



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN**

**DISEÑO DE UN IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA LA  
COSECHA DE PAPAS DEL TIPO MONOSURCO  
PARA EL MOTOCULTOR DF-15L EN EL CASERÍO  
RODIOPAMPA - CUTERVO**

Para Optar el Grado Académico de Bachiller en Ingeniería

Mecánica Eléctrica

**Autor:**

**Llatas Castro Edinson Brai**

**Rodrigo Delgado Jonatán Fernando**

**Asesor:**

**Mg. Ing. Alvarado Silva Carlos Alexis**

**Línea de la Investigación:**

**Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente**

**Pimentel – Perú**

**2020**

**DISEÑO DE UN IMPLEMENTO AGRÍCOLA PARA LA  
COSECHA DE PAPAS DEL TIPO MONOSURCO  
PARA EL MOTOCULTOR DF15-L EN EL CASERÍO  
RODIOPAMPA - CUTERVO**

Aprobación del proyecto

---

Mg. GASTIABURU MORALES SILVIA YVONE

**Presidente**

---

Mg. VIVES GARNIQUE JUAN CARLOS

**Secretario**

---

Mg. ALVARADO SILVA CARLOS ALEXIS

**Vocal**

## *DEDICATORIAS*

*A Dios por habernos permitido avanzar hasta este momento tan importante de nuestras vidas, por habernos dado salud y permitir cumplir con nuestros objetivos.*

*A nuestros maestros que han contribuido en nuestra formación profesional, por todos los conocimientos, experiencias y agradables momentos que quedarán en nuestras memorias.*

*A nuestros padres, gracias por su apoyo, confianza y motivación a pesar de la distancia, estaban presente con cada palabra de aliento en el transcurso de nuestra carrera universitaria, gracias a ellos se va cumpliendo una de nuestras metas.*

*Gracias de todo corazón.*

*Atte. BRAI LLATAS CASTRO*

*Atte. FERNANDO RODRIGO DELGADO*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecer a la Universidad Señor de Sipan, a la Facultad de Ingeniería, Arquitectura y urbanismo; y en especial a nuestra querida Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica y a toda su plana docente, por los conocimientos y orientación impartidos durante nuestra formación profesional.

Por último, a nuestros amigos y compañeros de la carrera, por cada palabra de aliento y por estar siempre pendientes en el desarrollo de esta investigación.

**Los autores**

## RESUMEN

En la presente investigación se determinó cuáles son las configuraciones geométricas óptimas y técnicas para el diseño de un implemento cosechador de papas del tipo monosurco adaptado al motocultor DF – 15L. El propósito de esta investigación fue determinar las dimensiones correctas de los elementos mecánicos para el implemento, mediante la observación experimental de los parámetros de terreno y la cosecha de papa. Para luego adaptarlos al modelo de diseño VDI-2222, el cual permite diseñar sin ser expertos; adoptando la solución S3 como la más óptima y viable. Además, se calcula matemáticamente los diámetros de los ejes involucrados en el diseño, así como, los demás componentes (engranes, rodamientos, cuñas, cuñeros, nervados). Se usa el método empírico de diseño de máquinas para realizar los cálculos.

Se realizó el modelamiento del implemento cosechador usando el Software de modelado mecánico CAD SolidWorks 2016, además se usó la herramienta del análisis estático del programa para evaluar las fuerzas (tensiones, deformaciones), que actúan sobre los componentes más críticos (ejes, cuchilla, cadena transportadora), con la finalidad de obtener el factor de seguridad, resultando que los elementos más críticos superan el límite mínimo para que un elemento falle ( $n < 1$ ).

Finalmente se calcula el coste económico total proyectado para la fabricación del diseño, y conjuntamente con las necesidades económicas (vistas en encuesta), se establece que cumple con los requerimientos económicos y técnicos para su fabricación.

**Palabras claves:** Diseño de Ingeniería, Implemento cosechador de papas, metodología de diseño.

## ABSTRACT

In the present investigation it was determined which are the optimal and technical geometric configurations for the design of a potato harvesting implement of the monosurf type adapted to the DF-15L power tiller. The purpose of the investigation was to determine the correct dimensions of the mechanical elements for the implement, through the experimental observation of the ground parameters and the potato harvest, and then adapt them to the VDI-2222 design model, which allows design without being experts, adopting the S3 solution as the other components (gear, bearings, wedges, ribs). The empirical method of machine design is used to perform the calculations.

Harvester implement modeling was performed using the SolidWorks 2016 CAD mechanical modeling software, in addition the tool of the static analysis of the program was used to evaluate the forces (tensions, deformations), which act on the most critical components (axes, blade, chain transformer). In order to obtain the safety factor, resulting in the most critical elements exceeding the minimum limit for an element to fail ( $n > 1$ ).

Finally, the project total economic cost for the manufacture of the design is calculated, and together with the economic needs (seen in the survey), it is established that it meets the economic and technical requirements for its manufacture.

**Keyword:** Engineering Design, Potato harvesting implement, design methodology.

# ÍNDICE

DEDICATORIAS.....	I
AGRADECIMIENTOS.....	II
RESUMEN .....	III
ABSTRAC.....	IV
I. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Realidad Problemática.....	1
1.2. Antecedentes de Estudio.....	3
1.3. Teorías Relacionadas al Tema.....	7
1.3.1. Generalidades de la mecanización agrícola.....	7
1.3.1.1. Qué es la mecanización agrícola .....	7
1.3.1.2. Historia de la mecanización agrícola.....	7
1.3.1.3. Objetivos de la mecanización.....	9
1.3.1.4. Importancia de la mecanización en el campo.....	9
1.3.1.5. Impacto de la mecanización agrícola.....	9
1.3.1.6. Tipos de maquinaria agrícola .....	10
1.3.1.7. Máquinas cosechadoras de papa.....	11
1.3.1.8. Costos operativos de maquinaria agrícola .....	12
1.3.2. El motocultor .....	15
1.3.2.1. Definición.....	15
1.3.2.2. Función principal.....	15
1.3.2.3. Estructura y características esenciales .....	16

1.3.2.4.	Operaciones donde se usa.....	17
1.3.2.5.	Implementos comunes .....	18
1.3.2.6.	Ergonomía .....	19
1.3.2.7.	Ficha técnica del motocultor DF – 15L.....	20
1.3.3.	Cultivo de papa.....	21
1.3.3.1.	Generalidades .....	22
1.3.3.2.	Morfología .....	22
1.3.3.3.	Estados de crecimiento .....	24
1.3.3.4.	Requerimientos climáticos .....	25
1.3.3.5.	Requerimientos de suelo y agua .....	26
1.3.3.6.	Preparación del terreno y siembra .....	26
1.3.3.7.	Labores agronómicas por siembra.....	28
1.3.3.8.	Cosecha de papas.....	29
1.3.4.	Método de diseño VDI – 2222 .....	31
1.3.5.	Fundamento del diseño de máquinas.....	32
1.3.4.1.	Fuerza de corte del suelo .....	32
1.3.4.2.	Falla por fatiga por el método esfuerzo vida. ....	33
1.3.4.3.	Límite de resistencia a la fatiga .....	33
1.3.4.4.	Resistencia a la fatiga .....	34
1.3.4.5.	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. ....	36
1.3.4.6.	Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca. ....	37
1.3.4.7.	Esfuerzos fluctuantes.....	39

1.3.4.8.	Criterios de falla por fatiga.....	39
1.3.4.9.	Combinaciones de modo de carga .....	40
1.3.4.10.	Diseño de ejes.....	40
1.3.4.11.	Tren de engranajes .....	41
1.3.4.12.	Ecuaciones básicas de engranajes .....	41
1.3.4.13.	Análisis de fuerzas en engranajes rectos .....	42
1.3.4.14.	Requisitos de potencia y par de torsión.....	43
1.3.4.15.	Valor de tren de engranajes.....	43
1.3.4.16.	Ancho de cara.....	44
1.3.4.17.	Selección de cojinetes .....	44
1.3.4.18.	Relación carga vida .....	44
1.3.4.19.	Dimensionamiento y Trasmisión por cadena .....	45
1.3.4.20.	Calculo del número de hileras para cadenas .....	45
1.3.4.21.	Longitud de la cadena .....	45
1.3.4.22.	Diámetro de los piñones.....	46
1.4.	Formulación del Problema.....	47
1.5.	Justificación e Importancia del Estudio.....	47
1.6.	Hipótesis. ....	48
1.7.	Objetivos.....	48
1.7.1.	Objetivo General.....	48
1.7.2.	Objetivos Específicos. ....	48
II.	MATERIAL Y MÉTODO.....	50

