía)

El eje será analizado como el comportamiento de una viga ya que el rozamiento entre la cadena y las masas tendrá una fricción mínima lo que genera que el eje no tenga una velocidad importante ni se le entregará un torque. Las fuerzas que actúan en el eje será el peso de la tierra y la fuerza flexionante que va en la dirección del eje secundario.

Las ruedas entregaran una fuerza al eje de acuerdo al peso total del cultivo de papa que tiene encima del separador de cribas circulantes. Los valores determinados son los siguientes:

$a := 100 \text{ mm}$: Distancia del soporte 01 al primer rodillo.

$b := 500 \text{ mm}$: Distancia entre rodillos.

$c := 100 \text{ mm}$: Distancia del soporte 02 al segundo rodillo.

$W_{tierra} := 100 \text{ kgf} = 980.665 \text{ N}$: Peso total del prisma de cultivo de la papa.

$F_{Wtierra3er} := \frac{2 \cdot W_{tierra}}{3} = 653.777 \text{ N}$: Fuerza resultante que actúa en el tercer eje.

$F_{ruedaguia} := \frac{F_{Wtierra3er}}{2} = 326.888 \text{ N}$: Fuerza que actúa en cada rodillo.

Así mismo, la magnitud de la fuerza flexionante que actúa en el tercer eje es igual a la magnitud de la fuerza flexionante calculada en el segundo eje, para lo cual se tomara los siguientes valores:

$F_{sr} := 4579.755 \text{ N}$: Fuerza flexionante que actúa en el tercer eje.

$\theta := 25^\circ$: Angulo de dirección de la fuerza flectora.

$F_{sry} := \sin(\theta) \cdot F_{sr} = 1935.488 \text{ N}$: Componente en Y de la fuerza flectora que actúa en el 3^{er} eje.

$F_{srz} := \cos(\theta) F_{sr} = 4150.668 \text{ N}$: Componente en Z de la fuerza flectora que actúa en el 3^{er} eje.

$F_{By} := F_{sry} - F_{ruedaguia} = 1608.6 \text{ N}$

$F_{Bz} := F_{srz} = 4150.668 \text{ N}$

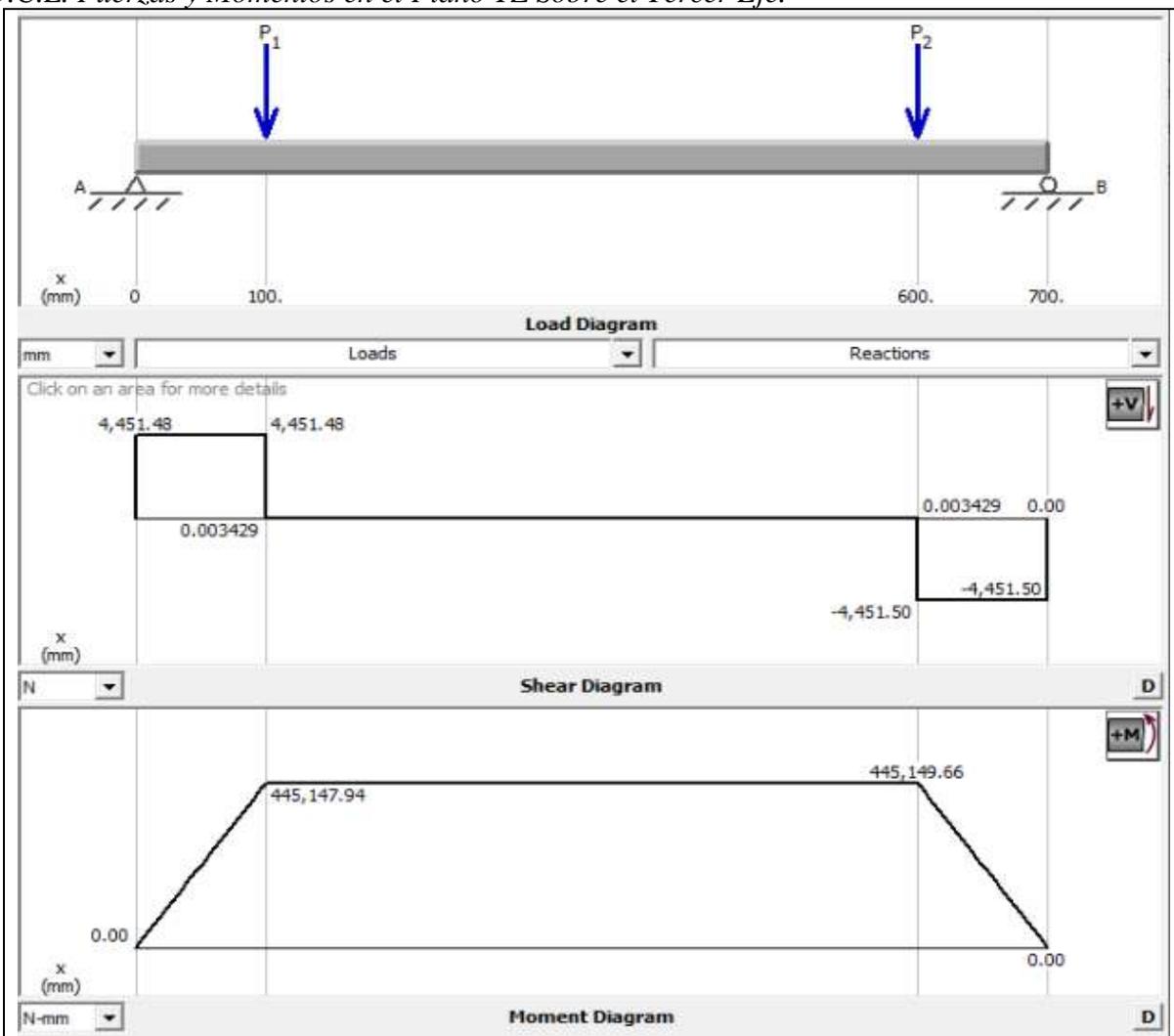
$$F_B := \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = 4451.476 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza resultante en el punto B.}$$

$F_C := F_B$: La fuerza resultante en las 02 ruedas es la misma.

De los datos obtenidos realizamos el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el tercer eje para obtener los esfuerzos máximos que se generan y poder determinar la medida del diámetro del eje.

Figura 4-13

D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano YZ Sobre el Tercer Eje.



Fuente: Elaboración Propia.

Del grafico **Figura 4-13** de momento flector podemos ver que la resultante del momento flector máximo está en los puntos B y C.

a) **Momento Flector Máximo**

$$M_B = 445.148 \text{ N}\cdot\text{m}$$

b) **Cálculo del Diámetro del Eje**

$$d := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_p} \cdot \sqrt{(c_f \cdot M_B)^2 + (c_t \cdot T_{3er})^2}}$$

$$c_f := 1.5 \quad : \text{Factor de Choque Ver Anexo C (Tabla 0.13)}$$

$$c_t := 1.0 \quad : \text{Factor de Fatiga Ver Anexo C (Tabla 0.13)}$$

$$S_y := 370 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de fluencia para acero CK45}$$

$$\sigma_p := 0.3 \cdot S_y = 111 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo Permisible calculado para acero CK45}$$

$$\sigma_{p.ch} := 0.75 \cdot \sigma_p = 83.25 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo Permisible para Ejes con chaveta}$$

$$T_{3er} := 0 \text{ N}\cdot\text{m} \quad : \text{Momento torsor}$$

$$M_B = 445.148 \text{ N}\cdot\text{m} \quad : \text{Momento flector máximo}$$

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene lo siguiente:

$$d_{3er.eje} := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot \sigma_{p.ch}} \cdot \sqrt{(c_f \cdot M_B)^2 + (c_t \cdot T_{3er})^2}} = 34.44 \text{ mm}$$

c) **Cálculo de los Esfuerzos**

$$\tau_{xy3er.eje} = 0 \text{ Pa} \quad : \text{Esfuerzo de torsión.}$$

$$\sigma_{x3er.eje} := \frac{32 \cdot M_B}{\pi \cdot d_{3er.eje}^3} = 111 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de flexión.}$$

d) **Selección de Cuñas (chavetero)**

De acuerdo a la **Tabla 0.14** del Anexo C es posible elegir la cuña o chaveta para el tercer eje:

- (Ancho x Alto) = 10mm x 8mm.

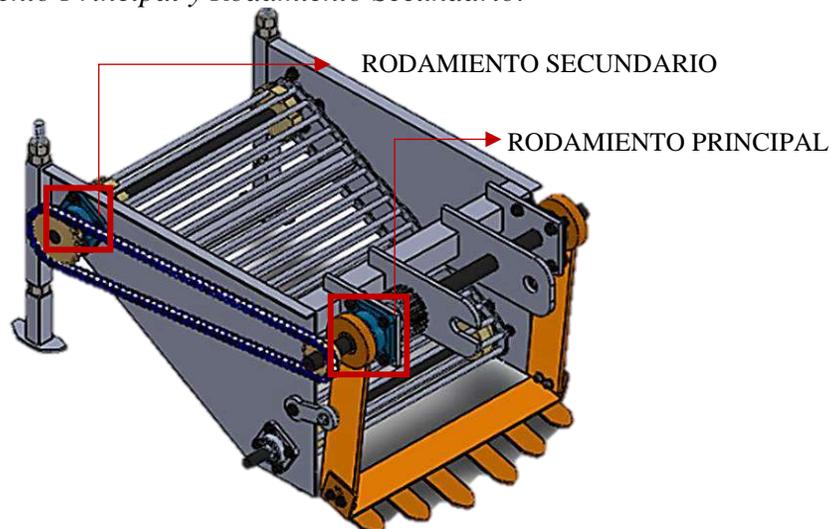
El diámetro del eje que se debe seleccionar para el tercer eje deberá ser comercial y mayor a **34.44mm**, además debemos considerar que los soportes de pared (chumaceras), vienen en medidas estándar de acuerdo al catálogo de rodajes SKF (SKF, 2008, pp. 939). Para seleccionar el diámetro del eje, este debe ser igual a la medida del diámetro interno de la chumacera. Por lo cual el diámetro del eje seleccionado sería de la medida de **1 7/16" \approx 36.5125mm**.

4.4. Selección De Rodamientos

En la **Figura 4-14** se aprecia la localización tanto del rodamiento principal como la del rodamiento secundario, quienes son los encargados de soportar las mayores cargas que se generan en el eje principal y eje secundario.

Figura 4-14

Localización de Rodamiento Principal y Rodamiento Secundario.



Fuente: Elaboración propia

4.4.1. Selección De Rodamientos Para El Eje Principal

Las reacciones, que fueron obtenidas en el capítulo anterior, referente a los puntos de apoyo O y B sobre el eje principal, son los siguientes:

- Reacciones en el punto B:

$$R_{By} := 3077.871 \text{ N}$$

$$R_{Bz} := 8114.996 \text{ N}$$

$$R_B := \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 8679.08 \text{ N}$$

- Reacciones en el punto O:

$$R_{Oy} := 775.125 \text{ N}$$

$$R_{Oz} := -4899.409 \text{ N}$$

$$R_O := \sqrt{R_{Oy}^2 + R_{Oz}^2} = 4960.35 \text{ N}$$

De las reacciones totales R_B y R_O , la reacción máxima se encuentra en el punto “B”, el diámetro seleccionado para el eje principal es de $1 \frac{11}{16}'' \cong 42.8625\text{mm}$, posteriormente, para la elección de los rodamientos se busco en el **catalogo general rodamientos SKF**, cuya ficha técnica se encuentra en el **Anexo D**. Entre las especificaciones técnicas del rodamiento de diámetro interno $1 \frac{11}{16}''$, es conveniente mencionar:

$C := 33.2 \text{ kN}$: Capacidad de carga dinámica, ver **Anexo D Tabla 0.17**.

$C_O := 21.6 \text{ kN}$: Capacidad de carga estática, ver **Anexo D Tabla 0.17**.

Para determinar la vida a la fatiga L_{10} , se consideró el factor de confiabilidad $K_R = I$; en el caso de probabilidad de falla de **5%**, el valor de K_R corresponde a 0.62, con lo cual se obtiene:

- Duración del rodamiento de bolas en la Reacción mayor en el punto B.

$$L_{10B} := \left(\frac{C}{R_B} \right)^3 = 55.97 \quad : \text{Millones de revoluciones de vida a la fatiga. (Ecuación 12, pp. 49)}$$

$$L_{PB} := L_{10B} \cdot K_R = 34.7 \quad : \text{Millones de revoluciones de vida a la fatiga. (Ecuación 13, pp. 49), Rango de Falla: 5\%}$$

- Duración en rodamiento de bolas de Reacción menor en el punto O.

$$L_{10O} := \left(\frac{C}{R_O} \right)^3 = 299.83 \quad : \text{Millones de Revoluciones de vida a la fatiga.}$$

$L_{PO} := L_{10O} \cdot K_R = 185.9$: Millones de Rev. de vida a la fatiga, Rango de Falla: 5%

En líneas generales, el rodamiento soporta una carga máxima aplicada de **8.679KN** que está por debajo de su límite de **33.2KN** lo cual garantiza el correcto desempeño de la máquina.

4.4.2. Selección De Rodamientos Para El Eje Secundario

Las reacciones obtenidas en el capítulo anterior, referente a los puntos de apoyo O y C del eje secundario, son los siguientes:

- Reacciones en el punto C:

$$R_{Cy} := -2098.932 \text{ N}$$

$$R_{Cz} := 12610.805 \text{ N}$$

$$R_C := \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = 12784.28 \text{ N}$$

- Reacciones en el punto O:

$$R_{Oy} := -2098.932 \text{ N}$$

$$R_{Oz} := -3586.658 \text{ N}$$

$$R_O := \sqrt{R_{Oy}^2 + R_{Oz}^2} = 4155.67 \text{ N}$$

De las reacciones totales R_C y R_O , la reaccion maxima se encuentra en el punto “C”, ahora el diametro seleccionado para el eje secundario es de **1 7/16" \cong 36.5125mm**; posteriormente, para la eleccion de los rodamientos se busco en el **catalogo general rodamientos SKF**, cuya ficha tecnica se encuentra en el anexo D, **Tabla 0.16**.

Entre las especificaciones técnicas del rodamiento de diámetro interno **1 7/16"**, es conveniente mencionar:

$C := 25.3 \text{ kN}$: Capacidad de carga dinámica, ver Anexo D **Tabla 0.17**.

$C_O := 15.3 \text{ kN}$: Capacidad de carga estática, ver Anexo D **Tabla 0.17**.

Para determinar la vida a la fatiga L_{10} de ambos rodamientos, se consideró el factor de confiabilidad $K_R = 1$; en el caso de probabilidad de falla de 5%, el valor de K_R corresponde a 0.62, con lo cual se obtienen los siguientes valores:

- Duración en rodamiento de bolas de Reacción mayor en el punto C.

$$L_{10C} := \left(\frac{C}{R_C} \right)^3 = 7.75 \quad : \text{ Millones de Revoluciones de vida a la fatiga. (Ecuación 12c, pp. 49)}$$

$$L_{PC} := L_{10C} \cdot K_R = 4.81 \quad : \text{ Millones de Revoluciones de vida a la fatiga. (Ecuación 13c, pp. 49)} \\ \text{Rango de Falla 5\%}$$

- Duración en rodamiento de bolas de Reacción menor en el punto O.

$$L_{10O} := \left(\frac{C}{R_O} \right)^3 = 225.65 \quad : \text{ Millones de Revoluciones de vida a la fatiga.}$$

$$L_{PO} := L_{10O} \cdot K_R = 139.9 \quad : \text{ Millones de Revoluciones de vida a la fatiga, Rango de Falla: 5\%}$$

En resumen, el rodamiento soporta una carga máxima aplicada de **12.78KN** que está por debajo de su límite de **25.3KN** lo cual cumple con el desempeño de la máquina.

4.4.3. Selección De Rodamientos Para El Tercer Eje.

Las reacciones, obtenidas en el capítulo anterior, referente a los puntos de apoyo B y C del tercer eje son los siguientes:

- Reacciones en el punto A:

$$R_A := 4451.476 \text{ N}$$

- Reacciones en el punto D:

$$R_D := R_A$$

$$R_D = 4451.48 \text{ N}$$

Las reacciones totales R_A y R_D , son iguales, por lo que el calculo de la vida util se

desarrollara en el punto “A”, ahora el diametro seleccionado para el tercer eje es de $1\frac{7}{16}'' \cong 36.5125\text{mm}$; posteriormente, para la eleccion de los rodamientos se busco en el **catalogo general rodamientos SKF**, cuya ficha tecnica se encuentra en el anexo D, **Tabla 0.16**.

Entre las especificaciones técnicas del rodamiento de diámetro interno $1\frac{7}{16}''$, es conveniente mencionar:

$C := 25.3\text{ kN}$: Capacidad de carga dinámica, ver Anexo D **Tabla 0.17**.

$C_0 := 15.3\text{ kN}$: Capacidad de carga estática, ver Anexo D **Tabla 0.17**.

Para determinar la vida a la fatiga L_{10} de ambos rodamientos, se consideró el factor de confiabilidad $K_R = 1$; en el caso de probabilidad de falla de 5%, el valor de K_R corresponde a 0.62, con lo cual se obtienen los siguientes valores:

- Duración en rodamiento de bolas de Reacción mayor en el punto C.

$$L_{10A} := \left(\frac{C}{R_A}\right)^3 = 183.59 \quad : \text{Millones de Revoluciones de vida a la fatiga. (Ecuación 12, pp 49)}$$

$$L_{PA} := L_{10A} \cdot K_R = 113.83 \quad : \text{Millones de Revoluciones de vida a la fatiga. (Ecuación 13, pp 49), Rango de Falla 5\%}$$

- Duración en rodamiento de bolas de Reacción menor en el punto D.

$$L_{10D} := L_{10A} = 183.59 \quad : \text{Millones de Revoluciones de vida a la fatiga.}$$

$$L_{PD} := L_{10D} \cdot K_R = 113.83 \quad : \text{Millones de Revoluciones de vida a la fatiga, Rango de Falla: 5\%}$$

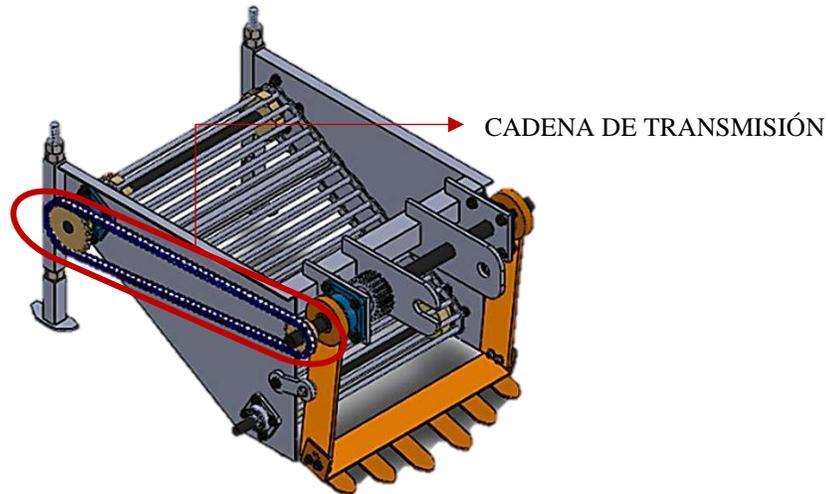
En resumen, el rodamiento soporta una carga máxima aplicada de **4.45KN** que está por debajo de su límite de **25.3KN**, con lo cual cumple con el desempeño de la máquina.

4.5. Cálculo Y Selección De La Cadena

En la **Figura 4-15**, se aprecia la localización de la cadena de transmisión.

Figura 4-15

Localización de Cadena de Transmisión.



Fuente: Elaboración propia.

La normativa ANSI establece los estándares de los elementos denominados cadenas de rodillos en relación a sus tamaños. Donde el paso, corresponde a lo que tiene que ver con la distancia lineal entre los centros de los rodillos; así mismo, el ancho se encuentra relacionado al espacio existente entre las placas de eslabón interiores. Las cadenas de rodillos se diseñan y fabrican por medio de torón sencillos, dobles, triples y cuádruples. (Budynas & Nisbett J., 2012)

La selección se realizó según las Dimensiones de Cadenas Estandarizadas para Rodillos Americanos localizadas en el **Anexo E**, donde se puede apreciar las características y propiedades técnicas según el número de cadena ANSI. La cadena a elegir será el Numero 60 cuyas especificaciones técnicas se muestran como sigue:

$p := 19.05 \text{ mm}$: Paso, Ver Anexo E (**Tabla 0.18**)

$A := 12.7 \text{ mm}$: Ancho, Ver Anexo E (**Tabla 0.18**)

$F_y := 31300 \text{ N}$: Resistencia mínima a la tensión. Ver Anexo E (**Tabla 0.18**)

$d_{\text{rodillo}} := 11.91 \text{ mm}$: Diámetro del rodillo. Ver Anexo E (**Tabla 0.18**)

La potencia neta o nominal que se transmite del motocultor al eje principal para el movimiento del separador de cribas circulantes es:

$H_{\text{nom.}} = 10.581 \text{ hp}$: Potencia neta transmitida por el motocultor. Ver Apartado **4.1.1, pp 70**

El número de revoluciones de salida del eje principal es:

$n_1 := 188 \text{ rpm}$

Con ello, es posible elegir la catalina impulsora e impulsada con el siguiente número de dientes:

$N_1 = 15 \text{ dientes}$ Catarina Impulsora.

$N_2 = 23 \text{ dientes}$ Catarina Impulsada.

Con el número de dientes de la Catarina impulsora se selecciona de la **Tabla 0.19** el factor de corrección de dientes K_1 .

$K_{1a} := 0.87$ Potencia pre-extrema

$K_{1b} := 0.83$ Potencia post-extrema

De la **Tabla 0.20** se selecciona el factor de hilera múltiple K_2 , para la transmisión de cadena con una sola hilera: $K_2 = 1$. Impacto moderado, día de trabajo poco normal de 18 horas, deficiente lubricación, temperaturas frías, ambientes sucios, transmisión corta $C/p = 25$.

a) Diámetro de paso de la Catalina impulsora.

$$D := \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} = 91.625 \text{ mm} \quad \text{: Ecuación 15, pp 44}$$

El ángulo de articulación proviene de la siguiente relación $\gamma = \frac{360^\circ}{N_1}$, de la cual se obtiene el ángulo necesario:

$$\frac{\gamma}{2} = 12^\circ$$

b) Velocidad de la cadena

Se tiene los datos de que se determinaron y seleccionaron anteriormente, de donde se obtiene la siguiente velocidad:

$$V := \frac{N_1 \cdot p \cdot n_1}{12} = 0.469 \frac{m}{s} \quad \text{: Ecuación 16, pp 45}$$

La velocidad máxima de la catalina impulsora se determina con la siguiente ecuación:

$$V_{max} := \frac{\pi \cdot D \cdot n_1}{12} = 0.472 \frac{m}{s} \quad \text{: Ecuación 17, pp 45}$$

Para determinar la velocidad de salida mínima se debe calcular el diámetro menor:

$$d := D \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)$$

La velocidad de salida mínima es:

$$V_{min} := \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{12} = 0.399 \frac{m}{s} \quad \text{: Ecuación 18, pp 45}$$

Por último, la variación cordal de la velocidad se determina a través de:

$$\Delta V := \frac{V_{max} - V_{min}}{V} = 0.157 \quad \text{: Ecuación 19, pp 45}$$

c) Resistencia a la fatiga

- Potencia nominal limitada por la placa del eslabón.

$$H_1 := 0.0040 N_1^{1.08} \cdot 188^{0.9} \cdot 0.75^{(3-0.07 \cdot 0.75)} \cdot 1 \text{ hp} = 3.554 \text{ hp} \quad \text{: Ecuación 20, pp 45}$$

- Potencia nominal limitada por los rodillos del eslabón.

$$H_2 := \frac{1000 \cdot K_r \cdot N_1^{1.5} \cdot 0.75^{0.8}}{188^{1.5}} \cdot 1 \text{ hp} = 304.367 \text{ hp} \quad \text{: Ecuación 21, pp 45}$$

Finalmente, el valor tabulado es:

$$H_{tab} := \min(H_1, H_2) = 3.554 \text{ hp}$$

$$H_{nom.} := H_{tab} = 3.554 \text{ hp}$$

d) Distancia entre centros.

$$L := 2 \text{ m} \quad : \text{ longitud de la cadena.}$$

Para determinar la distancia entre centros es necesario calcular:

$$A := \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} = -85.987 \quad : \text{ Ecuación 22, pp 46}$$

Con lo cual se determina que la distancia entre centros es:

$$C := \frac{p}{4} \cdot \left(-A + \sqrt{A^2 - 8 \cdot \left(\frac{N_2 - N_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right) = 818.666 \text{ mm}$$

e) Potencia permisible

Se tienen los siguientes datos para determinar la potencia permisible:

$$H_{tab} = 3.554 \text{ hp} \quad : \text{ Potencia tabulada.}$$

$$K_{1a} := 0.87 \quad : \text{ Factor de corrección de dientes, Ver Anexo E (Tabla 0.19)}$$

$$K_2 := 1 \quad : \text{ Factor de hileras múltiples, Ver Anexo E (Tabla 0.20)}$$

La potencia permisible calculada es:

$$H_a := H_{tab} \cdot K_{1a} \cdot K_2 = 3.092 \text{ hp} \quad : \text{ Ecuación 24, pp 46}$$

f) Potencia a transmitir

Para determinar la potencia a transmitir se seleccionará los siguientes valores:

$$H_{nom.} = 3.554 \text{ hp} \quad : \text{ Potencia nominal}$$

$$K_s := 1.1 \quad : \text{ Factor de servicio para cadenas, Ver Anexo E (Tabla 0.21)}$$

$n_d := 1.1$: Factor de diseño.

La potencia calculada a transmitir por la cadena es:

$$H_d := H_{nom.} \cdot K_s \cdot n_d = 4.3 \text{ hp} \quad : \text{Ecuación 25, pp 46}$$

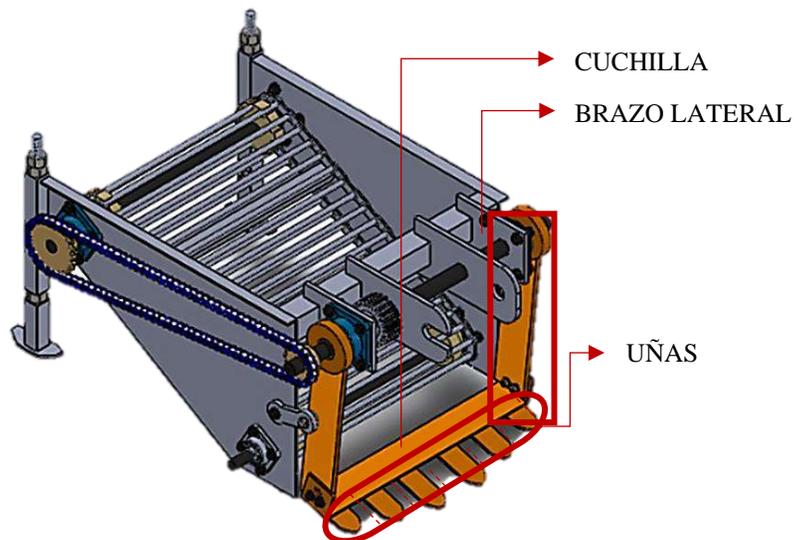
La cadena seleccionada puede transmitir **4.30hp** a una velocidad angular de **188rpm**, el cual está dentro de lo establecido en la **Tabla 0.22** Capacidad nominal de cadenas de paso único de torón, lo cual permite asegurar que puede trabajar sin sufrir daño durante su vida útil.

4.6. Cálculo Del Brazo Lateral Y Cuchilla

En la **Figura 4-16** se aprecia la localización de la cuchilla, brazo lateral y uñas.

Figura 4-16

Localización de Cuchilla, Brazo Lateral y Uñas.



Fuente: Elaboración propia.

4.6.1. Brazo Lateral

Para determinar el esfuerzo cortante y esfuerzo flector máximo que se genera en el brazo lateral de la cuchilla, se considerará las dimensiones del brazo lateral:

$l := 458 \text{ mm}$ $a := 95 \text{ mm}$ $b := 12 \text{ mm}$: Dimensiones del brazo lateral de la cuchilla

$F_{cuchilla} := 3126.938 \text{ N}$: Fuerza actuante sobre el brazo de la cuchilla.

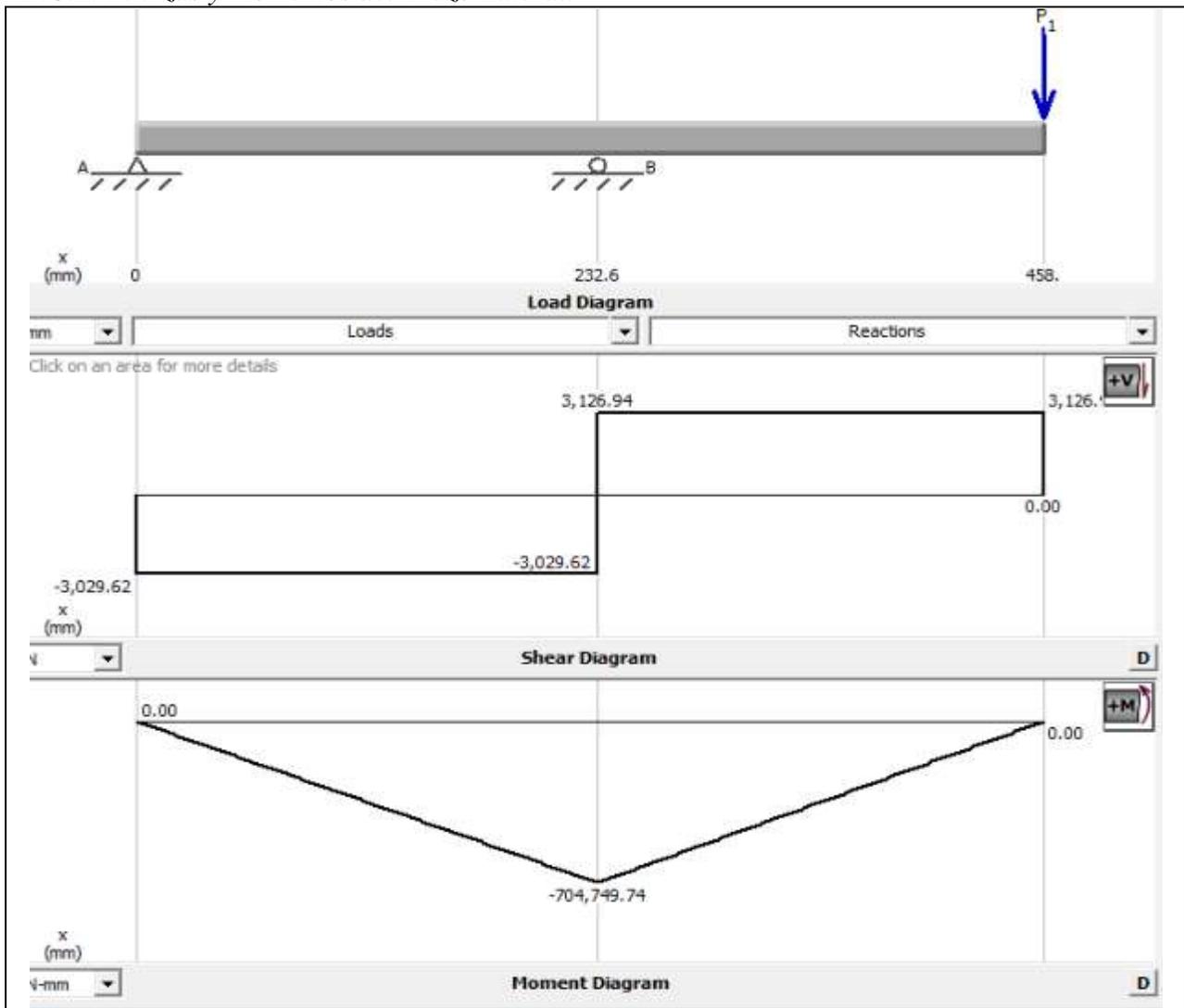
$$E := 2.1 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \quad : \text{Modulo de Young.}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa} \quad : \text{Esfuerzo de fluencia para acero A-36}$$

En la **Figura 4-17** es posible apreciar el **DCL** de las fuerzas cortantes y momentos flexionantes correspondiente al brazo lateral de la cuchilla.

Figura 4-17

D.C.L. Fuerzas y Momentos del Brazo Lateral.



Fuente: Elaboración Propia.

- **Cálculo del Esfuerzo Cortante Máximo**

$$A := a \cdot b = 1140 \text{ mm}^2 \quad : \text{Sección transversal del brazo.}$$

$$\tau := \frac{F_{cuchilla}}{A} = 2.743 \text{ MPa} \quad : \text{ Esfuerzo cortante maximo en el brazo.}$$

▪ **Cálculo del Esfuerzo Flector Máximo**

$$I := \frac{b \cdot a^3}{12} = (8.574 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4 \quad : \text{ Ver apartado 2.7.5, pp. 47}$$

$$M := F_{cuchilla} \cdot (l - 232.6 \text{ mm}) = 704.81 \text{ N} \cdot \text{m} \quad : \text{ Ver apartado 2.7.5, pp. 47}$$

$$c := \frac{a}{2} = 0.048 \text{ m} \quad : \text{ Ver apartado 2.7.5, pp. 47}$$

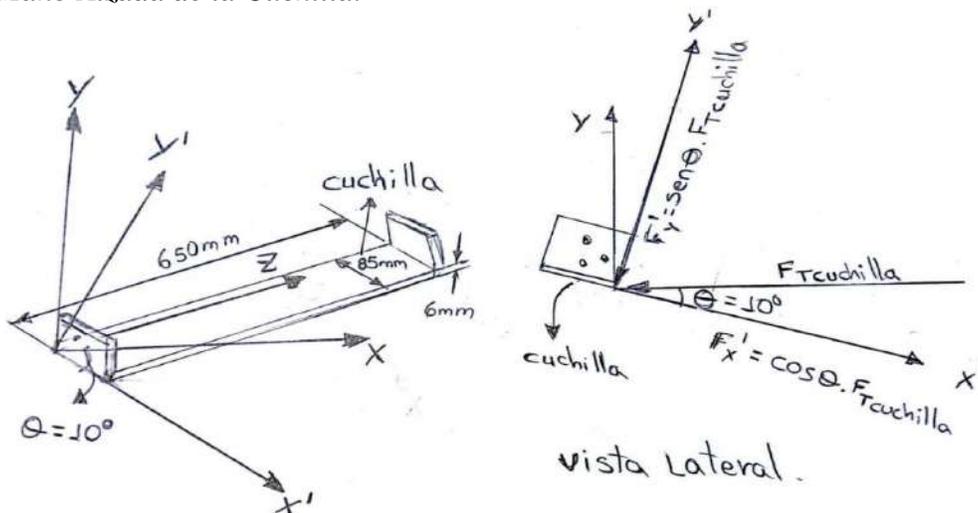
$$\sigma_f := \frac{M \cdot c}{I} = 39.05 \text{ MPa} \quad : \text{ Ver apartado 2.7.5, pp. 47}$$

El esfuerzo flector y el esfuerzo cortante se encuentran por debajo del límite elástico del acero estructural **A-36**, cumpliendo satisfactoriamente para las condiciones de trabajo de la máquina.

4.6.2 Cuchilla.

En la **Figura 4-18** se aprecia el detalle de las fuerzas generados en los planos X'Z' y Y'Z' y las dimensiones de la cuchilla:

Figura 4-18
Dibujo a Mano Alzada de la Cuchilla.



Fuente: Elaboración Propia.

$$l := 650 \text{ mm} \quad a := 85 \text{ mm} \quad b := 6 \text{ mm} \quad : \text{ Medidas de la cuchilla o soporte de las uñas.}$$

$$\theta := 10^\circ \quad : \text{ Angulo de inclinacion de la cuchilla.}$$

$F_{Tcuchilla} := 2 \cdot F_{cuchilla} = 6253.876 \text{ N}$: Fuerza total ejercida en el plano horizontal.

$F_x' := \cos(\theta) \cdot F_{Tcuchilla} = 6158.866 \text{ N}$: Fuerza ejercida en la dirección de la uña eje X'

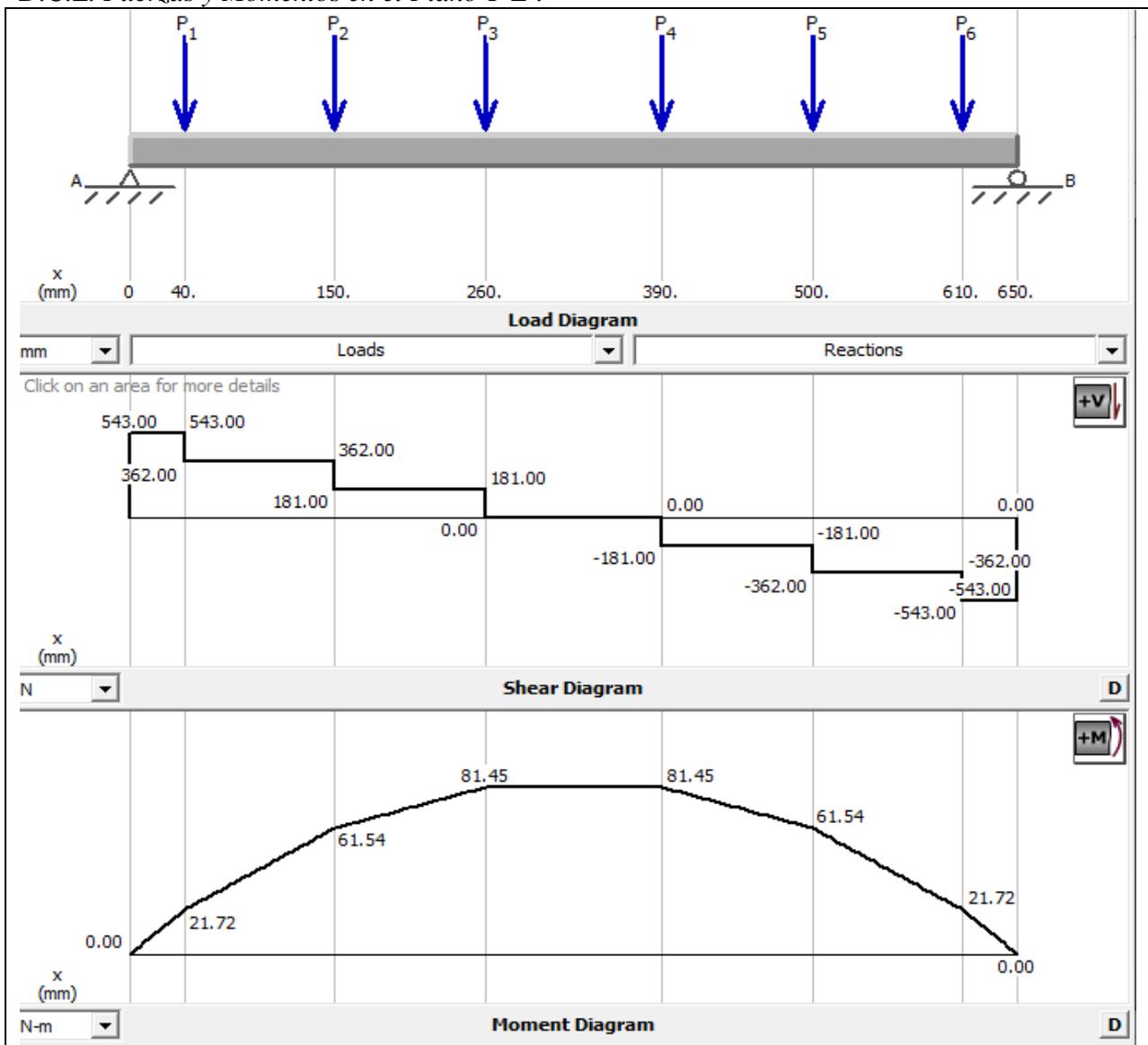
$F_y' := \sin(\theta) \cdot F_{Tcuchilla} = 1085.974 \text{ N}$: Fuerza ejercida en la dirección del eje Y'

$F_{uña} := \frac{F_x'}{6} = 1026.478 \text{ N}$: Fuerza ejercida por cada uña.