2.1.	Tipo y Diseño de Investigación.....	50
	Diseño de investigación.....	50
2.2.	Población y Muestra.....	50
2.3.	Variables, Operacionalización.....	51
2.3.1.	Variables.....	51
2.3.1.1.	Variables para el Sistema de Cuchilla del implemento cosechador.....	51
2.3.1.2.	Variables para el sistema de trasmisión de fuerza y acople.....	51
2.3.2.	Operacionalización.....	52
2.4.	Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad.....	54
2.4.1.	Técnicas.....	54
2.4.2.	Instrumentos de recolección de datos.....	55
2.4.3.	Validez y confiabilidad.....	55
➤	Análisis estadístico de datos.....	55
2.5.	Procedimientos de Análisis de Datos.....	55
	Etapa 1: Elaboración de la encuesta.....	56
	Etapa 2: Ejecución de la encuesta en el sector Rodipampa.....	57
	Etapa 3: identificación de las problemáticas de los agricultores de papa.....	57
	Etapa 4: Caracterización del terreno y tipo de siembra de papa.....	57
	Etapa 5: Evaluación del sistema de Cosecha de papa.....	57
	Etapa 6: Evaluación de la demanda de papa en Rodiopampa.....	57
2.6.	Criterios Éticos.....	57
2.7.	Criterios de Rigor Científico.....	58

Validez.....	58
Generalización.....	58
Fiabilidad.....	58
Replicabilidad.....	58
III. RESULTADOS .....	60
3.1. Resultados en Tablas y Figuras. ....	60
3.1.1. Planeamiento o comprensión de la solución.....	63
3.1.1.1. Estado de la tecnología.....	63
3.1.1.2. Lista de exigencias.....	65
3.1.2. Elaboración del concepto.....	66
3.1.2.1. Abstracción: Caja Negra.....	66
3.1.2.2. Estructura de funciones .....	67
3.1.2.3. Concepto para la obtención de la solución .....	68
3.1.3. Elaboración del proyecto y detalles de diseño.....	77
3.1.3.1. Desarrollo de la Etapa I. ....	80
3.1.3.2. Desarrollo de Etapa II.....	105
3.2. Simulación y análisis estático de elementos del implemento cosechador de papas	122
3.2.1. Análisis estático del eje loco .....	123
3.2.2. Análisis de fatiga del eje loco.....	124
3.2.3. Análisis estático del eje principal .....	125
3.2.4. Análisis de fatiga del eje principal .....	126
3.2.5. Análisis estático del eje transportador .....	126

3.2.6.	Análisis de fatiga del eje trasportador .....	128
3.2.7.	Análisis estático para la cuchilla. ....	128
3.2.8.	Análisis estático para la cadena trasportadora .....	130
3.3.	Costos operativos de maquinaria agrícola .....	131
3.4.	Análisis de costos generales para el implemento cosechador. ....	132
3.5.	Discusión de Resultados. ....	139
3.6.	Aporte Práctico. ....	140
IV.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	142
	CONCLUSIONES.....	142
	RECOMENDACIONES .....	143
	REFERENCIAS .....	144
	ANEXOS .....	149

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Evolución de la Mecanización .....	8
<b>Figura 2.</b> Cosechadora de papas autopropulsada.....	12
<b>Figura 3.</b> Motocultor con motor a gasolina. ....	15
<b>Figura 4.</b> Estructura del Motocultor. ....	17
<b>Figura 5.</b> Implementos para el Motocultor. ....	18
<b>Figura 6.</b> Morfología de la papa. ....	24
<b>Figura 7.</b> Estados de crecimiento de la papa. ....	25
<b>Figura 8.</b> Medida de distancia entre surcos. ....	27
<b>Figura 9.</b> Medición de distancia entre semillas. ....	28
<b>Figura 10.</b> Después del deshierbo.....	28
<b>Figura 11.</b> Después del aporque. ....	29
<b>Figura 12.</b> Cosecha de papas con lampas. ....	29
<b>Figura 13.</b> Corte del tallo para la maduración final del tubérculo.....	30
<b>Figura 14.</b> Clasificación del tubérculo según su tamaño. ....	31
<b>Figura 15.</b> Falla por el método de esfuerzo – vida. ....	33
<b>Figura 16:</b> Resistencia a la fatiga .....	35
<b>Figura 17.</b> Diagrama de flujo para los procesos de procedimientos de análisis de datos.....	56
<i>Figura 18.</i> Cosechador de papas de 4 surcos. ....	63
<b>Figura 19.</b> Cosechador de papas Bolko, con plataforma. ....	64
<b>Figura 20.</b> Cosechador de papas de dos surcos, con hidrobomba. ....	64
<b>Figura 21.</b> Caja Negra, Implemento Cosechador de papas. ....	66

<b>Figura 22.</b> Estructura de funciones.....	67
<b>Figura 23.</b> Solución 01 con sistema de acople. ....	70
<b>Figura 24.</b> Solución 02 con transmisión por vibración.....	71
<b>Figura 25.</b> Solución S3, con sistema de transmisión por cadena.....	72
<b>Figura 26.</b> Gráfico de dispersión para encontrar la mejor solución. ....	76
<b>Figura 27.</b> Flujograma de la Etapa I del diseño del Implemento Cosechador de papa. ....	78
<b>Figura 28.</b> Flujograma del desarrollo de la Etapa II de diseño del Implemento Cosechador de papas. ....	79
<b>Figura 29.</b> Disposición de engranes en caja inversora de giro. ....	81
<b>Figura 30.</b> Ancho de engrane y espacio disponible para ubicación de rodamientos. ....	83
<b>Figura 31.</b> Disposición de engranes.....	84
<b>Figura 32.</b> Cargas transmitidas en engranes. ....	85
<b>Figura 33.</b> Diagrama de cuerpo libre para el eje loco.....	86
<b>Figura 34.</b> Fuerzas que actúan sobre el eje loco, plano X - Z .....	86
<b>Figura 35.</b> Diagrama de Fuerza cortante y momento flector - Eje loco. ....	87
<b>Figura 36.</b> Selección de rodamientos para un $d = 25\text{mm}$ .....	91
<b>Figura 37.</b> Selección de rodamientos según norma DIN. ....	92
<b>Figura 38.</b> Carga transmitida al implemento a través de catarina. ....	93
<b>Figura 39.</b> Fuerzas que actúan sobre el eje principal.....	94
<b>Figura 40.</b> Diagrama de cuerpo libre - eje principal.....	94
<b>Figura 41.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector - Software Ms-Solid.....	95
<b>Figura 42.</b> Diagrama de cuerpo libre - Eje principal plano Z-X. ....	96
<b>Figura 43.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector - Ms Solid.....	97

<b>Figura 44.</b> Diagrama del momento torsor para eje principal - Ms Solid. ....	98
<b>Figura 45.</b> Selección de rodamientos para eje principal. ....	102
<b>Figura 46.</b> Selección de rodamientos para eje principal. ....	103
<b>Figura 47.</b> Tabla para selección de cuñas - Eje principal. ....	104
<b>Figura 48.</b> Tabla para la selección de nervados - Eje principal. ....	104
<b>Figura 49.</b> Número de hileras para catarina. ....	106
<b>Figura 50.</b> Selección de cadena - ANSI. ....	106
<b>Figura 51.</b> Selección de cadena Equivalente - ISO .....	107
<b>Figura 52.</b> Transmisión por cadena de caja inversora hacia implemento. ....	107
<b>Figura 53.</b> Cargas transmitidas hacia el eje transportador. ....	108
<b>Figura 54.</b> Reacciones de los rodamientos en eje transportador- plano Y-Z. ....	109
<b>Figura 55.</b> Diagrama de Cuerpo Libre de fuerzas que actúan sobre eje transportador. ....	110
<b>Figura 56.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje transportador - Ms Solid. ....	111
<b>Figura 57.</b> Diagrama de cuerpo libre - Eje transportador plano Z-X .....	111
<b>Figura 58.</b> Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje transportador plano Z-X - Ms Solid. ....	112
<b>Figura 59.</b> Diagrama de momento torsor para eje transportador - Ms Solid. ....	113
<b>Figura 60.</b> Selección de rodamientos para eje principal - SkF. ....	117
<b>Figura 61.</b> Cuchilla de implemento cosechador. ....	118
<b>Figura 62.</b> Volumen máximo para cálculo de fuerza ejercida por la tierra. ....	119
<b>Figura 63.</b> Modelado de la estructura principal de implemento - Soldiworks 2016. ....	121
<b>Figura 64.</b> Cadena transportadora del material (papas). ....	122
<b>Figura 65.</b> Estudio de análisis estático - Tensiones. ....	123