$A := a \cdot b = 510 \text{ mm}^2$: Área de la sección transversal de la cuchilla.

Figura 4-19

D.C.L. Fuerzas y Momentos en el Plano Y'Z'.



Fuente: Elaboración Propia.

- **Cálculo del Esfuerzo Cortante Máximo en el plano X'Z':**

$$F_{x\text{lado}} := \frac{F_x'}{2} = 3079.433 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza cortante máximo en cada extremo de la cuchilla.}$$

$$\tau_x' := \frac{F_{x\text{lado}}}{A} = 6.038 \text{ MPa} \quad : \text{ Esfuerzo cortante máximo en el plano X'Y'}$$

- **Cálculo del Esfuerzo Flector Máximo en el plano Y'Z':**

$$F_y' = 1085.974 \text{ N}$$

$$F_{y'\text{uña}} := \frac{F_y'}{6} = 180.996 \text{ N}$$

$$M_{yz} := 81.45 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$c' := \frac{b}{2} = 0.003 \text{ m}$$

$$I_{yz} := \frac{a \cdot b^3}{12} = (1.53 \cdot 10^{-9}) \text{ m}^4$$

$$\sigma_y' := \frac{M_{yz} \cdot c'}{I_{yz}} = 159.706 \text{ MPa}$$

El acero apropiado para la fabricación de la cuchilla debe ser de gran resistencia al desgaste por abrasión e impacto, debido a que estará en contacto con el cultivo de la papa. El material seleccionado es el acero **CHRONIT T1 450**, cuyo esfuerzo de fluencia es de **1163MPa**. Además, los esfuerzos flectores y cortantes generados en la cuchilla se encuentran por debajo de este límite de fluencia, cumpliendo satisfactoriamente a las condiciones de trabajo de la máquina.

4.6.3. Uñas.

La fuerza de resistencia al suelo será la que va actuar en las uñas, esta fuerza de resistencia será descompuesto en los planos X'Z' y Y'Z', luego se podrá determinar los esfuerzos y momentos generados en las uñas. A continuación, se describe la medida y fuerza en cada uña:

$l := 175 \text{ mm}$ $a := 60 \text{ mm}$ $b := 6 \text{ mm}$: Dimensiones de las uñas de corte.

$$F_{\text{uña}} := \frac{F_x'}{6} = 1026.478 \text{ N}$$

- Esfuerzo Normal Máximo en la dirección del plano X'Z':

$$A := a \cdot b = (3.6 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$\sigma_n := \frac{F_{\text{uña}}}{A} = 2.851 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo Cortante Máximo en el plano Y'Z':

$$A := a \cdot b = (3.6 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$F_{Y\text{uña}'} := \frac{F_y'}{6} = 180.996 \text{ N}$$

$$\tau := \frac{F_{Y\text{uña}'}}{A} = 0.503 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo Flector en el plano Y'Z':

$$c := \frac{b}{2} = 0.003 \text{ m}$$

$$I := \frac{a \cdot b^3}{12} = 1080 \text{ mm}^4$$

$$M := F_{Y\text{uña}'} \cdot l = 31.674 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_f := \frac{M \cdot c}{I} = 87.984 \text{ MPa}$$

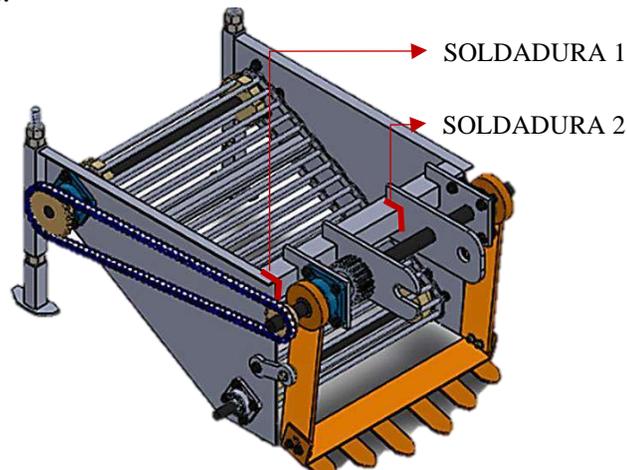
El material apropiado para la fabricación de las uñas debe ser de gran resistencia al desgaste por abrasión e impacto, debido a que estos serán los encargados en cortar el prisma o cultivo de la papa. El material seleccionado es el acero **CHRONIT T1 450**, cuyo esfuerzo de fluencia es de **1163MPa**. Además, el esfuerzo flector y el esfuerzo cortante en los planos X'Z' y Y'Z' se encuentran por debajo del límite de fluencia, cumpliendo satisfactoriamente a las condiciones de trabajo de la máquina.

4.7. Cálculo De Uniones Soldadas.

En los trabajos de soldadura se calcularon los esfuerzos que se generan en los puntos indicados en la **Figura 4-20**, ya que es allí donde existe la mayor concentración de esfuerzos, para lo cual se empleó los electrodos **6011** y **7018** que son comerciales y se pueden adquirir en cualquier ferretería de la ciudad del Cusco.

Figura 4-20

Localización de Soldaduras.



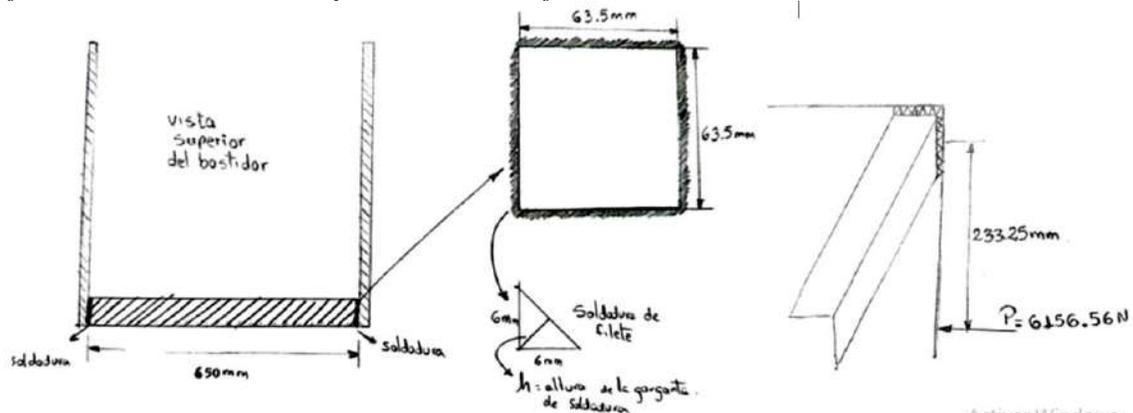
Fuente: Elaboración propia.

4.7.1 Cálculo De Soldadura 1

Para iniciar las labores de cálculo correspondientes a la Soldadura 1, es conveniente trazar el perfil de soldadura, tal y como se muestra en la **Figura 4-21**.

Figura 4-21

Dibujo a Mano Alzada Correspondiente al Perfil de Soldadura 1.



Fuente: Elaboracion propia.

Del perfil se desglosan los siguientes valores:

$P = 6156.56 \text{ N}$: Fuerza neta aplicada por la junta a la placa.

$h = 6 \text{ mm}$: Espesor del cateto de la soldadura.

$b = 63.5 \text{ mm}$: Longitud del lado b de la soldadura.

$d = 63.5 \text{ mm}$: Longitud del lado d de la soldadura.

$E_{6011} = 485 \text{ MPa}$: Limite de fluencia de E6011, ver, **Figura 4-4**.

$E_{7018} = 420 \text{ MPa}$: Limite de fluencia de E7018, ver, **Figura 4-9**

$\tau_{admE6011} = 0.3 E_{6011} = 145.5 \text{ MPa}$: Recomendación AISC 360-10.

$\tau_{admE7018} = 0.3 E_{7018} = 126 \text{ MPa}$: Recomendación AISC 360-10.

$y = 233.25 \text{ mm}$: Distancia de la soldadura a la fuerza P

Para obtener el Esfuerzo Resultante al que será sometido el trabajo de soldadura, primeramente, debe realizarse el cálculo tanto del Esfuerzo debido al Corte como del Esfuerzo debido al Momento Torsor. Para ello, debe calcularse el área de soldadura:

$$A_w := 1.414 \cdot h \cdot (b + d) = 1077.468 \text{ mm}^2$$

a) **Esfuerzo Cortante.**

$$f_s := \frac{P}{A_w} = 5.714 \text{ MPa}$$

b) **Esfuerzo Torsor.**

Para el cálculo del momento torsor, se debe calcular el momento de inercia polar, para lo cual se toma del **Anexo F** el segundo momento polar unitario del área (J_U), de acuerdo al tipo de soldadura trabajada:

$$J_U := \frac{(b + d)^3}{6} = (3.41 \cdot 10^5) \text{ mm}^3$$

El momento de inercia polar es el siguiente:

$$J := 0.707 \cdot h \cdot J_U = (1.45 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$$

Luego el momento torsor que se tiene es el siguiente:

$$T := P \cdot y = 1436.02 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El punto medio del área de la **Soldadura 1** es el siguiente:

$$c := \frac{b}{2} = 0.032 \text{ m}$$

$$f_t := \frac{T \cdot c}{J} = 31.48 \text{ MPa}$$

Finalmente, el esfuerzo resultante viene a ser:

$$F_R := \sqrt{f_s^2 + f_t^2} = 31.997 \text{ MPa}$$

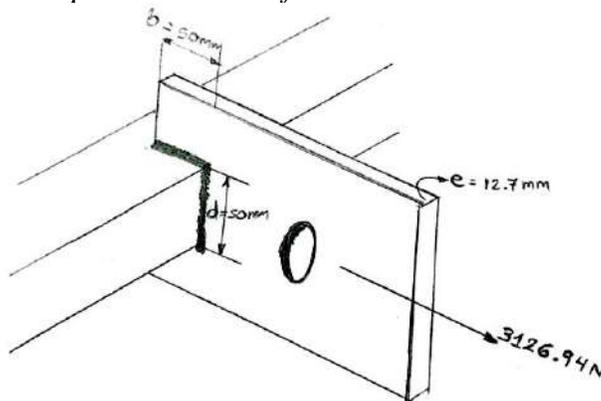
En resumen, el esfuerzo resultante se encuentra bastante por debajo del esfuerzo admisible del **E7018**, que es de **126MPa**.

4.7.2. Cálculo De Soldadura 2

De manera análoga al procedimiento anterior, para iniciar los cálculos a la **Soldadura 2**, es conveniente trazar el perfil de soldadura, tal y como se muestra en la **Figura 4-22**.

Figura 4-22

Dibujo a Mano Alzada Correspondiente al Perfil de Soldadura 2.



Fuente: Elaboración propia

Del perfil se desglosan los siguientes valores:

$P_1 = 3126.94 \text{ N}$: Fuerza Actuante, Ejercida en un lado del bastidor.

$h := 6 \text{ mm}$: Espesor de cateto de soldadura.

$b := 50 \text{ mm}$: Longitud de lado b de soldadura.

$d := 50 \text{ mm}$: Longitud de lado d de soldadura.

$E_{6011} := 485 \text{ MPa}$: Límite de fluencia de E6011, ver, **Figura 6-4**.

$E_{7018} := 420 \text{ MPa}$: Límite de fluencia de E7018, ver, **Figura 6-9**

$\tau_{admE6011} := 0.3 E_{6011} = 145.5 \text{ MPa}$: Recomendación AISC 360-10.

$\tau_{admE7018} := 0.3 E_{7018} = 126 \text{ MPa}$: Recomendación AISC 360-10.

Para obtener el Esfuerzo Resultante al que será sometido el trabajo de soldadura en cuestión, primeramente, debe realizarse el cálculo tanto del Esfuerzo debido al Corte como del Esfuerzo debido al Momento Torsor. Para ello, debe calcularse el área de soldadura:

$$A_w := 0.707 \cdot h \cdot (2 b + d) = 636.3 \text{ mm}^2$$

a) **Esfuerzo Cortante.**

$$f_s := \frac{P_1}{A_w} = 4.914 \text{ MPa}$$

En la **Figura 4-22** se observa que la fuerza que actúa en la **soldadura 2** pasa por el centro de la misma, razón por la cual el momento torsor que se genera es igual a cero, por ende, el cálculo del esfuerzo torsor es igual a cero, $f_t = 0$

Entonces el esfuerzo resultante viene a ser el siguiente:

$$F_R := f_s = 4.914 \text{ MPa}$$

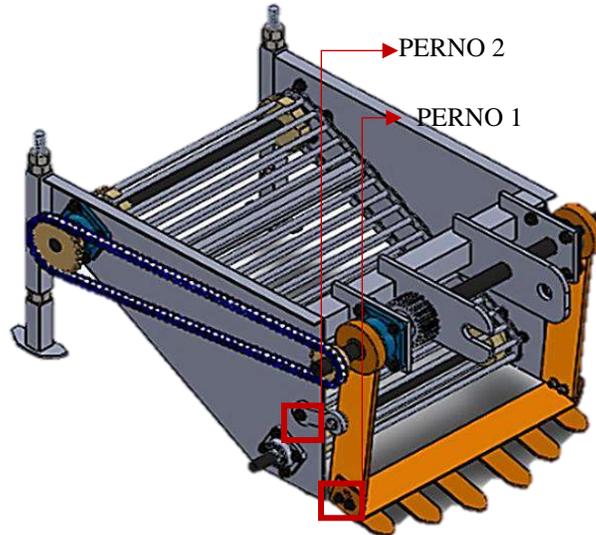
En resumen, el esfuerzo resultante se encuentra por debajo del esfuerzo admisible de **126MPa**.

4.8. Cálculo De Uniones Atornilladas

En la **Figura 4-23** se aprecia la localización de los pernos.

Figura 4-23

Localización de Pernos



Fuente: Elaboración propia.

4.8.1 Cálculo De Perno 1

$F_{cuchilla} := 3126.938 \text{ N}$: Fuerza Ejercida Por la Cuchilla

$d := 30 \text{ mm}$: Distancia al Centroide de los Pernos

$M := F_{cuchilla} \cdot d = 93.808 \text{ N} \cdot \text{m}$: Momento Resultante

$D := 6 \text{ mm}$: Espesor de la Plancha Cuchilla

$t := 12 \text{ mm}$: Espesor de la Plancha Soporte Lateral

$n := 2$: Numero de Pernos

$r_p := 3.175 \text{ mm}$: Radio de los Pernos, (pernos de 1/4" de diámetro)

$A := \pi \cdot r_p^2 = 31.669 \text{ mm}^2$: Área de la Sección de los Pernos

$L := 30 \text{ mm}$: Distancia entre la dirección de $F_{cuchilla}$ hasta la recta q pasa por el centro del perno de ajuste.

Los Perfiles estructurales a unir, tienen las siguientes características y propiedades mecánicas:

$S_y := 250 \text{ MPa}$: Limite de fluencia del acero A-36 aplicado en los brazos laterales.

$S_u := 400 \text{ MPa}$: Resistencia a la tracción del acero A-36 aplicado en los brazos laterales.

$S_y := 370 \text{ MPa}$: Limite de fluencia del acero CK-45, aplicado en los brazos laterales.

$S_{uy} := 650 \text{ MPa}$: Resistencia a la tracción del acero CK-45 aplicado en la cuchilla.

Los pernos SAE de grado 5 tienen las siguientes propiedades y características.

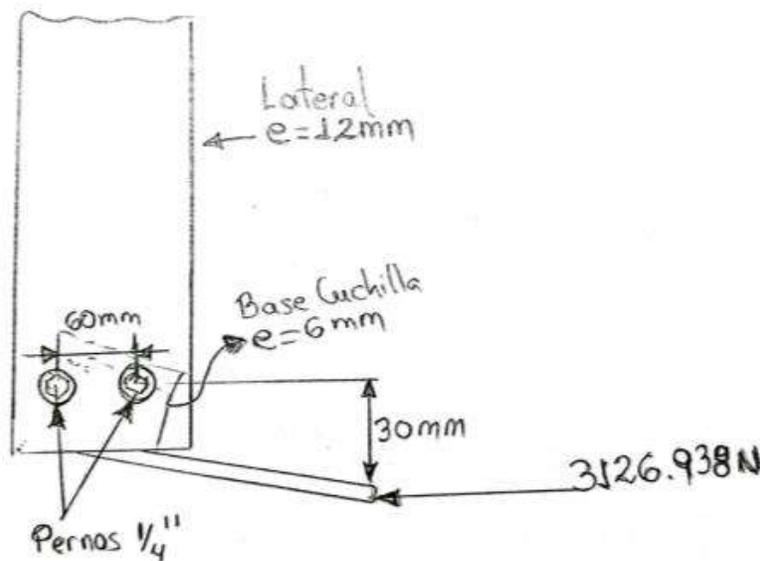
$S_p := 92000 \text{ psi} = 634.318 \text{ MPa}$: Limite de fluencia, ver **Anexo G, figura 0-8**

$S_{ut} := 120000 \text{ psi} = 827.371 \text{ MPa}$: Resistencia a la tracción, ver **Anexo G, figura 0-8**.

En la **Figura 4-24** puede apreciarse un boceto a mano alzada de los pernos de 1/4" de la cuchilla.

Figura 4-24

Dibujo a Mano Alzada de los Pernos de la Cuchilla.



Fuente: Elaboración propia.

a) Cálculo de la fuerza en cada perno debido al momento.

$$F_M := \frac{M}{n \cdot L} = 1563.469 \text{ N}$$

b) Cálculo de la fuerza en cada perno debido a la fuerza directa.

$$F_P := \frac{F_{cuchilla}}{n} = 1563.469 \text{ N}$$

c) Cálculo de la fuerza resultante.

$$F_R := F_M + F_P = 3126.938 \text{ N}$$

d) Cálculo del esfuerzo cortante.

$$\tau := \frac{F_R}{A} = 98.737 \text{ MPa}$$

e) Cálculo del esfuerzo por aplastamiento.

$$\sigma := \frac{F_{cuchilla}}{2 \cdot D \cdot t} = 21.715 \text{ MPa}$$

f) Factor de seguridad.

$$N := \frac{S_p}{\tau} = 6.424$$

En síntesis, los esfuerzos se encuentran por debajo del límite elástico para el perno grado SAE 5 de **634MPa**.

4.8.2 Cálculo De Perno 2

$P = 6155.085 \text{ N}$: Fuerza Ejercida por el templador o junta

$d := 12.7 \text{ mm}$: Espesor de la plancha Lateral de la Cuchilla

$t := 12.7 \text{ mm}$: Espesor del Templador

$n := 1$: Numero de Pernos

$r_{perno} := \frac{5}{16} \text{ in} = 7.938 \text{ mm}$: Radio de los Pernos, (pernos de 5/8" de diámetro)

$A := \pi \cdot r_{perno}^2 = 197.933 \text{ mm}^2$: Área de la Sección de los Pernos de 5/8"

a) Cálculo del esfuerzo cortante

$$\tau := \frac{P}{A} = 31.097 \text{ MPa}$$

b) Cálculo del esfuerzo por aplastamiento.

$$\sigma := \frac{P}{2 \cdot d \cdot t} = 19.081 \text{ MPa}$$

c) Factor de seguridad.

$$N := \frac{S_p}{\tau} = 20.398$$

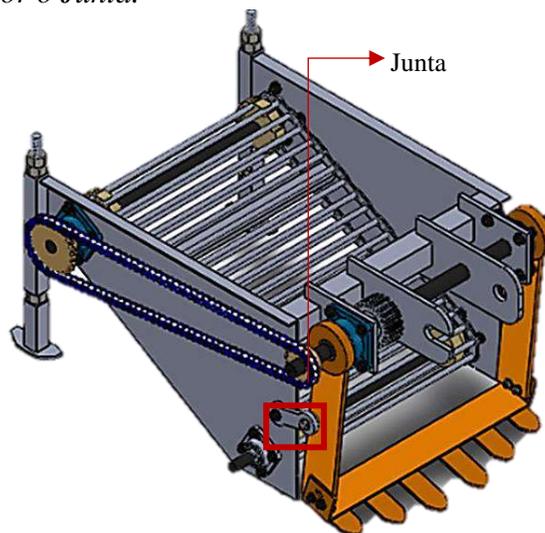
En resumen, los esfuerzos se encuentran por debajo del límite elástico para el perno grado SAE 5 de 634MPa.

4.9. Templador O Junta.

En la **Figura 4-25** se aprecia la localización del templador o junta.

Figura 4-25

Localización del Templador o Junta.



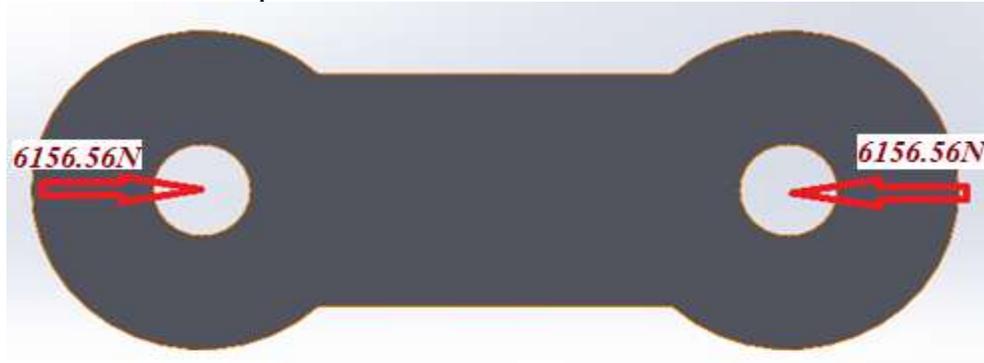
Fuente: Elaboración propia.

El templador o junta está hecha de acero estructural **A-36** y es fabricado de plancha de 13 mm de espesor. Las fuerzas ejercidas son de reacción y van en la dirección de las fuerzas de corte

que actúan en la cuchilla, su cálculo fue determinado en el apartado **4.6.1 BRAZO LATERAL**,
 Figura 4-16 Fuerzas y Momentos (N.m) del Brazo Lateral (pp. 110).

Figura 4-26

Fuerzas que Actúan en el Templador o Junta.



Fuente: Elaboración propia

El templador o junta estará fabricado de acero estructural **A-36**, para lo cual determinaremos el factor de diseño de este acero, partiendo de las propiedades mecánicas y el factor de seguridad para cargas de impacto para este acero, por lo que tomaremos el factor de seguridad descrito en el **Anexo D (Tabla 0.16 Factor de Seguridad para Distintas Formas de Carga)**.

$$\tau_d := \frac{S_y}{N}$$

Donde:

$S_y := 250 \text{ MPa}$: Esfuerzo de fluencia del acero **A-36**.

$N := 6$: Factor de diseño para fuerza cortante **Anexo D (Tabla 0.16)**

τ_d : Esfuerzo cortante de diseño.

$$\tau_d = 41.667 \text{ MPa}$$

Determinaremos los esfuerzos que se generan cuando el templador es sometido a fuerzas normales y cortantes, considerando las dimensiones indicadas para el cálculo de dichos esfuerzos:

$e := 12.7 \text{ mm}$: Espesor del Templador o Junta

$a := 40 \text{ mm}$: Ancho del Templador o Junta

$l := 95 \text{ mm}$: Longitud del Templador o Junta

$F_{\text{templador}} := 6156.56 \text{ N}$: Fuerza de reacción en el templador

Determinaremos el área para poder calcular los esfuerzos que se generan:

$A_1 := a \cdot e = 508 \text{ mm}^2$: Sección donde actuara la fuerza normal.

Finalmente determinaremos los esfuerzos que se generan cuando son aplicados las fuerzas normales y cortantes al templador o junta.

$\sigma_A := \frac{F_{\text{templador}}}{A_1} = 12.119 \text{ MPa}$: Esfuerzo normal generado en el templador.

De los resultados hallados podemos indicar que el esfuerzo de diseño es mucho mayor a los esfuerzos que se generan en el templador, con lo que cumple satisfactoriamente el uso de la plancha de acero **A-36** para la fabricación del templador o junta.

4.10. Separador De Cribas Circulantes.

4.10.1. Eslabones Del Separador De Cribas Circulantes.

La catalina impulsada para el transporte de la cadena, transmite un torque de **381.646 N.m** que fue calculado en el apartado **4.3.2. CALCULO DEL EJE SECUNDARIO**, en el cual también se determinó la fuerza flectora de cada engrane encargado de generar la rotación del separador de cribas circulantes, habiendo 02 engranes en el eje secundario, el torque de la catalina se divide en los 02 engranajes, resultando el siguiente torque:

$T_{\text{engrane}} = 190.823 \text{ N} \cdot \text{m}$: Torque transmitido por el piñón impulsor.

$r_{\text{engrane}} := 62.5 \text{ mm}$: Radio del piñón del separador de cribas.

$$F_{nr} := \frac{T_{engrane}}{r_{engrane}} = 3053.168 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza neta de la rueda asociada al torque impulsor.}$$

$$F_{sr} := 1.5 \cdot F_{nr} = 4579.752 \text{ N} \quad : \text{ Fuerza flectora de la rueda.}$$

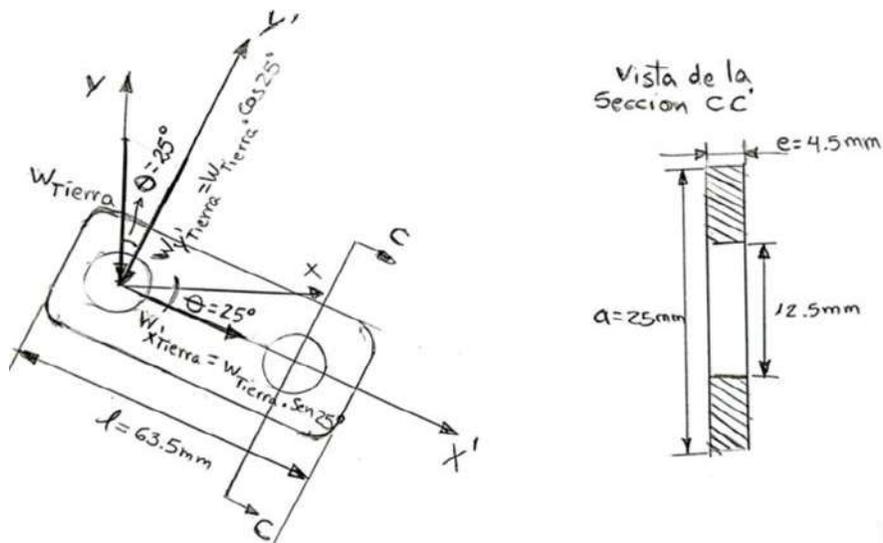
Debemos considerar el peso del prisma del cultivo de la papa, el cual también fue calculado en el apartado **4.3.2. CALCULO DEL EJE SECUNDARIO**, cuyo valor hallado es:

$$W_{tierra} := 100 \text{ kgf} = 980.665 \text{ N} \quad : \text{ Peso de cultivo de la papa, sobre el separador de cribas.}$$

En la **Figura 4-27** se puede apreciar la descomposición del peso del prisma del cultivo en el plano X'Y', con un ángulo de trabajo de 25°

Figura 4-27

Peso del Prisma Cortado que Actúa en el Eslabón del Separador.



Fuente: Elaboración propia.

Las fuerzas que han sido calculados son los siguientes:

$$\theta := 25^\circ \quad : \text{ Angulo de inclinación.}$$

$$W_{X'tierra} := W_{tierra} \cdot \sin(\theta) = 414.447 \text{ N} \quad : \text{ Peso o carga en la dirección de la fuerza flectora.}$$

$$W_{Y'tierra} := W_{tierra} \cdot \cos(\theta) = 888.784 \text{ N} \quad : \text{ Peso o carga normal a la dirección de la fuerza flectora}$$

Se utilizará el acero estructural **A-36** para la fabricación de los eslabones, para lo cual determinaremos el factor de diseño de este acero, partiendo de las propiedades mecánicas y el factor de seguridad para cargas repetitivas aplicadas para este acero, por lo que tomaremos el factor de seguridad descrito en el **Anexo D (Tabla 0.16)**.

$$\tau_d := \frac{S_y}{N}$$

Donde:

$S_y := 250 \text{ MPa}$: Esfuerzo de fluencia del acero A-36

$N := 4$: Factor de diseño para fuerza cortante **Anexo D (Tabla 0.16)**

τ_d : Esfuerzo cortante de diseño.

$$\tau_d = 62.5 \text{ MPa}$$

Determinaremos los esfuerzos que se generan cuando el eslabón es sometido a fuerzas normales y cortantes, considerando las dimensiones del eslabón indicadas, para el cálculo de dichos esfuerzos:

$e := 4.5 \text{ mm}$: Espesor del eslabón.

$a := 25 \text{ mm}$: Ancho del eslabón.

$c := \frac{a}{2} = 12.5 \text{ mm}$: Ancho del eslabón sombreado sometido a esfuerzos

$l := 63.5 \text{ mm}$: Longitud del eslabón.

Determinaremos el área para poder calcular los esfuerzos que se generan en el eslabón:

$A := c \cdot e = 56.25 \text{ mm}^2$: Sección del eslabón donde actúan las fuerzas.

El separador de cribas circulantes cuenta con dos líneas de cadenas, cada intersección entre varilla y eslabones está constituido en una razón de 1 a 4 respectivamente, por lo que el área total donde actúa las fuerzas es 4 veces mayor al área de 01 eslabón calculado.

$$\sigma_{\text{eslabon}} := \frac{F_{sr} + W_{X'tierra}}{4 \cdot A} = 22.196 \text{ MPa} \quad : \text{ Esfuerzo normal generado en cada eslabón.}$$

$$\tau_{\text{eslabon}} := \frac{W_{Y'tierra}}{4 \cdot A} = 3.95 \text{ MPa} \quad : \text{ Esfuerzo cortante generado en cada eslabón.}$$

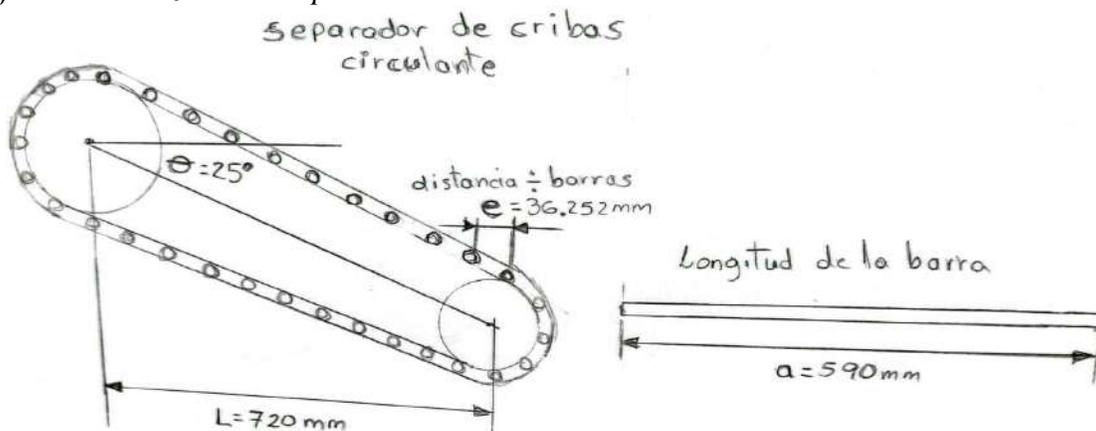
De los resultados hallados podemos indicar que el esfuerzo de diseño es mucho mayor a los esfuerzos que se generan en cada eslabón, con lo que cumple satisfactoriamente el uso de plantinas de acero **A-36** para la fabricación de los eslabones.

4.10.2. Barras Del Separador De Cribas Circulantes.

En la **Figura 4-28** se puede apreciar el separador de cribas y la longitud de una barra.

Figura 4-28

Dibujo a Mano Alzada del Separador de Cribas Circulante.



Fuente: Elaboración propia.

Para la fabricación del separador de cribas circulante se usarán barras circulares lisas de acero **A-36**, diámetro de 12 mm y 590 mm de longitud, la catalina impulsora generara la rotación del separador de cribas circulante, por lo cual las barras estarán sometidas a flexión debido al peso de la tierra que esta sobre el separador de cribas. El peso de la tierra que se encuentra sobre el separador de cribas circulantes es de **980.665N**. Para determinar el mayor esfuerzo generado en las barras, elegiremos la barra al inicio del ingreso de la tierra al módulo, donde el área es mayor.

El total de barras del separador de cribas que soportan el peso de la tierra son 18 que están en la parte superior, de donde elegiremos la primera barra que soportara el mayor peso del cultivo

de la papa, para determinar el esfuerzo de flexión máximo aplicado al acero estructural **A-36** seleccionado:

$n := 18$: Numero de barras que soportan el peso del cultivo de papa

$W_{tierra} := 100 \text{ kgf} = 980.665 \text{ N}$: Peso del cultivo de papa.

$L := 720 \text{ mm}$: Longitud del peso de la tierra distribuida sobre el separador de cribas.

$a := 590 \text{ mm}$: Longitud de la barra del separador de cribas.

$e := 40 \text{ mm} \cdot \cos(\theta) = 36.252 \text{ mm}$: Distancia entre barras del cultivo de papa.

$k := \frac{2 \cdot W_{tierra}}{L} = 2.724 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$: Fuerza distribuida en **N** por unidad de **mm**

$W_{barra} := k \cdot e = 98.754 \text{ N}$: Peso del cultivo de papa que soporta la 1ra barra de entrada al separador de cribas.

Luego hallamos el momento flector máximo, el cual se encuentra ubicado en el medio de la barra lisa del separador de cribas.

a) Momento Flector Máximo:

$$M_{XY} := W_{barra} \cdot \frac{a}{2} = 29.132 \text{ N} \cdot \text{m}$$

b) El Esfuerzo Máximo Estará dado Por:

$$\sigma_{XY} := \frac{32 \cdot M_{XY}}{\pi \cdot d^3} = 171.725 \text{ MPa}$$

Se considera como una carga estática el peso del cultivo de la papa que actúa sobre la barra en análisis, para lo cual el esfuerzo de flexión hallado es menor al límite de fluencia del acero **A-36**.

Con lo cual se puede mencionar que el material seleccionado para la fabricación de los eslabones y varillas para el armado del separador de cribas circulantes, cumple las necesidades y soporta los esfuerzos a los que será sometido el módulo.

CAPÍTULO V ANÁLISIS CON SIMULACIÓN NUMÉRICA

5.1. Análisis Del Módulo A Través Del Método Numérico

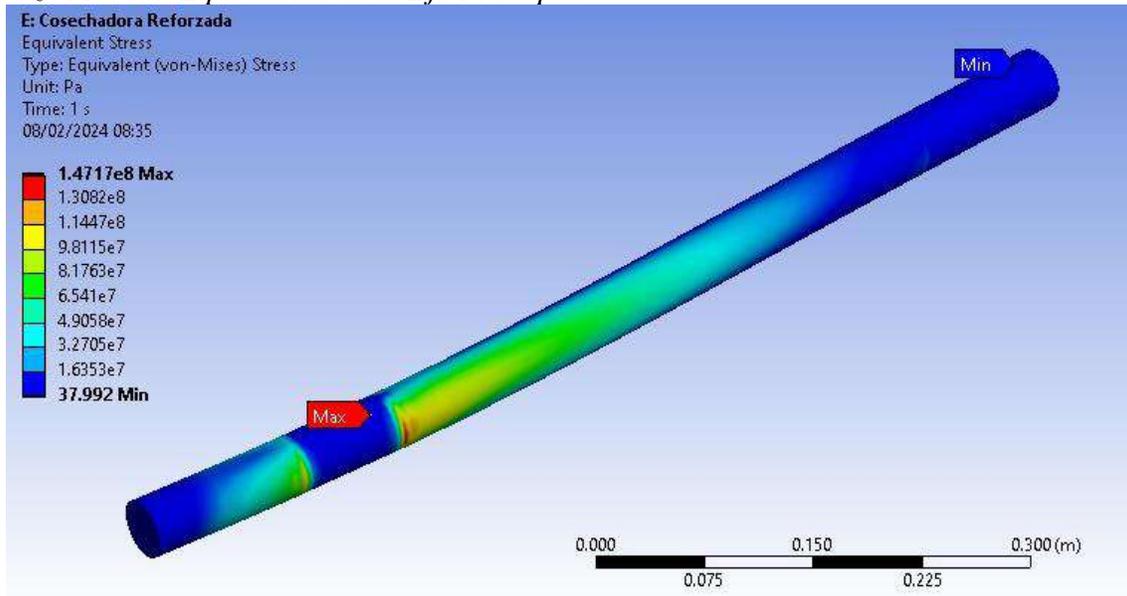
Para el análisis numérico se utilizó el método de elementos finitos mediante el software ANSYS 2021R2, el uso de este método nos ayudara a determinar los esfuerzos, las fuerzas resultantes y las deformaciones generados en las piezas que componen el módulo. Así mismo nos permitirá la verificación de los resultados obtenidos en el **capítulo IV**.

Se seleccionaron elementos para el módulo, como son engranajes, cadena, piñón, catalina y demás piezas para el funcionamiento de la misma, los esfuerzos obtenidos para estos elementos están por debajo de los esfuerzos permisibles o están dentro del parámetro establecido por el fabricante o las normas por las que fue aprobado, por lo cual no se realizara el análisis por el método de elementos finitos.

Del mismo modo, los esfuerzos generados en los 3 ejes, planchas laterales, brazos laterales, cuchilla y uñas deben analizarse con el método de elementos finitos y así poder verificar que no exista concentración de esfuerzos que perjudique o dañe a los elementos utilizados y que fueron calculados para su uso en el módulo.