<b>Figura 66.</b> Estudio de análisis estático - Factor de Seguridad, eje loco. ....	124
<b>Figura 67.</b> Estudio de análisis por fatiga - Esfuerzo vida.....	124
<b>Figura 68.</b> Estudio de análisis estático - Tensiones en eje principal. ....	125
<b>Figura 69.</b> Estudio de análisis estático - Factor de seguridad de Eje principal. ....	125
<b>Figura 70.</b> Estudio de análisis por fatiga - Esfuerzo vida en eje principal. ....	126
<b>Figura 71.</b> Estudio de análisis estático - Tensiones en eje transportador. ....	127
<b>Figura 72.</b> Estudio de análisis estático - Factor de Seguridad de eje transportador. ....	127
<b>Figura 73.</b> Estudio de análisis por fatiga - Esfuerzo vida de eje transportador. ....	128
<b>Figura 74.</b> Estudio de análisis estático - Tensiones de cuchilla. ....	129
<b>Figura 75.</b> Estudio de análisis estático - Factor de Seguridad de cuchilla. ....	129
<b>Figura 76.</b> Estudio de Análisis Estático - Tensiones. ....	130
<b>Figura 77.</b> Estudio de Análisis Estático - Factor de Seguridad. ....	130
<b>Figura 78.</b> Costos proyectados para la fabricación de del implemento para la cosecha de papas. ....	132

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> Especificaciones técnicas motocultor DF - 15 L.....	20
<b>Tabla 2.</b> Operacionalización de variables para el sistema de cuchilla del implemento cosechador tipo monosurco. ....	52
<b>Tabla 3.</b> Operacionalización de variables para el sistema de transmisión y acople. ....	53
<b>Tabla 4.</b> Datos de la encuesta realizada en el caserío de Rodiopampa a productores de papa. ....	62
<b>Tabla 5.</b> Lista de Exigencias del proyecto "Diseño de un implemento cosechador".....	65
<b>Tabla 6.</b> Desarrollo de la Matriz Morfológica. ....	69

<b>Tabla 7.</b> Leyenda de Matriz Morfológica .....	70
<b>Tabla 8.</b> Evaluación de Criterios Técnicos y Económicos. ....	73
<b>Tabla 9.</b> Evaluación Económica (yi). ....	74
<b>Tabla 10.</b> Evaluación Técnica (xi).....	75
<b>Tabla 11</b> Coeficientes de labranza según tipo de suelo. ....	118
<b>Tabla 12</b> Factores de Densidad aproximadas de varios materiales. ....	120
<b>Tabla 13</b> Ángulo de talud natural. ....	121
<b>Tabla 14</b> Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas. ....	133
<b>Tabla 15</b> Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas. ....	134
<b>Tabla 16</b> Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas. ....	135
<b>Tabla 17</b> Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas. ....	136
<b>Tabla 18</b> Costos de Software, Servicios y otros; proyectados para la fabricación del implemento para la cosecha de papas. ....	137
<b>Tabla 19</b> Consolidado de Costos para la fabricación del implemento para la cosecha de papas. .....	138
<b>Tabla 20</b> Resultados de análisis estático usando SolidWorks 2016 .....	139

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad Problemática.

Las máquinas agrícolas cosechadoras de papas han sufrido muchos cambios debido a los procesos de manufactura moderna. Esto afecta principalmente a su precio y en la disponibilidad de cada región donde se produce y comercializa la papa, generando que muchos productores de papa no puedan adquirir la maquinaria agrícola adecuada para mejorar los tiempos de cosecha; debido a los elevados costos de adquisición, reparación y mantenimiento de los equipos.

En países industrializados como China, Estados Unidos, Rusia; el desarrollo de la maquinaria agrícola está en su máximo auge, en la Federación Rusa existe un mercado muy grande, donde incluso se desarrolla todos los años la mayor exposición internacional especializada de maquinaria y equipos agrícolas (AGROSALON); donde participan países como: Austria, Bulgaria, Brasil, Dinamarca, Hungría, Alemania, Canadá, China.(Agrosalon, 2018).

Según la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO), Bangladesh paso a utilizar la fuerza humana y de los bueyes en la década de 1970 para convertirse en una de las economías agrícolas más mecanizadas en el sur de Asia, con 300 000 motocultores de baja potencia y 1 millón de bombas de riego con motor diésel.(Simalenga, 2013)

África, que cuenta con recursos de tierras abundantes, tiene menos del 10% de servicios de servicios de mecanización motorizados. Cerca del 25% de la energía agrícola procede de animales de tiro y más del 60% de energía de humana, sobre todo de mujeres, ancianos y niños.(Simalenga, 2013)

En Latinoamérica, los niveles de productividad agrícola por trabajador y por hectárea se han incrementado en los últimos 50 años. La región aún muestra niveles inferiores alcanzados por países desarrollados. La incorporación de maquinaria y tecnología moderna, junto con una gestión eficiente podrían aumentar la producción agrícola en la región.(Elverdin, 2018)

La incorporación de maquinaria a las actividades rurales es particularmente escasa. En promedio la actividad agrícola por trabajador en América Latina fue de US\$ 3 mil dólares en la década de los 2000, muy inferior a los más de US\$ 40 mil alcanzados por Estados Unidos y Canadá.(Elverdin, 2018).

Perú cuenta con una superficie agrícola de 23687 ha, según la estimación de la FAO en 2016; Perú tiene uno de los mejores rendimientos por hectárea en cultivos intensivos más elevados en el mercado según cifras de la FAO, sin embargo, la realidad de la pequeña y mediana agricultura no es la misma, teniendo uno de los rendimientos más bajo por hectárea de papa, café y maíz.(Robalino, 2019)

La producción nacional promedio de papa no supera las 15 toneladas por hectárea mientras países como Chile superan las 21 toneladas por hectárea. (Agencia, 2019). Las áreas donde se siembran papa son especialmente en zonas alto andinas en el cual el clima húmedo ayuda a que este tubérculo se desarrolle con propiedades correctas para el consumo.

La siembra y producción de la sierra peruana es de 90% y 95 %, mientras que en la zona costera la siembra y producción de papa abarca el 5 y 10% respectivamente. La siembra promedio de papa es de 274,411 hectáreas en 19 regiones del Perú, se desarrolla normalmente en climas semi templados desde una altura a nivel del mar hasta los 4,200 m.s.n.m, además, el cultivo de la papa aporta con el 13% al Producto Bruto Interno. (MINAGRI, 2017)

Según INEI (Instituto Nacional de Estadística e Informática), Puno fue el departamento con el mayor número de agricultores de papa con 145,680 productores, seguidos por Cajamarca con 92,350 productores. Mucho de estos productores realizan sus actividades laborales con herramientas manuales y con animales de tiro (yuntas), en Cajamarca la herramienta usada para el cultivo y la cosecha de papas son el pico y la lampa, además de usar animales de tiro denominada yunta (dos bueyes atados por la parte delantera a una estructura de madera, en la cual en su terminación más distal lleva un ancla de metal que se incrusta a la tierra y realiza trabajos), además, de los conocidos motocultores (mulas). Por lo difícil de la geografía andina y el factor económico muchos productores no usan o desconocen las maquinarias existentes,

además de que muchas de ellas no se ajustan al tipo de terreno hostil debido a las laderas y pendientes, el cual dificulta mucho más el trabajo que en otras regiones.

De esta manera en la comunidad de Rodiopampa, provincia de Cutervo departamento de Cajamarca, muchas familias son productoras de papa, las que desarrollan esta actividad únicamente de forma manual, mermando su producción anual por hectárea y generando complicaciones en la salud de los trabajadores con problemas lumbares, palmares; debido a la escasa ergonomía de estas herramientas manuales.