- a. Análisis de Esfuerzos y Deformaciones del Eje Principal:** El material utilizado para este eje es el acero CK-45, fue analizado con el ANSYS 2021R2. El diámetro calculado en el **capítulo IV** fue **40.14mm** y tomándose como punto de partida este diámetro se eligio una medida mayor próxima que es **1 11/16" \approx 42.8625mm**. El eje principal fue sometido a fuerzas flectoras, fuerzas cortantes, momentos flectores y torsionantes, generándose esfuerzos flexionantes y esfuerzos cortantes a lo largo de la longitud del eje. El esfuerzo máximo equivalente se encuentra ubicado en el soporte o chumacera lado derecho del eje principal. La magnitud resultante fue de **147.17MPa**, tal y como se aprecia en la **Figura V-1**

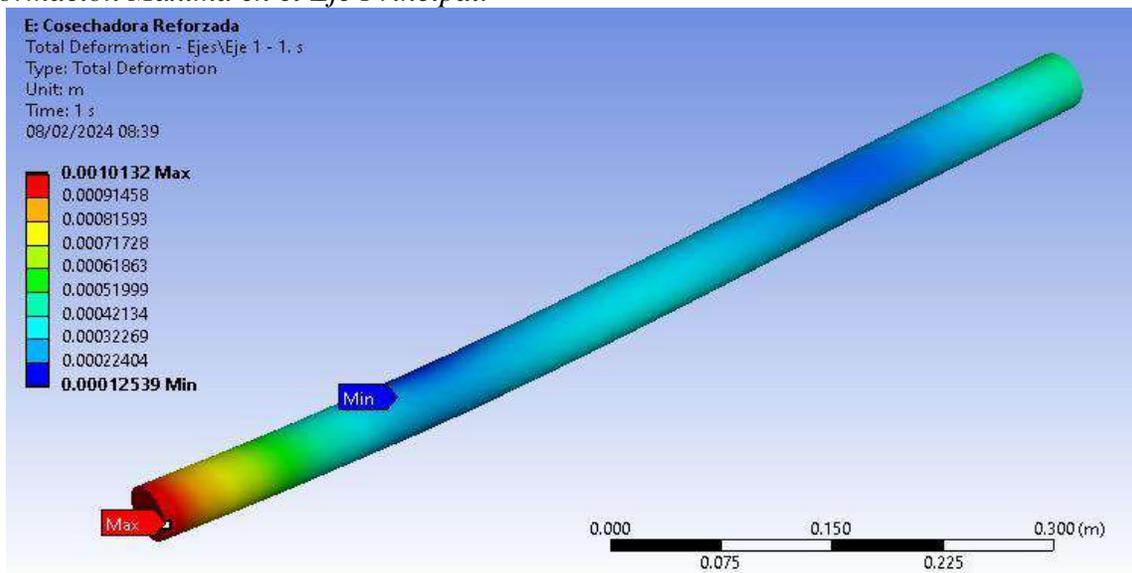
Figura 5-1
Esfuerzo Máximo Equivalente en el Eje Principal.



Fuente: Elaboración Propia

Así mismo la deformación máxima se encuentra ubicado en el extremo del eje principal lado derecho, donde se encuentra el piñón que transmite una fuerza flectora en la dirección de la catalina ubicado en el eje secundario. Se puede apreciar en la **Figura 5-2** la deformación y magnitud de la misma:

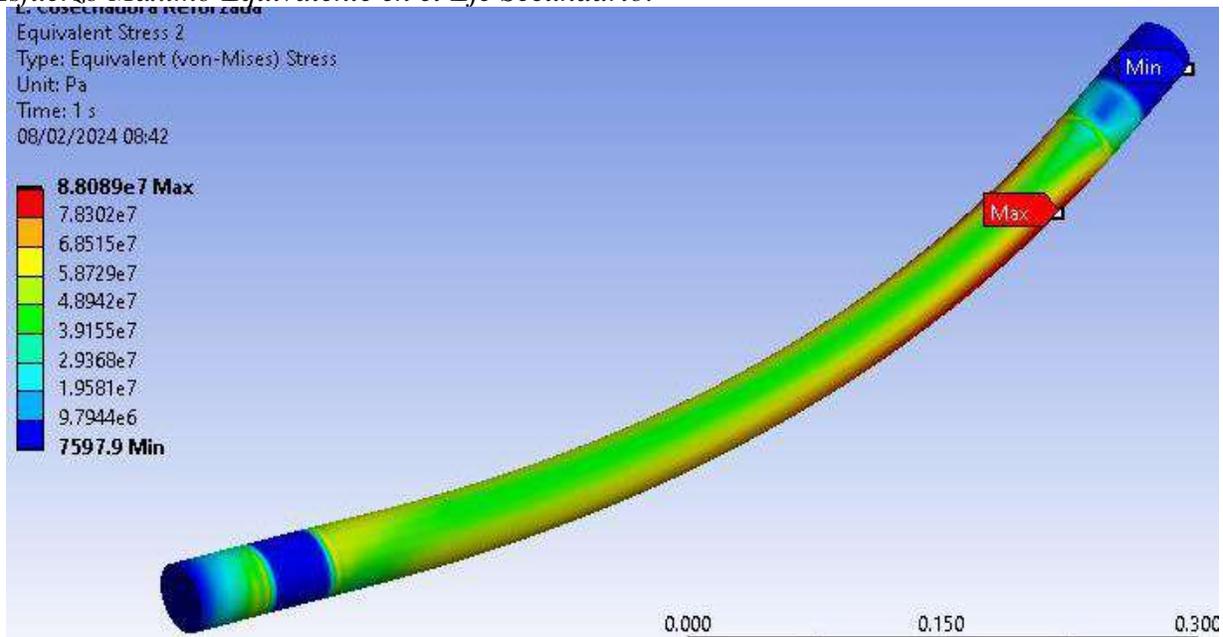
Figura 5-2
Deformación Máxima en el Eje Principal.



Fuente: Elaboración Propia

b. Análisis de Esfuerzos y Deformaciones del Eje Secundario: El material utilizado para este eje es el acero CK-45 y fue evaluado con el ANSYS 2021R2, el diámetro calculado en el **capítulo IV** fue de **35.493mm** y tomándose como punto de partida este diámetro, se eligió una medida mayor próxima que es **1 7/16" \approx 36.5125mm**. Al igual que el eje principal, este eje también fue sometido a fuerzas flectoras, fuerzas cortantes, momentos flectores y torsionantes, generando esfuerzos flexionantes y esfuerzos cortantes a lo largo de la longitud del eje. El esfuerzo máximo equivalente se encuentra ubicado en el engrane lado izquierdo del eje secundario que hace rotar al separador de cribas circulante. La magnitud resultante fue de **88.89MPa**, tal y como se aprecia en la **Figura 5-3**.

Figura 5-3
Esfuerzo Máximo Equivalente en el Eje Secundario.

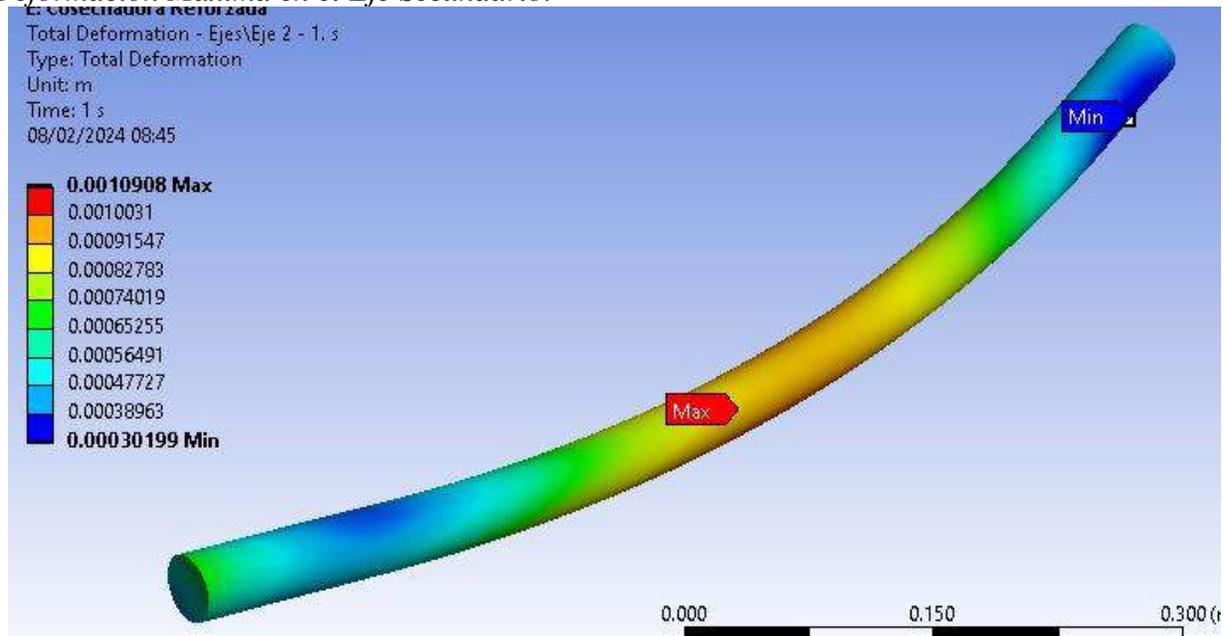


Fuente: Elaboración Propia

Del mismo modo, la deformación máxima se encuentra ubicado en el centro del eje secundario, entre los engranes del separador de cribas circulante. Alcanzando una deformación máxima de **1.09mm** en dicho punto. Se puede apreciar en la **Figura 5-4** la deformación y magnitud de la misma:

Figura 5-4

Deformación Máxima en el Eje Secundario.

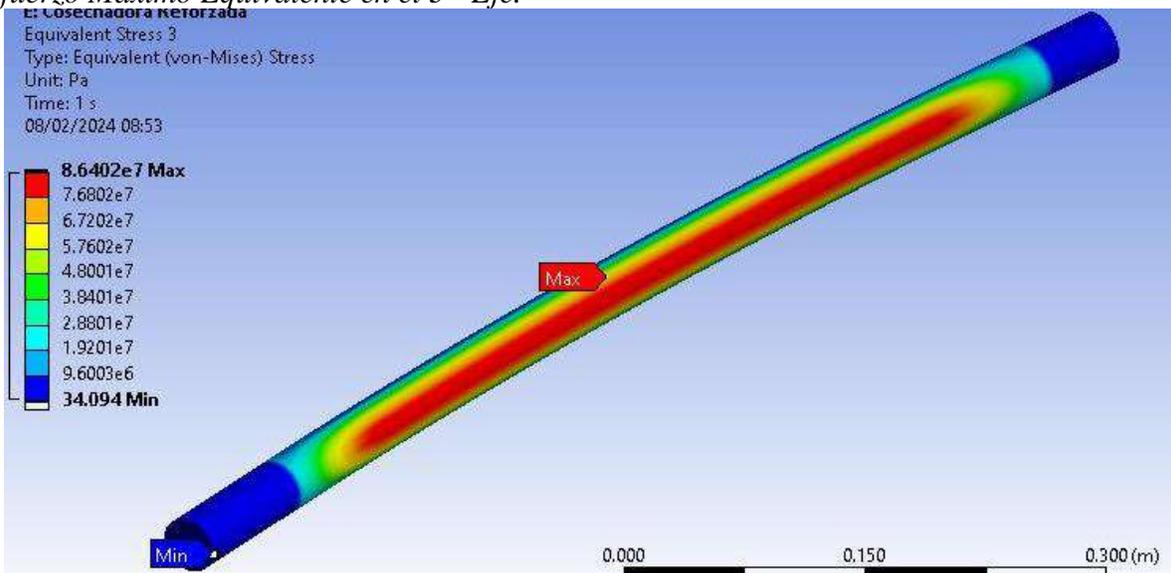


Fuente: Elaboración Propia

c. **Análisis de Esfuerzos y Deformaciones en el Tercer Eje:** El material utilizado para este eje es el acero CK-45 y fue evaluado con el ANSYS 2021R2, el diámetro calculado en el **capítulo IV** fue de **34.44mm**, entonces tomándose como punto de partida este diámetro, se eligió una medida mayor próxima que es $1 \frac{7}{16}'' \approx 36.5125\text{mm}$. Al igual que los ejes anteriores, el 3^{er} eje también es sometido a fuerzas flectoras, fuerzas cortantes y momentos flectores, en este eje no existe momentos torsionantes, debido a que las ruedas son lisas, generándose esfuerzos flexionantes y esfuerzos cortantes a lo largo de la longitud del eje. El esfuerzo máximo equivalente se encuentra ubicado en el centro del 3^{er} eje, entre las 02 ruedas guía donde se desliza el separador de cribas circulante. La magnitud resultante fue de **86.40MPa**, tal y como se aprecia en la **Figura 5-5**.

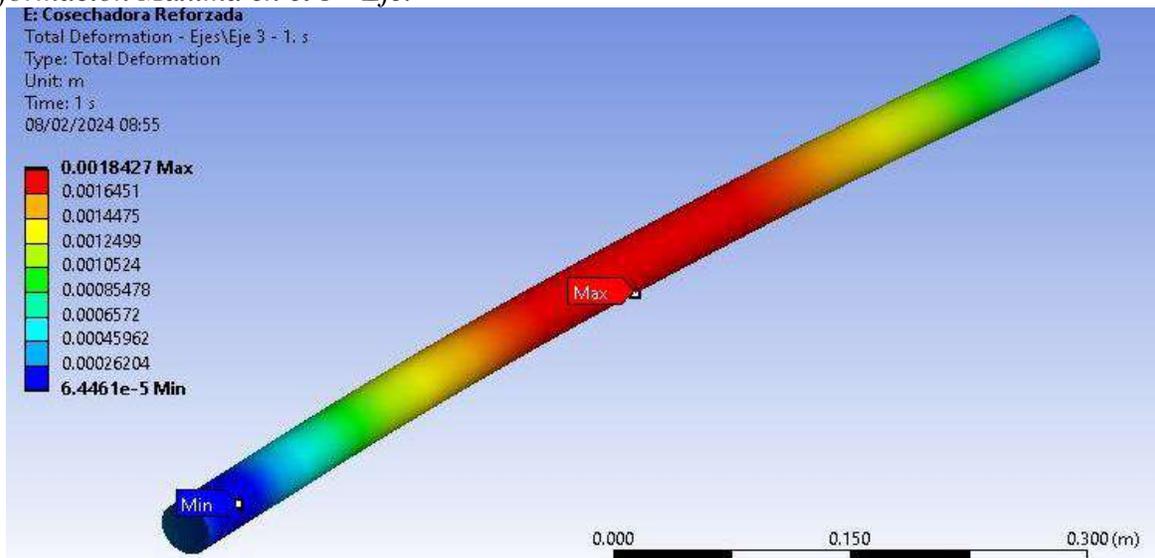
Del mismo modo, la deformación máxima se encuentra ubicado en el centro del 3^{er} eje, entre las ruedas guía donde se desliza el separador de cribas circulante. Se puede apreciar en la **Figura 5-6** la deformación y la magnitud de la misma:

Figura 5-5
Esfuerzo Máximo Equivalente en el 3^{er} Eje.



Fuente: Elaboración Propia

Figura 5-6
Deformación Máxima en el 3^{er} Eje.



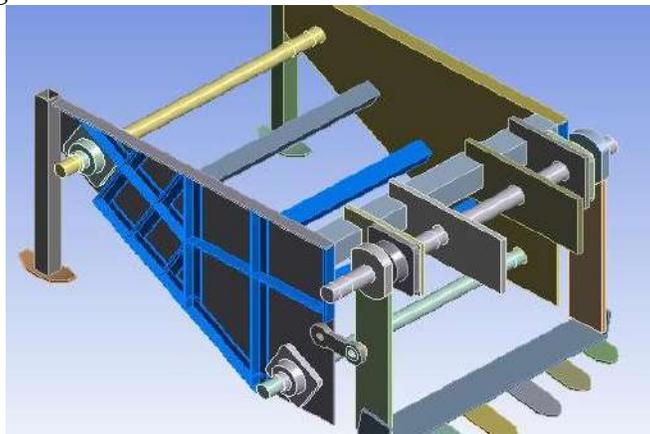
Fuente: Elaboración Propia

- d. Análisis de Esfuerzos y Deformaciones en las Planchas Laterales:** Las planchas laterales son de acero estructural A-36 de 3/16" de espesor, se utilizó el ANSYS 2021R2 para determinar los esfuerzos generados en las planchas laterales. Debido a que estas planchas laterales forman parte del bastidor o estructura del módulo, estas son las que reciben todas las

cargas y esfuerzos que son generados en el segundo y tercer eje; así mismo los esfuerzos resultantes que actúan en las planchas generan deformaciones que perjudican a la estructura del módulo, por lo que se rigidizo las paredes laterales con angulares de 1" x 1" x 5/32", reduciendo los esfuerzos máximos en las planchas, dándole mayor estabilidad al módulo. Se puede apreciar en la **Figura 5-7** y **Figura 5-8**, el reforzamiento y el esfuerzo máximo generado en las planchas laterales.

Figura 5-7

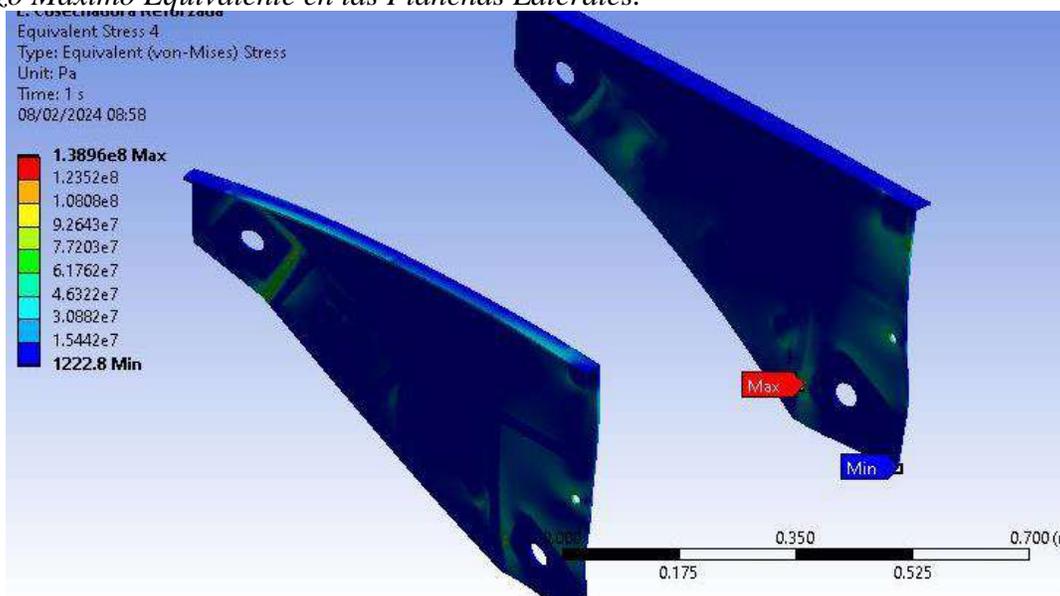
Reforzamiento con Angular de 1"x1"x5/32" las Planchas Laterales.



Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-8

Esfuerzo Máximo Equivalente en las Planchas Laterales.

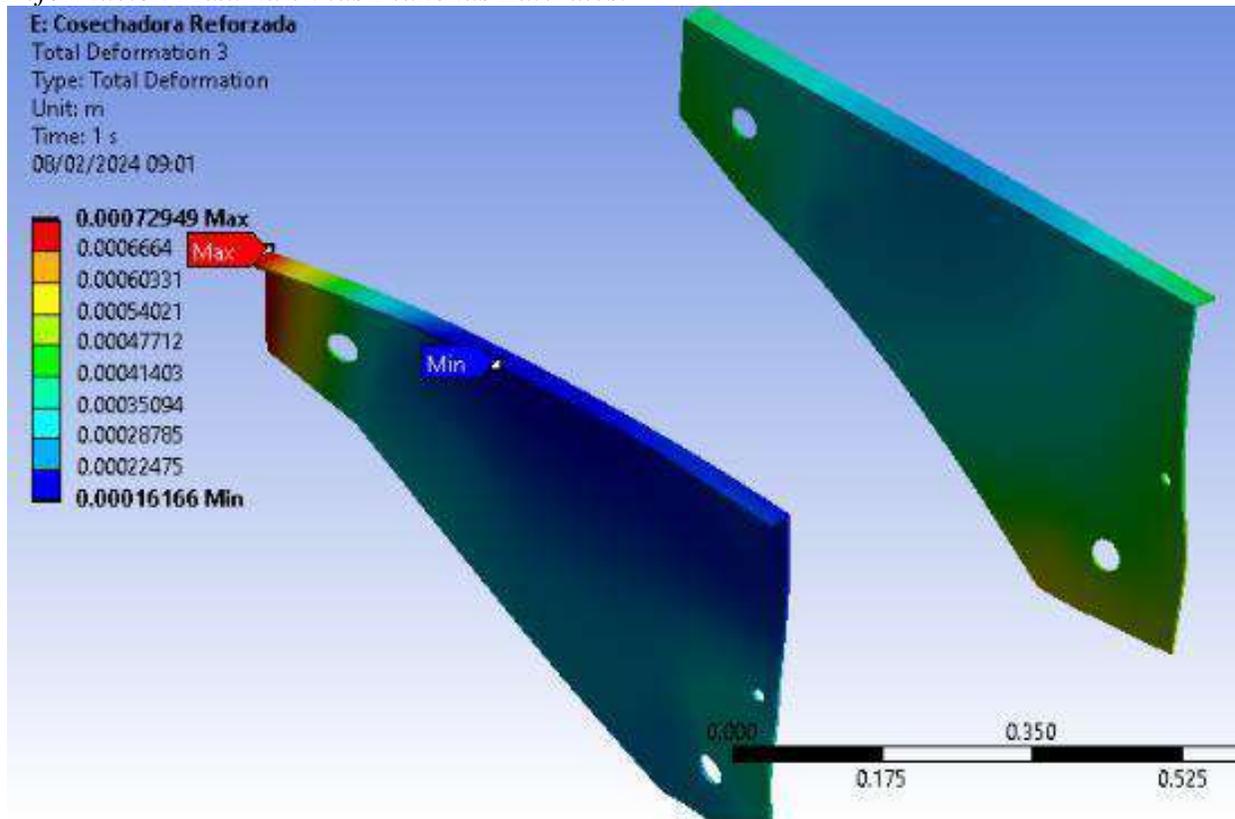


Fuente: Elaboración Propia

La deformación máxima se encuentra ubicado en la parte posterior de la plancha lateral lado derecho. Se puede apreciar en la **Figura 5-9** la deformación y la magnitud de la misma:

Figura 5-9

Deformación Máxima en las Planchas Laterales.

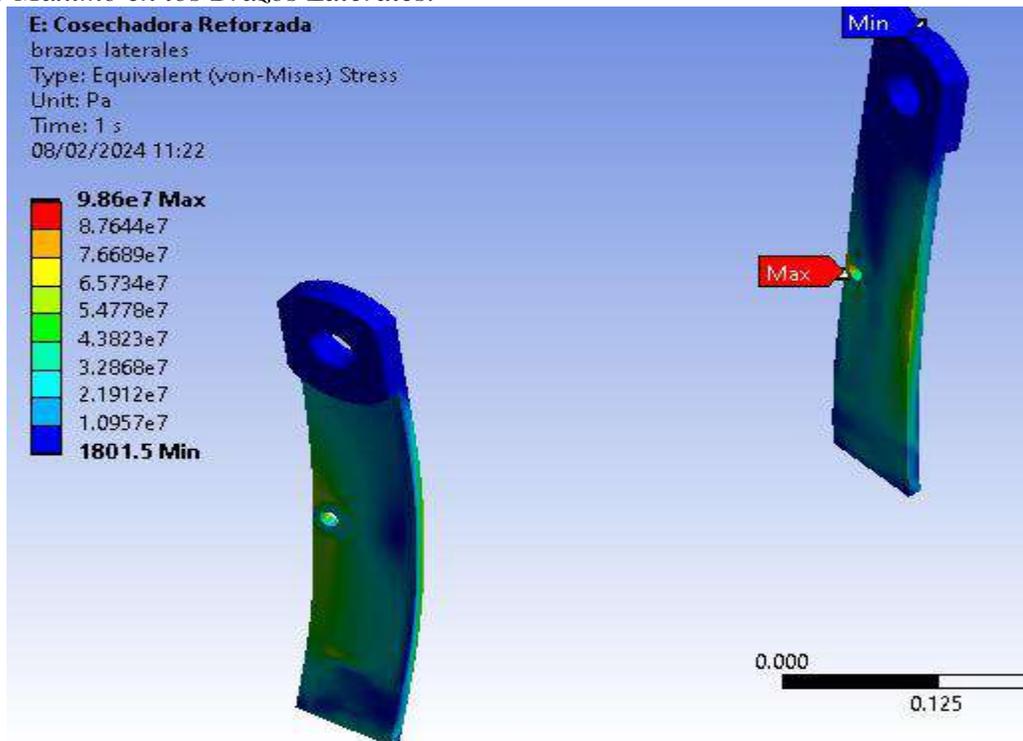


Fuente: Elaboración Propia.

- e. **Análisis de Esfuerzos y Deformaciones en los Brazos Laterales:** Los brazos laterales o soportes de la cuchilla son de acero estructural A-36 de 1/2” de espesor y fueron evaluados con el ANSYS 2021R2. Estos brazos reciben las fuerzas de corte del huacho que actúa en la cuchilla, generándose esfuerzos flectores y esfuerzos cortantes. Se puede apreciar en la **Figura 5-10**.

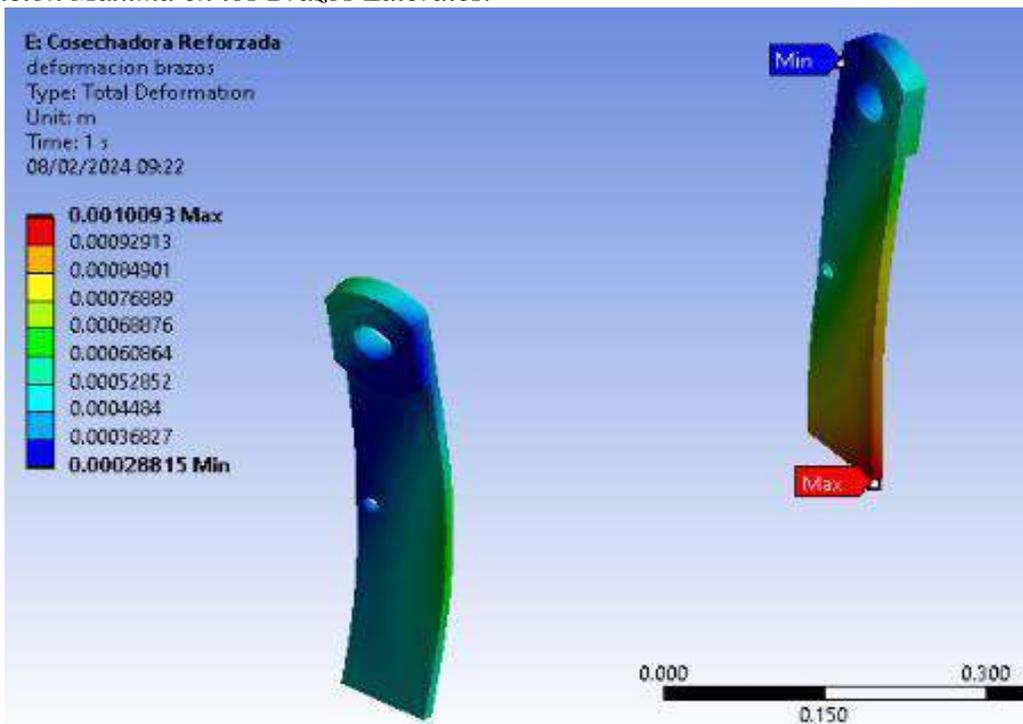
Así mismo, la deformación máxima se encuentra ubicado en el extremo inferior del brazo lateral lado izquierdo. Se puede apreciar en la **Figura 5-11** la deformación y la magnitud de la misma:

Figura 5-10
Esfuerzo Máximo en los Brazos Laterales.



Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-11
Deformación Máxima en los Brazos Laterales.

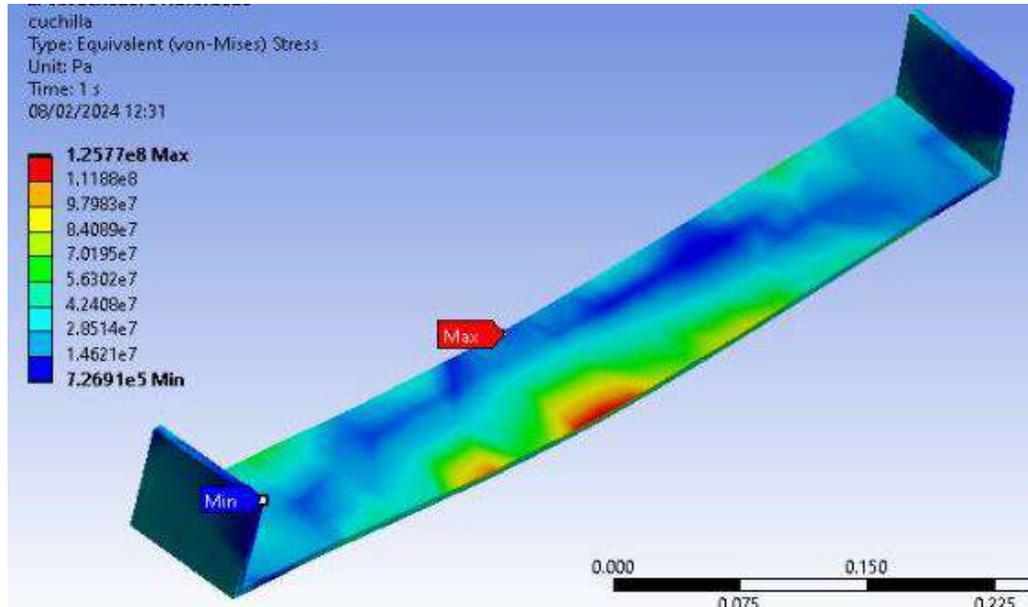


Fuente: Elaboración Propia.

- f. **Análisis de Esfuerzos en la Cuchilla y Uñas:** El material utilizado para la cuchilla y uñas es el acero CK-45 de 1/4" de espesor, se utilizó el ANSYS 2021R2 para determinar los esfuerzos resultantes en las piezas seleccionadas. Se puede apreciar en la **Figura 5-12** y **Figura 5-13** los esfuerzos máximos obtenidos.

Figura 5-12

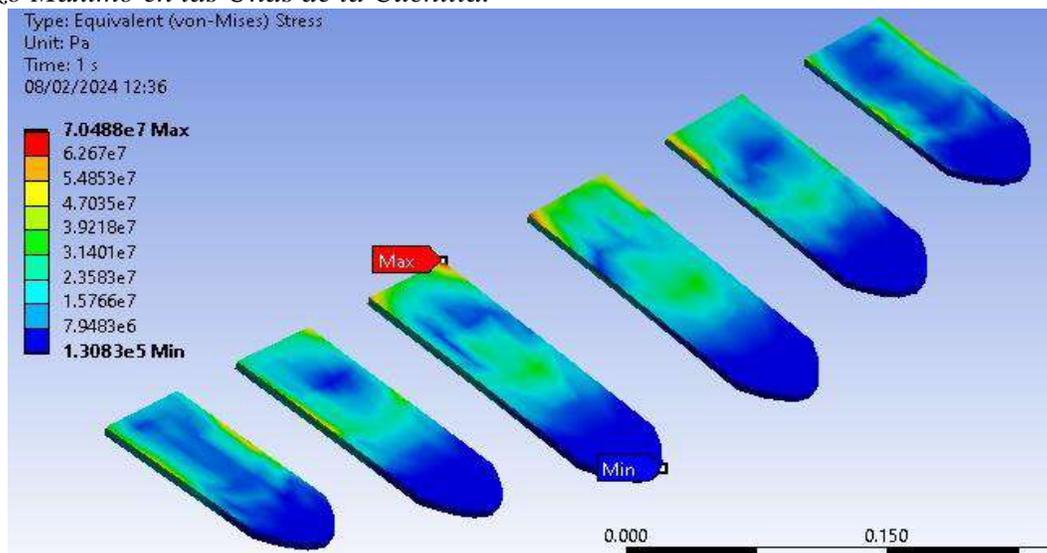
Esfuerzo Máximo en la Cuchilla.



Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-13

Esfuerzo Máximo en las Uñas de la Cuchilla.



Fuente: Elaboración Propia.

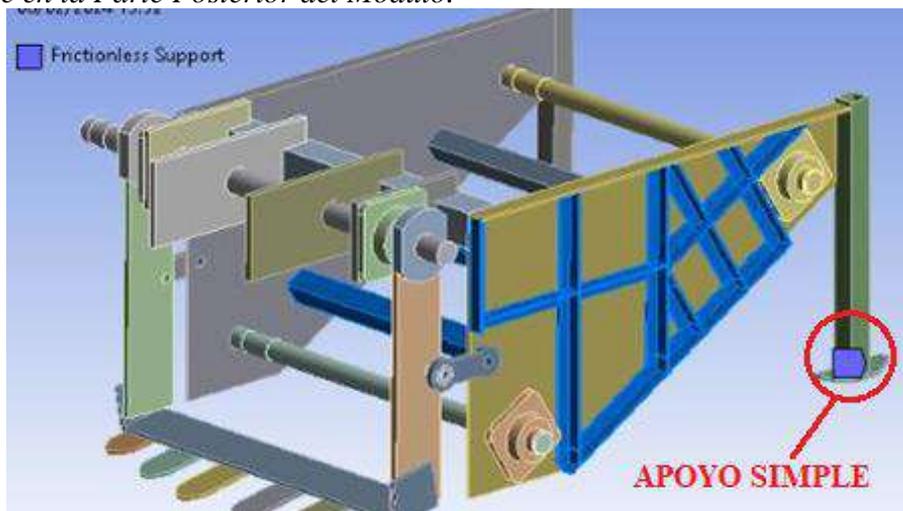
5.2. Análisis Modal Del Módulo.

El análisis modal se realiza con el objetivo de estimar las propiedades dinámicas del equipo como las frecuencias y modos naturales, esto a su vez con el objeto de definir zonas de frecuencia seguras en el espectro de excitación. Con el uso del ANSYS 2021R2 evaluaremos los primeros 06 modos de vibración,

- a. **Condiciones de borde:** Las condiciones de borde se establecen de acuerdo al estado de la maquina en un momento en el tiempo de su operación.
- b. **Apoyo Simple:** Los patines de apoyo posteriores se comportan como apoyos simples ya que estos aportan restricción únicamente en una dirección (normal al apoyo) y permite el deslizamiento relativo. Se puede apreciar en la **Figura 5-14**.

Figura 5-14

Apoyo Simple en la Parte Posterior del Módulo.



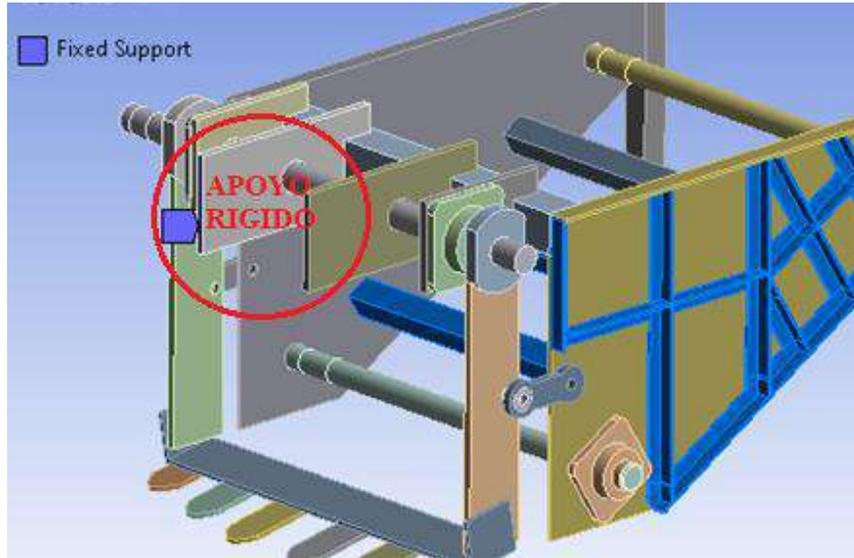
Fuente: Elaboración Propia.

- c. **Apoyo Rígido:** La zona donde se sujeta el equipo en el bastidor principal se comporta como un apoyo empotrado, ya que esta se conecta de forma fija a la toma fuerza del motocultor, en ese sentido, esta condición restringirá el movimiento a lo largo de los tres ejes y la rotación con respecto a los tres ejes. El apoyo rígido se puede ver en la **Figura 5-**

15

Figura 5-15

Apoyo Rígido en la Parte Delantera del Módulo.

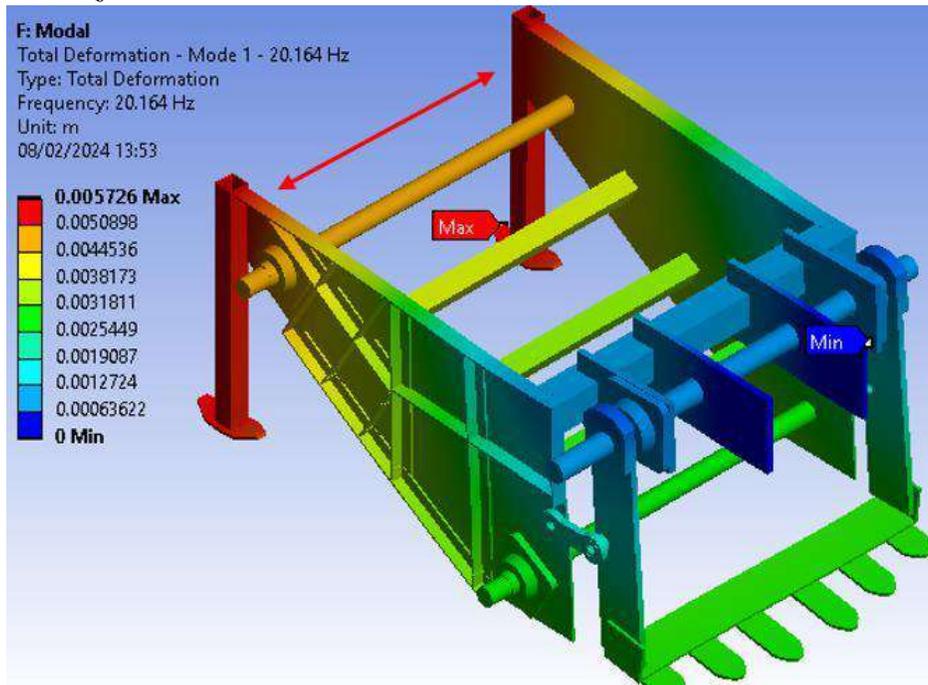


Fuente: Elaboración Propia

- d. Resultados:** Como resultados principales se consideraron los primeros 06 modos de frecuencias naturales principales que se muestran en la **Figura 5-16, Figura 5-17, Figura 5-18, Figura 5-19, Figura 5-20 y Figura 5-21**

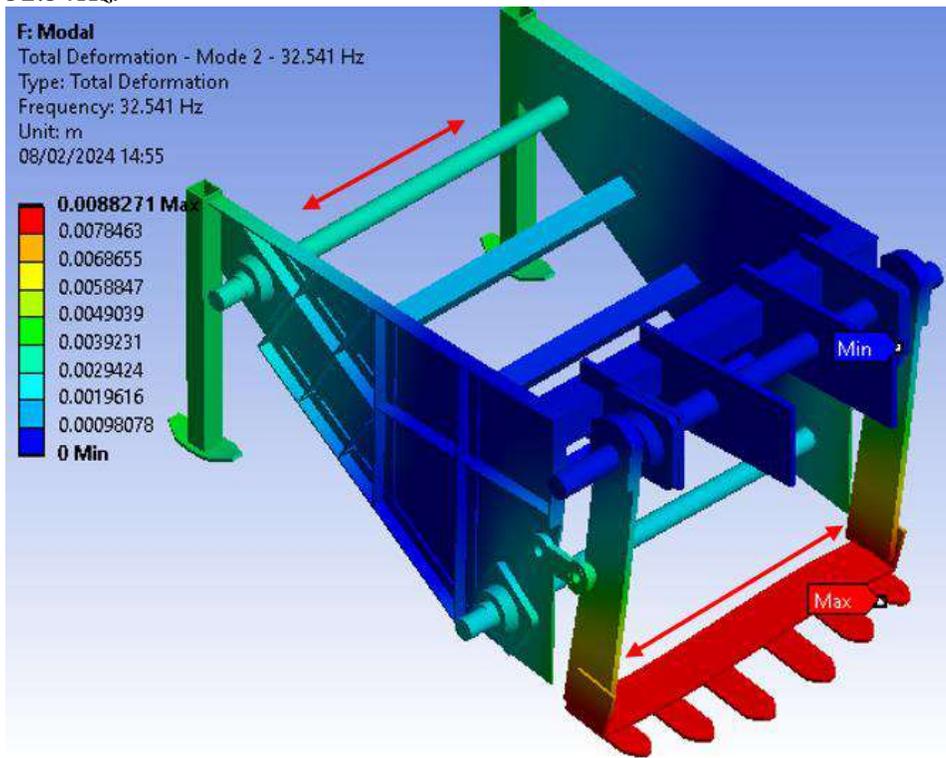
Figura 5-16

Modo 01 – 20.16Hz.



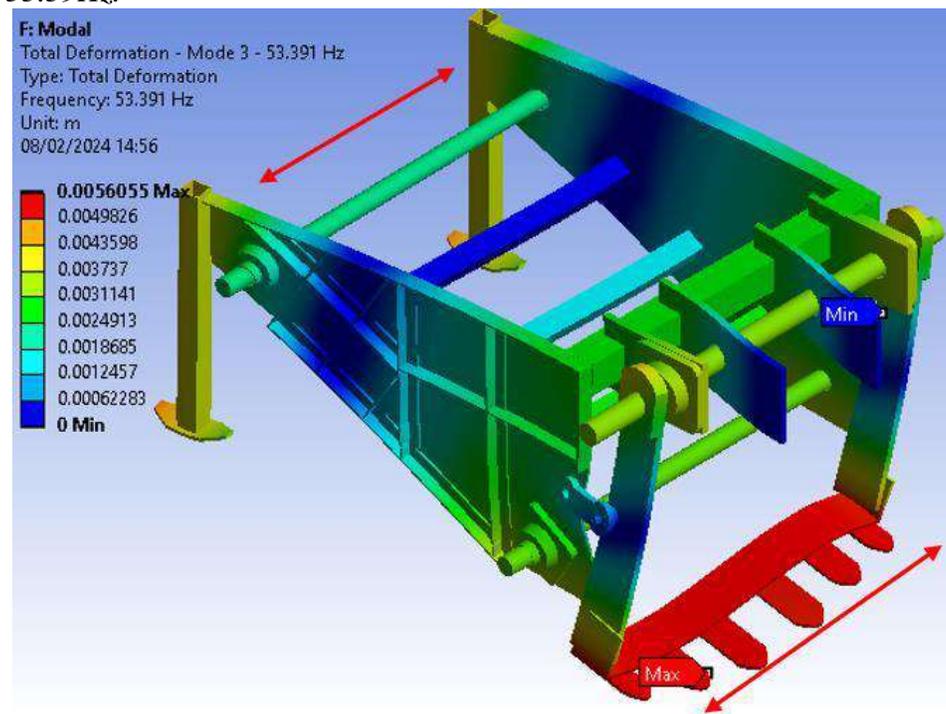
Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-17
Modo 02 – 32.54Hz.



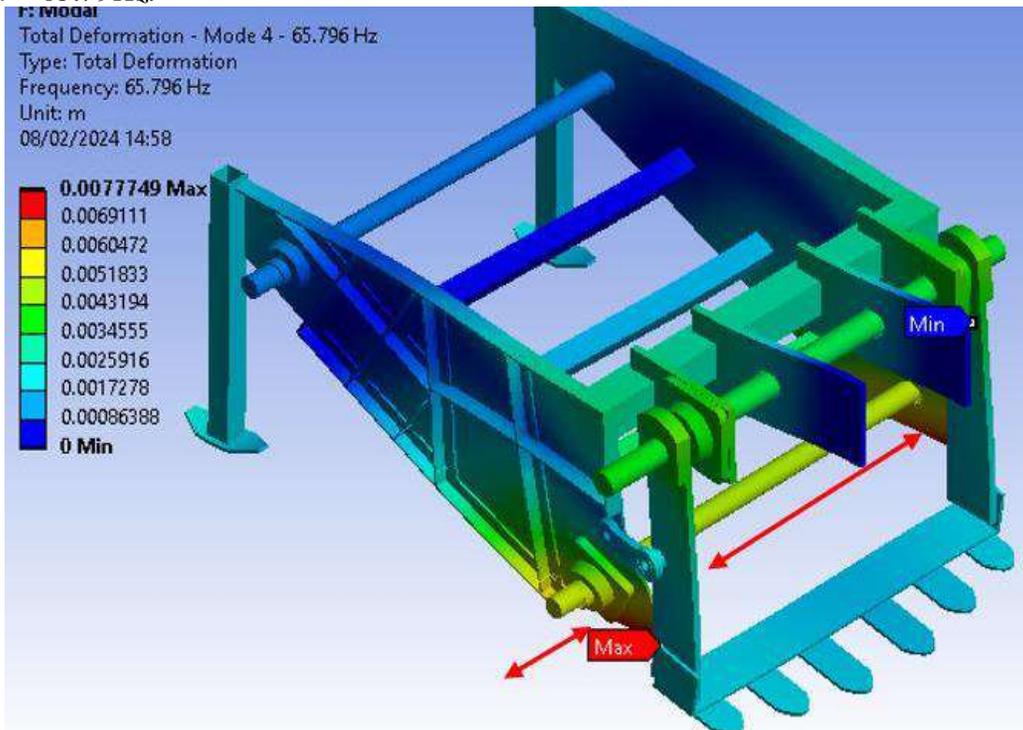
Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-18
Modo 03 – 53.39Hz.



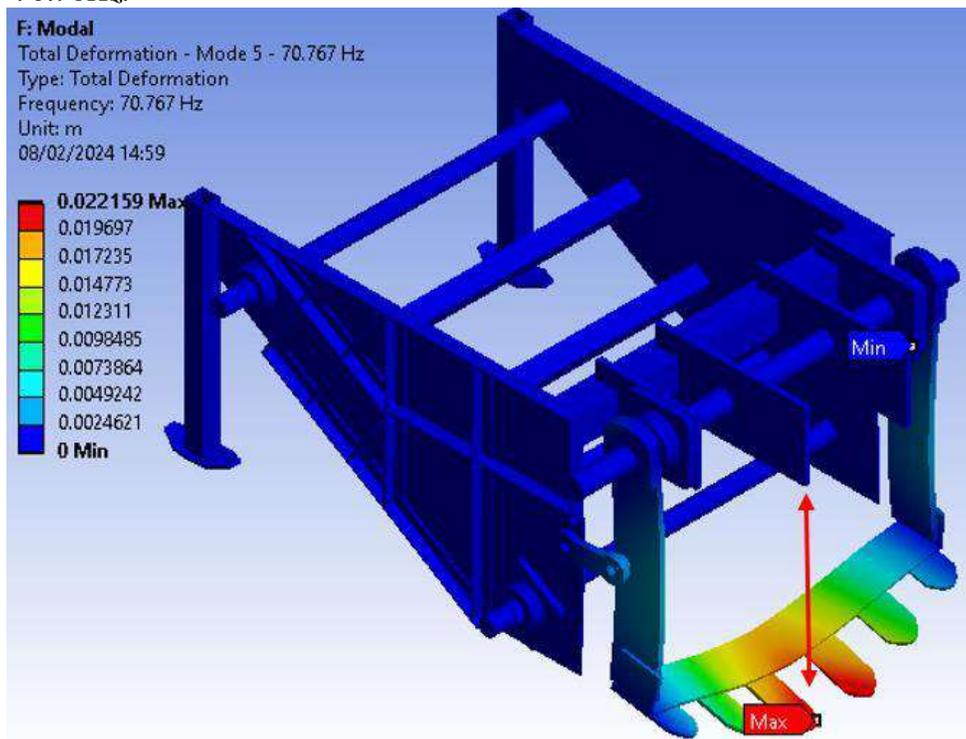
Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-19
Modo 04 – 65.79Hz.



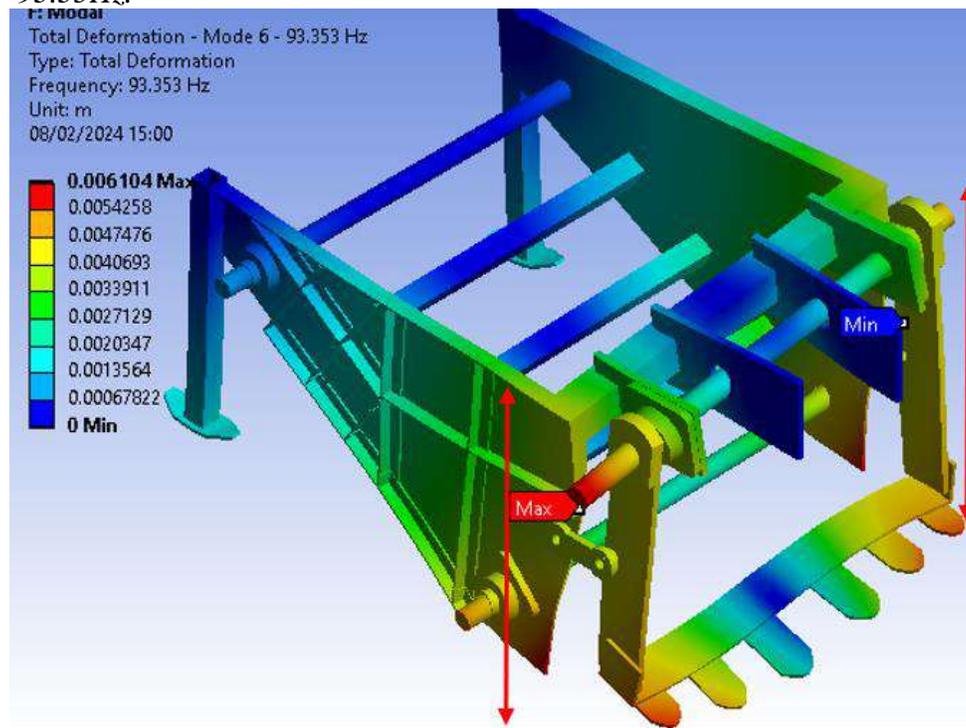
Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-20
Modo 05 – 70.76Hz.



Fuente: Elaboración Propia.

Figura 5-21
Modo 06 – 93.35Hz.



Fuente: Elaboración Propia.

Según el diseño, el motor que actúa como motriz tiene una velocidad de giro de **188rpm**, esto representa **3.13Hz** como posible frecuencia de excitación. Según las frecuencias naturales obtenidas mediante el análisis modal, a continuación, se presenta el radio de frecuencias de la operación segura:

Tabla 5.1
Radio de Frecuencias

FREC. DE EXCITACIÓN	EQUIPO	Frec. (Hz)	FRECUENCIAS NATURALES (Hz)					
			20.16	32.54	53.39	65.79	70.76	93.35
	ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL, CAPACIDAD 2500KG/H	3.13	0.16	0.10	0.06	0.05	0.04	0.03

Fuente: Elaboración Propia

Se puede apreciar en la tabla el radio de frecuencias para cada modo de vibración donde el máximo valor alcanzado es de 0.16 que es mucho menor a la unidad. Sabiendo que la fuente de excitación máxima que entrega el motocultor es de 188rpm \approx 3.13Hz, el módulo no sufrirá similitud de frecuencia o resonancia.

CAPÍTULO VI ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA FABRICACION DE LA ARRANCADORA MECANIZADA

Para realizar las pruebas experimentales y poder determinar la capacidad de extracción del módulo, se procedió con la selección de las especificaciones técnicas de las piezas y materiales estandarizados para la fabricación de la arrancadora mecanizada. Posteriormente con los materiales y equipos elegidos se fabricó el módulo en el taller de la empresa “MIKIMAQ E.I.R.L.”, ubicado en la ciudad del Cusco, provincia Cusco, distrito de Saylla.

6.1. Especificaciones Técnicas De Los Materiales Y Piezas Del Módulo.

6.1.1. Bastidor O Marco Principal.

El bastidor es la estructura base que servirá para dar soporte a las demás piezas fijas y móviles que serán parte de la arrancadora. Para la fabricación de la estructura se necesitó de algunos materiales como planchas de acero, tubo cuadrado, y electrodos de soldadura, para lo cual se seleccionó en base a las fichas técnicas los materiales necesarios, los cuales se describen:

- a) **Planchas de Acero:** En este caso se utilizó planchas de acero laminado en caliente cuya denominación es A-36, los espesores requeridos son de 5/32” para las paredes laterales del bastidor y planchas de 1/2" (12 mm) para los soportes Tipo 1 y Tipo 2 que serán los encargados de soportar a los rodamientos de pared, ejes y engranajes del módulo.
- b) **Tubo Cuadrado de Acero:** Para unir las planchas de acero se utilizó **Tubo** de acero laminado en caliente A-53. La medida del del **Tubo principal** es 2.5”x3/8” el cual une las planchas laterales, así mismo para darle estabilidad y rigidez al bastidor se utilizó el **Tubo** de acero de 1.5”x1/8”.
- c) **Angulares de Acero:** Se utilizo **Angulares** de acero A-36 de medidas 1”x1”x1/8” para darle mayor rigidez y estabilidad a la estructura, evitando la deformación de las planchas durante la generación de esfuerzos.

d) **Electrodos de Soldadura:** Los electrodos de soldadura utilizados para el armado del bastidor fueron de clasificación E-6011.

A continuación se describe las especificaciones técnicas de los materiales seleccionados para el armado del bastidor:

Figura 6-1
Especificación Técnica de la Plancha de Acero LAC A-36

Laminados en Caliente

BOBINAS Y PLANCHAS LAC

DENOMINACIÓN:
BLAC A36, PLAC A36.

DESCRIPCIÓN:
Bobinas y Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación.

USOS:
Se usa en la fabricación de tubos, perfiles plegados, asimismo luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

NORMAS TÉCNICAS:

DESIGNACIÓN	NORMAS TÉCNICAS
Estructural	ASTM A36 y Dimensiones según AISI G3193-2008

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

CALIDAD ASTM	%C	%Mn MÁX.	%P MÁX.	%S MÁX.	SI MÁX.
A36	0.25 máx.	-	0.040	0.050	0.40

DIMENSIONES NOMINALES:

BOBINAS LAMINADAS EN CALIENTE (BLAC A36)
1.5 x 1200 mm
1.8 x 1200 mm
1.9 x 1200 mm
2.0 x 1200 mm
2.2 x 1200 mm
2.3 x 1200 mm
2.4 x 1200 mm
2.5 x 1200 mm
2.9 x 1200 mm
4.4 x 1200 mm

PLANCHAS LAMINADAS EN CALIENTE (PLAC A36):

DIMENSIONES (mm)	PESO TEÓRICO EN kg/plancha				TOLERANCIA EN EL ESPESOR (mm)	ESPESOR EQUIVALENTE APROXIMADO
	1,200x 2,400 (mm)	1,200x 5,000 (mm)	1,500x 5,000 (mm)	2,400x 6,000 (mm)		
1.5	33.91				±0.18	1/16"
1.8	40.69				±0.19	9/128"
1.9	42.96				±0.19	9/128"
2.0	45.22	113.04			±0.20	5/64"
2.2	49.74	124.34			±0.20	2/23"
2.3	52	130			±0.20	1/11"
2.4	54.26	135.65			±0.20	3/32"
2.5	56.52	141.3			±0.22	3/32"
2.9	65.56	163.91			±0.22	1/8"
3.0			211.95		±0.22	1/8"
3.9	88.17	220.43			±0.24	5/32"
4.0			282.6		±0.45	5/32"
4.4	99.48	248.69			±0.45	3/16"
4.5			317.93		±0.45	3/16"
4.8			339.12		±0.45	3/16"
5.0				565.20	±0.50	3/16"
5.9	133.39	333.47			±0.50	1/4"
6	135.65	339.12	423.9		0.8/0.3	1/4"
6.35	143.56	358.9			0.8/0.3	1/4"
6.4			452.16	723.46	0.8/0.3	1/4"
8	180.86	452.16	565.2	904.32	0.8/0.3	5/16"
9	203.47		635.85	1,017.36	0.8/0.3	3/8"
9.5			671.18	1,073.88	0.8/0.3	3/8"
12	271.3		847.8	1,356.48	0.8/0.3	1/2"
12.5			883.13	1,413.00	0.8/0.3	1/2"
16	361.73		1,130.40	1,808.64	0.8/0.3	5/8"
19			1,342.35	2,147.76	0.8/0.3	3/4"
20	452.16			2,260.80	0.8/0.3	3/4"
22			1,554.30	2,486.88	0.9/0.3	7/8"
25	565.2		1,766.25	2,826.00	1.0/0.3	1"
32	723.46		2,260.80	3,617.28	1.3/0.3	1 1/4"
38	859.1		2,684.70	4,295.52	1.5/0.3	1 1/2"
50	1,130.40		3,532.50	5,652.00	1.8/0.3	2"
63	1,424.30		4,450.95	7,121.52	2.4/0.3	2 1/2"
75	1,695.60		5,298.75	8,478.00	2.8/0.3	3"
100	2,260.80		7,065.00	11,304.00	3.5/0.3	4"

Fuente: (Aceros Arequipa, 2020)

Figura 6-2
Especificación Técnica del Tubo Cuadrado de Acero A-53

Tubos ASTM A53 / A106 / API 5L Gr. B Presión de Trabajo vs. Temperatura

Medida Nominal inch (mm)		Cédula		Espesor de pared (mm)		Máxima Presión PSI							
						Temperature (°C)							
						-29 +38	205	260	350	370	400	430	450
						Maximum Allowable Stress (MPa)							
						137.8	137.8	130.2	117.1	115.7	89.6	74.4	59.9
1/4" (6)	STD	40	2.24	7985	7985	-	-	-	-	-	-	-	-
	XS	80	3.02	10798	10798	-	-	-	-	-	-	-	-
3/8" (9.6)	STD	40	2.31	6606	6606	-	-	-	-	-	-	-	-
	XS	80	3.20	9147	9147	-	-	-	-	-	-	-	-
1/2" (15)	STD	40	2.77	4992	4992	4718	4243	4193	3245	2696	2172		
	XS	80	3.73	6975	6975	6594	5929	5859	4534	3766	3034		
		160	4.78	9113	9113	8612	7746	7655	5923	4921	3964		
	XXS		7.47	14249	14249	13465	12112	11969	9262	7695	6199		
3/4" (20)	STD	40	2.87	4071	4071	3847	3461	3420	2646	2198	1771		
	XS	80	3.91	5717	5717	5402	4860	4802	3715	3087	2486		
		160	5.56	8434	8434	7971	7169	7084	5482	4554	3668		
	XXS		7.82	12054	12054	11391	10246	10125	7836	6509	5243		
1" (25)	STD	40	3.38	3807	3807	3598	3236	3198	2474	2056	1656		
	XS	80	4.55	5262	5262	4973	4476	4420	3421	2842	2289		
		160	6.35	7612	7612	7193	6470	6394	4948	4110	3311		
	XXS		9.09	11172	11172	10558	9496	9385	7262	6033	4860		
1 1/4" (32)	STD	40	3.56	3135	3135	2962	2664	2633	2038	1693	1364		
	XS	80	4.85	4377	4377	4136	3720	3676	2845	2363	1904		
		160	6.35	5888	5888	5564	5005	4946	3827	3180	2561		
	XXS		9.7	9370	9370	8854	7963	7871	6090	5059	4075		
1 1/2" (40)	STD	40	3.68	2820	2820	2665	2397	2368	1833	1530	1226		
	XS	80	5.08	3974	3974	3756	3379	3339	2583	2147	1729		
		160	7.14	5764	5764	5453	4905	4847	3750	3116	2510		
	XXS		10.16	8525	8528	8056	7247	7161	5541	4604	3708		
2" (50)	STD	40	3.91	2375	2375	2243	2020	1996	1544	1283	1033		
	XS	80	5.54	3431	3431	3242	2916	2882	2230	1853	1492		
		160	8.74	5637	5637	5327	4792	4736	3665	3044	2452		
	XXS		11.07	7367	7367	6962	6262	6189	4789	3978	3205		
≥ 1/2" (65)	STD	40	5.16	2598	2598	2455	2208	2183	1689	1403	1130		
	XS	80	7.01	3600	3600	3401	3060	3024	2339	1944	1566		
		160	9.53	5020	5020	4745	4267	4217	3264	2711	2184		
	XXS		14.02	7699	7699	7275	6544	6467	5004	4157	3349		

Fuente: (FR Tubos de Acero, 2022)

Figura 6-3
Especificación Técnica de Angulares de Acero A-36

Ángulos Estructurales

CALIDAD: ASTM A36/A572 - G50

DENOMINACIÓN:
ANG DUAL A36/A572-G50

DESCRIPCIÓN:
Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:
Para la fabricación de estructuras de acero en plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se pueden utilizar para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:
• Composición Química y Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M, ASTM A572/A572M-21e1, NTP 350.400 y NTP 350.408.
• Tolerancias Dimensionales: ASTM A6/A6M-22 y NTP 241.105.

PRESENTACIÓN:
Se comercializa en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetes de 1 t.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m:

DIMENSIONES	PESO NOMINAL		
	ulg.	lb/pie	kg/m
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	0.93	1.38	8.29
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1.23	1.83	10.98
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	1.80	2.68	16.07
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	2.34	3.48	20.89
2 x 2 x 1/8	1.65	2.46	14.73
2 x 2 x 3/16	2.44	3.63	21.79
2 x 2 x 1/4	3.19	4.75	28.48
2 x 2 x 3/8	4.70	6.99	41.97
2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	3.07	4.57	27.41
2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	4.10	6.10	36.61
2 1/2 x 2 1/2 x 3/8	5.90	8.78	52.68
3 x 3 x 1/4	4.90	7.29	43.75
3 x 3 x 5/16	6.10	9.08	54.47
3 x 3 x 3/8	7.20	10.72	64.29
3 x 3 x 1/2	9.40	13.99	83.93
4 x 4 x 1/4	6.60	9.82	58.93
4 x 4 x 5/16	8.20	12.20	73.22
4 x 4 x 3/8	9.80	14.58	87.50
4 x 4 x 1/2	12.80	19.05	114.29

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

NORMA	GRADO	%C máx	%Mn máx	%Si máx	%P máx	%S máx	%Nb Tipo 1	%V Tipo 2
ASTM A36/A36M	50	0.23	1.35	0.4	0.04	0.05	0.005 - 0.050	0.01 - 0.15
ASTMA 572/A572M								

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia = 345 Mpa (3,520 kg/cm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 450 - 550 Mpa (4,590 - 5,620 kg/cm²).
- Alargamiento en 200 mm:
 - 3/32", 1/8" y 3/16" = 15.0 % mínimo.
 - 1/4" = 17.5% mínimo.
 - 5/16", 3/8" y 1/2" = 20,0% mínimo.
- Soldabilidad = Buena

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA: SISTEMA INGLÉS:

NORMA TÉCNICA	DIMENS. TÉCNICA	LONG. DE ALA (L-mm)	DIFER. ENTRE ALAS (ΔL-mm)	ESPESOR			DESV. MÁX. DE RECTITUD (f-mm/m)	LONG. (l-mm)
				e≤3/16"	3/16" < e ≤ 3/8"	e > 3/8"		
ASTM A6/A6M	1 1/2" y 2"	±1.19	1.78	±0.25	±0.25	±0.30	4,16	+50 -0
	2 1/2"	±1.58	1.90	±0.30	±0.38	±0.38		
	3"	+3.17	2.77	----- (?)	----- (?)	----- (?)		
	4"	-2.38						

(1) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/- 1,5".
(2) El peso métrico no deberá variar más de -2,5% / +3,0% del peso nominal.
(3) No incluye puntas dobladas.

Corte en los extremos:
Se acepta el corte con cizalla en frío.

IDENTIFICACIÓN:
Los ángulos son identificados con marcas estampadas que indican el fabricante, las dimensiones nominales y las Normas, según el siguiente esquema:

QCQA01-F101/05/AGO 23

Fuente: (Aceros Arequipa, 2020)

Figura 6-4

Especificación Técnica del Electrodo de Soldadura E-6011

NAZCA ELECTRODOS (SMAW)
ELECTRODOS PARA ACERO AL CARBONO Y BAJA ALEACIÓN



NAZCA PLUS 6011



Es un electrodo celulósico para todas las posiciones de soldadura. Produce un arco fuerte y fácil de controlar con alta penetración. Su depósito del metal de soldadura es de alta calidad y pasará los requisitos de radiografía. Soldadura de aceros de bajo carbono tales como: ASTM A-36, A-53 Grado B, A106 Grado B , A-131 Grado A, etc.

Clasificaciones:	ASME-SFA 5.1 / AWS A5.1: E6011
Aprobaciones:	ABS : 3

Las aprobaciones se basan en la ubicación de la fábrica. Contacte con ESAB para obtener más información.

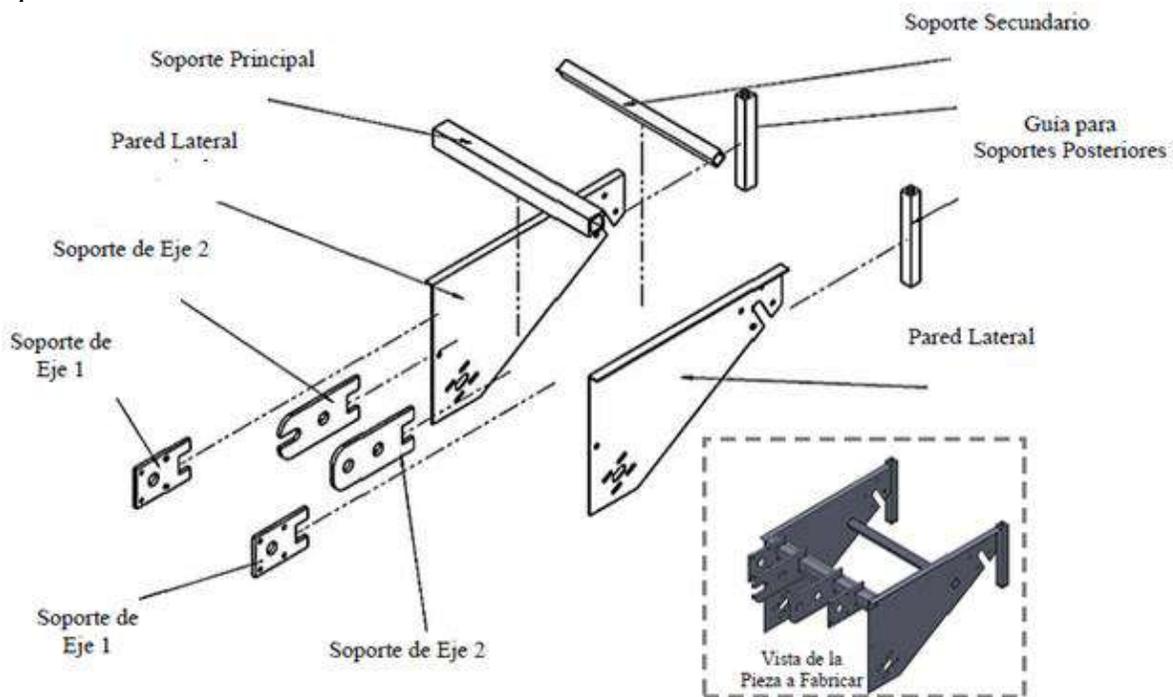
Tipo de Corriente:	CCEP / CA
Aplicaciones:	Estructuras, Tuberías, Construcción Naval, Recipientes a Presión y Tanques

Propiedades Mecánicas Típicas			
Condición	Límite de Fluencia	Resistencia a la tracción	Elongación
Como soldado	485 MPa (min)	520 MPa (min)	25% (min)

Fuente: (Soldexa, 2021)

Figura 6-5

Despiece del Bastidor

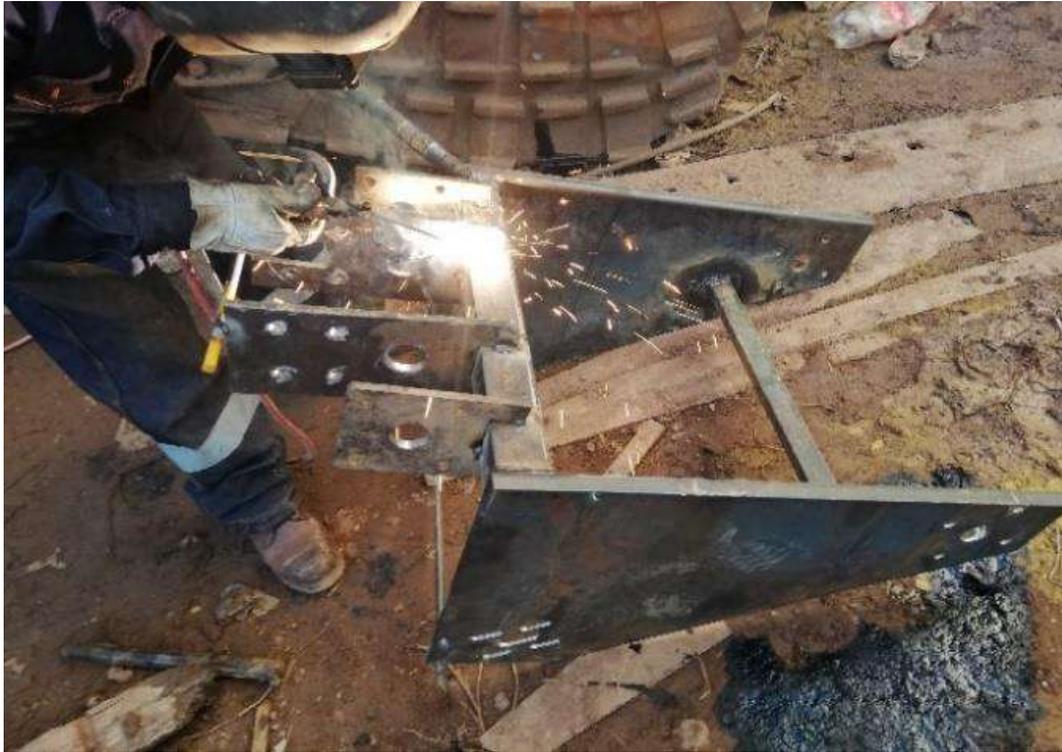


Fuente: Elaboración Propia

Las medidas, materiales, acabados superficiales, soldaduras, entre otros que corresponde a la fabricación del bastidor, se puede observar en los planos ubicados en el Anexo I. En la **Figura 6-6**, se puede apreciar las distintas fases de fabricación llevadas a cabo en el taller.

Figura 6-6

Trabajos en Soldadura para el Armado del Bastidor



Fuente: Elaboración Propia

6.1.2. Separador De Cribas Circulante

El separador de cribas es el componente móvil encargado de trasladar y separar la tierra y papa en el proceso de arrancado del cultivo. Para el armado del separador se utilizó los siguientes materiales:

- a) **Barras Redondas Lisas de Acero:** Estas varillas de acero lisas son de 1/2" de diámetro y 590mm de longitud, de las cuales 20 fueron preparadas con volandas que sirven de guía durante la rotación del separador, se describe a continuación la especificación técnica del material seleccionado:

Figura 6-7

Especificación Técnica de la Barra Redonda Lisa de Acero A-36

Barras Redondas Lisas y Pulidas

CALIDADES: ASTM A36 Y SAE1045

DENOMINACIONES:
 REDO LISO A36; REDO LISO SAE1045.
 REDO PULI A36; REDO PULI SAE1045.

DESCRIPCIÓN:
 Producto laminado en caliente de sección circular, de superficie lisa y pulida (según requerimiento).

USOS:

CALIDAD	USOS
ASTM A36	Estructuras metálicas, puertas, ventanas, rejas, cercos, barras de transferencia para pavimento rígido, etc. También para recalado y mecanizado.
SAE 1045	Pernos y tuercas por recalado en caliente o mecanizado, ejes, pines, pesadores, etc.

NORMAS TÉCNICAS:
 • Composición Química y Propiedades Mecánicas: SAE J403 (1045), ASTM A36 / A36M, y NTP 350.400

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:
 • Barras de diámetros \leq a 1 1/8": ISO 1035/4 y NTP 241.105
 • Barras de diámetros $>$ a 1 1/8": ASTM A6 y NTP 241.105

PRESENTACIÓN:

- Se comercializa en longitudes de 6 metros. En otras longitudes solo a pedido del cliente.
- Las barras de diámetros mayores a 1", son suministradas en estado laminado en caliente y posteriormente pulidas (según requerimiento del cliente).
- Se suministran en paquetes de 1 t.
- La calidad 1045 se identifica en los extremos, pintando la mitad de la sección con color negro.
- La calidad A36 se identifica en los extremos, pintando la mitad de la sección con color verde y la otra mitad con color negro.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:
 REDONDO LISO:

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO (kg/m)	PESO DE LA BARRA (kg/6m)
3/8	0.56	3.36
1/2	0.99	5.97
5/8	1.55	9.32
3/4	2.24	13.43
7/8	3.05	18.27

REDONDO PULIDO:

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO (kg/m)	PESO DE LA BARRA (kg/6m)
1 1/8	5.03	30.21
1 1/4	6.22	37.29
1 1/2	8.95	53.70
1 3/4	12.18	73.09
2	15.91	95.46
2 1/2	24.86	149.16

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN LA CUCHARA (%):

NORMA	%C máx.	%Mn	%Si máx.	%P máx.	%S máx.
ASTM A36	0.26	0.60 - 0.90*	0.40	0.04	0.05
SAE 1045	0.43 - 0.50	0.60 - 0.90	-	0.030	0.050

(*) Para diámetros mayores que 3/4".

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA (MPa) (kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (MPa) (kg/cm ²)	ALARGAMIENTO EN 200 mm. mm. (%)
ASTM A36	250 (2,530)	400 - 550 (4,080 - 5,620)	20.0
SAE 1045 ^(*)	300 - 540 (4,000 - 5,500)	650 - 800 (6,700 - 8,200)	12.0

(*) Valores Típicos

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:
 Barras de diámetro $>$ 1" ASTM A 6/A 6M.

NORMA TÉCNICA	DIÁMETRO NOMINAL (d)	DIÁMETRO (d - mm)	OVALIZACIÓN (e - mm) máx.	DESVIACIÓN DE MÁXIMA DE RECTITUD (f' - mm/m)	LONGITUD (L - mm)
ASTM A6	1" $<$ d $<$ 1 1/8"	± 0.25	0.38	4.16	+50 -0
	1 1/8" $<$ d $<$ 1 1/4"	± 0.28	0.41		
	1 1/4" $<$ d $<$ 1 3/8"	± 0.30	0.46		
	1 3/8" $<$ d $<$ 1 1/2"	± 0.36	0.53		
	1 1/2" $<$ d $<$ 2"	± 0.40	0.58		
	2" $<$ d $<$ 2 1/2"	+0.70/-0.0	0.58		

Fuente: (Aceros Arequipa, 2020)

b) **Platina de Acero A-36:** Para unir las varillas se fabricaron eslabones con platinas de acero de 4.5mm x 25mm x 63.5mm, asimismo se seleccionó en base a las fichas técnicas el material necesario para el armado del módulo, el cual se describe a continuación:

Figura 6-8
Especificación Técnica de la Platina de Acero A-36



Fuente: (FR Tubos de Acero, 2022)

c) **Electrodos de Soldadura:** Los electrodos de soldadura utilizados para unir las varillas con las volandas fueron de clasificación E-7018. Se describe la ficha técnica de la soldadura a continuación:

Figura 6-9

Especificación Técnica del Electrodo de Soldadura E-7018



NAZCA
ELECTRODOS PROPRIO SOLDEXA

ELECTRODOS (SMAW)
ELECTRODOS PARA ACERO AL CARBONO Y BAJA ALEACIÓN



SOLDEXA
UNA COMPAÑÍA ESAB

NAZCA PRO 7018







Electrodo básico de bajo hidrógeno con excelentes características de soldabilidad, fiable para aplicaciones generales y exigentes para aceros estructurales o aceros de bajo carbono. NAZCA PRO 7018 es un electrodo para cualquier posición que ofrece un arco estable y suave con propiedades mecánicas fiables y homogéneas. Ideal para todas las soldaduras que tenga que realizar, desde el primer pase, en juntas con pase de respaldo, al relleno independientemente del grosor o las condiciones de soldadura del trabajo. Posee baja absorción de humedad.

Clasificaciones:	ASME-SFA 5.1 / AWS A5.1: E7018
Aprobaciones:	ABS : 3Y

Las aprobaciones se basan en la ubicación de la fábrica. Contacte con ESAB para obtener más información.

Tipo de Corriente:	CCEP
Aplicaciones:	Construcción Civil, Energía, Aplicaciones industriales y Fabricación General, Metalmecánica pesada y Liviana, Astilleros y Offshore

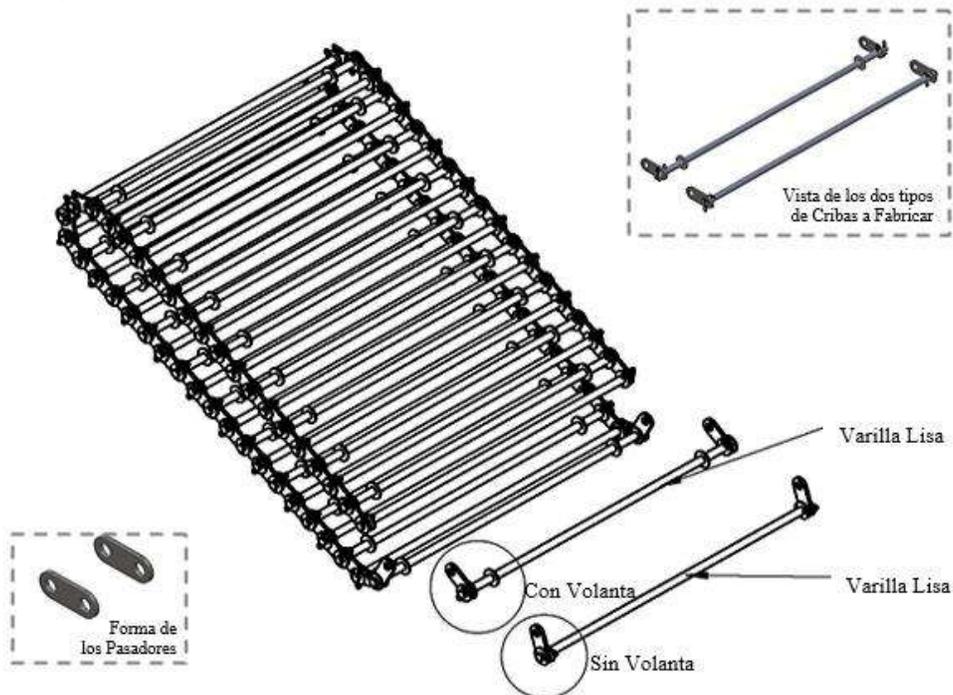
Propiedades Mecánicas Típicas			
Condición	Límite de Fluencia	Resistencia a la tracción	Elongación
Como soldado	420 MPa (min)	520 - 580 MPa	25% (min)

Fuente: (Soldexa, 2021)

En la **Figura 6-10** se puede observar la construcción del separador de cribas circulante.

Figura 6-10

Despiece del Separador de Cribas Circulante.



Los detalles de fabricación del separador de cribas se pueden observar en los planos ubicados en el Anexo I. En la **Figura 6-11** se puede apreciar el proceso de fabricación.