De aquí la necesidad de diseñar un implemento agrícola que coseche papas y que sea capaz de suplir las necesidades de los productores la comunidad de Rodiopampa, que cumpla necesidades como, fácil uso y manejo, ergonomía al realizar actividades, fácil acoplamiento, peso liviano del implemento al usar materiales no muy pesados en su diseño que facilite el mantenimiento de la maquina sin recurrir a especialistas. El diseño del implemento cosechador de papas aparte de cumplir con necesidades del cliente, busca aumentar la productividad y generar ganancias a corto y mediano plazo en el sector de Rodipampa – Cutervo.

## **1.2. Antecedentes de Estudio.**

**Aroni Martinez Alex. Realizó la investigación: “Diseño de una aporcadora de papas para terrenos de Chupaca. (Tesis de Pregrado). Universidad Nacional del Centro del Perú.**

Se realizó un diseño para una máquina que aporcara las papas; es decir, que permita depositar la tierra en la parte de la plántula localizada en el cuello del tubérculo con el fin de brindar sostén y mejorar la producción, así como generar más eficiencia al necesitar menos horas que un trabajo de aporcado manual.

Se usó el software SolidWorks 2016, tanto para el modelado como para el diseño, permitiendo realizar simulaciones al mismo tiempo.

Se estableció en primer lugar una revisión del material bibliográfico existente (antecedentes); luego se observan parámetros del suelo, tubérculo, geografía y demanda de

equipos para la agricultura en el sector de Chupaca. Se adopta como método normalizado de diseño la VDI – 2222 para garantizar un estándar al momento de diseñar y modelar.

Se analizan cuáles son los deseos y expectativas para el diseño, las restricciones y la demanda del usuario final. Por último, se realiza la estructura de funciones con las entradas y salidas de los datos (energía y materia); esto permite definir medidas principales y configuraciones adecuadas para el diseño como restricciones geométricas, deformaciones y esfuerzos, tolerancias dimensionales y evaluaciones económicas.

El diseño de la aporcadora de papa tiene la capacidad de aporcar dos surcos en cada trayecto, además de ser liviano con un peso de 417.97 Kg, que, al ser comparadas con cualquier implemento agrícola en Chupaca, resulta estar por debajo del peso de los implementos existentes.

Para los terrenos de Chupaca no se pueden usar maquinas aporcadoras como la SPEDD TPA – A553 por ser de manipulación deficiente; ni el cultivador aporcador GH4 que está diseñada para aporcar 4 surcos el cual sobrepasa las dimensiones de los terrenos de Chupaca.

No se especifica a que maquina o vehículo agricultor ira implementada, brinda pocos datos de donde se extrae la fuerza para que el implemento realice su trabajo.

**Bill Gonzalo Rojas Tarqui. Realizo la investigación. “Sistemas de cosechas en el cultivo de papa (*Solanum Tuberosum* L.) en el CIP ILLPA – Puno” (Tesis de Pregrado). Universidad Nacional del Altiplano, Perú.**

Se realizó un estudio sobre el principal problema en la cosecha de papa, el cual es el elevado costo de mano de obra, dicha investigación se realizó en el Centro de Investigación y Producción CIP ILLPA. Se determinó el sistema más eficiente para la cosecha de papa entre el sistema de cosecha semi mecanizado y el sistema tradicional; así mismo, se estableció que sistema de cosecha tiene mejores tiempos en relación a los kg/ha producidos o cosechados, además, se estableció la relación de costo beneficio de los sistemas de cosecha.

Para realizar la investigación se estableció parámetros de siembra y de terreno, es decir, la unidad experimental fue de  $20\text{m}^2$ , y el área experimental del campo fue de  $360\text{ m}^2$ . Para establecer la investigación se realizó un diseño de parcelas divididas y tres sistemas de cosecha (semi mecanizado S1, semi mecanizado S2, tradicional), así mismo, se estableció dos variedades de papa (Nativa “Illma Negra” V1, e híbrida V2), de esta forma y analizando estadísticamente se obtuvieron los resultados.

Los resultados de la investigación fueron:

- El sistema de cosecha de papas que mayor porcentaje recoge del suelo fue la semi mecanizada con el valor de 96.26% (16,833.3 kg/ha) en su variedad de papa híbrida “Silver”
- El sistema de cosecha tradicional tiene 94,86% (14,500.00 kg/ha)
- Respecto al tiempo de cosecha, el sistema semi mecanizado obtuvo el menor tiempo con 0.39 jornales/ha (3.15 horas/ha), variedad de papa híbrida “Silver”.
- El mayor tiempo de cosecha fue el sistema tradicional con 71.53 jornales/ha (572.22 horas/ha).
- En lo económico, el sistema semi mecanizado, tiene mejor relación costo beneficio.
- No se realizó el estudio con más variedades de papa.
- No se realizó en estudio con porcentaje estimado de los daños en tubérculos al momento de cosechar.

**Josef Kienzle, Jhon E. Ashbkirner, Brian G. Sims. Realizaron la investigación. Mechanization for Rural Development: A review of palterns an progress from around the world. (Mecanización para el desarrollo rural: una revisión de los patrones y el progreso de todo el mundo). Revista FAO, Roma.**

La FAO (Organización de la Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura), realizo un estudio detallado del desarrollo de la mecanización rural en diferentes partes del mundo y de cómo la mecanización ha ido desarrollándose en cada continente, afectando la economía y a los pobladores de sectores de alta pobreza.

Además, otorga datos de cada región en el mundo y de cómo aprovecha sus tierras para la mecanización. También elaboran detalladamente que tipo de maquinaria usa cada región y el costo en la inversión de los países relacionado a la agricultura mecanizada.

La FAO es una organización establecida en el mundo con base de datos de cada país, relacionado a la agricultura, tierras y alimentación. Todos sus datos obtenidos son por medio de la observación ya que en cada país tiene un responsable y en colaboración con sus políticos vigentes y políticas de estado extraen los resultados.

La revista emplea cuadros resumen de cada región para indicar la mecanización y el nivel alcanzado.

La FAO estima que el crecimiento en mecanización agrícola de Europa, Asia, Estados Unidos y Canadá, sigue en aumento, además, los noveles de África y Sudáfrica, van en aumento; la realidad en América Latina es muy distinta, donde existe un estancamiento con respecto a otros continentes, esto principalmente debido a sus políticas de estado y gobernantes vigentes que no contribuyen al crecimiento de los productores agrícolas y más aun a los productores de zonas rurales.

**P.Azizi, N. Sakenian Dehkordi, R. Farhadi. Realizaron la investigación. “Desing, construcción and evaluation of potato digger with rotary blade. (Diseño, Construcción y evaluación de un excavador de papas con cuchilla rotativa) Paper. Cercetari Agronomice in Maldova Vol. XL, VII, N°3 (159) /2014. Irán.**

Se desarrolló un diseño de una máquina excavadora de papas con cuchillas rodeado de una malla, esta a su vez rota para que ayude a separar la tierra de la papa, obteniendo un producto ya cosechado y listo para ser vendido.

Fue diseñado para aprovechar la transmisión de potencia de un tractor agrícola; el extractor de papas está conectado a través de un eje a la toma de fuerza, además el diseño lleva cuchillas que van retirando la papa de la tierra, también toda la estructura cuenta con malla para que la papa y la tierra se separen debido a que todo el diseño este sometido a una velocidad de rotación.

- El diseño mostro un avance por hectárea cosechada de papa al compararlo con otro modelo de cosechadora
- La velocidad de rotación ayudo a separar la papa y la tierra de forma adecuada y sin maltratar el tubérculo.
- Hubo problemas con pérdidas y lesiones del producto al ir aumentando la velocidad de rotación.
- Al cortar el suelo con la cuchilla existía un lento movimiento hacia atrás en la red (malla) de separación el cual causo la acumulación de tierra y tubérculos en la parte delantera de la cuchilla.

### **1.3. Teorías Relacionadas al Tema.**

#### **1.3.1. Generalidades de la mecanización agrícola**

##### **1.3.1.1. Qué es la mecanización agrícola**

Es la acción de implantar el uso de máquinas en tareas relacionas al campo o la agricultura, la mecanización abarca desde el diseño de las máquinas, su optimización, y el análisis económico que resulta después de ser puesta en operación(Domingo & Aiz, 2008).