Figura 6-11

Separador de Cribas Circulante y Armado de Barras con los Eslabones



Fuente: Elaboración Propia

6.1.3. Rueda Motriz Y Rodillos Guía

Para la fabricación de estas piezas se utilizó planchas de acero A-36. Las ruedas motrices se fabricaron de planchas de acero laminado en caliente A-36 de 1" de espesor.

Figura 6-12

Especificación Técnica de la Plancha de Acero LAC A-36

DENOMINACIÓN:
BLAC A36, PLAC A36.

DESCRIPCIÓN:
Bobinas y Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación.

USOS:
Se usa en la fabricación de tubos, perfiles plegados, asimismo luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

NORMAS TÉCNICAS:

DESIGNACIÓN	NORMAS TÉCNICAS
Estructural	ASTM A36 y Dimensiones según JIS G3193-2008

2.2 x 1200 mm
2.3 x 1200 mm
2.4 x 1200 mm

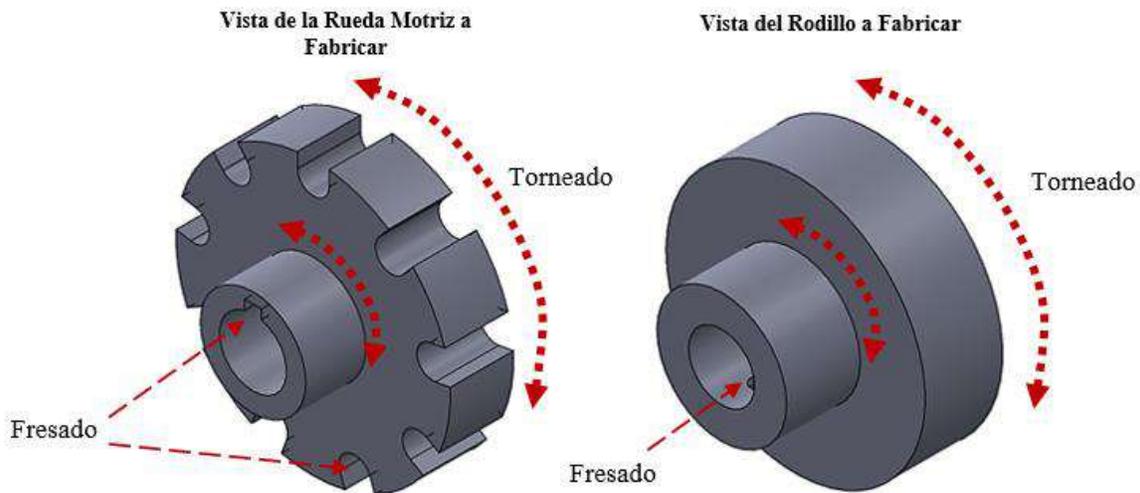
PLANCHAS LAMINADAS EN CALIENTE (PLAC A36):

DIMENSIONES (mm)	PESO TEÓRICO EN kg/plancha				TOLERANCIA EN EL ESPESOR (mm)	ESPESOR EQUIVALENTE O APROXIMADO
	1,200 x 2,400 (mm)	1,200 x 6,000 (mm)	1,500 x 6,000 (mm)	2,400 x 6,000 (mm)		
1.5"	33.91				±0.18	1/16"
1.8"	40.69				±0.19	9/128"
1.9"	42.96				±0.19	9/128"
2.0"	45.22	113.04			±0.20	5/64"
2.2"	49.74	124.34			±0.20	2/23"
2.3"	52	130			±0.20	1/11"
2.4"	54.26	135.65			±0.20	3/32"
2.5"	56.52	141.3			±0.22	3/32"
2.9"	65.56	163.91			±0.22	1/8"
3.0"			211.95		±0.22	1/8"
3.9"	88.17	220.43			±0.24	5/32"
4.0"			282.6		±0.45	5/32"
20	452.16			2,260.80	0.9/0.3	3/4"
22			1,554.30	2,486.88	0.9/0.3	7/8"
25	565.2		1,766.25	2,826.00	1.0/0.3	1"
32	723.46		2,260.80	3,617.28	1.3/0.3	1 1/4"

Fuente: (Aceros Arequipa, 2020)

En la **Figura 6-13** se puede apreciar el acabado final de ambas piezas, que fueron sometidos a trabajos en tornería y fresado para su elaboración respectiva.

Figura 6-13
Fabricación del Engrane y Rueda Guía.



Fuente: Elaboración Propia

Los detalles de fabricación mecánica se pueden observar en los planos ubicados en el Anexo I.

En la **Figura 6-14** se puede apreciar los diferentes procesos de fabricación llevados a cabo con ayuda del torno y la fresadora en el taller.

Figura VI-14
Montaje de las Ruedas Guía y Engranes en el Separador de Cribas.



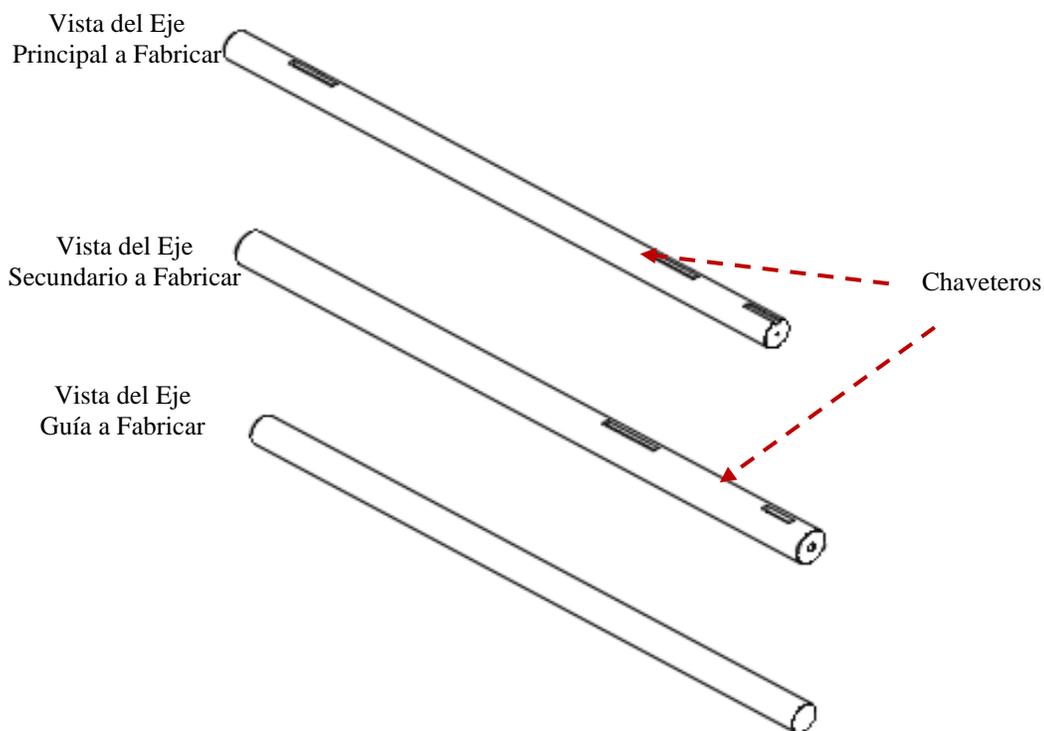
Fuente: Elaboración Propia

6.1.4. Ejes De La Arrancadora Mecanizada

De acuerdo al cálculo realizado se pudo determinar que el diámetro de los ejes debe ser medidas estándar para poder ensamblar el módulo. Las medidas que se eligieron fueron las siguientes; 1^{er} eje: 1 11/16" \approx 42.86mm; 2^{do} eje: 1 7/16" \approx 36.51mm; 3^{er} eje: 1 7/16" \approx 36.51mm, luego el material recomendado para la fabricación de los ejes es el acero AISI 1045 (CK45), estas barras de acero no son comerciales en la región Cusco, pero se puede adquirir haciendo pedido desde la región Arequipa. En la **Figura VI-15** se puede apreciar la configuración final de cada eje.

Figura 6-15

Configuración Final del Eje Principal, Eje Secundario y 3^{er} Eje.



Nota: Se utilizó barras de acero A-36 de 1 3/4" y 1 1/2" de diámetro para la fabricación de los 03 eje para el módulo, con el objetivo de recopilar la información necesaria durante las pruebas realizadas en campo.

Fuente: Elaboración Propia

Las propiedades mecánicas, aplicaciones y usos del acero fino al carbono AISI 1045 (CK45) se pueden apreciar en las especificaciones técnicas en la **Figura 6-16**.

Figura 6-16

Especificación Técnica de Acero Fino al AISI 1045

Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
 Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD

Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar: 1100 - 850 °C

Normalizar: 840 - 870 °C

Recocer: 650 - 700 °C

Enfriamiento lento en el horno

Temple: al agua (*) 820 - 850 °C

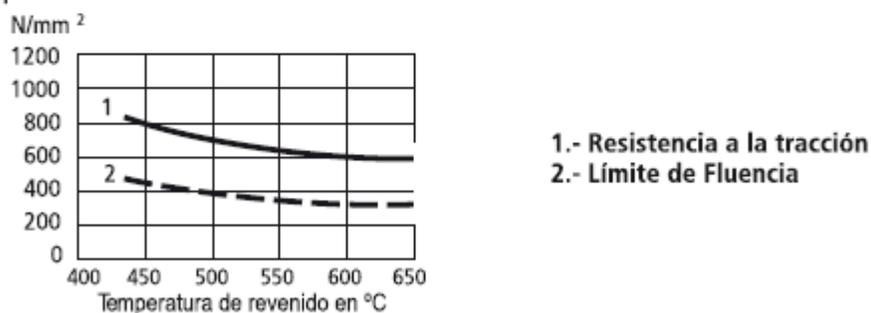
Dimensiones menores: al aceite 830 - 860 °C

Revenido: Según el uso 100 - 300 °C

Nitrurado: en baño de sal 580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia.

Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un precalentamiento entre 200-300°C. Electrodo BÖHLER UTP 76/ UTP 6020



Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

Fuente: (Bohler Peru, 2018)

La fabricación, las medidas y los procesos de mecanizado, entre otros, correspondientes a la construcción de los diferentes ejes mencionados, pueden observarse en los planos ubicados en el Anexo I.

En la **Figura 6-17** se puede apreciar los diferentes procesos de fabricación llevados a cabo con ayuda del torno en el taller.

Figura 6-17

Acabado y Pulido del 1er. Eje de la Arrancadora.



Fuente: Elaboración Propia

6.1.5. Brazos Laterales, Cuchilla Y Uñas De La Arrancadora Mecanizada.

- a) **Brazos Laterales.** – Para la fabricación de los brazos laterales se empleó planchas de acero laminados en caliente **A-36** de 1/2" y 3/4" de espesor, según los esfuerzos obtenidos en el apartado **4.6. Cálculo Del Brazo Lateral Y Cuchilla** el acero A-36 cumple con las condiciones necesarias para fabricar los brazos de la cuchilla. En la **Figura VI-1** se describe las especificaciones técnicas de las planchas de acero A-36.
- b) **Cuchilla y Uñas.** – Para la fabricación de la cuchilla y uñas se recomienda el uso de planchas de acero **CHRONIT T1 450**, que tiene una gran resistencia al desgaste por abrasión, impacto y deslizamiento, asimismo los esfuerzos obtenidos en el apartado **4.6.** son menores respecto al límite de fluencia de este acero. En la **Figura VI-18** se describe las especificaciones técnicas de la plancha de acero **CHRONIT T1 450**.

Figura 6-18

Ficha Técnica de la Plancha de Acero CHRONIT T1 450.

CHRONIT T1 450 - CHRONIT T1 500

PLANCHAS ANTIDESGASTE

WNº: 1.8721

Elementos en la aleación : C - Si - Mn - Mo - Ni - Cr - V - Nb - B

(Los porcentajes de estos elementos de aleación varían según el espesor y la dureza de las planchas)

Formato de suministro : Planchas espesores desde 1/8" a 4"

Tolerancias de espesor : Según EN 10029 clase A

Plancha micro aleada de gran resistencia al desgaste por abrasión, impacto y deslizamiento.

APLICACIONES: Para elementos de movimiento de tierra, arena, piedra, minerales y materiales abrasivos, tales como: tolvas de volquetes, cucharas de máquinas cargadoras, fajas transportadoras, tornamesa para tracto de camiones, etc. (ver gráfico de aplicación de la página N° 35)

Para blindaje contra balas de armas de mano comerciales, elementos de máquinas trituradoras, chancadoras y prensas de chatarra, base para matrices de alto rendimiento. Además en todas las construcciones soldadas que requieren alta resistencia y una buena tenacidad a bajas temperaturas.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS	CHRONIT T1 450	CHRONIT T1 500
Dureza de suministro HB	420 - 480	450 - 530
Resistencia a la tracción N/mm ²	1316	1650
Límite de fluencia N/mm ²	1163	1300
Elongación (mínimo)%	10	8
Tenacidad (longitudinal) JOULES	25 (-40 °C)	25 (-20 °C)

MECANIZADO:

Corte oxiacetilénico no presenta dificultades. Para espesores menores a 25 mm precalentar a 60 °C y mayorea a 25 mm a 150 °C.

Soldar con procedimientos bajos en hidrógeno, electrodos completamente secos, la plancha debe estar seca y libre de aceites o grasas. Precalentar a 150 - 250 °C y remover la escoria entre cada pase (martillado). Electrodos recomendables BÖHLER UTP 6020/ UTP 76.

Conformado en caliente:

Radio de doblado mínimo : espesor x 3 (máx. 300 °C por corto tiempo)

Conformado en frío:

Radio de doblado mínimo : espesor x 4 (transversal)

Luz entre dados mínimo : espesor x 10 (transversal)

Radio de doblado mínimo : espesor x 5 (longitudinal)

Luz entre dados mínimo : espesor x 5 (transversal)

Consultar con Departamento Técnico

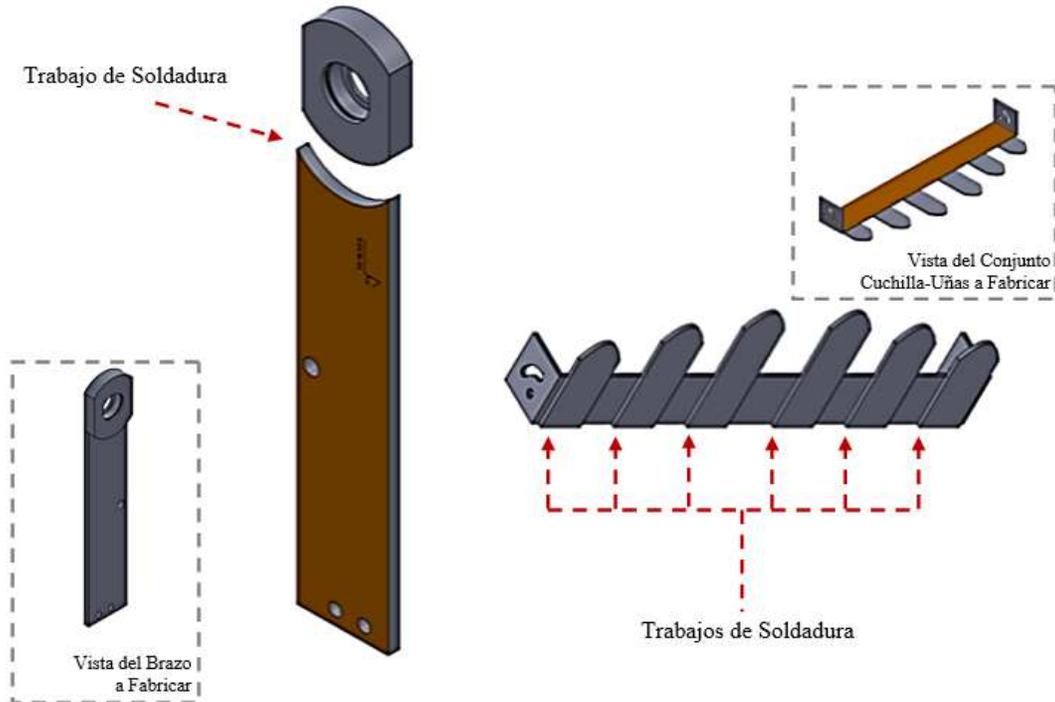
Nota: Se utilizó planchas de acero A-36 de 1/2" y 3/4" de espesor para la fabricación de la cuchilla y uñas de corte, con el objetivo de recopilar la información necesaria durante las pruebas realizadas en campo.

Fuente: (Bohler Peru, 2018)

En la **Figura 6-19** se puede observar la configuración final de los brazos, cuchilla y uñas de la arrancadora mecanizada.

Figura 6-19

Trabajos de Soldadura a Realizar Sobre el Conjunto Brazo-Cuchilla-Uñas



Fuente: Elaboración Propia

Los detalles de fabricación, las medidas, los materiales, los procesos de mecanizado, los trabajos de soldadura, entre otros pueden observarse en los planos ubicados en el Anexo I.

En la **Figura 6-10** se puede apreciar los acabados de los trabajos del brazo lateral, cuchilla y uñas para el ensamblado del módulo.

Figura 6-20

Brazo de Cuchilla, Base de Cuchilla y Uñas



Fuente: Elaboracion Propia

6.1.6. Selección De Las Piezas Móviles Para El Ensamblado De La Arrancadora Mecanizada.

- a) **Engranajes para la transmisión de potencia:** Para el cálculo de los esfuerzos que actúan en los engranajes se tuvo un predimensionamiento de los mismos, con lo cual el esfuerzo de flexión hallado está por debajo del límite de fluencia del acero especial **AISI 4140**, este material es adecuado para la fabricación de los engranajes, el número de dientes de cada engranaje es de: $N_p = N_r = 22$. En la **Figura 6-21** se puede observar la configuración de los engranajes

Figura 6-21
Engranajes de Dientes Rectos.



Fuente: Elaboracion Propia

El acero especial se puede utilizar en la fabricación de partes de maquinaria, elementos de construcción de motores, engranajes, arboles de transmisión, entre otros. En la **Figura 6-22** se puede observar la especificación técnica del acero especial **AISI 4140**.

Figura 6-22

Ficha Técnica de Planchas de Acero AISI 4140

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Verde - Blanco
 Estado de suministro : Bonificado 250 - 350 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo estándar : 3,5 - 6 metros.

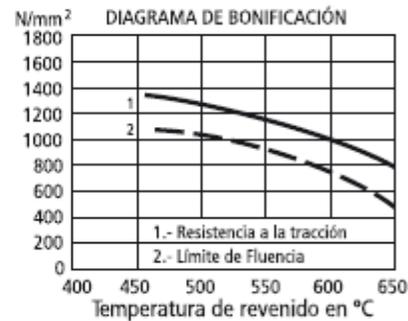
Acero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno.

Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Normalizado: 840 - 880 °C
Recocido: 690 - 720 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
 al agua 820 - 850 °C
Dureza obtenible: 52 - 56 HRC
Revenido : 540 - 680 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	16	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	40	715	930 - 1130	11	45	41
		100	100	595	830 - 1030	12	50	41
		160	160	530	730 - 900	13	55	41
		160	250	490	690 - 840	14	55	41

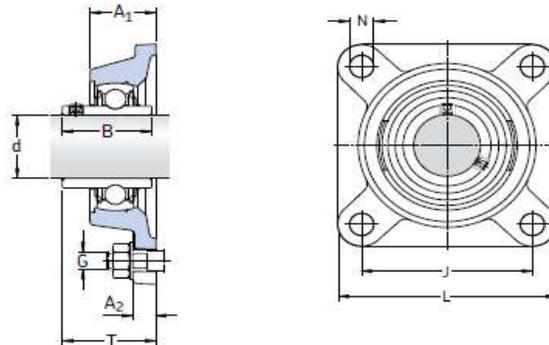
Fuente: (Bohler Peru, 2018)

b) Rodajes de pared para los ejes del módulo: Para la selección de los rodajes se consideró los diámetros calculados en el apartado **4.3 Calculo De Ejes**, el diámetro interno de los rodamientos debe ser mayores al diámetro de los ejes calculados, por lo que los rodamientos con las dimensiones estándares para utilizar en el eje principal es de **1 11/16"** de diámetro interno y para el 2^{do} y 3^{er} eje es de **1 7/16"** de diámetro interno. En la **Figura VI-23** se puede

observar las especificaciones técnicas de los rodamientos seleccionados.

Figura 6-23

Ficha Técnica de los Rodamientos de Pared SKF



Dimensiones									Capacidad de carga estática C ₀	Masa	Designaciones	
d	A ₁	A ₂	B	J	L	N	G	T			Unidad de rodamiento Y con jaula de chapa de acero	Y con jaula enteriza de grafito de tipo corona
pulg	mm								kN	kg	-	
3/4	29,5	11	31	63,5	86	11,1	10	37,3	6,55	0,60	FY 3/4 TF/VA201	FY 3/4 TF/VA228
1	30	12	34,1	70	95	12,7	10	38,8	7,8	0,77	FY 1. TF/VA201	FY 1. TF/VA228
1 3/16	32,5	13	38,1	82,5	108	12,7	10	42,2	11,2	1,10	FY 1.3/16 TF/VA201	FY 1.3/16 TF/VA228
1 1/4	34,5	13	42,9	92	118	14,3	12	46,4	15,3	1,40	FY 1.1/4 TF/VA201	FY 1.1/4 TF/VA228
1 7/16	34,5	13	42,9	92	118	14,3	12	46,4	15,3	1,40	FY 1.7/16 TF/VA201	FY 1.7/16 TF/VA228
1 1/2	38,5	14	49,2	101,5	130	14,3	12	54,2	19	1,90	FY 1.1/2 TF/VA201	FY 1.1/2 TF/VA228
1 11/16	39	14	49,2	105	137	15,9	14	54,2	21,6	2,10	FY 1.11/16 TF/VA201	FY 1.11/16 TF/VA228
1 3/4	39	14	49,2	105	137	15,9	14	54,2	21,6	2,10	FY 1.3/4 TF/VA201	FY 1.3/4 TF/VA228

Fuente: (SKF, 2008, pág. 939)

Los rodamientos seleccionados se pueden apreciar en la **Figura 6-24**.

Figura 6-24

Rodajes de Pared.



Fuente: Elaboracion Propia

c) **Catalina, piñón y cadena para la transmisión de energía mecánica:** El piñón impulsor tiene 15 dientes, la Catalina impulsada tiene 23 dientes y la cadena elegida es el ANSI Número 60, estos elementos fueron seleccionados para la transmisión de potencia en la arrancadora mecanizada, tal y como se aprecia en la **Figura 6-25** y **Figura 6-26**.

Figura 6-25
Catalina y Piñón



Fuente: Elaboracion Propia

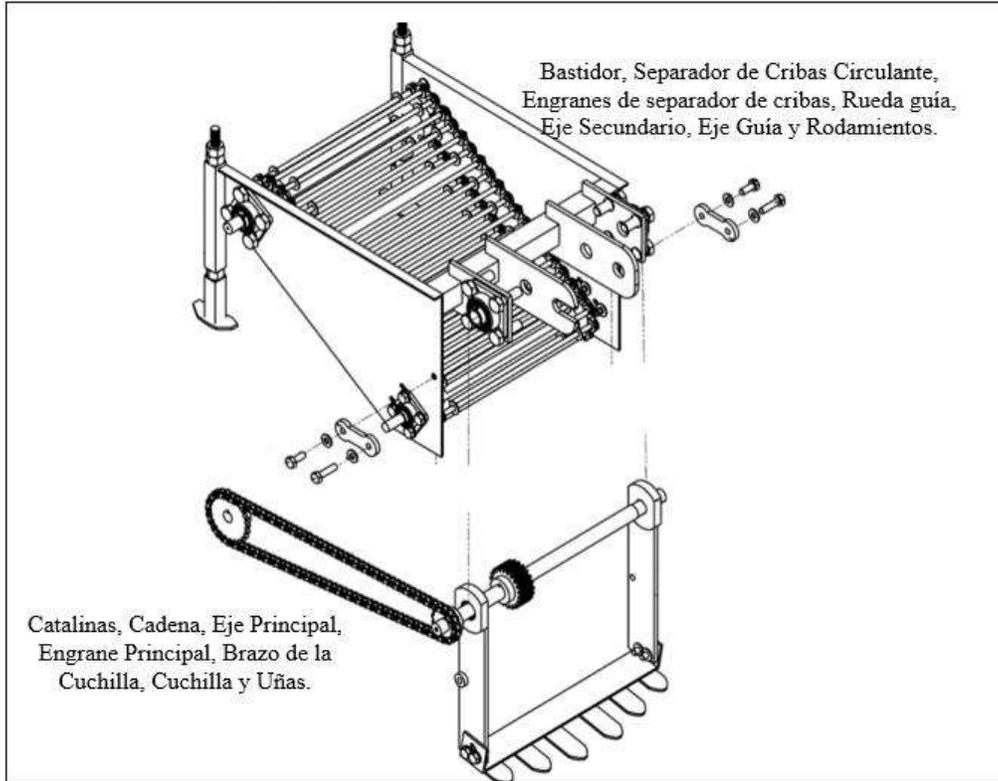
Figura 6-26
Cadena de Transmisión



Fuente: Elaboracion Propia

Finalmente, en la **Figura 6-27** se puede apreciar la configuración del boceto ensamblado del módulo, así como las distintas piezas que lo componen, quedando solamente acoplarla al tomafuerza del motocultor, tal y como se muestra en la **Figura 6-28**.

Figura 6-27
Ensamblaje General de la Máquina



Fuente: Elaboración Propia

Figura 6-28
Ensamblaje General de la Máquina



Fuente: Elaboración Propia

6.2. Procedimiento Experimental De La Arrancadora Mecanizada De Papas Portátil

- a) **1ra Prueba experimental:** Esta prueba se realizó en la localidad de Pata Pata del distrito de San Jerónimo-Cusco, durante el inicio del proceso de corte del cultivo de la papa el motocultor no pudo avanzar debido a que las llantas no traccionaban en el suelo (**Figura 6-29**), el inconveniente era por que la carcasa del diferencial chocaba con el lomo del cultivo de la papa, no se pudo obtener pruebas, teniéndose que cambiar las ruedas por unas más grandes.

Figura 6-29

1ra Prueba Experimental



Fuente: Elaboración Propia

El inconveniente que se presentó hizo que buscáramos llantas y ruedas más grandes que puedan usarse en la máquina, no encontrando en el mercado local ni nacional, esto nos motivó a fabricar ruedas de acero (**Figura 6-30**).

Figura 6-30

Fabricación de Ruedas de Acero.



. Fuente: Elaboración Propia

b) 2da Prueba experimental: Esta prueba se realizó en la comunidad rural de Corcor del distrito de Chinchero provincia de Urubamba-Cusco, el día fue un poco lluvioso, se procedió con las pruebas para observar el funcionamiento de la máquina, logrando extraer pequeñas cantidades del cultivo; no se recopiló datos debido a que el cultivo faltaba desarrollarse, además se pudo verificar que las ruedas de acero evitaban el contacto con el lomo del cultivo de la papa. En la **Figura 6-31** se puede apreciar los trabajos realizados durante el día.

Figura 6-31

2da Prueba Experimental



Fuente: Elaboración Propia

c) **3ra Prueba experimental:** Esta prueba también se realizó en la comunidad rural de Corcor del distrito de Chinchero provincia de Urubamba-Cusco, en las pruebas realizadas, las condiciones del clima fueron buenas, pero aún no se pudo tomar datos debido a que el cultivo de la papa faltaba madurar. En la **Figura 6-32** se puede apreciar los trabajos realizados durante el día

Figura 6-32
3ra Prueba Experimental



Fuente: Elaboración Propia

d) **4ta Prueba experimental:** Esta prueba también se realizó en la comunidad rural de Corcor del distrito de Chinchero provincia de Urubamba-Cusco, las condiciones del clima fueron ideales (soleado), además el área para realizar las pruebas de arrancado del cultivo de la papa era más grande, la extracción de la papa fue buena y los resultados obtenidos fueron satisfactorios, dichas actividades se pueden apreciar en la **Figura 6-33**.

Figura 6-33

4ta Prueba Experimental y Producción en la Extracción de Papa 16Kg/7m



Fuente: Elaboración Propia

- e) **Resultado de las pruebas realizadas en el arrancado de papa:** En la 1ra prueba se cortó el prisma de la papa al inicio del proceso, pero por motivos técnicos (llantas que no traccionaban) no se pudo tomar mayor cantidad de datos. En la 2da y 3ra prueba se pudo cosechar papa, pero no se pudo proceder a la toma de datos de manera correcta debido a que tanto el clima como la temporada de cosecha no resultaron favorables para una recolección de datos efectiva. Finalmente, durante la 4ta prueba fue posible obtener los resultados esperados de acuerdo a lo planteado en el presente trabajo de investigación, dicha prueba fue llevada a cabo sobre un área con una longitud promedio de unos 50 metros lineales, dentro de los cuales, por cada metro lineal de cultivo se tienen tres plantas de papa sembradas; en promedio, por cada planta de cultivo de papa se extrajo entre 800gr a 1kg

de papa cosechada. La papa cosechada corresponde al tipo nativa, la cual presentó un tamaño promedio que oscilaba entre 5cm y 8cm. Tal y como se observa en la **Figura 6-21**, la cantidad promedio de papa extraída fue de **16kg de papa por cada 7 metros lineales**.

6.3. Plan De Mantenimiento Del Motocultor Y Modulo.

a.- Motocultor:

Esta máquina es la encargada de transmitir la energía mecánica por medio de un **TOMAFUERZA** al módulo, así mismo el motocultor se encarga de remolcar la arrancadora de papas, cumpliendo así las actividades de corte, arrancado y zarandeo del cultivo de la papa, por lo que es necesario contar con un plan de mantenimiento preventivo para el cuidado del motocultor, tomando en cuenta las horas máquina de trabajo, en el cuadro adjunto se detalla las características de los filtros, las viscosidades de los diferentes aceites de los sistemas que componen el motocultor, así como las capacidades de llenado según el siguiente detalle:

Tabla 6.1

Plan de Mantenimiento Preventivo del Motocultor

CARTILLA DE MANTENIMIENTO MOTOCULTOR PANTHER 18HP										
FILTROS Y LUBRICANTES	HORAS DE MANTENIMIENTO									
Descripción	250h	500h	750h	1000h	1250h	1500h	1750h	2000h	Cant	Und Med
FILTRO ACEITE MOTOR	1	1	1	1	1	1	1	1	8	UND
FILTRO COMBUSTIBLE	1	1	1	1	1	1	1	1	8	UND
FILTRO DE AIRE	1	1		1		1		1	5	UND
ACEITE DE MOTOR 15W-40	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	12	GLNS
ACEITE TRANSMISION 80W90				1				1	2	GLNS
REFRIGERANTE 50/50								1.5	1.5	GLNS
GRASA NLGI GRADO 2								0.2	0.2	BLD (5 GLNS)

NOTA: Se recomienda contar con una bitácora donde se registrará las horas máquina, así como el tipo de mantenimiento realizado con la finalidad de garantizar el control de los mantenimientos preventivos o correctivos según sea el caso tomando en cuenta el horómetro y las horas máquina de trabajo.

Fuente: Elaboración Propia

b.- Arrancadora Mecanizada De Papas Portátil:

1.- Engranajes: Los engranajes deben estar protegidos con una carcasa metálica, el cual fue fabricado de una chapa de acero con espesor de 1/16” y así poder evitar el ingreso de polvo, tierra

y piedras que puedan dañar o deteriorar a los mismos.

Los engranajes son los encargados de transmitir la energía mecánica al eje principal del módulo, asimismo, para evitar el recalentamiento y desgaste por fricción entre ambos tiene que realizarse el engrasado cada 16 horas máquina de trabajo

2.- Ejes: Se utilizo barras de acero CK45, cuya aplicación cumple con las condiciones mínimas para la fabricación de los tres ejes del módulo, los cuales pueden soportar los esfuerzos generados durante la transmisión de potencia para la extracción del cultivo de la papa.

Para el cuidado de los ejes se tiene que realizar la limpieza diaria después de la jornada de trabajo quitando las hierbas o algún objeto que pudiera haberse atascado o enredado, así como las partículas de tierra que pudiera haber quedado.

3.- Rodamientos: Los rodamientos de pared (chumaceras de pared) para los tres ejes fueron seleccionados del catálogo general SKF los cuales, al estar sometidos a cargas estáticas y dinámicas se determinó el tiempo de vida útil de cada uno de ellos; en el siguiente cuadro se detalla el periodo de vida útil de cada rodamiento:

Tabla 6.2

Vida a la Fatiga de los Rodamientos del Módulo.

MINIMA VIDA UTIL DE RODAMIENTOS SELECCIONADOS PARA LOS EJES DEL MODULO				
Nro	EJE	Øint. RODAMIENTO	VIDA A LA FATIGA MINIMA CON FACTOR DE CONFIABILIDAD Kr=0.62	MANTENIMIENTO DE RODAMIENTOS
1	Eje Principal	1 11/16"	34.7 millones de revoluciones	El periodo de vida a la fatiga menor de los rodamientos de pared es la que se encuentra en el eje secundario . Para ello, se debe tener un control del periodo de vida útil de este rodamiento, para realizar su mantenimiento y/o cambio respectivo.
2	Eje Secundario	1 7/16"	4.81 millones de revoluciones	
3	Tercer Eje	1 7/16"	113.83 millones de revoluciones	

Fuente: Elaboración Propia

Para conservar el periodo de vida útil de los rodajes se tiene que realizar una limpieza diaria de estos elementos debido a que están en contacto con el polvo, tierra, barro, piedras, entre otros agentes externos durante el proceso de arrancado del cultivo de la papa.

4.- Cadena: La cadena, piñón y catalina deben estar protegidos con una carcasa metálica, el cual

fue fabricado de una chapa de acero con espesor de 1/16” y así poder evitar el ingreso de polvo, tierra y piedras que puedan dañar o deteriorar las piezas.

Estos componentes son los encargados de transmitir la energía mecánica del eje principal al eje secundario del módulo, asimismo, para evitar el recalentamiento y desgaste por fricción entre las piezas mencionadas, se tiene que realizar el engrasado de acuerdo a la condición o estado.

5.- Cuchilla Y Uñas: Los elementos de desgaste fueron fabricados de planchas de acero **CHRONIT T1 450**, que es un material anti abrasivo capaz de soportar el desgaste generado en la fricción debido al corte del cultivo de la papa.

Para lo cual se debe realizar la limpieza de estos elementos de manera diaria después de la jornada de trabajo; así mismo se debe realizar la inspección visual del estado de la cuchilla y uñas para verificar el desgaste de los mismos para poder programar el mantenimiento correctivo (cambio en caso sea necesario).

6.- Separador De Cribas Circulantes: Este elemento es el que está en contacto con el cultivo arrancado de la papa, por lo que las raíces, tallos o parte de las plantas que se encuentran en el cultivo se puedan quedar atascados o enredados a las varillas y eslabones ocasionando una maraña en las piezas del separador de cribas, por lo que es necesario realizar una limpieza diaria de estas partes después de la jornada de trabajo, así mismo se debe realizar una inspección visual del estado de las volandas y seguros del separador de cribas para realizar el mantenimiento correctivo (cambio en caso sea necesario) de alguno de los componentes antes mencionados.

CAPÍTULO VII EVALUACION ECONOMICA DEL DISEÑO Y FABRICACIÓN.

7.1. Hoja De Presupuesto

	1101001	ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON CAPACIDAD DE 2500KG/H			
Cliente	UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO			Costo al	29/01/2024
Lugar	CUSCO - CUSCO				
Ítem	Descripción	Und.	Metrado	Precio S/.	Parcial S/.
01	ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL				7,221.61
01.01	BASTIDOR				2,055.88
01.01.01	PLANCHA e=5/32", ASTM A36, 800X500mm	und	2.00	473.58	947.16
01.01.02	TUBO LAC 2.5"X3/8"X650mm	und	1.00	113.70	113.70
01.01.03	TUBO LAC 1.5"X1/8"X650mm	und	1.00	67.86	67.86
01.01.04	SOPORTE TIPO 1, PLANCHA LAC ASTM A-36, e=12mm	und	2.00	236.79	473.58
01.01.05	SOPORTE TIPO 2, PLANCHA LAC ASTM A-36, e=12mm	und	2.00	226.79	453.58
01.02	EJES				460.87
01.02.01	BARRA DE SECCION CIRCULAR diam. 1 11/16", AISI 1045 (EJE PRINCIPAL)	und	1.00	156.29	156.29
01.02.02	BARRA DE SECCION CIRCULAR diam. 1 7/16", AISI 1045 (EJE SECUNDARIO)	und	1.00	154.29	154.29
01.02.03	BARRA DE SECCION CIRCULAR diam. 1", AISI 1045 (TERCER EJE)	und	1.00	150.29	150.29
01.03	CHUMACERAS Y RODAMIENTOS				1,027.36
01.03.01	CHUMACERA DE PARED diam. 1 11/16"	und	2.00	170.92	341.84
01.03.02	CHUMACERA DE PARED diam. 1 7/16"	und	2.00	150.92	301.84
01.03.03	CHUMACERA DE PARED diam. 1 7/16"	und	2.00	120.92	241.84
01.03.04	RODAMIENTOS DE PARED diam. 1 11/16"	und	2.00	70.92	141.84
01.04	ENGRANAJES				1,232.55
01.04.01	ENGRANAJE DE 22 DIENTES, diam. ext. 130mm	und	1.00	176.15	176.15
01.04.02	CATALINA DE 15 DIENTES, diam. ext. 100mm	und	1.00	85.15	85.15
01.04.03	CATALINA DE 23 DIENTES, diam. ext. 150mm	und	1.00	92.15	92.15
01.04.04	RUEDA DENTADA DE 09 DIENTES, diam. ext. 130mm	und	2.00	308.40	616.80
01.04.05	RUEDA LISA, diam. ext. 120mm	und	2.00	131.15	262.30
01.05	CUCHILLA				887.37
01.05.01	LATERALES DE CUCHILLA, PLANCHA ASTM A-36, e=12mm	und	2.00	253.29	506.58
01.05.02	CUCHILLA CON 06 UÑAS, PLANCHA CHRONIT T1 450, e=6mm	und	1.00	380.79	380.79
01.06	SEPARADOR DE CRIBAS CIRCULANTES				1,557.58
01.06.01	SEPARADOR DE CRIBAS CIRCULANTES	und	1.00	1,557.58	1,557.58
	COSTO DIRECTO				7,221.61
	GASTOS GENERALES 36.4531%				2,632.50
	UTILIDAD 10%				722.16

	SUBTOTAL				10,576.27
	IMPUESTO (IGV 18%)				1,903.73
					=====
	TOTAL, PRESUPUESTO				12,480.00
	SON: DOCE MIL CUATROCIENTOS OCHENTA Y 00/100 NUEVOS SOLES				

7.2. Análisis De Precios Unitarios.

1101001		ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON CAPACIDAD DE 2500KG/H				
Cliente	UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO	Costo al	29/01/2024			
Lugar	CUSCO - CUSCO - CUSCO					
Partida	01.01.01	(0201010101-1101001-01)	PLANCHA e=5/32", ASTM A36, 800X500mm			
			Costo unitario directo por:	und	473.58	
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra						
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	4.0000	14.85	59.40
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	2.0000	20.10	40.20
						99.60
Materiales						
02450100010002	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/2"		und	1.0000	20.00	20.00
02450100010007	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 5/8"		und	1.0000	25.00	25.00
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"		kg	1.0000	18.00	18.00
0276020025	DISCO DE CORTE		und	4.0000	7.00	28.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	1.0000	8.00	8.00
0293010023	PLANCHA DE ACERO e=5/32", 800X500mm		und	1.0000	200.00	200.00
						299.00
Equipos						
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		4.98	4.98
0301140009	TALADRO		día	0.5000	40.00	20.00
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR		día	0.5000	80.00	40.00
0301330005	AMOLADORA		día	0.5000	20.00	10.00
						74.98
Partida	01.01.02	(0201010101-1101001-01)	TUBO LAC 2.5"X3/8"X650mm			
			Costo unitario directo por:	und	113.70	
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra						
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	1.0000	14.85	14.85
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	1.0000	20.10	20.10
						34.95
Materiales						
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"		kg	1.0000	18.00	18.00
0276020025	DISCO DE CORTE		und	0.5000	7.00	3.50
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	1.0000	8.00	8.00
0293010024	TUBO LAC 2.5"X3/8"X650mm		pza	1.0000	35.00	35.00
						64.50
Equipos						
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		1.75	1.75
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR		día	0.1250	80.00	10.00
0301330005	AMOLADORA		día	0.1250	20.00	2.50
						14.25
Partida	01.01.03	(0201010103-1101001-01)	TUBO LAC 1.5"X1/8"X650mm			
			Costo unitario directo por:	und	67.86	
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra						
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	0.8000	14.85	11.88
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	0.8000	20.10	16.08
						27.96

Materiales					
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"	kg	0.5000	18.00	9.00
0276020025	DISCO DE CORTE	und	0.5000	7.00	3.50
0276020050	DISCO DE DESBASTE	und	0.5000	8.00	4.00
0293010025	TUBO LAC 1.5"X1/8"X650mm	pza	1.0000	10.00	10.00
					26.50

Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.40	1.40
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR	día	0.1000	80.00	8.00
0301330005	AMOLADORA	día	0.2000	20.00	4.00
					13.40

Partida **01.01.04** (020101010104-1101001-01) **SOPORTE TIPO 1, PLANCHA LAC ASTM A-36, e=12mm**
Costo unitario directo por: und **236.79**

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	1.0000	20.10	20.10
					49.80

Materiales					
02450100010002	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/2"	und	1.0000	20.00	20.00
02450100010007	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 5/8"	und	0.5000	25.00	12.50
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"	kg	2.0000	18.00	36.00
0276020025	DISCO DE CORTE	und	4.0000	7.00	28.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE	und	1.0000	8.00	8.00
0293010026	SOPORTE METALICO TIPO 1	und	1.0000	40.00	40.00
					144.50

Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		2.49	2.49
0301140009	TALADRO	día	0.2500	40.00	10.00
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR	día	0.2500	80.00	20.00
0301330005	AMOLADORA	día	0.5000	20.00	10.00
					42.49

Partida **01.01.05** (020101010105-1101001-01) **SOPORTE TIPO 2, PLANCHA LAC ASTM A-36, e=12mm**
Costo unitario directo por: und **226.79**

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	1.0000	20.10	20.10
					49.80

Materiales					
02450100010002	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/2"	und	1.0000	20.00	20.00
02450100010007	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 5/8"	und	0.5000	25.00	12.50
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"	kg	2.0000	18.00	36.00
0276020025	DISCO DE CORTE	und	4.0000	7.00	28.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE	und	1.0000	8.00	8.00
0293010027	SOPORTE METALICO TIPO 2	und	1.0000	30.00	30.00
					134.50

Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		2.49	2.49
0301140009	TALADRO	día	0.2500	40.00	10.00
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR	día	0.2500	80.00	20.00
0301330005	AMOLADORA	día	0.5000	20.00	10.00
					42.49

Partida	01.02.01	(020101010110-1101001-01)	BARRA DE SECCION CIRCULAR diam. 1 11/16", AISI 1045 (EJE PRINCIPAL)			
			Costo unitario directo por:		und	156.29
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
			Mano de Obra			
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	1.0000	20.10	20.10
						49.80
			Materiales			
0293010005	EJE DIAM 1 11/16"X800mm, AISI 1045		und	1.0000	44.00	44.00
						44.00
			Equipos			
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		2.49	2.49
0301010043	TORNO MECANICO		hm	1.0000	25.00	25.00
0301010045	CEPILLADORA MECANICO		hm	1.0000	35.00	35.00
						62.49
Partida	01.02.02	(020101010109-1101001-01)	BARRA DE SECCION CIRCULAR diam. 1 7/16", AISI 1045 (EJE SECUNDARIO)			
			Costo unitario directo por:		und	154.29
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
			Mano de Obra			
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	1.0000	20.10	20.10
						49.80
			Materiales			
0293010004	EJE DIAM 1 7/16"X800mm, AISI 1045		und	1.0000	40.00	40.00
						40.00
			Equipos			
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		2.49	2.49
0301010043	TORNO MECANICO		hm	1.0800	25.00	27.00
0301010045	CEPILLADORA MECANICO		hm	1.0000	35.00	35.00
						64.49
Partida	01.02.03	(020101010108-1101001-01)	BARRA DE SECCION CIRCULAR diam. 1 7/16", AISI 1045 (TERCER EJE)			
			Costo unitario directo por:		und	150.29
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
			Mano de Obra			
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	1.0000	20.10	20.10
						49.80
			Materiales			
0293010003	EJE DIAM 1 7/16"X800mm, AISI 1045		und	1.0000	38.00	38.00
						38.00
			Equipos			
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		2.49	2.49
0301010043	TORNO MECANICO		hm	1.0000	25.00	25.00
0301010045	CEPILLADORA MECANICO		hm	1.0000	35.00	35.00
						62.49
Partida	01.03.01	(020101010111-1101001-01)	CHUMACERA DE PARED diam. 1 11/16"			
			Costo unitario directo por:		und	170.92

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	0.8000	14.85	11.88
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	0.4000	20.10	8.04
					19.92
Materiales					
0293010006	CHUMACERA diam. 1 11/16"	und	1.0000	150.00	150.00
					150.00
Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.00	1.00
					1.00
Partida	01.03.02	(020101010112-1101001-01)	CHUMACERA DE PARED diam. 1 7/16"		
				Costo unitario directo por:	150.92
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	0.8000	14.85	11.88
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	0.4000	20.10	8.04
					19.92
Materiales					
0293010007	CHUMACERA DE PARED diam. 1 7/16"	und	1.0000	130.00	130.00
					130.00
Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.00	1.00
					1.00
Partida	01.03.03	(020101010113-1101001-01)	CHUMACERA DE PARED diam. 1 7/16"		
				Costo unitario directo por:	120.92
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	0.8000	14.85	11.88
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	0.4000	20.10	8.04
					19.92
Materiales					
0293010008	CHUMACERA DE PARED diam. 1 7/16"	und	1.0000	100.00	100.00
					100.00
Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.00	1.00
					1.00
Partida	01.03.04	(020101010114-1101001-01)	RODAMIENTOS DE PARED diam. 1 11/16"		
				Costo unitario directo por:	70.92
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	0.8000	14.85	11.88
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	0.4000	20.10	8.04
					19.92
Materiales					
0293010009	RODAMIENTOS diam. 1 11/16"	und	1.0000	50.00	50.00
					50.00
Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.00	1.00
					1.00

Partida	01.04.01	(020101010115-1101001-01)	ENGRANAJE DE 22 DIENTES, diam. ext. 130mm			
			Costo unitario directo por:		und	176.15
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
		Mano de Obra				
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	1.0000	14.85	14.85
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	0.5000	20.10	10.05
						24.90
		Materiales				
0293010010	ENGRANAJE		und	1.0000	120.00	120.00
						120.00
		Equipos				
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		1.25	1.25
0301010043	TORNO MECANICO		hm	0.5000	25.00	12.50
0301010045	CEPILLADORA MECANICO		hm	0.5000	35.00	17.50
						31.25

Partida	01.04.02	(020101010116-1101001-01)	CATALINA DE 15 DIENTES, diam. ext. 100mm			
			Costo unitario directo por:		und	85.15
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
		Mano de Obra				
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	1.0000	14.85	14.85
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	0.5000	20.10	10.05
						24.90
		Materiales				
0293010011	CATALINA DE 15 DIENTES		und	1.0000	29.00	29.00
						29.00
		Equipos				
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		1.25	1.25
0301010043	TORNO MECANICO		hm	0.5000	25.00	12.50
0301010045	CEPILLADORA MECANICO		hm	0.5000	35.00	17.50
						31.25

Partida	01.04.03	(020101010117-1101001-01)	CATALINA DE 23 DIENTES, diam. ext. 150mm			
			Costo unitario directo por:		und	92.15
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
		Mano de Obra				
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	1.0000	14.85	14.85
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	0.5000	20.10	10.05
						24.90
		Materiales				
0293010012	CATALINA DE 23 DIENTES		und	1.0000	36.00	36.00
						36.00
		Equipos				
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		1.25	1.25
0301010043	TORNO MECANICO		hm	0.5000	25.00	12.50
0301010045	CEPILLADORA MECANICO		hm	0.5000	35.00	17.50
						31.25

Partida	01.04.04	(020101010118-1101001-01)	RUEDA DENTADA DE 09 DIENTES, diam. ext. 130mm			
			Costo unitario directo por:		und	308.40
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.

Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	2.0000	20.10	40.20
					69.90

Materiales					
02450100010002	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/2"	und	2.0000	20.00	40.00
02550800010003	SOLDADURA ELECTRICA CELLOCORD P 1/8"	kg	0.5000	18.00	9.00
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"	kg	2.0000	18.00	36.00
0276020025	DISCO DE CORTE	und	1.0000	7.00	7.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE	und	1.0000	8.00	8.00
0293010028	DISCO DE ACERO A-36, diam. 130mm	und	1.0000	40.00	40.00
					140.00

Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		3.50	3.50
0301010043	TORNO MECANICO	hm	1.0000	25.00	25.00
0301010045	CEPILLADORA MECANICO	hm	1.0000	35.00	35.00
0301140009	TALADRO	día	0.2500	40.00	10.00
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR	día	0.2500	80.00	20.00
0301330005	AMOLADORA	día	0.2500	20.00	5.00
					98.50

Partida	01.04.05	(020101010119-1101001-01)	RUEDA LISA, diam. ext. 120mm		
				Costo unitario directo por: und	131.15

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	1.0000	14.85	14.85
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	0.5000	20.10	10.05
					24.90
Materiales					
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"	kg	2.0000	18.00	36.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE	und	0.5000	8.00	4.00
0293010014	RUEDA LISA ASTM A-36	und	1.0000	25.00	25.00
					65.00

Equipos					
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		1.25	1.25
0301010043	TORNO MECANICO	hm	0.5000	25.00	12.50
0301010045	CEPILLADORA MECANICO	hm	0.5000	35.00	17.50
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR	día	0.1250	80.00	10.00
					41.25

Partida	01.05.01	(020101010120-1101001-01)	LATERALES DE CUCHILLA, PLANCHA ASTM A-36, e=12mm		
				Costo unitario directo por: und	253.29

Código	Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra					
01010200010010	AYUDANTE MECANICO	hh	2.0000	14.85	29.70
0104010001	OPERARIO MECANICO	hh	1.0000	20.10	20.10
					49.80
Materiales					
02450100010003	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/4"	und	1.0000	15.00	15.00
02450100010007	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 5/8"	und	1.0000	25.00	25.00
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"	kg	1.0000	18.00	18.00
0276020025	DISCO DE CORTE	und	2.0000	7.00	14.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE	und	0.5000	8.00	4.00
0293010015	DISCO DE ACERO A-36, e=1", diam 125mm	und	1.0000	30.00	30.00

0293010016	PLANCHA DE ACERO e=1/2", 420X110mm	und	1.0000	40.00	40.00
					146.00
	Equipos				
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		2.49	2.49
0301010043	TORNO MECANICO	hm	1.0000	25.00	25.00
0301140009	TALADRO	día	0.1250	40.00	5.00
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR	día	0.2500	80.00	20.00
0301330005	AMOLADORA	día	0.2500	20.00	5.00
					57.49

Partida	01.05.02	(020101010121-1101001-01)	CUCHILLA CON 06 UÑAS, PLANCHA CHRONIT T1 450, e=6mm		
			Costo unitario directo por:	und	380.79
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/. Parcial S/.
	Mano de Obra				
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	4.0000	14.85 59.40
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	4.0000	20.10 80.40
					139.80
	Materiales				
02450100010003	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/4"		und	1.0000	15.00 15.00
02550800030001	SOLDADURA ELECTRICA SUPERCITO DE 1/8"		kg	2.0000	18.00 36.00
0276020025	DISCO DE CORTE		und	2.0000	7.00 14.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	0.5000	8.00 4.00
0293010017	PLANCHA DE ACERO e=1/4", 810X85mm		und	1.0000	35.00 35.00
0293010018	PLANCHA DE ACERO e=1/4", 200X60mm		und	6.0000	10.00 60.00
					164.00
	Equipos				
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		6.99 6.99
0301140009	TALADRO		día	0.5000	40.00 20.00
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR		día	0.5000	80.00 40.00
0301330005	AMOLADORA		día	0.5000	20.00 10.00
					76.99

Partida	01.06.01	(020101010122-1101001-01)	SEPARADOR DE CRIBAS CIRCULANTES		
			Costo unitario directo por:	und	1,557.58
Código	Descripción Recurso		Unidad	Cantidad	Precio S/. Parcial S/.
	Mano de Obra				
01010200010010	AYUDANTE MECANICO		hh	24.0024	14.85 356.44
0104010001	OPERARIO MECANICO		hh	12.0012	20.10 241.22
					597.66
	Materiales				
02450100010002	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/2"		und	4.0000	20.00 80.00
02450100010008	BROCA DE ACERO RAPIDO DE 1/8"		und	10.0000	8.00 80.00
02550800010003	SOLDADURA ELECTRICA CELLOCORD P 1/8"		kg	3.0000	18.00 54.00
0276020025	DISCO DE CORTE		und	4.0000	7.00 28.00
0276020050	DISCO DE DESBASTE		und	1.0000	8.00 8.00
0293010019	BARRA LISA REDONDA diam 1/2"X590mm		und	40.0000	2.10 84.00
0293010020	ESLABONES e=4.5mm		und	80.0000	1.20 96.00
0293010021	PASADORES DE 2mm		und	200.0000	0.20 40.00
0293010022	ARANDELAS DE FIJACION DE 1/2"		und	200.0000	0.20 40.00
					510.00
	Equipos				
0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES		%mo		29.88 29.88
0301140009	TALADRO		día	3.0003	40.00 120.01
0301270001	MAQUINAS DE SOLDAR		día	3.0003	80.00 240.02

7.3. Pie De Presupuesto

Diseño del pie de Presupuesto				
Presupuesto	1101001 ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON CAPACIDAD DE 2500KG/H			
#Línea	Descripción	Variable	Macro	Omitir polinómica
01	COSTO DIRECTO	NDIRECTO	NDIRECTO	No
02	GASTOS GENERALES	GG	NDIRECTO*GGP	No
03	UTILIDAD 10%	UTI	NDIRECTO*0.10	No
04			-----	No
05	SUBTOTAL	ST	NDIRECTO+GG+UTI	No
06	IMPUESTO (IGV 18%)	IGV	ST*0.18	Si
07			=====	No
08	TOTAL, PRESUPUESTO	P_T	ST+IGV	No

7.4. Formula Polinómica.

Fórmula Polinómica					
Presupuesto	1101001 ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON CAPACIDAD DE 2500KG/H				
Fecha Presupuesto	29/01/2024				
Moneda	NUEVOS SOLES				
Ubicación Geográfica	080101 CUSCO - CUSCO - CUSCO				
$K = 0.177*(MOr / MOo) + 0.317*(IGr / IGo) + 0.200*(MEr / MEo) + 0.136*(PAR / PAo) + 0.170*(MFr / MFo)$					
Monomio	Factor	(%)	Símbolo	Indice	Descripción
1	0.177	100.000	MO	47	MANO DE OBRA INC. LEYES SOCIALES
2	0.317	100.000	IG	39	INDICE GENERAL DE PRECIOS AL CONSUMIDOR
3	0.200	100.000	ME	48	MAQUINARIA Y EQUIPO NACIONAL
4	0.136	100.000	PA	56	PLANCHA DE ACERO LAC
5	0.170	100.000	MF	81	MATERIALES DE FERRETERIA

7.5. Flujo De Caja Para Evaluación De Proyectos.

El flujo de caja muestra las entradas menos las salidas efectivas de dinero. En la evaluación de proyectos se utilizan estas previsiones de Entradas y salidas de dinero realizadas para construir el flujo de caja y para conocer la rentabilidad que se podría obtener de la inversión.

7.5.1. Estructura De Un Flujo De Caja.

La estructura de un flujo de caja varia por el nombre o la forma de agrupación de los distintos componentes, por lo cual deben considerarse de manera general:

- Los egresos iniciales de fondos: corresponden al total de la inversión inicial requerida por el proyecto. Esta incluye las inversiones en activos fijos, intangibles y en capital de trabajo.
- Los ingresos y egresos operativos: constituyen todos los flujos de entradas y salidas reales de caja. Hay que diferenciar estos ingresos y egresos reales de los contables, ya que estos últimos se registran de acuerdo al criterio de lo devengado; es decir, es independientemente de cuándo se genera la entrada o salida de efectivo.

7.6. Indicadores De Rentabilidad

Cuando se evalúa inversiones, es necesario contar con algún indicador que permita comparar y jerarquizar las diversas alternativas de inversión que se tiene en un momento determinado.

Principales indicadores de rentabilidad:

Tabla 7.1

Indicadores de Rentabilidad

NOMBRE DEL INDICADOR	ABREVIATURA
Valor actual neto	VAN
Tasa interna de retorno	TIR
Plazo de recuperación de la inversión	PR

Fuente: (Velayos M, 2020)

7.6.1. Valor Actual Neto (VAN).

Su cálculo consiste en encontrar la diferencia entre el valor actualizado de las inversiones y otros de egresos en efectivo.

$$VAN = \text{Valor actual de ingresos} - \text{Valor actual de egresos}$$

La tasa de descuento a utilizar es el costo de oportunidad del inversionista (*COK*), es decir, lo que estaría ganando en su mejor alternativa de inversión de similar riesgo. Esta tasa se puede considerar como un costo adicional del proyecto que castiga los beneficios futuros (ya que los disminuye) debido a que estos son efectivos.

De manera general el *VAN* se calcula de la siguiente forma:

$$VAN = -I_0 + FCN1/(1+i)^1 + FCN2/(1+i)^2 + FCN3/(1+i)^3 + \dots + FCNn/(1+i)^n$$

En donde:

*I*₀: Inversión inicial.

i: Tasa de descuento

n: Periodos.

Criterios de decisión:

Tabla 7.2

Recomendaciones Para Elección del VAN

$VAN > 0$	Es recomendable realizar la inversión. Indica que se obtendrá una ganancia respecto a la mejor alternativa de inversión.
$VAN = 0$	Es indiferente que se elija la inversión propuesta o se invierta en la mejor alternativa. Es decir, la rentabilidad que proporciona es la misma.
$VAN < 0$	No es conveniente realizar el proyecto. El valor indica lo que el inversionista está dejando de ganar respecto a su mejor alternativa

Fuente: (Velayos M, 2020)

7.6.2. Tasa Interna De Retorno (TIR).

Generalmente se utiliza como un complemento a la información que se obtiene aplicando el *VAN*.

Desde el punto de vista matemático, la **TIR** es aquella tasa de interés que hace el **VAN** igual a cero. En el gráfico de perfiles de **VAN**, la **TIR** será aquella tasa para la cual la curva interseca al eje horizontal (**VAN=0**).

$$0 = -I_0 + FCN1/(1+TIR)^1 + FCN2/(1+TIR)^2 + FCN3/(1+TIR)^3 + \dots + FCNn/(1+TIR)^n$$

En donde:

I₀: Inversión inicial.

n: Periodos.

Criterios de decisión:

Tabla 7.3

Recomendaciones Para Elección del TIR

TIR > COK	Es recomendable realizar la inversión. La rentabilidad que proporciona el proyecto es superior a la rentabilidad que proporciona la mejor alternativa de inversión.
TIR = COK	Es indiferente que se elija el proyecto o se invierta en la mejor alternativa. Es decir, la rentabilidad que proporciona es la misma.
TIR < COK	No es conveniente realizar el proyecto. La rentabilidad del proyecto es menor que la mejor alternativa de inversión.

Fuente: (Sevilla A, 2024)

Los trabajos que realizara la arrancadora mecanizada de papas portátil serán en un plazo de recuperación de seis meses, dentro del periodo de febrero a julio, ya que es la época de cosecha de la papa, la actividad de la cosecha ira en aumento hasta llegar a su mayor producción en los meses de mayo y junio. El costo **hm** del implemento será de S./ 30.00 y la cantidad de hm laborados por día en cada mes será de acuerdo a lo descrito en la **Tabla VII-4**.

Tabla 7.4*Periodo de Prueba para Arrancado de Papas del Modulo*

MES	DIAS	Hm X día	COSTO HM	INGRESOS
FEBRERO	20	4	30.00	2400.00
MARZO	20	5	30.00	3000.00
ABRIL	25	5	30.00	3750.00
MAYO	25	8	30.00	6000.00
JUNIO	25	8	30.00	6000.00
JULIO	20	4	30.00	2400.00

Fuente: Elaboración propia

El análisis de flujo se tiene de la siguiente manera:

Tabla 7.5*Periodo de Arrancado de papas del modulo*

MODULO DE INGRESOS							
PERIODO		FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.
	0	1	2	3	4	5	6
INGRESO SIN IGV		2033.90	2542.37	3177.97	5084.75	5084.75	2033.90
INGRESOS CON IGV		2400.00	3000.00	3750.00	6000.00	6000.00	2400.00

Fuente: Elaboración propia

Costo de inversión sin IGV:

Tabla 7.6*Costos de Inversión del Modulo*

COSTOS DE INVERSION							
		FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.
PERIODO	0	1	2	3	4	5	6
COSTO DE INVERSION	-12480.00						
ARRANCADORA MECANIZADA DE PAPAS PORTATIL CON CAPACIDAD DE 2500KG/H	-10576.27						
EGRESOS CON IGV	-12480.00						

Fuente: Elaboración propia

En los costos de inversión y operativos (no hay IGV).

Tabla 7.7

Costos Operativos del Modulo

COSTOS DE INVERSION Y OPERATIVOS							
PERIODO	0	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.
COSTO DE INVERSION	-12480.00						
COSTO DE OPERACIÓN							
Mano de obra (operación)		200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00
Costos indirectos de fabricación (CIF)		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
GASTOS ADMINISTRATIVOS		400.00	400.00	400.00	400.00	400.00	400.00
Total, Gastos		700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00

Fuente: Elaboración propia

FLUJO DE CAJA

Tabla 7.8

Costos de Inversión y Operativos del Modulo

COSTOS DE INVERSION Y OPERATIVOS							
PERIODO		FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.
	0	1	2	3	4	5	6
INGRESOS	0	2400.00	3000.00	3750.00	6000.00	6000.00	2400.00
COSTO DE INVERSION	-12480.00						
COSTO DE OPERACIÓN		-300.00	-300.00	-300.00	-300.00	-300.00	-300.00
GASTOS ADMINISTRATIVOS		-400.00	-400.00	-400.00	-400.00	-400.00	-400.00
FCN Flujo de Caja	-12480.00	1700.00	2300.00	3050.00	5300.00	5300.00	1700.00

Fuente: Elaboración propia

El valor actual neto **VAN** es:

$$VAN = -12480.00 + \frac{1700.00}{(1 + 0.1)^1} + \frac{2300.00}{(1 + 0.1)^2} + \frac{3050.00}{(1 + 0.1)^3} + \frac{5300.00}{(1 + 0.1)^4} + \frac{5300.00}{(1 + 0.1)^5} + \frac{1700.00}{(1 + 0.1)^6}$$

$$VAN = -12480.00 + 1545.45 + 1900.83 + 2291.51 + 3619.97 + 3290.88 + 959.61$$

$$VAN = 1128.25$$

$VAN > 0$ Es recomendable realizar la inversión. Indica que se obtendrá una ganancia respecto a la mejor alternativa de inversión.

La tasa interna de retorno (TIR) determinado es:

$$0 = -I_0 + \frac{FCN1}{(1 + TIR)^1} + \frac{FCN2}{(1 + TIR)^2} + \frac{FCN3}{(1 + TIR)^3} + \dots + \frac{FCNn}{(1 + TIR)^n}$$

$$0 = -12480.00 + \frac{1700.00}{(1 + TIR)^1} + \frac{2300.00}{(1 + TIR)^2} + \frac{3050.00}{(1 + TIR)^3} + \frac{5300.00}{(1 + TIR)^4} + \frac{5300.00}{(1 + TIR)^5} + \frac{1700.00}{(1 + TIR)^6}$$

$$TIR = 13\%$$

$TIR > COK$ Es recomendable realizar la inversión. La rentabilidad que proporciona el proyecto es superior a la rentabilidad que proporciona la mejor alternativa de inversión.

CONCLUSIONES

- El diseño mecánico de la arrancadora mecanizada de papas portátil, representa una oportunidad para contribuir a la mejora de las condiciones de trabajo de los pequeños productores de papa en la etapa de la cosecha, sobre todo para los agricultores que trabajan en terrenos o parcelas pequeñas de nuestra región; por ello se buscó una alternativa de solución practica y eficiente para la cosecha de papa haciendo que esta actividad sea rentable, así mismo el presente trabajo nos permitió demostrar que es posible fabricar este tipo de implemento haciendo uso de tecnología y materiales que están al alcance de la región.
- En el desarrollo de la presente investigación se analizó diversas opciones de diseño y configuración para la arrancadora mecanizada de papas portátil, es así que con la aplicación de la metodología VDI 2225 se eligió la 3ra opción (ensamblado con engranajes, piñón, catalina, cadena, separador de cribas circulantes y demás piezas) que es la óptima y/o mejor alternativa, tomando en cuenta la valoración técnica con valor ponderado de 0.73 y la valoración económica con valor ponderado de 0.75, además en las pruebas realizadas se comprobó que la alternativa seleccionada es la adecuada (idónea), por la facilidad en su etapa de fabricación y bajos costos de operación y mantenimiento.
- La fuerza calculada para que el módulo realice el corte y la extracción de la papa es de 6717.40N (684.75 Kgf) a una velocidad de 2.5 km/h, la potencia de tiro o requerida es de 6.25 HP, por los valores antes indicados se eligió el motocultor **Panther Super Forza 18** que ofrece una potencia neta de 11.66 HP que es mayor a la potencia requerida, así mismo el material seleccionado para la fabricación de los ejes es el acero CK45 ya que el esfuerzo de flexión máximo de los tres ejes está por debajo del límite elástico permitido del material seleccionado que es de 370 MPa; para la fabricación de los brazos laterales se seleccionó el acero estructural A-36 cuyo esfuerzo limite

o de fluencia es de 250 MPa; para la fabricación de la cuchilla y uñas se seleccionó el acero CHRONIT T1 450 cuyo esfuerzo de fluencia es de 1163 MPa.

- Mediante las pruebas de campo realizadas con la arrancadora mecanizada de papas portátil se comprobó que el módulo diseñado y fabricado alcanzo los resultados esperados, obteniéndose mayor volumen de papa extraída en un menor tiempo, superando la productividad de 2500kg/h planteada inicialmente, la tasa de extracción de papa promedio fue de 16 kg por cada 10 segundos, por lo que la cantidad promedio de papa extraída en una hora fue de 5500 kg aproximadamente, comprobándose así la eficiencia del módulo.
- El uso del software ANSYS 2021R2 nos permitió comprobar los valores obtenidos en el capítulo IV Diseño Mecánico de la Arrancadora Mecanizada de Papas Portátil.
- Para la fabricación de la arrancadora mecanizada de papas portátil, se hizo una inversión inicial de S./ 12480.00, se proyecta recuperar el monto invertido en un periodo de 06 meses a una tasa de interés del 10%, generando una ganancia de S./ 1128.25, este análisis económico fue realizado haciendo uso de los indicadores de rentabilidad (VAN y TIR) así como el uso del software S10 costos y presupuestos.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda que a futuro se profundice el análisis vibracional, que por su amplitud no ha sido analizado a profundidad en el presente proyecto, esto por parte de algún tesista o estudiante de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica.
- Se recomienda realizar estudios y pruebas del uso de este módulo en diferentes tipos de suelo de siembra de papa con pendientes de inclinadas mayores a los 10° , lo que permitirá desarrollar las mejoras pertinentes en el módulo con el fin de que pueda adaptarse correctamente a la mayoría de los terrenos de la región.

BIBLIOGRAFÍA

- Aceros Arequipa. (10 de agosto de 2020). *Aceros Arequipa*. Obtenido de chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://acerosarequipa.com//sites/default/files/fichas/2020-10/7.%20AF_HOJA%20TECNICA-PLANCHA-BOBINA_LAC.pdf?fv=oLy1QoIW
- Becerra, J. J. (Mayo de 2017). Papa. *Características de la Producción Nacional y la Comercialización en Lima Metropolitana*. Lima, Lima, Peru.
- Bohler Peru. (19 de setiembre de 2018). *Bohler Peru - Voestalpine*. Obtenido de chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/138/2019/09/H.pdf
- Budynas, R. G., & Nisbett J., K. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mc Graw Hill/ Interamericana S.A.
- Chaj, E. (04 de setiembre de 2014). *PAPA*. Obtenido de Ecured:
[https://www.ecured.cu/Papa_\(tub%C3%A9rculo\)](https://www.ecured.cu/Papa_(tub%C3%A9rculo))
- Edipesa. (2018). *Edipesa líder en maquinarias*. Obtenido de Panther motocultor:
<https://www.edipesa.com.pe/tienda/agroindustria/motocultor/motocultor-18hp-diesel-detalle>
- Estudios Empresariales. (18 de marzo de 2022). *CEE*. Obtenido de CEE:
<https://www.camaracusco.org/wp-content/uploads/2022/03/CEE-AGRICULTURA-2021.pdf>
- Europel. (18 de 07 de 2020). *Ficha técnica pernos hexagonales*. Obtenido de
<https://europel.cl/wp-content/uploads/2021/10/FICHA-TECNICA-PERNOS-HEX-G-5.pdf>

FR Tubos de Acero. (24 de junio de 2022). Obtenido de chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.fiorellarepre.com.pe/FichaTecnica/804610.pdf

Gómez Arias, D. (2018). *Sistema de Mecanizado Portátil Para Armarios Eléctricos*. España: Universidad de Oviedo.

Guglielmetti, H. (2016). *Cosecha de papas*. Obtenido de Ir a la web cosecha de papas: <https://studylib.es/doc/7937314/cosecha-de-papas>

Hori, J. (2013). *Diseño de Elementos de Maquinas I - UNI - 1ra Edicion*. Lima.

Imgoldaracena. (09 de diciembre de 2016). *Recoleccion de patatas (solanum tuberosum l.)*. Obtenido de Recoleccion de patatas: <http://roa.ult.edu.cu/bitstream/123456789/223/1/03%20cosechadora%20papa.pdf>

Instituto Nacional Estadounidense de Estándares - Sociedad Americana de Ingenieros Mecanicos (ANSI ASME B106.1). (1995). *Diseño para Ejes de Transmisión*. ANSI-ASME.

Ladron de Guevara, O. (1995). *Mecanizacion Agricola*. En O. Ladron de Guevara, *Mecanizacion Agricola* (pág. 133). Cusco: UNSAAC Copyright.

Maquinas. (30 de Junio de 2019). *De Maquinas y Herramientas*. Obtenido de <https://www.demaquinasyherramientas.com/maquinas/ventajas-y-desventajas-de-un-motocultivador>

Ministerio de Agricultura - MIDAGRI. (11 de octubre de 2022). *Agricola*. Obtenido de Produccion agricola 2021: <https://www.gob.pe/institucion/midagri/informes-publicaciones/2730325-compendio-anual-de-produccion-agricola>

Ministerio de Agricultura y Riego, S. (2 de julio de 2017). *Calendario de Siembras y Cosechas*. Obtenido de Ministerio de Agricultura y Riego: <https://www.midagri.gob.pe/portal/21-sector-agrario/agricola/181-calendario->

Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales*.

Muro, J. A. (diciembre de 2013). *PAPA*. Obtenido de sitio web minagri:

<http://www.minagri.gob.pe>

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Maquinas*. McGRAW Pearson Education 4ta edicion Inc.

Organizacion Internacional de Normalizacion (ISO 12737). (1999). *Materiales Metálicos*,

Determinación de la Resistencia a la Fractura por Deformación Plana. ISO.

Polanco, M. F. (2007). *Maquinaria y Mecanizacion Agricola*. Colombia: Copyright ISBN

Universidad Nacional Abierta y a Distancia.

Productos Peruanos. (24 de mayo de 2012). *Valores Nutritivos de la Papa*. Obtenido de

Productos Peruanos: <https://blogs.deperu.com/productos-peruanos/valores-nutritivos-de-la-papa/>

Sevilla A, A. (2 de Febrero de 2024). *Economipedia*. Obtenido de Tasa interna de retorno (TIR):

<https://economipedia.com/definiciones/tasa-interna-de-retorno-tir.html>

Sifuentes, E., & Santamaria, J. (09 de 2017). Produccion Agricola y Ganadera 2017 II -

Trimestre. *Produccion Agricola y Ganadera*. Lima, Lima, Peru.

SKF. (04 de abril de 2008, pp. 939). *Catalogo General de Rodamientos*. Obtenido de

Rodamientos SKF:

https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416953/pdf_preview_medium/0901d19680416953_pdf_preview_medium.pdf

Soldexa, E. N. (28 de 06 de 2021). *Soldexa*. Obtenido de Nazca Plus 6011:

https://acerosarequipa.com//sites/default/files/fichas/2023-02/ht-nazca-plus-6011_0.pdf?fv=kdK1vN10

Soldexa, E.-N. (28 de 06 de 2021). *Soldexa*. Obtenido de Nazca Pro 7018:

<https://acerosarequipa.com//sites/default/files/fichas/2023-02/ht-nazca-pro-7018.pdf?fv=aRfgbybw>

Torres, D. O. (12 de Febrero de 2014). *Guia - Mecanizacion Agricola*. Obtenido de slideshare:

<https://es.slideshare.net/jaimemoraga2/guia-de-mecanizacion-agricola>

Velayos M, V. (1 de marzo de 2020). *Economipedia*. Obtenido de Valor actual neto:

<https://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>

ANEXOS

Anexo A

Tabla 0.1

Coefficiente de Labranza

Suelo suelto	30-40 kg/dm ²
Suelo mediano	40-60 kg/dm ²
Suelo compacto	60-80 kg/dm ²

Fuente: (Ladron de Guevara, 1995, pág. 133).

Tabla 0.2

Factores de Resistencia a la Rodadura

Tipo de Camino	Sistema Métrico	Sistema Inglés
Duro y parejo (pavimento de hormigón o bituminoso que no cede bajo el peso) 20 Kg/Ton	40 lb/Ton
Firme (Grava) algo ondulado y que cede un poco bajo la carga 32.5 Kg/Ton	65 lb/Ton
Nieve: Compacta 25 Kg/Ton	50 lb/Ton
Suelta 45 Kg/Ton	90 lb/Ton
De arcilla dura con surcos, que cede bastante bajo el peso. Se separa muy poco y no se riega. La penetración máx. de los neumáticos es de 2-3cm50 Kg/ton	100 lb/Ton
De tierra sin estabilizar, surcado y que cede mucho bajo el peso; los neumáticos se hunden de 10 a 15 cm75 Kg/ton	150 lb/Ton
Tierra blanda, fangosa y con surcos o arena 100-200 Kg/Ton	200-400 lb/Ton

Fuente: (Polanco, 2007, pág. 7)

Anexo B

Tabla 0.3

Especificaciones de la AGMA para Dientes de Profundidad Total

Tabla 8-1 Especificaciones de la AGMA para dientes de engrane de profundidad total		
Parámetro	Paso grueso ($p_d < 20$)	Paso fino ($p_d \geq 20$)
Ángulo de presión ϕ	20° o 25°	20°
Adéndum a	1.000 / p_d	1.000 / p_d
Dedéndum b	1.250 / p_d	1.250 / p_d
Profundidad de trabajo	2.000 / p_d	2.000 / p_d
Profundidad total	2.250 / p_d	2.200 / p_d + 0.002 in
Espesor circular del diente	1.571 / p_d	1.571 / p_d
Radio de filete: cremallera básica	0.300 / p_d	no estandarizado
Holgura básica mínima	0.250 / p_d	0.200 / p_d + 0.002 in
Ancho mínimo del borde superior	0.250 / p_d	no estandarizado
Holgura (dientes esmerilados o pulidos)	0.350 / p_d	0.350 / p_d + 0.002 in

Fuente: (Norton, 2011, pág. 553).

Tabla 0.4

Pasos Diametrales.

Tabla 8-2 Pasos diametrales estándares	
Grueso ($p_d < 20$)	Fino ($p_d \geq 20$)
1	20
1.25	24
1.5	32
1.75	48
2	64
2.5	72
3	80
4	96
5	120
6	
8	
10	
12	
14	
16	
18	

Tabla 0.5

Módulos Métricos.

Tabla 8-3 Módulos métricos estándares	
Módulo métrico (mm)	Equivalente p_d (in ⁻¹)
0.3	84.67
0.4	63.50
0.5	50.80
0.8	31.75
1	25.40
1.25	20.32
1.5	16.93
2	12.70
3	8.47
4	6.35
5	5.08
6	4.23
8	3.18
10	2.54
12	2.12
16	1.59
20	1.27
25	1.02

Fuente: (Norton, 2011, pág. 553).

Tabla 0.6

Índice de Factor Geométrico J para $\phi=20^\circ$.

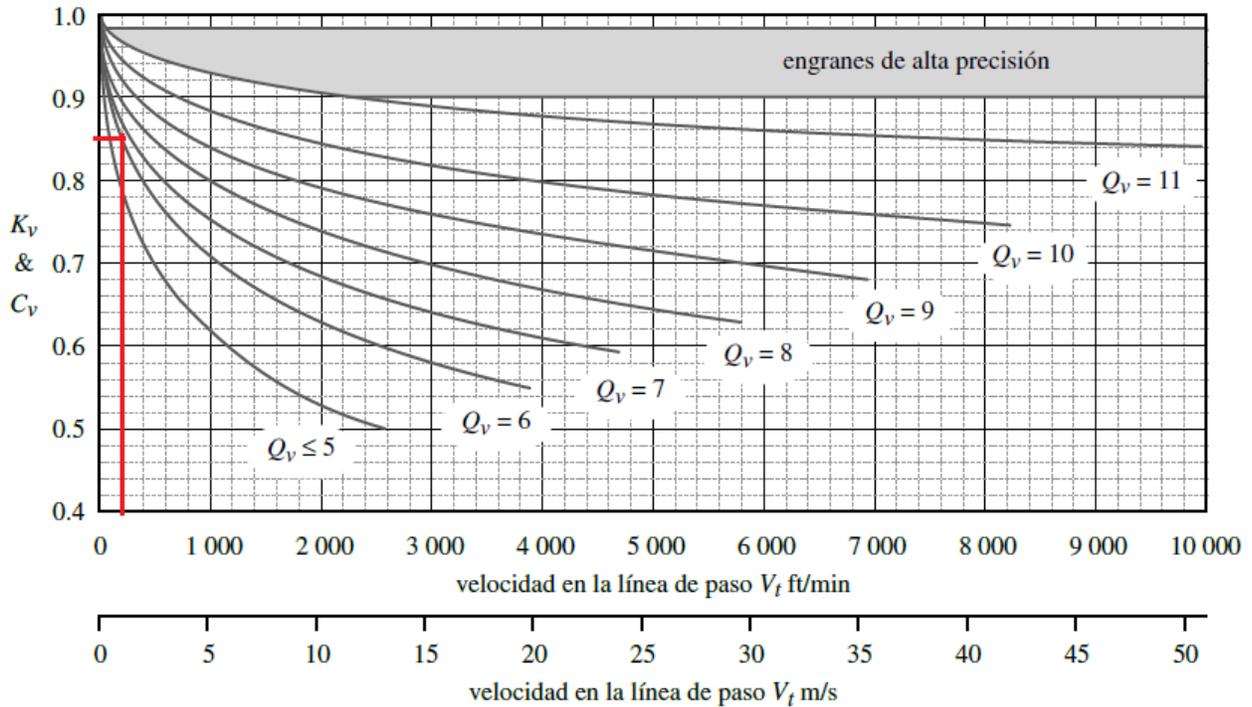
Tabla 8-9 Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 20° , y dientes de profundidad total con carga del HPSTC

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33									
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35							
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39					
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43			
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49	

Fuente: (Norton, 2011, pág. 574)

Figura 0-1

Factores Dinámicos K_v y C_v .