Es la reducción de trabajo físico humano; es menos extenuante conducir un tractor que labrar la tierra con una herramienta manual. Un tractor tirando de un arado puede cultivar áreas mucho más grandes que una persona en el mismo tiempo de trabajo, aumentado la producción(Cortés M., Elkin; Álvarez M., Fernando; González S., 2009).

##### **1.3.1.2. Historia de la mecanización agrícola**

A lo largo de la historia de la humanidad y de la agricultura el ser humando ha ido descubriendo y creando un sin número de herramientas manuales que faciliten la supervivencia, muchas de están han sido acopladas a animales para facilitar las labores agrícolas, buscando economía energética, eficiencia y productividad. Hoy en día estas técnicas aún existen en nuestro país, las que a su vez van siendo desplazadas por máquinas y equipos

con mayor potencia y capacidad de operación a causa del desarrollo tecnológico.(Cortés M., Elkin; Álvarez M., Fernando; González S., 2009)

El proceso de transición a otra fuente de accionamiento, desde el trabajo manual al uso de animales y a la mecanización motorizada está directamente relacionada con el desarrollo técnico y económico (Cortés M., Elkin; Álvarez M., Fernando; González S., 2009).

Desde el siglo XX el proceso de mecanización ha ido evolucionando rápidamente, con un importante aumento del rendimiento, pero muchas veces teniendo efectos ambientales secundarios indeseados. Muy a menudo los suelos se degradan y erosionan, contaminación por el uso de fertilizantes químicos, la pérdida de grandes espacios de biodiversidad de flora y fauna. Además, en algunos lugares la producción agrícola no es sostenible ambientalmente, ni económicamente(Cortés M., Elkin; Álvarez M., Fernando; González S., 2009).

El proceso de mecanización agrícola a lo largo del tiempo no a sido de forma regular, ha estado marcado por las diferencias regionales, sociales y económicas que envuelven a los países, pero siempre motivadas por la esperanza de aumentar la competitividad de la agricultura. La mecanización de la agricultura en el mundo gira alrededor del uso del tractor, convirtiendo así al tractor como una de las innovaciones tecnológicas más revolucionarias de la agricultura moderna(Ortiz-Martínez, Palacios-Rangel, & Cervantes-Escoto, 2016).



**Figura 1.** Evolución de la Mecanización

Fuente: (“La aportación de la mecanización a la agricultura del futuro, en FIMA,” n.d.)

### **1.3.1.3. Objetivos de la mecanización**

- Facilitar y perfeccionar las labores agrícolas.
- Reducción de tiempos.
- Disminución de la mano de obra.
- Aumento de la producción.

### **1.3.1.4. Importancia de la mecanización en el campo**

La mecanización es importante porque permite que un proceso productivo se realice en menor tiempo y con mayor uniformidad, permitiendo trabajar mayores extensiones de tierra en corto plazo disponibles para la siembra, sobre todo en las zonas alto andinas de nuestro país donde el cultivo depende de la temporada de lluvias para desarrollarse. Por lo que es indispensable aprovechar al máximo el tiempo de preparación de tierras (“Programa Munitractor,” n.d.).

La maquinaria reforzará los métodos de labranza tradicionales utilizadas por las comunidades altoandinas, toda vez donde las zonas con pendientes moderadas lo permita (“Programa Munitractor,” n.d.).

### **1.3.1.5. Impacto de la mecanización agrícola**

**Económico:** En el sector económico una inversión en mecanización eleva la producción y el valor añadido, elevando así los ingresos económicos por la venta de los productos cosechados. Algunos agricultores pueden formar negocios de alquiler de maquinaria hacia otros productores. La organización de las naciones unidades trata a las relaciones financieras y comerciales entre agricultores como: distribuidores, vendedores, fabricantes, importadores y arrendadores para contribuir a un sector agrario sostenible (“Estrategias para la mecanización Mecanización Agrícola Sostenible Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura,” n.d.).

**Social:** El impacto social al acceder a la mecanización incluye una reducción a la dureza del trabajo, lo que implica disponer de más tiempo para realizar otras actividades, mejora el nivel de vida de la comunidad local, atractivo renovado del sector agrícola

para los jóvenes del sector rural, el aumento en la producción disminuirá la fragilidad de los pequeños productores afrontar las crisis económicas de causas naturales. La mecanización puede generar nuevos espacios laborales como fabricación, reparación y alquiler de servicios mecanizados (“Estrategias para la mecanización | Mecanización Agrícola Sostenible | Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura,” n.d.).

**Medioambiental:** La productividad y la seguridad alimentaria tiene que crecer sin afectar los recursos naturales y medioambientales. La disponibilidad física de agua y tierra son afectados por el cambio climático. La introducción de mecanización sostenible promueve practicas donde es uso de aguas y fertilizantes sea eficiente (“Estrategias para la mecanización Mecanización Agrícola Sostenible Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura,” n.d.).

#### **1.3.1.6. Tipos de maquinaria agrícola**

En la actualidad existe una infinidad de máquinas para el sector agrícola que se especializan en cada sector del trabajo. Las maquinas más comunes son utilizadas para tareas básicas de producción y mantenimiento de cultivos (“Los diferentes tipos de maquinaria agricola,” n.d.).

##### **➤ Tractor**

Vehículo autopropulsado que remolca y acciona distintas maquinas o implementos utilizados en la agricultura. El modelo más común es el de ruedas neumáticas, sobresalientemente el de ruedas traseras de mayor tamaño que las delanteras dispuestas de este modo para generar la mayor tracción de vehículo. En la actualidad las ruedas delanteras como las posteriores son motrices (“Tractores y motores agrícolas - Pedro V. Arnal Atares, Antonio Laguna Blanca - Google Libros,” n.d.).

Existen también modelos donde las ruedas neumáticas son reemplazadas por cadenas giratorias con el fin de aumentar la superficie de contacto entre tractor y terreno, a este tipo se le denomina tractor de orugas o de cadenas (“Tractores y motores agrícolas - Pedro V. Arnal Atares, Antonio Laguna Blanca - Google Libros,” n.d.).

➤ **Motocultor**

Maquina comúnmente conocida como tractor de un solo eje, es maniobrado de forma manual por un operador que se desplazada a pie detrás de la misma; es utilizado para trabajos superficiales de la tierra y el mayor uso se le da en la horticultura. Los motocultores sustituyen los métodos tradicionales donde se usaba palas (“Los diferentes tipos de maquinaria agricola,” n.d.).

➤ **Cosechadora**

Una de las maquinas más importantes porque se encarga de recolectar productos, de acuerdo a su aplicación pueden ser remolcadas por un tractor o maquinas autosuficientes (“Los diferentes tipos de maquinaria agricola,” n.d.).

➤ **Abonadora**

También maquinas fertilizadoras, que son las encargadas de distribuir fertilizante a lo largo y ancho de los cultivos. Su sistema de funcionamiento dependerá del tipo de fertilizante a utilizar (“Los diferentes tipos de maquinaria agricola,” n.d.).

➤ **Pulverizadora**

Maquinas encargadas de esparcir cualquier compuesto líquido a lo largo de todo el cultivo, que puede ser desde agua para riego, hasta un compuesto químico como herbicida o plaguicida. El sistema consiste en expulsar liquido en forma de gotas (“Los diferentes tipos de maquinaria agricola,” n.d.).

**1.3.1.7. Máquinas cosechadoras de papa**

Cuando las extensiones de terreno son amplias y planas, la cosecha de papas es totalmente mecanizada; esto suele ocurrir con mayor frecuencia en países con altos niveles económicos. Las cosechadoras pueden ser arrastradas por tractores agrícolas o pueden ser autopropulsadas.

Dewulf es una empresa Belga proveedora de maquinaria agrícola completa a nivel mundial para el cultivo de papas y tubérculos. La “kawatro” es un modelo de cosechadora autopropulsada de cuatro hileras y de cosechado frontal, que extrae, separa, limpia y almacena (*dewulf kwatro cosechadora de cribado autopropulsada de 4 hileras*, 2019)



**Figura 2.** Cosechadora de papas autopropulsada.

*Fuente:* (Dewulf, 2016)

### **1.3.1.8. Costos operativos de maquinaria agrícola**

Los costos operativos de maquinaria agrícola ocupan una fracción importante del costo total de la producción, hecho que por los pequeños productores frecuentemente minimizado y hasta olvidado. El desconocimiento de estos costos provoca una errónea estimación del costo total de la actividad, y hasta una pérdida del capital a corto plazo por no recuperar costos de mantenimiento (Garbers, Yi, Chen, & Cárpena, 2013).