Fuente: (Norton, 2011, pág. 573)

Tabla 0.7*Factores K_m de Distribución de Carga.***Tabla 8-16**Factores K_m de distribución de carga

Ancho de cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

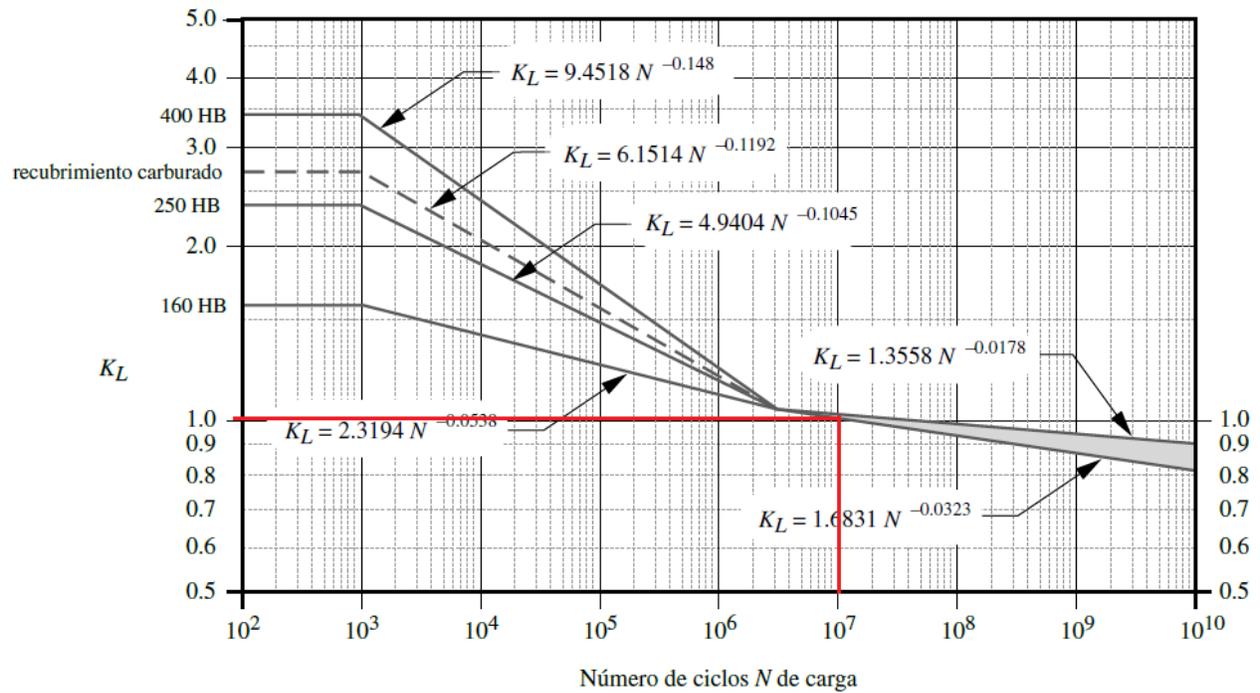
*Fuente: (Norton, 2011, pág. 577)***Tabla 0.8***Aplicación de Factor K_a .***Tabla 8-17** Aplicación de factores K_a

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Fuente: (Norton, 2011, pág. 577)

Figura 0-2

Factor de Vida K_L de Resistencia a la Flexión AGMA.



Fuente: (Norton, 2011, pág. 587)

Tabla 0.9

Factor de Confiabilidad K_R de la AGMA

Tabla 8-19

Factor K_R de la AGMA

% de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Fuente: (Norton, 2011, pág. 587)

Tabla 0.10

Resistencias de Fatiga por Flexión S_{fb}' de la AGMA.

Tabla 8-20 Resistencias de fatiga por flexión S_{fb}' de la AGMA, para un grupo de materiales para engranes*

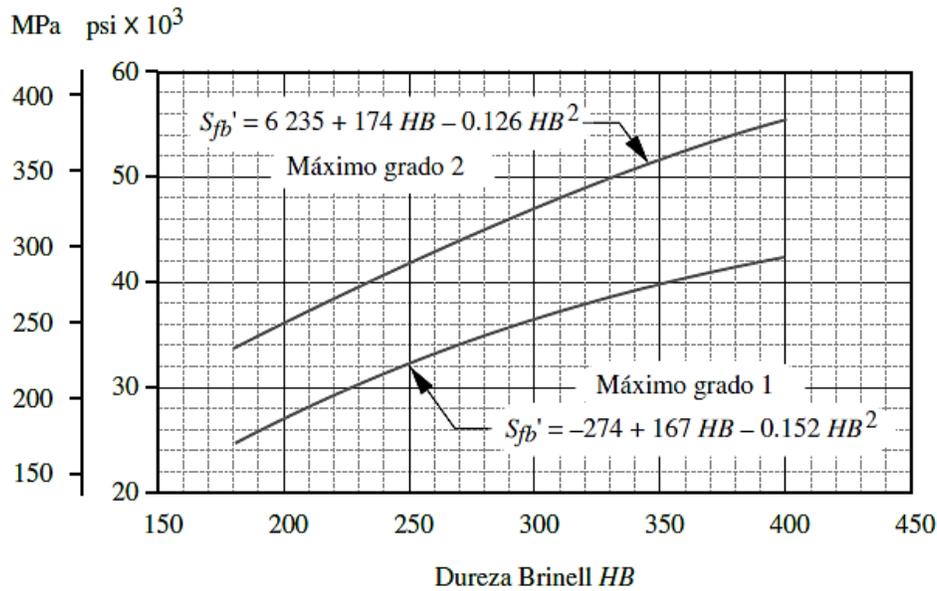
Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión		
					psi x 10 ³	MPa	
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	25-33	170-230	
			Endurecido totalmente	240 HB	31-41	210-280	
			Endurecido totalmente	300 HB	36-47	250-325	
			Endurecido totalmente	360 HB	40-52	280-360	
			Endurecido totalmente	400 HB	42-56	290-390	
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380	
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	22	150	
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	55-75	380-520	
			AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N [†]	34-45	230-310
			AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	36-47	250-325
			Nitroaleación 135M	Nitrurado	90.0 HR15N	38-48	260-330
	Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	40-50	280-345		
	Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5-90.0 15N	55-65	380-450		
Hierro colado	20	Clase 20	Como está fundido		5	35	
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	8	69	
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	13	90	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33	150-230	
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230	
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280	
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70	
	A-8-e	50005		180 HB	13	90	
	A-8-f	53007		195 HB	16	110	
	A-8-l	80002		240 HB	21	145	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en arena	40 ksi resistencia a la tensión mín.	5.7	40	
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 aleación 954	Tratado térmicamente	90 ksi resistencia a la tensión mín.	23.6	160	

[†] Escala de Rockwell 15N usada para materiales con recubrimiento endurecido; véase la sección B.4

Fuente: (Norton, 2011, pág. 588)

Figura 0-3

Resistencia de la AGMA para Fatiga por Flexión S_{fb} en Aceros.



Fuente: (Norton, 2011, pág. 589)

Tabla 0.11

Coefficiente Elástico C_p de la AGMA

Tabla 8-18 Coeficiente elástico C_p de la AGMA en unidades de $[\text{psi}]^{0.5}$ ($[\text{MPa}]^{0.5}$)*†

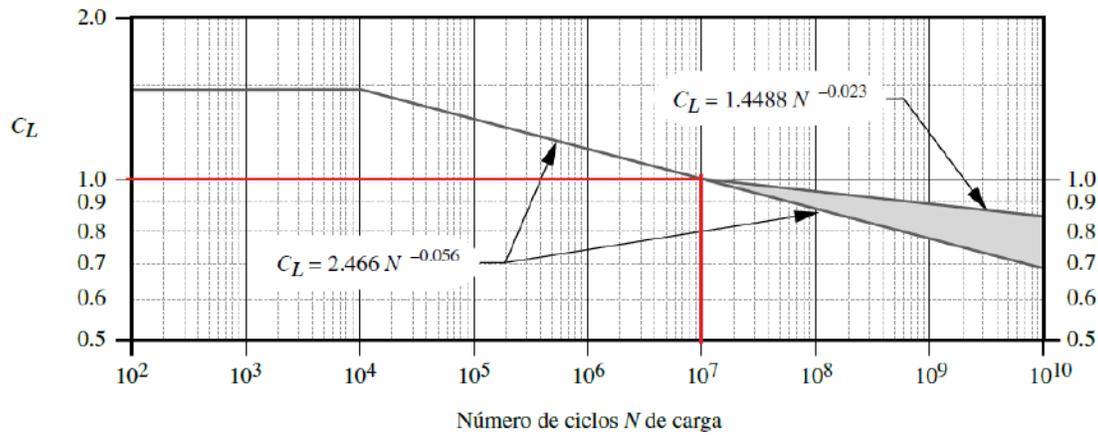
Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

† Los valores de E_p en esta tabla son aproximados; se utilizó $\nu = 0.3$ como una aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. Si existen números más precisos de E_p y ν , éstos se deberían emplear en la ecuación 7.23 para determinar C_p .

Fuente: (Norton, 2011, pág. 582)

Figura 0-4

Factor de Vida de la AGMA para Resistencia Superficial a la Fatiga. C_L



Fuente: (Norton, 2011, pág. 589)

Tabla 0.12

Resistencia de la AGMA para Fatiga Superficial S_{fc} .

Tabla 8-21 Resistencias de la AGMA para fatiga superficial S_{fc} en un conjunto de materiales de engranes*

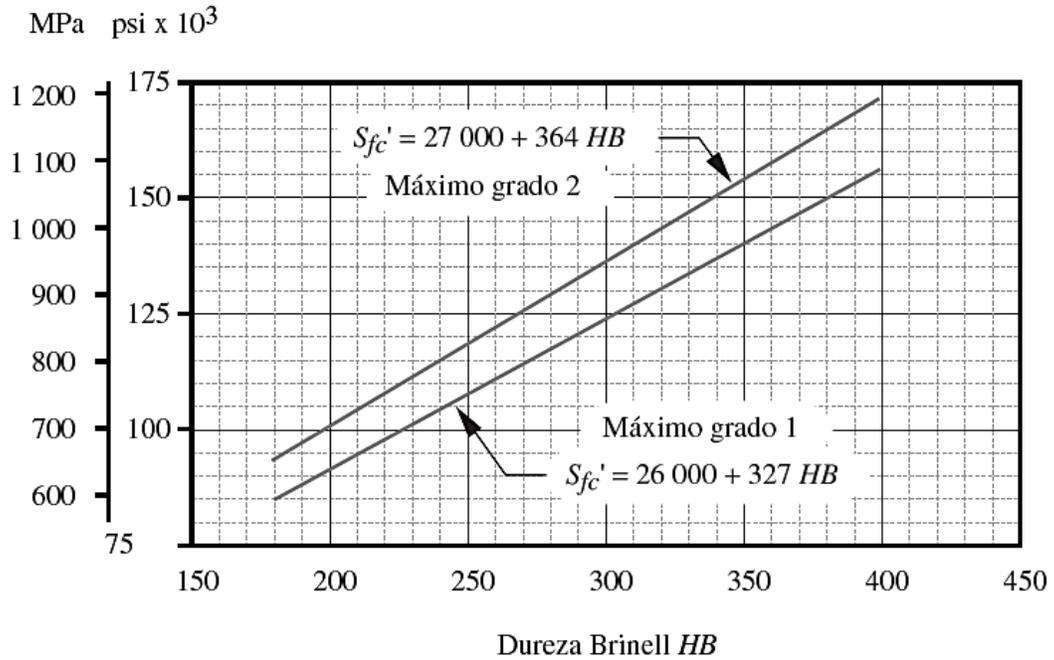
Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia superficial a la fatiga		
					psi x 10 ³	MPa	
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	85-95	590-660	
			Endurecido totalmente	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecido totalmente	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecido totalmente	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecido totalmente	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	180-225	1250-1300	
			AISI 4140	Nitruado	84.6 HR15N [†]	155-180	1100-1250
			AISI 4340	Nitruado	83.5 HR15N	150-175	1050-1200
Hierro fundido	20, 30, 40	Clase 20, Clase 30, Clase 40	Como se fundió		50-60	340-410	
			Como se fundió	175 HB	65-70	450-520	
			Como se fundió	200 HB	75-85	520-590	
			Recocido	140 HB	77-92	530-630	
			Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630	
			Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a, A-7-c, A-7-d, A-7-e	60-40-18, 80-55-06, 100-70-03, 120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
			Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
			Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
			Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c, A-8-e, A-8-f, A-8-l	45007, 50005, 53007, 80002			72	500	
					78	540	
					83	570	
					94	650	
Bronce	Bronce 2, Al/Br 3	AGMA 2C, ASTM B-148 78 aleación 954	Fundido en arena	40 ksi resistencia a la tensión mín.	30	450	
			Tratado térmicamente	90 ksi resistencia a la tensión mín.	65	450	

[†] Escala Rockwell 15N utilizada para materiales con recubrimiento endurecido; véase la sección B.4

Fuente: (Norton, 2011, pág. 590)

Figura 0-5

Resistencias de la AGMA para Fatiga por Superficial S_{fc}' en Aceros.



Fuente: (Norton, 2011, pág. 591)

Anexo C

Tabla 0.13

Factor de Choque y Factor de Fatiga para Momento Flector y Torsor.

	C_f	C_t
<u>Para ejes estacionarios:</u>		
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2.0	1.5 a 2.00
<u>Eje en rotación:</u>		
Carga aplicada gradual o corriente	1.5	1.0
Carga repentina (choques ligeros)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choques fuertes)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

Fuente: (Hori, 2013, pág. 78)

Tabla 0.14

Cuñas Estándar y Tamaños de Tornillos Prisioneros.

Tabla 6-2 Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Fuente: (Norton, 2011, pág. 433)

Anexo D

Tabla 0.15

Factores de Confiabilidad.

Factores de confiabilidad R para una distribución de Weibull, correspondientes a la probabilidad de falla P		
P%	R%	K_R
50	50	5.0
10	90	1.0
5	95	0.62
4	96	0.53
3	97	0.44
2	98	0.33
1	99	0.21

Fuente: (Norton, 2011, pág. 521)

Tabla 0.16

Factor de Seguridad para Distintas Formas de Carga.

TABLA 3-8 Criterios de esfuerzo de diseño a cortante.

Forma de carga	Esfuerzo de diseño, materiales dúctiles	
	$\tau_d = s_{ys}/N = 0.5 s_y/N = s_y/2N$	
Estática	Use $N = 2$	$\tau_d = s_y/4$
Repetida	Use $N = 4$	$\tau_d = s_y/8$
Impacto	Use $N = 6$	$\tau_d = s_y/12$

Fuente: (Mott, 2009), pág. 158

Tabla 0.17

Rodamientos de Pared

Dimensiones										Capacidad de carga estática C_0	Masa	Designaciones Unidad de rodamiento Y con jaula de chapa de acero	Y con jaula enteriza de grafito de tipo corona	
d	A_1	A_2	B	J	L	N	G	T						
pulg	mm									kN	kg	-		
3/4	29,5	11	31	63,5	86	11,1	10	37,3	6,55	0,60	FY 3/4 TF/VA201	FY 3/4 TF/VA228		
1	30	12	34,1	70	95	12,7	10	38,8	7,8	0,77	FY 1. TF/VA201	FY 1. TF/VA228		
1 3/16	32,5	13	38,1	82,5	108	12,7	10	42,2	11,2	1,10	FY 1.3/16 TF/VA201	FY 1.3/16 TF/VA228		
1 1/4	34,5	13	42,9	92	118	14,3	12	46,4	15,3	1,40	FY 1.1/4 TF/VA201	FY 1.1/4 TF/VA228		
1 7/16	34,5	13	42,9	92	118	14,3	12	46,4	15,3	1,40	FY 1.7/16 TF/VA201	FY 1.7/16 TF/VA228		
1 1/2	38,5	14	49,2	101,5	130	14,3	12	54,2	19	1,90	FY 1.1/2 TF/VA201	FY 1.1/2 TF/VA228		
1 11/16	39	14	49,2	105	137	15,9	14	54,2	21,6	2,10	FY 1.11/16 TF/VA201	FY 1.11/16 TF/VA228		
1 3/4	39	14	49,2	105	137	15,9	14	54,2	21,6	2,10	FY 1.3/4 TF/VA201	FY 1.3/4 TF/VA228		

Fuente: (SKF, 2008, pp. 939)

Anexo E

Tabla 0.18

Dimensiones de Cadenas Estándares de Rodillos Americanos.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00	1.875	112 000	16.4	1.875	3.458

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 875)

Tabla 0.19*Factores de Corrección de Dientes K_1*

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 880)**Tabla 0.20***Factores de Hileras Múltiples K_2*

Número de hileras	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 880)**Tabla 0.21***Factor de Servicio K_s para Cadenas.*

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 870)

Tabla 0.22
Capacidad Nominal de Potencia de Paso Único de Torón.

Velocidad de la catarina, rpm	Número de ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Tipo A		Tipo B			Tipo C	

* Estimado de tablas ANSI por medio de interpolación lineal.

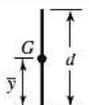
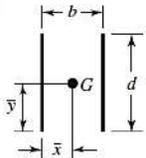
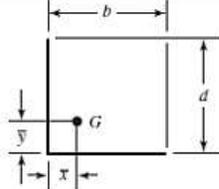
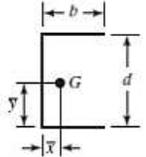
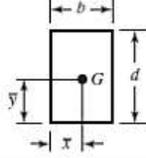
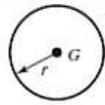
Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite.

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 878)

Anexo F

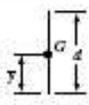
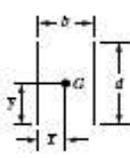
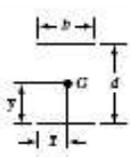
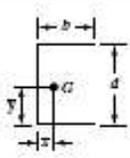
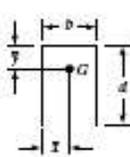
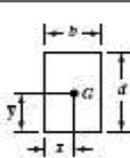
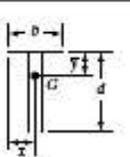
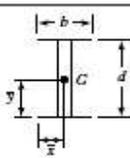
Figura 0-6

Propiedades Torsionales de la Soldadura de Filete.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
1. 	$A = 0.707 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
2. 	$A = 1.414 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
3. 	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
5. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
6. 	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 462)

Figura 0-7
Propiedades Flexionantes de la Soldadura de Filete.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
8. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
9. 	$A = 1.414\pi hr$		$I_x = \pi r^3$

Fuente: (Budynas & Nisbett J., 2012, pág. 466)

Anexo G

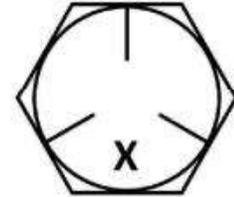
Figura 0-8

Ficha Técnica Pernos Hexagonales Grado 5

SAE J429 GRADE 5

ESTÁNDARES REGULADORES:

SAE J429	Cubre los requisitos mecánicos y materiales para los sujetadores de la serie de la pulgada usados en automotor y industrias relacionadas en los diámetros con 1-1 / 2".
ASME B18.2.1	Cubre los datos generales y dimensionales completos para múltiples tipos de tornillos y tornillos cuadrados cuadrados y hexagonales.
ASME B1.1 UNC y UNF Clase 2A	Especifica el formulario de rosca, la serie, la clase, la tolerancia y la designación para los hilos de rosca unificados.



Producto que se marcará con la marca del fabricante como se indica en la X.

APLICACIONES:

Fijador de resistencia media común / económico. Tiene mayor resistencia a la tracción que el Grado 2 / A307. La relación entre el rendimiento y la tensión es la más baja de todos los sujetadores de acero tratados térmicamente. Grado más común utilizado en la fabricación.

PROPIEDADES MATERIALES:

Acero al carbono medio, tratado térmicamente, templado y templado

DIÁMETRO	CARGA DE PRUEBA	RENDIMIENTO DE RENDIMIENTO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	Dureza
1/4 "a 1"	85.000 psi	92.000 psi	120.000 psi	C25 a C34
1-1 / 8 "a 1-1 / 2"	74.000 psi	81.000 psi	105.000 psi	C19 a C30

Fuente: (Europer, 2020)

Anexo H

Figura 0-9
Motocultor PANTHER



Fuente: (Edipesa, 2018)

Figura 0-10
Especificaciones Técnicas del Motocultor PANTHER

Motocultor PANTHER Super Forza 18	
Tipo	Motocultor Diesel para Trabajo Pesado
Modelo	Super Forza 18
Motor	Changchai 18 hp
Modo de enfriamiento	Condensador (radiador)
Cilindrada	996 cc.
Torque máximo	≥60.8 / 2200 rpm
Arranque	A manivela
Bocamaza	Reforzada
Velocidad de desplazamiento	
Adelante (km/h)	1.4, 2.5, 4.1, 5.3, 9.4, 15.3
Reversa (km/h)	1.1, 3.8
Distancia mínima del suelo	185 mm
Radio mínimo de giro	0.9 m (sin rotary)
Llantas	Todoterreno 6.00-12
Combustible	Diesel
Aceite (de motor)	SAE 15W40
Aceite (de transmisión)	SAE 80W-90
Consumo de combustible	≤244.8 g/kw.h
Consumo de aceite	≤2.04 g/kw.h
Accesorio de serie	Rotary
Número de cuchillas (rotary)	18
Cuchilla (largo x ancho x profundidad)	22 x 6 x 16 cm.
Velocidad de giro (rotary)	188 rpm
Ancho de trabajo (rotary)	60 cm.
Peso	
Sin rotary	360 kg.
Con rotary	465 kg.
Peso operacional (con rotary)	505 kg.

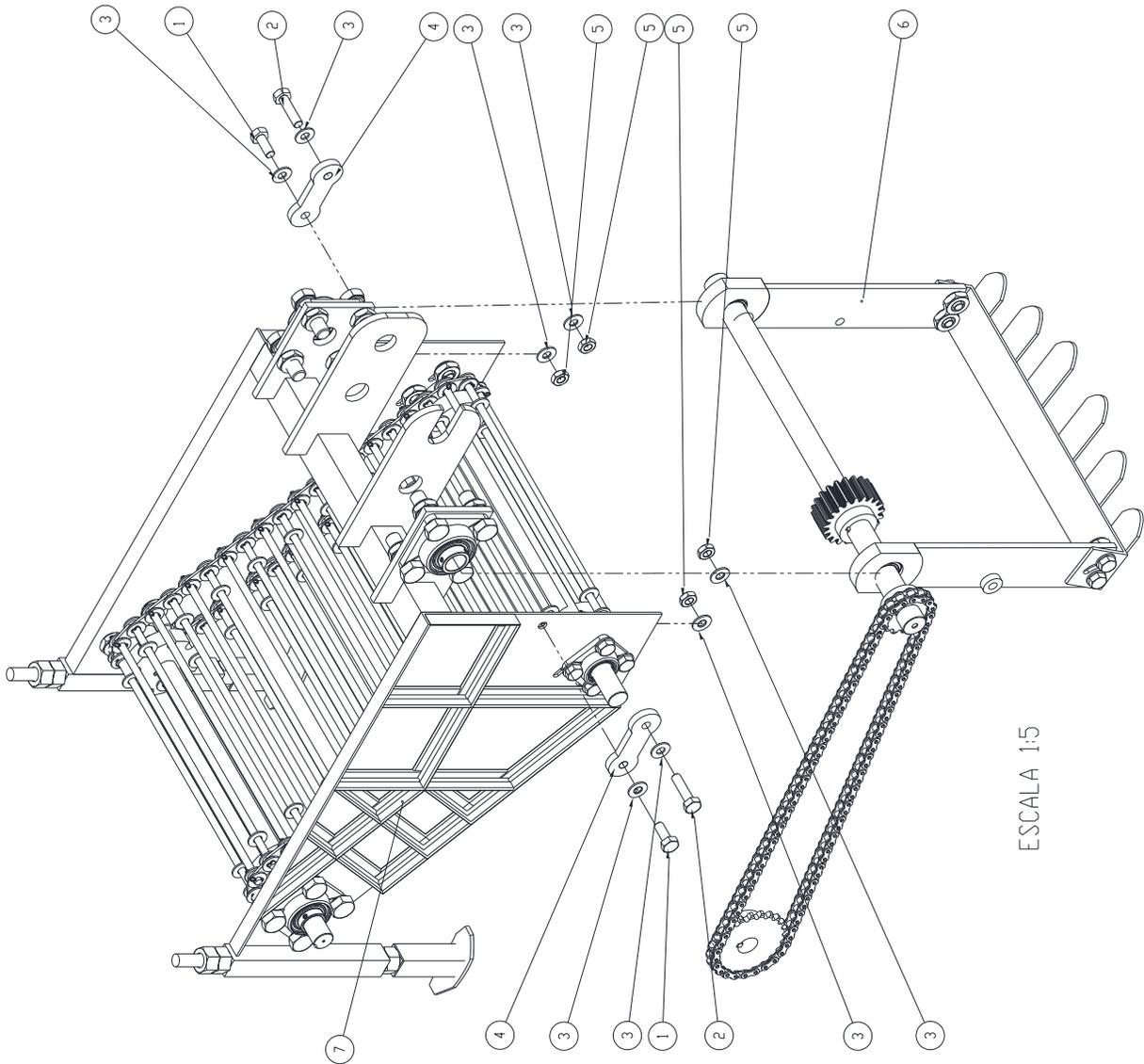
Fuente: (Edipesa, 2018)

Anexo I

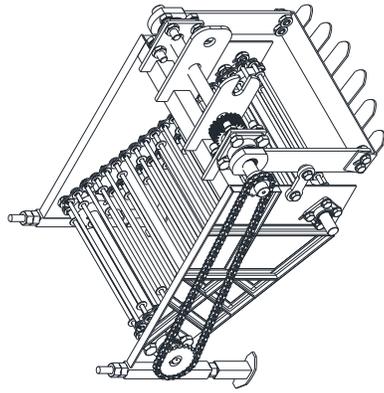
PLANOS DE FABRICACIÓN MECÁNICA

RELACION DE PLANOS

NRO	DESCRIPCION	FORMATO
1	PLANO DE EXPLOSION DE LA MAQUINA ARRANCADORA	A-2
2	PLANO DE EXPLOSION DE SUB – ENSAMBLE 1	A-2
3	PLANO DE EXPLOSION DE SUB – ENSAMBLE 2	A-2
4	PLANO DE ENSAMBLE DE MAQUINA ARRANCADORA DE PAPA	A-2
5	PLANO DE TEMPLADOR	A-4
6	PLANO DE EJES DE LA MAQUINA	A-2
7	PLANO DE BRAZOS DE LA CUCHILLA	A-3
8	PLANO DE LA CUCHILLA	A-3
9	PLANO DEL SEPARADOR DE CRIBAS CIRCULANTE	A-3
10	PLANO DE DESPIECE DEL SEPARADOR DE CRIBAS CIRCULANTE	A-3
11	PLANO DE RUEDA MORIZ Y RUEDA GUIA	A-3
12	PLANO DE EXPLOSION DE APOYOS POSTERIORES	A-4
13	PLANO DE DESPIECE DE APOYOS POSTERIORES	A-3
14	PLANO DE EXPLOSION DE BASTIDOR	A-3
15	PLANO DE DESPIECE DEL BASTIDOR	A-1
16	PLANO DE SOLDADURA DE BASTIDOR 1	A-2
17	PLANO DE SOLDADURA DE BASTIDOR 2	A-2
18	PLANO DE SOLDADURA DE CUCHILLA	A-3

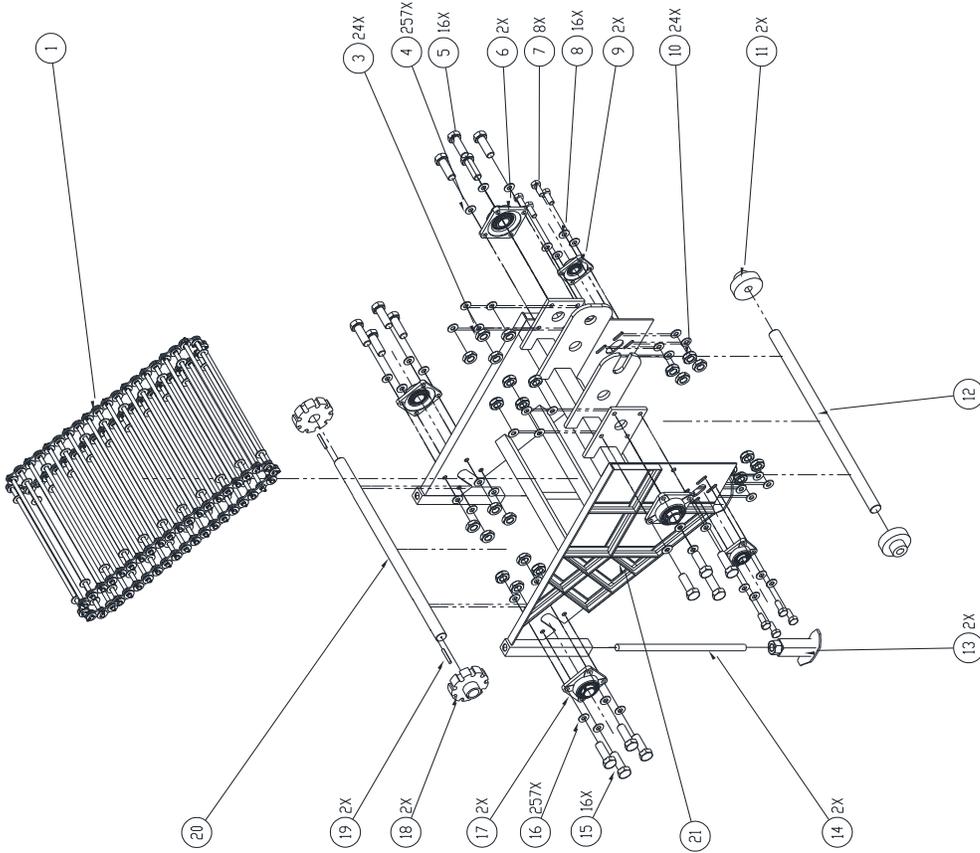
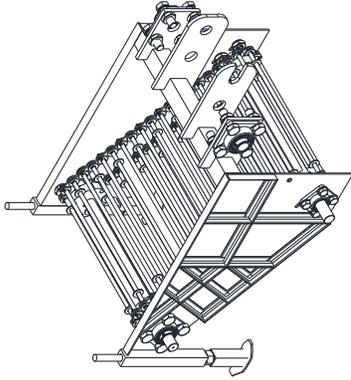


ESCALA 1:5



ESCALA 1:10

07	02	SUB-ENSAMBLE 2	VERIFICAR PLANO NS
06	01	SUB-ENSAMBLE 1	VERIFICAR PLANO NE
05	04	TUERCA HEXAGONAL 5/8 PULG.	SAE GRADO 5
04	02	TEMPERADOR	ASTM A-36
03	08	MANIVELA PLAN 5/8 PULG.	ASTM A-36
02	02	PERNO HEXAGONAL 5/8X2 PULG.	SAE GRADO 5
01	02	PERNO HEXAGONAL 5/8X1.5 PULG.	SAE GRADO 5
PES.	PANT.	DESCRIPCION	NORMA
		UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO	MATERIAL
		ESUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	OBSERVACION
METODO DE PROTECCION		PLANO DE EXPLOSION DE LA	ESCALA
		MAGUINA ARRANCADORA DE PAPA	INDICADAS
			FORMAS
DISEÑADO POR		FECHA	FECHA
ING. Ag. Sr. RETORNO MACEDO SILVA		01/06/24	01/06/24
			LAMINA
			LAMINA 1



POS	DESCRIPCION	UNIDAD	MATERIAL	OBSERVACION	
21	01	DETONADOR	ASTM	A36	VER PLANO N 15, 16 Y 17
20	01	E.E. DE 1/8 PULG. DE DIAMETRO	ASTM	A36	VER PLANO N 6
19	01	CONVEXA DE BUENA MATEZ DEL SEPARADOR	ASTM	A36	-----
18	02	FACEA MATEZ DEL SEPARADOR DE CEBOS	ASTM	A36	VER PLANO N 11
17	02	COLUMETE DE 1/16 PULG.	SAE	F436	-----
16	32	ARMADILLA PLANA DE 9/16 PULG.	SAC	GRADO 5	-----
15	15	PERNO HEXAGONAL DE 9/16 PULG.	SAC	GRADO 5	-----
14	02	ESPRINGO DE 7/8 PULG.	-----	-----	-----
13	02	APORTOS POSTERIORES	ASTM	A36	VER PLANO N 12 Y 13
12	01	E.E. DE 1/8 PULG. DE DIAMETRO	ASTM	A36	VER PLANO N 6
11	02	FACEA GUA DEL SEPARADOR DE CEBOS	ASTM	A36	VER PLANO N 11
10	08	TUERCA HEXAGONAL DE 1/2 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
09	02	COLUMETE DE 1/8 PULG.	SAE	-----	-----
08	16	ARMADILLA PLANA DE 1/2 PULG.	ASTM	F436	-----
07	02	PERNO HEXAGONAL 1/2 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
06	02	COLUMETE DE 1/16 PULG.	SAE	-----	-----
05	16	PERNO HEXAGONAL 9/16 PULG.	SAC	GRADO 5	-----
04	32	ARMADILLA PLANA DE 9/16 PULG.	ASTM	F436	-----
03	16	TUERCA HEXAGONAL 9/16 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
02	06	TUERCA HEXAGONAL 7/8 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
01	01	SEPARADOR DE CEBOS CIRCULANTE	ASTM	A36	VER PLANO N 9 Y 10
POS	UNID.	DESCRIPCION	UNIDAD	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

INSTITUTO DE PROTECCION

ESCALA

INGENIEROS

PLANO DE EXPLSION DE
 SUP-ENSAMBLE 2

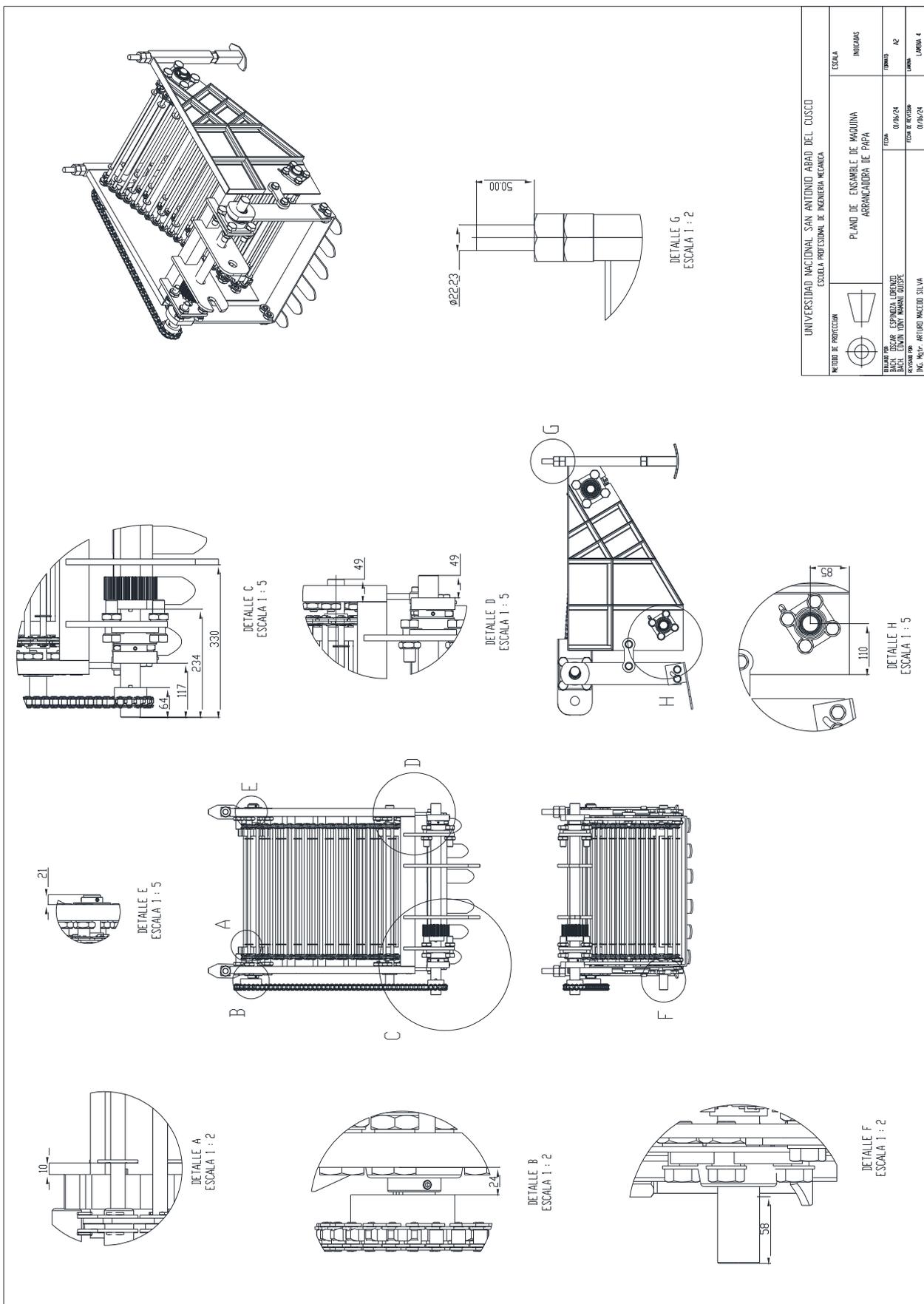
FECHA: 15/08/19

FECHA DE ENTREGA: 01/06/24

FORMA: A2

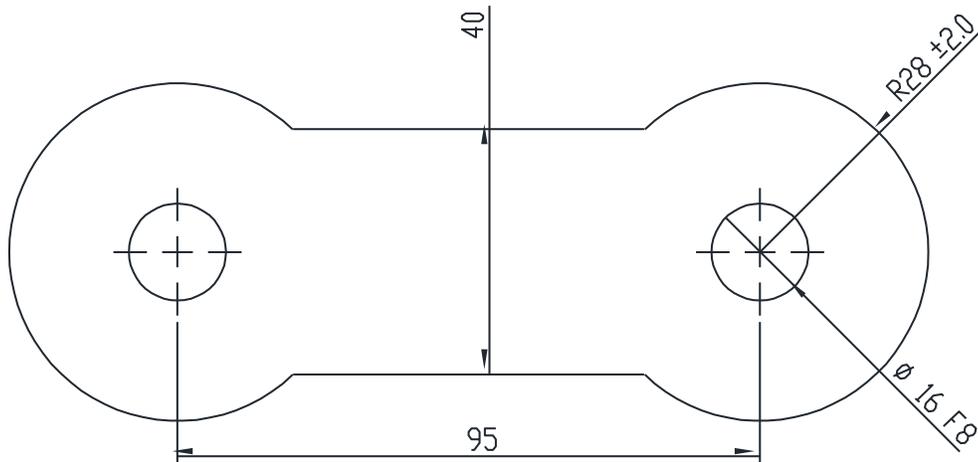
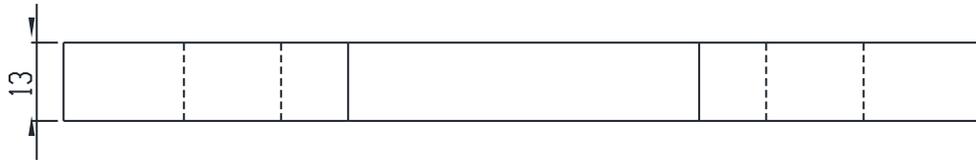
LAMINA: 3