#### **➤ Capacidad efectiva de campo**

Es la relación del tiempo que tarde realizar un trabajo de un área determinada, están considerados los tiempos perdidos de no trabajo, por lo cual se usa la ecuación (1).(*Universidad de La Pampa Facultad de Agronomía Maquinaria Agrícola*, 2003).

$$CEF = \frac{S}{t}$$

Donde:

**CEF** = capacidad efectiva de trabajo en hectáreas por día.

**S** = Superficie en hectáreas, y **t** el tiempo en días.

➤ **Capacidad teórica de trabajo**

Para el conjunto tractor implemento se considera el tiempo de trabajo, el ancho operativo teórico del implemento y la velocidad teórica de trabajo, tal y como se muestra en la ecuación (2). (*Universidad de La Pampa Facultad de Agronomía Maquinaria Agrícola, 2003*).

$$CTT = \frac{\text{Ancho} * V * 1000}{10000} \quad (2)$$

Donde

CTT = Capacidad teórica de trabajo en hectáreas por hora.

Ancho = Ancho del implemento.

V = Velocidad teórica de trabajo.

➤ **Capacidad de trabajo efectiva**

Para el conjunto tractor implemento se considera el tiempo de trabajo, ancho operativo del implemento, y la velocidad real del trabajo, se determina con la ecuación (3). (*Universidad de La Pampa Facultad de Agronomía Maquinaria Agrícola, 2003*).

$$CTE = \frac{Ancho_{Real} * V_{Real} * 1000}{10000} \quad (3)$$

Donde:

CTE = Capacidad de trabajo efectiva en hectáreas por hora.

$Ancho_{Real}$  = Ancho real del implemento

$V_{Real}$  = Velocidad real de trabajo.

➤ **Eficiencia de campo**

Se determina los tiempos perdidos como giros durante la labor, ajustes y reparaciones de las maquinaria, mantenimiento y transporte, se determina con la ecuación (4). (*Universidad de La Pampa Facultad de Agronomía Maquinaria Agrícola, 2003*).

$$EF = \frac{CTE}{CTT} \quad (4)$$

Donde:

EF = Eficiencia expresada en valor porcentual.

CTE = Capacidad efectiva de trabajo.

CTT = Capacidad teórica de trabajo.

## 1.3.2. El motocultor

### 1.3.2.1. Definición

Maquina comúnmente conocida como tractor de un solo eje, es maniobrado de forma manual por un operador que se desplazada a pie detrás de la misma; es utilizado para trabajos superficiales de la tierra y el mayor uso se le da en la horticultura. Los motocultores sustituyen los métodos tradicionales donde se usaba palas (“Los diferentes tipos de maquinaria agrícola,” n.d.).

Los motocultores están dotados de motores diésel o gasolina, cuentan con múltiples velocidades de avance hacia adelante y atrás, se les puede acoplar diferentes tipos de implementos agrícolas al igual que los tractores (Motocultores, 2012).



*Figura 3.* Motocultor con motor a gasolina.

*Fuente:* (“Motocultores BCS,” 2015)

### 1.3.2.2. Función principal

Tiene la función principal de labrar el terreno, por lo que el diseño está condicionado a lograr los mejores resultados en esta operación, comúnmente realizada por un motocultor integrado en el implemento agrícola (Motocultores, 2012).

### **1.3.2.3. Estructura y características esenciales**

Casi la totalidad de los motocultores están dotados de motores monocilíndricos enfriados por aire, los más comunes son los motores diésel de cuatro tiempos, con potencia entre los 10 y 20 CV y con cilindradas desde los 250 y 5000  $cm^3$ , con un rango de revoluciones máximo de 3000 a 3800 rpm. Los motores de gasolina son usados para motocultores con potencias menores a 10 CV.

El motor está instalado en la parte frontal, por delante del eje de las ruedas, por lo que al acoplar el implemento en la parte posterior del motocultor quede equilibrado longitudinalmente (Motocultores, 2012).

Acoplada al motor en la parte central se ubica la caja de velocidades con tres a cinco marchas hacia adelante y de una a tres marchas hacia atrás que compone el sistema de transmisión.

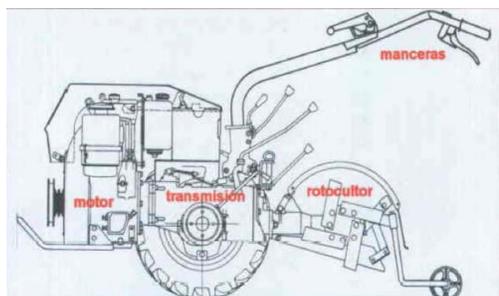
Finalmente, la transmisión de energía a las ruedas se logra a través de un diferencial con elementos de bloqueo y frenos en los semiejes.

Para accionar los implementos a través de la toma de fuerza dispone de un conjunto de engranajes, condicionados por el rpm del motor, o sincronizada con cada una de las velocidades (Motocultores, 2012).

Usa neumáticos de goma, y en ocasiones especiales se sustituye por ruedas jaula. Las características de la rueda son de vital importancia cuando el motocultor se usa para transporte, dependiendo de sus dimensiones y de su caja de velocidades puede alcanzar velocidades cercanas a los 20km/h, generalmente no se puede sobrepasar la velocidad de 14 km/h porque su estructura no brinda las medidas necesarias de seguridad.

Los dimensionamientos de los motocultores están en un promedio de 2000 mm de longitud incluido implementos pequeños, y 600 mm de ancho sin considerarse el implemento. El peso promedio sin contrapesos es de 300 kg, y con todo el conjunto completo 500kg.

Los dispositivos de maniobra, control, junto con la protección de puntos peligrosos están reglamentadas por normativas de seguridad.



**Figura 4.** Estructura del Motocultor.

*Fuente:* (Motocultores, 2012)

#### **1.3.2.4. Operaciones donde se usa**

La forma más frecuente empleada para trabajos con motocultor es la de labranza del suelo con rotocultor, a pesar que los fabricantes ofrecen implementos y máquinas para convertirlas en unidades motrices para equipos que demandan baja potencia, del mismo modo que hacen los tractores (Motocultores, 2012).

El siguiente paso en la evolución ha estado direccionado a las múltiples aplicaciones, se le han ido añadiendo posibilidades comunes e innovadoras, que en conjunto representan un sin número de posibilidades, que ayudan a rentabilizar la máquina.

La toma de fuerza permite acoplar sembradoras, bombas de riego, sierras, barredoras, quitanieves, y encuentran posibilidades de utilización en pequeños espacios como invernaderos, parques y jardines, e incluso en obras.

Existe una variedad de opciones para el interés agrícola, que permite el transporte de cosechas, herramientas, forraje para el ganado, de ganado, e incluso del mismo personal siempre y cuando se cuente con las medidas necesarias de seguridad.

En la ganadería es usada tanto en actividades extensivas como transporte de forraje a distancias considerables y de difícil acceso, y como apoyo a los remolques

distribuidores en las actividades intensivas; adicional a esto también son usados para limpieza de locales ganaderos.

En la jardinería los motocultores pueden tener diferentes aplicaciones, como el transporte de plantas, tierra, etc. Además de la labranza del terreno.

En zonas frías y de nevados pueden accionar pequeñas maquinas quita nieves, o acceder a viviendas e instalaciones ganaderas de difícil acceso a máquinas de mayor tamaño (Bernat, 2012).

### 1.3.2.5. Implementos comunes

Además del rotocultor común, existen otros implementos en los que se puede usar los motocultores (**Figura 5**). La versatilidad de la mano con la correcta velocidad de desplazamiento y la velocidad de la toma de fuerza, posibilita el uso de implemos en la parte frontal y posterior de cualquier motocultor.

Los implementos comunes son el rotocultor o fresadora, rodillo nivelador, surcador, arado, arado rotativo, aporcador, corta césped, triturador de hierba, desbrozadora, pala, quita nieve, barredora, barra de ciega, barra de transporte (Motocultor, 2018).



*Figura 5.* Implementos para el Motocultor.

*Fuente:* (Motocultor, 2018)

### **1.3.2.6. Ergonomía**

La ergonomía es mejorar la maniobrabilidad, la seguridad y la comodidad del operador, al considerar los movimientos involucrados con la maquina en una actividad diaria. La máquina debe ser quien se adapte al operador y no el operador a la máquina.

Las manceras deben ser regulables en altura y en desplazamiento lateral para que el operador disponga de una posición optima y no pise el terreno trabajado, además deben ser reversibles para el uso de implementos en la parte frontal como barra de cegadora. La máquina debe contar con un sistema anti vibración, ya que estas se transforman en cansancio del operador.

Todo el sistema de control de manejo como el de embrague, cambio de velocidades, frenos y demás debe estar en óptimas condiciones, debidamente señalizados y de fácil acceso para evitar sobreesfuerzos incómodos e innecesarios (Laboreo, 2009).

### 1.3.2.7. Ficha técnica del motocultor DF – 15L.

*Tabla 1 Especificaciones técnicas motocultor DF - 15 L*

*Fuente: Elaboración propia*

<b>ESPECIFICACIONES TECNICAS</b>	
<b>Modelo</b>	15L / 151
<b>Fuerza de tracción (N)</b>	2254
<b>Calculo de velocidad por marcha km/hr.</b>	Adelante (1.6, 2.8, 4.6, 5.9, 10.5, 17.1); atrás (1.2,4.3)
<b>Velocidad de rotación de implemento (rpm)</b>	Baja (211); Alta (345)
<b>Motor (diésel)</b>	
<b>Modelo</b>	ZS1100N
<b>Peso bruto (kg)</b>	160
<b>Tipo</b>	Cilindro único (Cilindrada: 100x115 mm); Desplazamiento total 0.9301, 4 carreras, refrigerado por agua y en posición horizontal con inyección directa
<b>Potencia de salida (kW/HP)</b>	10.2 / 14.3
<b>Torque máximo (N.m)</b>	49
<b>Consumo de combustible (g/kW.h)</b>	257
<b>Consumo de aceite lubricante (g/kW.h)</b>	1.6 - 2.0
<b>Bomba de inyección de combustible.</b>	Bomba monobloque tipo émbolo y barril
<b>Gobernador</b>	Válvula antiretorno tipo velocidad de rango completo
<b>Inyector de combustible</b>	Boquilla de aguja de múltiples orificios
<b>Bomba de aceite lubricante</b>	Bomba de engranajes
<b>Filtro de combustible</b>	Tipo cartón
<b>Filtro de aceite lubricante</b>	Tipo Centrifuga
<b>Filtro de aire</b>	Bañado en aceite
<b>Sistema de enfriamiento</b>	Radiador
<b>Sistema de lubricación</b>	Lubricación forzada
<b>Volante de motor / diámetro de paso (Pulg.)</b>	6.5 / 6

**Tabla 1**, se muestra las especificaciones técnicas principales del motocultor DF - 15L que se utilizará para el diseño del implemento cosechador de papas.

<b>ESPECIFICACIONES TECNICAS</b>	
<b>Modelo</b>	15L / 151
<b>Fuerza de tracción (N)</b>	2254
<b>Calculo de velocidad por marcha km/hr.</b>	Adelante (1.6, 2.8, 4.6, 5.9, 10.5, 17.1); atrás (1.2,4.3)
<b>Velocidad de rotación de implemento (rpm)</b>	Baja (211); Alta (345)
<b>Motor (diésel)</b>	
<b>Modelo</b>	ZS1100N
<b>Peso bruto (kg)</b>	160
<b>Tipo</b>	Cilindro único (Cilindrada: 100x115 mm); Desplazamiento total 0.9301, 4 carreras, refrigerado por agua y en posición horizontal con inyección directa
<b>Potencia de salida (kW/HP)</b>	10.2 / 14.3
<b>Torque máximo (N.m)</b>	49
<b>Consumo de combustible (g/kW.h)</b>	257
<b>Consumo de aceite lubricante (g/kW.h)</b>	1.6 - 2.0
<b>Bomba de inyección de combustible.</b>	Bomba monobloque tipo émbolo y barril
<b>Gobernador</b>	Válvula antiretorno tipo velocidad de rango completo
<b>Inyector de combustible</b>	Boquilla de aguja de múltiples orificios
<b>Bomba de aceite lubricante</b>	Bomba de engranajes
<b>Filtro de combustible</b>	Tipo cartón
<b>Filtro de aceite lubricante</b>	Tipo Centrifuga
<b>Filtro de aire</b>	Bañado en aceite
<b>Sistema de enfriamiento</b>	Radiador
<b>Sistema de lubricación</b>	Lubricación forzada
<b>Volante de motor / diámetro de paso (Pulg.)</b>	6.5 / 6

### 1.3.3. Cultivo de papa

### **1.3.3.1. Generalidades**

La papa es una especie herbácea originaria de Perú y Bolivia y cultivada en todo el mundo. Fue domesticada en los andes aproximadamente hace 8000 años, su consumo fue creciendo y expandiéndose en todo el mundo; hoy en día es uno de los principales alimentos consumidos a nivel mundial, ocupando el segundo lugar después del maíz y superando al trigo y arroz (Otiniano, 2017).

**Nombre común:** papa

**Nombre científico:** Solanum tuberosum L.

La papa está adaptada a las condiciones y cultura del poblador de la sierra peruana; es el principal alimento de la población andina, aporta energía, proteínas, vitaminas y minerales.

La producción se realiza a lo largo del Perú ocupando un 95% del área en condiciones de secano (tipo de agricultura donde el hombre no intervine en la irrigación de los campos); la campaña grande empieza con la llegada de las lluvias entre los meses de octubre y diciembre, dependiendo de la región. Y la campaña chica está restringida a áreas más húmedas o con irrigación.

Las principales regiones productoras son: Puno, Huánuco, Apurímac, Junín, Cusco, La Libertad, Cajamarca, Huancavelica, Ayacucho, anchas y Pasco (Otiniano, 2017).

### **1.3.3.2. Morfología**

Es de naturaleza herbácea tuberosa, la planta se desarrolla en la parte aérea y sus tubérculos en la subterránea (Otiniano, 2017).

**El tallo:** la planta de papa cuenta con tres tipos de tallos uno aéreo donde crecen las hojas, y dos tallos subterráneos donde crecen los estolones y tubérculos.

**La raíz:** estructura ubicada entre el suelo y el tubérculo, encargada de absorber el agua y las sales minerales.

**La hoja:** estructura encargada de transformar la energía mecánica en energía alimenticia (almidón y azúcar), es del tipo compuesta porque contiene entre 7 y 9 folíolos.

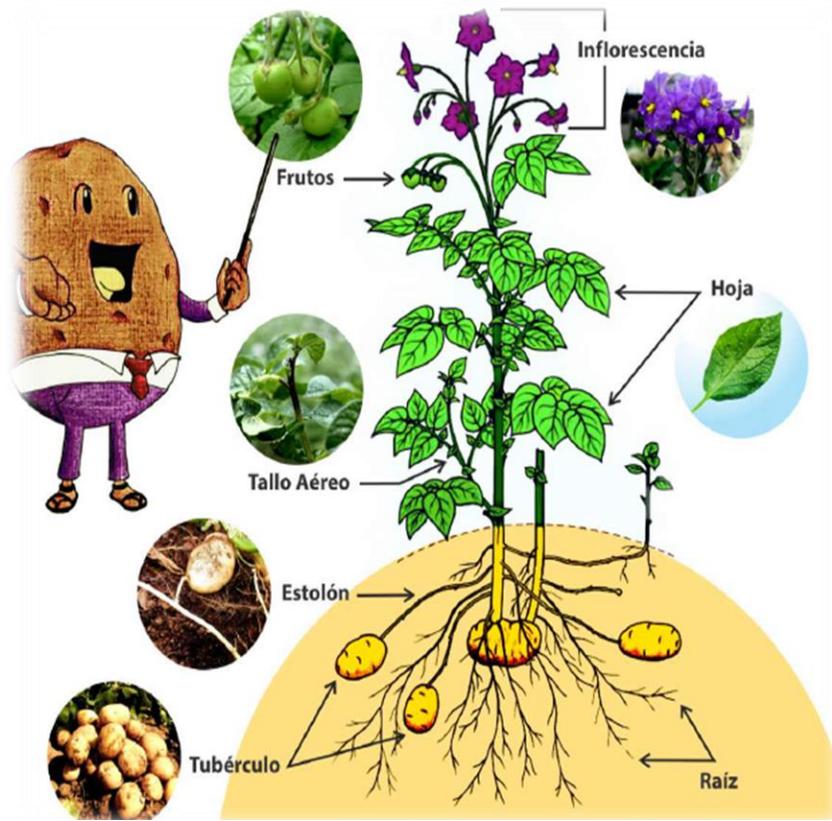
**La flor:** estructura aérea encargada de la reproducción sexual. Ayuda a reconocer las diferentes variedades.