ELABORADO POR: ESPERANZA LOPEZ
 DISEÑADO POR: DAVID MARIANI OLIVERA
 REVISADO POR: ING. AGUIRRE MACEDO SILVA

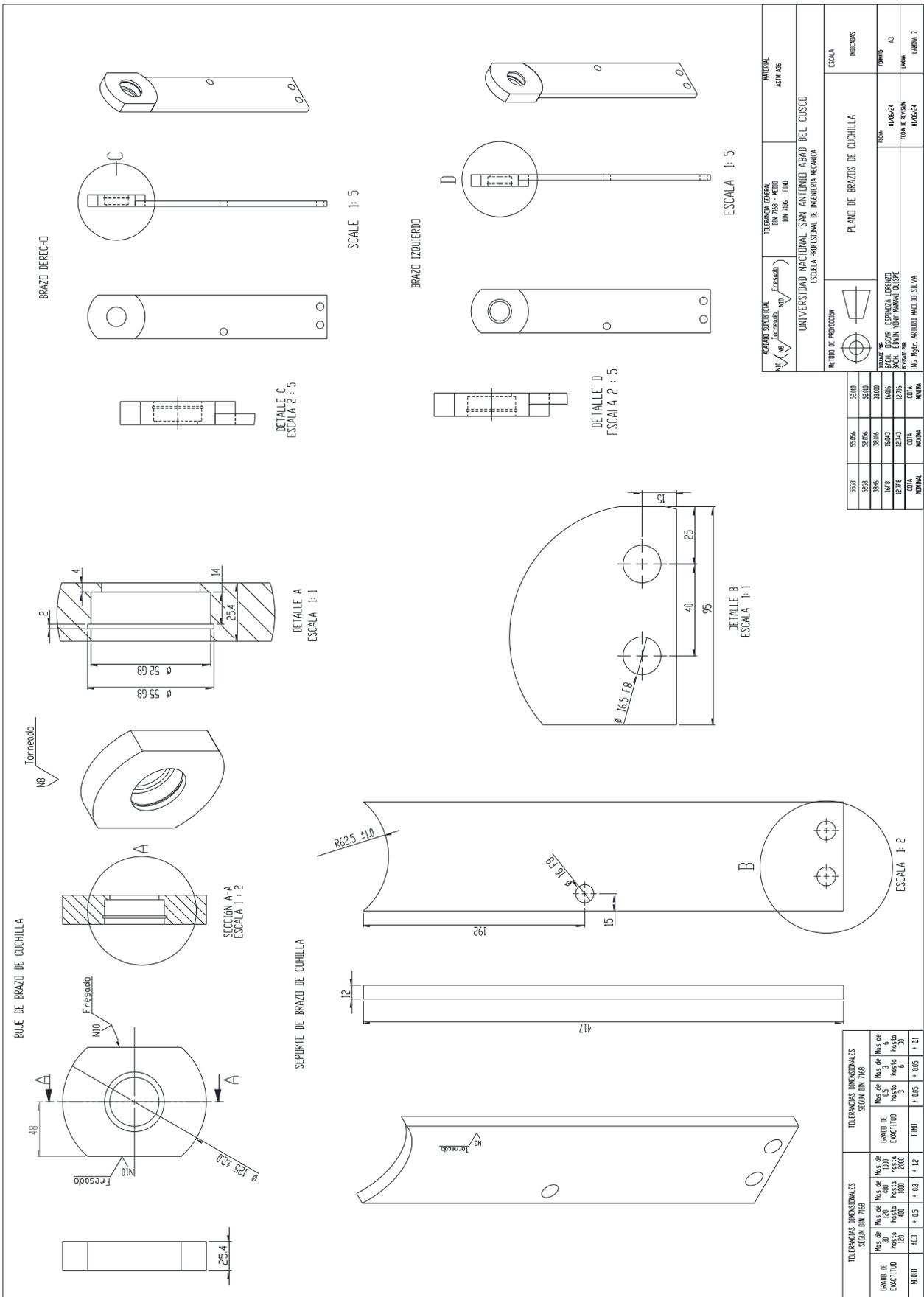


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3

16.F8	16.043	16.016
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



ACABADO SUPERFICIAL N10	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ACERO - A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE TEMPLADOR	ESCALA 1:1
DIBUJADO POR: BACH. EDWIN YONY MAMANI QUISPE BACH. OSCAR ESPINOZA LORENZO	FECHA 01/06/24	FORMATO A4
REVISADO POR: ING. Mgtr. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISIÓN 1/06/24	LAMINA LAMINA 5

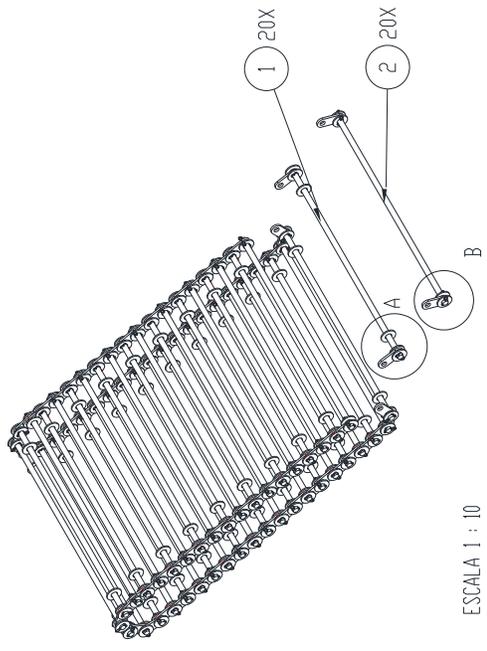


AZARADO SUPERFICIAL NID (No) Fresados NID (No) Fresados	TELEMANUAL GENERAL DIN 7186 - MEDIO DIN 7186 - FINO	MATERIAL ALUMINIO
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
PLAN DE BRAZOS DE CUCHILLA		
ESCALA		
INDICADAS		
FORMA		
A3		
LAMINA		
LAMINA 7		

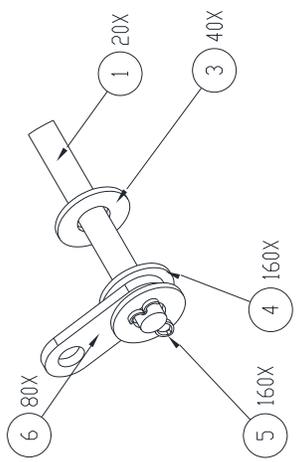
5568	55206	52200
5568	52056	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000

5568	55206	52200
5568	52056	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000
5568	52006	52000

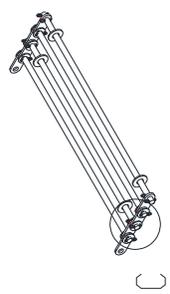
TELEMANUALS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7186	TELEMANUALS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7186
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 128	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 2000
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 400	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 1000
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 8	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 30
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 3	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 6
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 1.2	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.1
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.5	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.05
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.08	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.01
Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.05	Mes. de GRADO DE EXACTITUD hasta 0.01



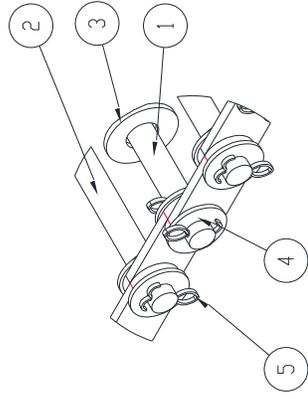
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

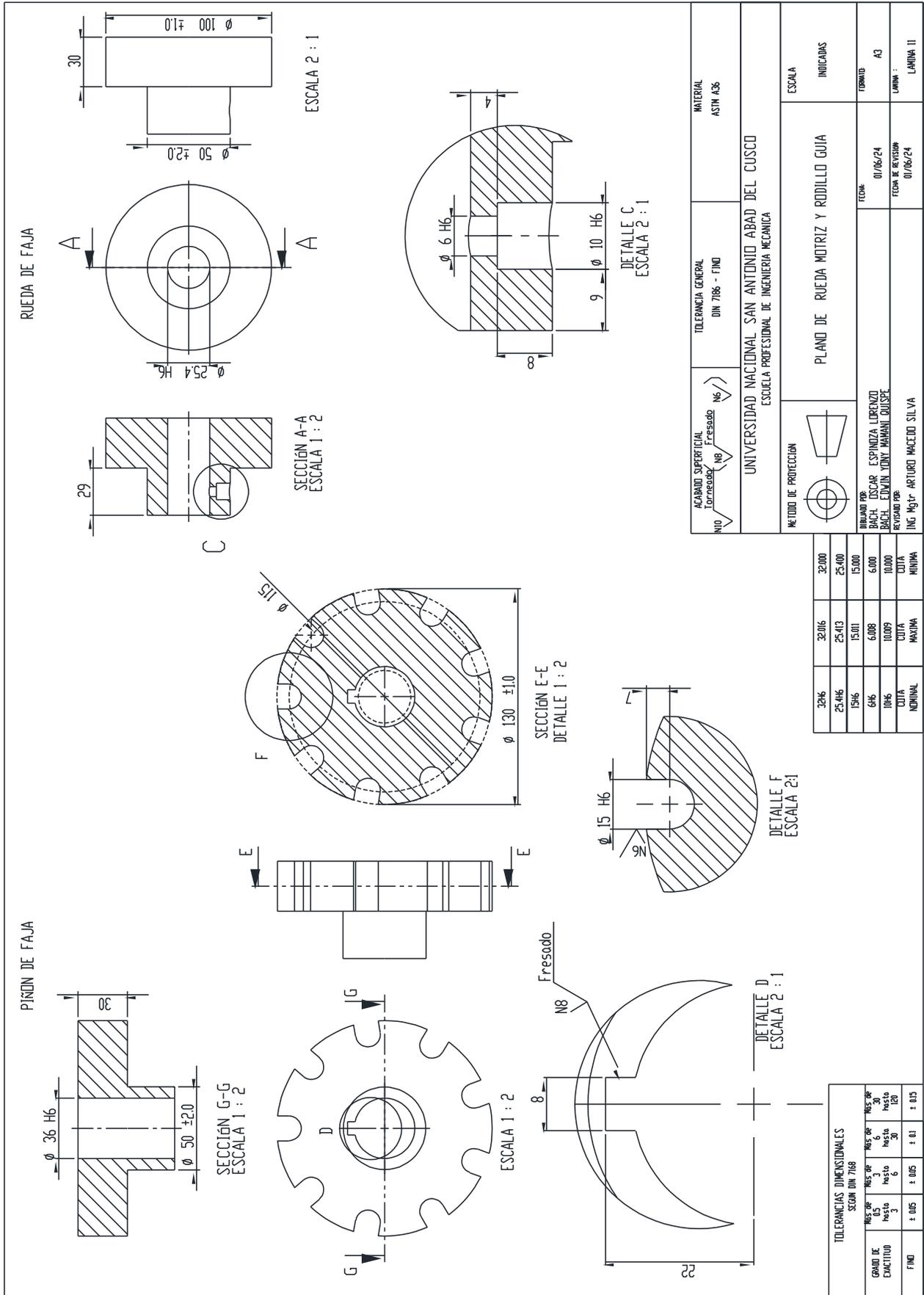


DETALLE C
ESCALA 1 : 2



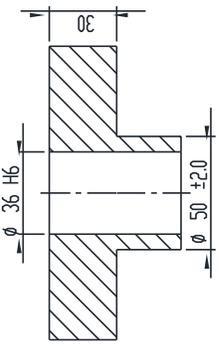
DETALLE C
ESCALA 1 : 2

06	80	ESLABONES DE FAJA	ASTM	A36	VER PLANO N 12
05	160	SECURIO DE ALAMBRE	---	---	---
04	160	VILANDA DE TOPE DE 1/2 PULG.	ASTM	F436	---
03	40	VILANDA GOTA DE 1/2 PULG.	ASTM	F436	---
02	20	BARRA LISA SIN VILANDA DE 1/2 PULG Y 590 MM DE LARGO	ASTM	A36	VER PLANO N 12
01	20	BARRA LISA CON VILANDA DE 1/2 PULG Y 590MM DE LARGO	ASTM	A36	VER PLANO N 12
PDS	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DELCUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA					
METODO DE PROTECCION		PLANO DEL SEPARADOR DE CRIBAS CIRCULANTE		ESCALA	
				INDICADAS	
TITULAR POR: RICHY ESCAR ESPINOZA LORENZO RICHY EDWIN YORY MAMANI BUISPE REVISOR POR: ING. Mgtr. ARTURO MAZEDO SILVA		FECHA: 01/06/24 FECHA DE REVISION: 01/06/24		TORNADO A3 LAMINA LAMINA 09	

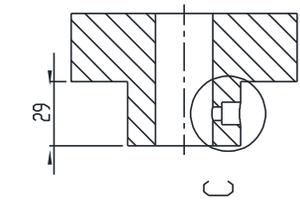


PINON DE FAJA

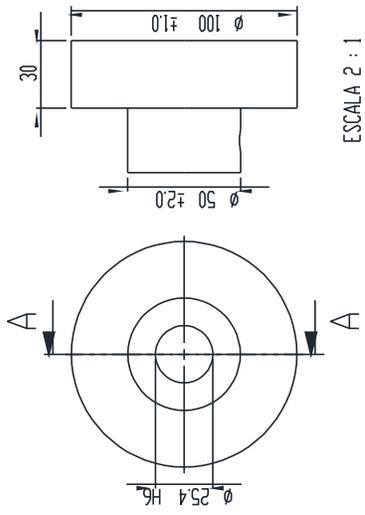
RUEDA DE FAJA



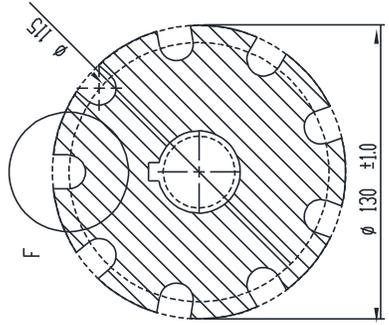
SECCION G-G
ESCALA 1 : 2



SECCION A-A
ESCALA 1 : 2



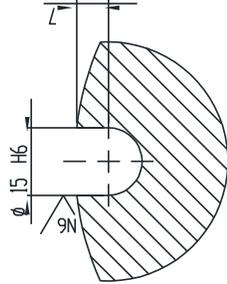
ESCALA 2 : 1



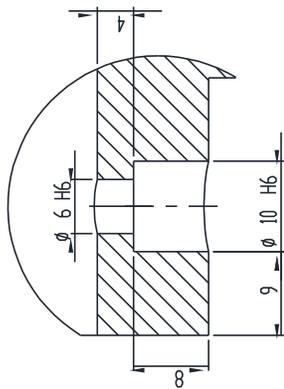
SECCION E-E
DETALLE 1 : 2



DETALLE D
ESCALA 2 : 1



DETALLE F
ESCALA 2:1

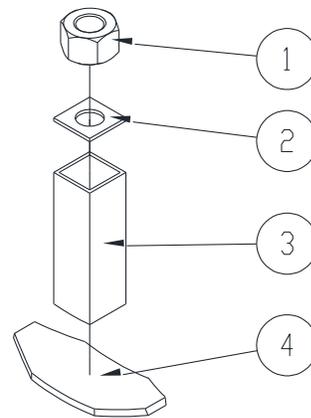
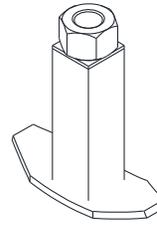
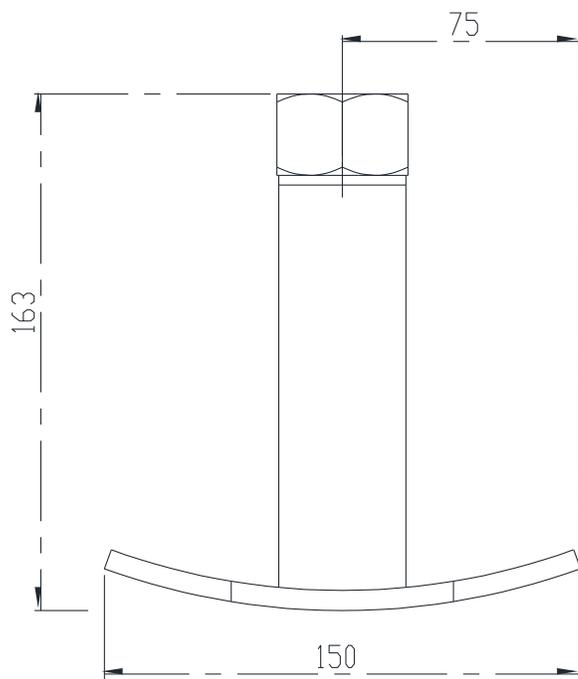


DETALLE C
ESCALA 2 : 1

ACABADO SUPERFICIAL NIO Lapreado N8	ACABADO SUPERFICIAL Fresado N6	TOLERANCIA GENERAL DIN 7186 - FINO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
MATERIAL DE PROTECCION		ESCALA	
INDICADOS		INDICADOS	
TITULAR PRO: BACH. OSCAR ESPINOZA LORENZO		FECHA: 01/06/24	
BACH. EDWIN YURY MAMANI QUISPE		FECHA DE REVISION: 01/06/24	
REVISOR PRO: ING. Mgtr. ARTURO MACEDO SILVA		LAMINA : LAMINA II	

32%	32.016	32.000
25.4%	25.413	25.400
15%	15.001	15.000
6%	6.008	6.000
10%	10.009	10.000
COTA NOMINAL	MAXIMA	MINIMA

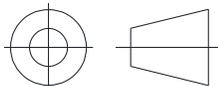
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7186					
GRADO DE CARACTIDUD	± 0.5	± 0.3	± 0.2	± 0.1	± 0.05
FINO	± 0.05	± 0.03	± 0.02	± 0.01	± 0.005



04	01	DESILIZADOR	ASTM	A36	-----
03	01	SOPORTE	ASTM	A53	-----
02	01	PLATINA DE SOPORTE PARA TUERCA	ASTM	A36	-----
01	01	TUERCA HEXAGONAL 7/8 PULG.	ASTM	F436	-----
POS	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



PLANO DE EXPLOSIÓN
 DE APOYOS POSTERIORES

ESCALA

INDICADAS

DIBUJADO POR:
 BACH. OSCAR ESPINOZA LORENZO
 BACH. EDWIN YONY MAMANI QUIJSPE

REVISADO POR:
 ING. Mgtr. ARTURO MACEDO SILVA

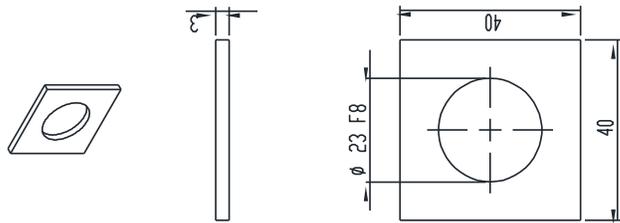
FECHA:
 01/06/24

FECHA DE REVISIÓN:
 01/06/24

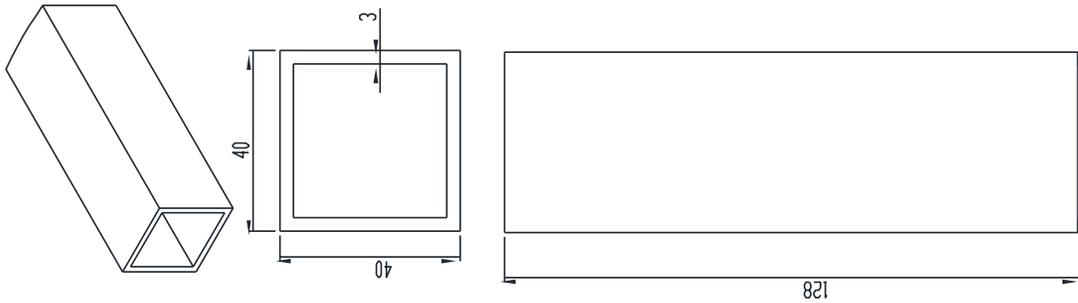
FORMATO:
 A4

LAMINA:
 LAMINA 12

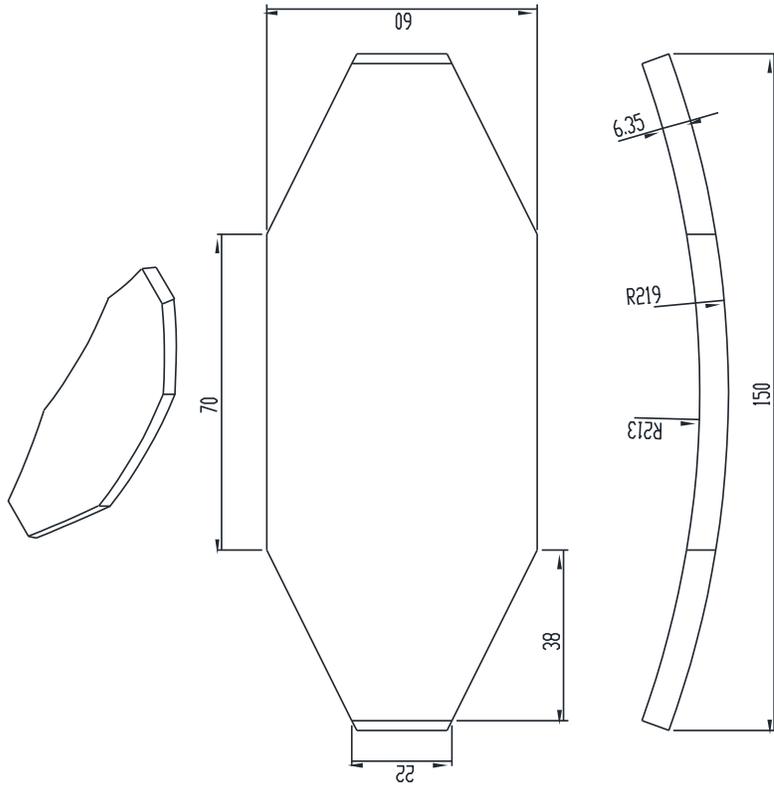
PLATINA DE SOPORTE PARA TUERCA



SOPORTE



DESPLIZADOR

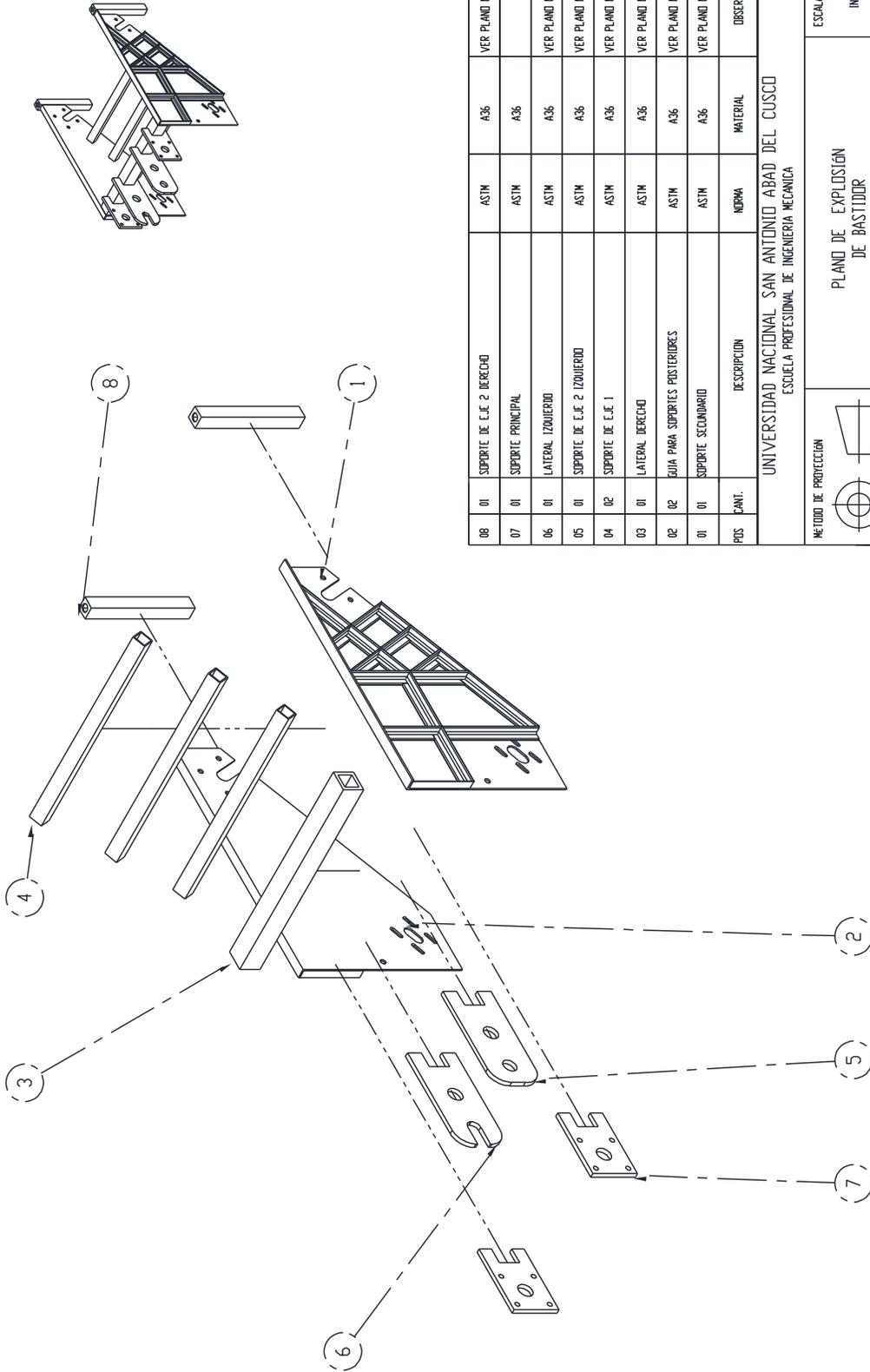


ESCALA 1:1

ACABADO SUPERFICIAL NIÓ	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36 Y A53
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE DESPIECE DE APOYOS POSTERIORES	ESCALA INDICADAS
ELABORADO POR: RACHEL OSCAR ESPINOZA LORENZO	FECHA: 01/06/24	FORMATO: A3
REVISADO POR: RACHEL EDWINA YONY MAMANI OLIVERA	FECHA DE REVISION: 01/06/24	LAMINA: LAMINA 13
ING. Mg.º: ARTURO MACEDO SILVA		

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168			
GRADO DE EXACTITUD	Más de 100 Hasta 400	Más de 400 Hasta 1000	Más de 1000 Hasta 4000
MEDIO	± 0.3	± 0.5	± 0.8

ESCALA 1:1			
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA	
23.8	23.853	23.820	



08	01	SOPORTE DE C.J. 2 DERECHO	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
07	01	SOPORTE PRINCIPAL	ASTM	A36	
06	01	LATERAL IZQUIERDO	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
05	01	SOPORTE DE C.J. 2 IZQUIERDO	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
04	02	SOPORTE DE C.J. 1	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
03	01	LATERAL DERECHO	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
02	02	GUÍA PARA SOPORTES POSTERIORES	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
01	01	SOPORTE SECUNDARIO	ASTM	A36	VER PLANO N ° 15.16.17
POS	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



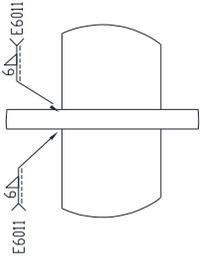
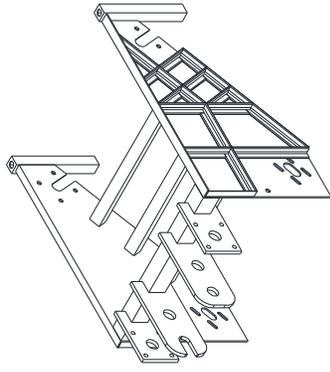
PLANO DE EXPLOSION
 DE BASTIDOR

ESCALA
 INDICADAS

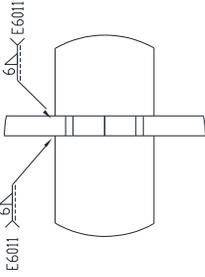
ELABORADO POR:
 BACH. OSCAR ESPINOZA LORENZO
 BACH. EDWIN YONY MAMANI QUISEP
 REVISADO POR:
 ING. Mgtr. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA :
 01/06/24
 FECHA DE REVISION:
 01/06/24

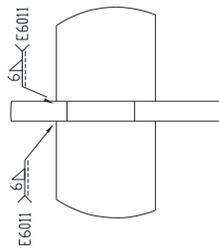
TORNADO:
 A3
 LAMINA:
 LAMINA 14



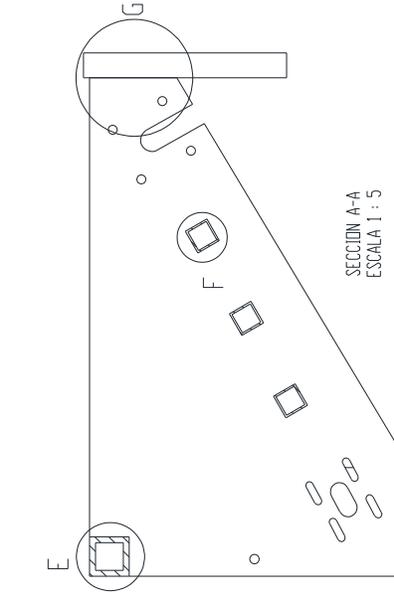
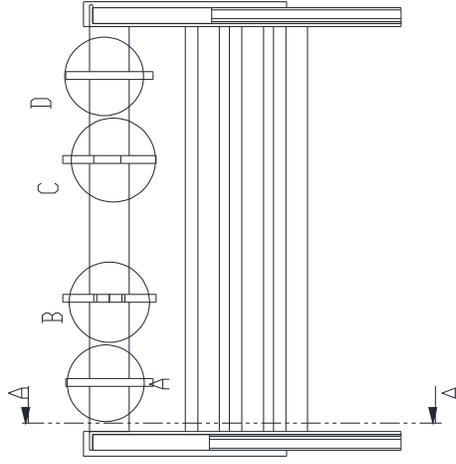
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

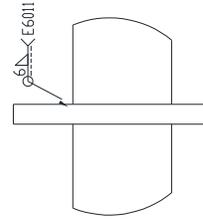


DETALLE C
ESCALA 1 : 2

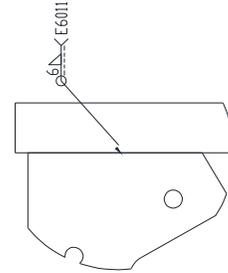


DETALLE E
ESCALA 1 : 2

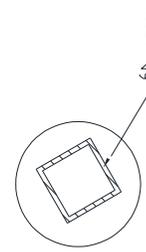
SECCION A-A
ESCALA 1 : 5



DETALLE D
ESCALA 1 : 2

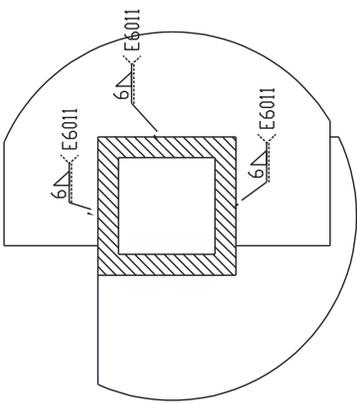


DETALLE G
ESCALA 2 : 5

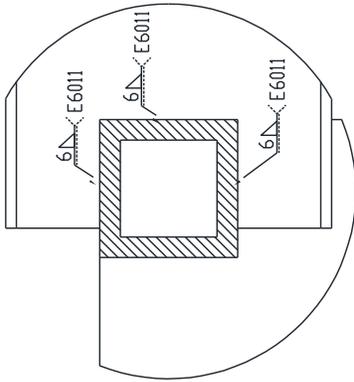


DETALLE F
ESCALA 1 : 2

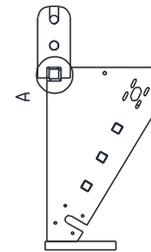
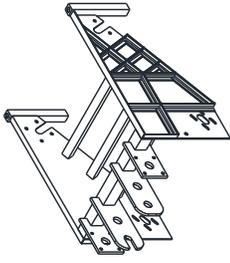
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABRAD DEL COSCO		ESCALA	INDICADOS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		PLANO DE SOLDADURA	INDICADOS
MUNICIPIO DE PROTECCION		DE	BRASTIADOR
		FECHA	FORMAS
TITULAR POR: ESPERANZA LOPEZ TITULAR POR: EDUARDO MORALES REVISOR POR:		01/06/24	A2
ING. Mg. ROLANDO INCLITO SILVA		FECHA DE REVISION	UNIVERSIDAD
		01/06/24	LAPINAS
			16



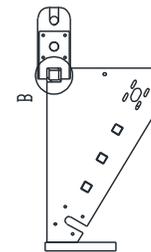
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



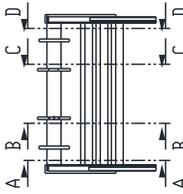
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



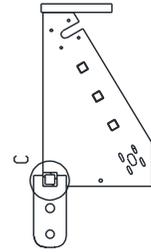
SECCION P-B
ESCALA 1 : 10



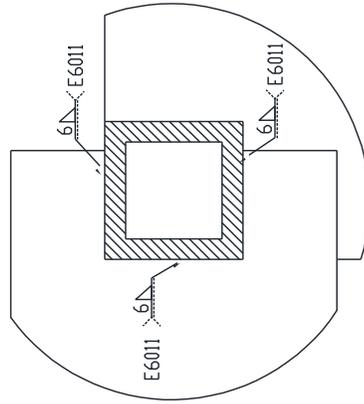
SECCION A-A
ESCALA 1 : 10



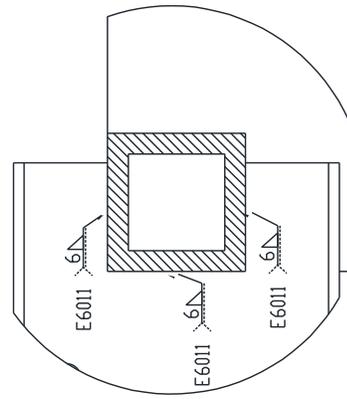
SECCION C-C
ESCALA 1 : 10



SECCION D-D
ESCALA 1 : 10



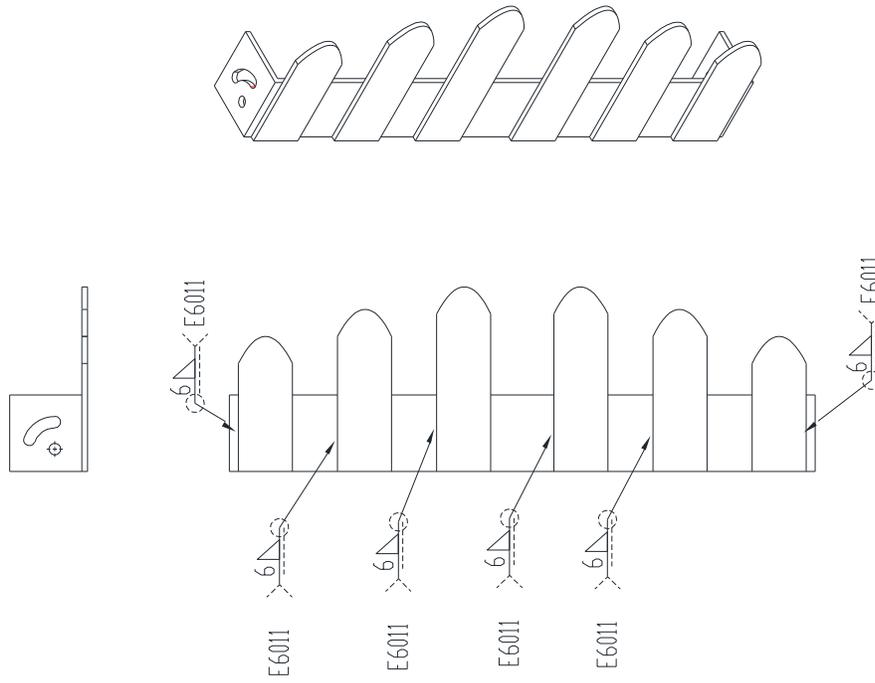
DETALLE C
ESCALA 1 : 1



DETALLE D
ESCALA 1 : 1

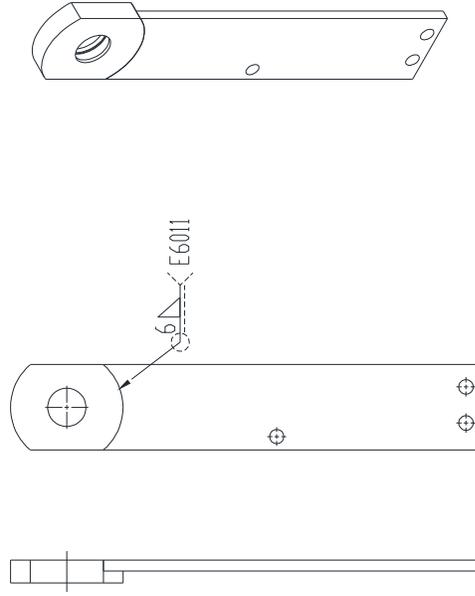
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO		ESCALA
FACULTAD DE INGENIERIA		INDICACION
PLANO DE SOLDADURA DE BASTIDOR		INDICACION
TITULO		INDICACION
NOMBRE DEL ALUMNO		INDICACION
NOMBRE DEL PROFESOR		INDICACION
FECHA DE ENTREGA		INDICACION
LUGAR DE ENTREGA		INDICACION
NOMBRE DEL ALUMNO		INDICACION
NOMBRE DEL PROFESOR		INDICACION
FECHA DE ENTREGA		INDICACION
LUGAR DE ENTREGA		INDICACION

CUCHILLA



ESCALA 1: 5

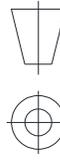
BRAZO DE CUCHILLA



ESCALA 1: 5

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROTECCION



PLANO DE SOLDADURA
DE CUCHILLA

ESCALA

INDICADAS

FECHA:

01/06/24

DISEÑADO POR:

BACH. OSCAR ESPINOZA LORENZO

BACH. EDWIN VIDNY MAMANI GUISPE

REVISADO POR:

ING. Mg.r. ARTURO MACEDO SILVA

TITULO:

#3

LAMINA

LAMINA 18

FECHA DE REVISION:

01/06/24