**El fruto:** o semilla sexual, es del tipo carnosos que contiene la semilla dentro, originada por el desarrollo del óvulo de la flor.

**El tubérculo:** o fruto agrícola, es el elemento comestible que contiene almidón (Otiniano, 2017).

Es indispensable conocer la morfología de la papa, ya que es el elemento a trabajar a parte del terreno, el diseño debe contemplar el tamaño de la papa, además de que el implemento no debe causar lesiones al momento de extraer la papa de la tierra.

En la **Figura 6**, se muestra la morfología de la papa, que permitirá conocer más a detalle del producto final que se desea cosechar sin inconvenientes.



**Figura 6.** Morfología de la papa.

*Fuente:* (INTERNATIONAL POTATO CENTER, 2019)

### 1.3.3.3. Estados de crecimiento

**Emergencia:** Las primeras hojas empiezan aparecer por encima del suelo.

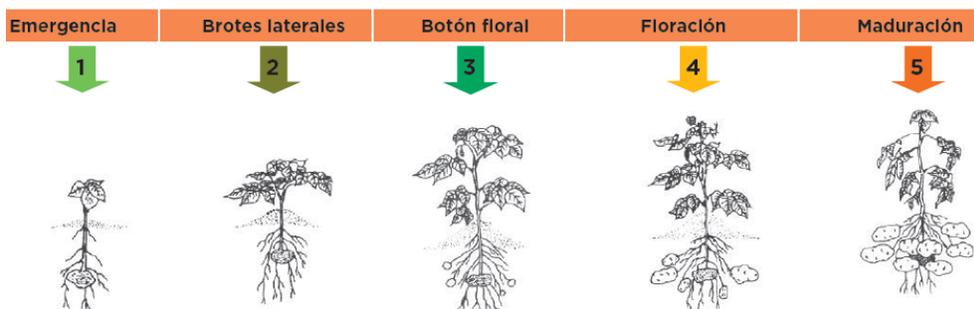
**Brotos laterales:** Se desarrollan a partir del tallo principal, son aéreos y subterráneos, formando el follaje de la planta hasta cubrir todo el campo de cultivo, y la formando rizomas para la formación de los tubérculos posteriormente.

**Botón floral:** Aparición de los botones florales.

**Floración:** Abertura de los botones florales.

**Maduración:** Cambio de color en la hoja por relación directa con la maduración del tubérculo, la piel de la papa se encuentra bien adherida y no se desprende (Riego, 2019).

En la **Figura 7**, se muestra todas las fases de crecimiento de la papa.



**Figura 7.** Estados de crecimiento de la papa.

**Fuente:** (Riego, 2019)

#### 1.3.3.4. Requerimientos climáticos

La papa es una planta de día corto, por lo que requiere entre 10 a 12 horas de brillo solar al día.

En la etapa de emergencia los valores térmicos óptimos están entre 17°C y 25 °C, el crecimiento de tallos entre 15 °C a 25 °C, y el valor óptimo para la tuberización está entre 14°C a 20°C. temperaturas inferiores a los 15°C afectan el desarrollo de los brotes y tallos. Temperaturas por encima de los 28°C impiden la tuberización, y de ser constante pone en peligro la formación de tubérculos.

La humedad por encima del 80% genera condiciones ideales para la aparición de enfermedades foliares (Riego, 2019).

Los lugares con alturas superiores a los 1500 m.s.n.m. brindan las condiciones adecuadas de temperatura.

#### **1.3.3.5. Requerimientos de suelo y agua**

Los suelos deben estar trabajados a una profundidad mínima de 30cm, de preferencia sueltos, con un pH entre 6.0 y 6.5, y con baja presencia de tóxicos de aluminio y manganeso. La capacidad de rendimiento de producción se reducirá a medida que los suelos se alejen de estas condiciones. En terrenos con presencia de agentes biológicos como las bacterias no se debe sembrar ya que estas plagas no tienen control reduciendo el número de plantas y hasta acabar con el cultivo antes de llegar a la cosecha (Agrícola, 2016).

Las plantas crecen apropiadamente en suelos franco arenoso donde la textura es relativamente suelta, y en franco limoso; bien drenados y de buena estructura que permitan garantizar el buen crecimiento de raíces y estolones. Las pendientes no deben ser muy pronunciadas. La materia orgánica debe ser mayor al 4% con respecto al volumen del terreno (Riego, 2019).

La planta necesita una precipitación pluvial entre 400 mm/año a 1200 mm/año. De la cantidad de precipitaciones durante y después de la floración dependerá el número y la cantidad de materia en los tubérculos (Riego, 2019).

#### **1.3.3.6. Preparación del terreno y siembra**

El terreno debe tener una profundidad trabajada promedio de 35cm, suave, sin champas ni piedras grandes. Las aradas se realizan con yunta (par de toros que arrastran un arado) o con máquinas autopropulsadas (Hoyos. & Valencia., 2013).

**La primera arada** toma lugar poco después de la cosecha entre los meses de mayo y junio, volteando el terreno la maleza se convertirá en abono y las plagas que habitan en el suelo se extinguirán al exponerlas al sol, lluvia, viento y aves (Hoyos. & Valencia., 2013).

**La segunda arada** se realiza al inicio de las primeras lluvias eliminando las champas, eliminando e incorporando maleza en desarrollo ayudando la preparación del terreno (Hoyos. & Valencia., 2013).

**La cruza** es una actividad complementaria que se realiza las veces que se crea conveniente de acuerdo al estado del terreno hasta quedar suave y sin maleza para recibir la semilla (Hoyos. & Valencia., 2013).

**El surcado:** el ancho de surcado dependerá del tipo de semilla, pero es recomendable hacerlo entre 1.0 a 1.20 m; con una profundidad promedio de 20 cm. Para comprobar la profundidad una pala recta debe ingresar con poco esfuerzo al suelo (Otiniano, 2017).



**Figura 8.** Medida de distancia entre surcos.

**Fuente:** Elaboración Propia

En la **Figura 8**, se muestran la distancia entre surcos.

**Distancia entre semillas:** directamente relacionado al uso que se le dará al producto, si es para propósito de semilla la distancia será corta, y si es para producción la distancia será más larga, esta distancia varia de 250 a 40 cm (Otiniano, 2017).



**Figura 9.** Medición de distancia entre semillas.

*Fuente:* Elaboración Propia

En la **Figura 9**, se muestra la distancia entre semillas.

**Tapado:** colocar una capa de tierra de 5 a 10 cm de tierra por encima de la semilla (Otiniano, 2017).

#### **1.3.3.7. Labores agronómicas por siembra**

**Deshierbo:** actividad realizada aproximadamente a los 30 días de la siembra o cuando la planta tenga 15 a 20 cm (**Figura 10**), que consiste en remover el suelo alrededor de la planta. Su objetivo es eliminar malezas para evitar la competencia con las plantas por la luz, nutrientes y agua, además de ser alojamiento de plagas y enfermedades (Hoyos. & Valencia., 2013).



**Figura 10.** Después del deshierbo.

*Fuente:* Elaboración Propia

**Aporque:** actividad realizada desde los 20 días después del deshierbo; consiste en amontonar grandes cantidades de terreno alrededor del cuello de la planta ( **Figura 11**). Su finalidad es prevenir el ataque de plagas, verdeamiento del tubérculo, y favorecer el crecimiento de tubérculos (Hoyos. & Valencia., 2013).

Al tomar algunas medidas en un cultivo de papa, específicamente después del aporque se registró que el ancho de la base promedio del bordo es de 70 cm, el promedio del ancho de la parte superior es 45 cm. Y la altura promedio del bordo es de 30 cm.



**Figura 11.** Después del aporque.

*Fuente:* Elaboración Propia

#### **1.3.3.8. Cosecha de papas**

Actividad que tiene como objetivo sacar los tubérculos del suelo cuando estos han llegado a la madures; labor realizada con herramientas manuales como la lampa (**Figura 12**) y en ocasiones con la ayuda de yunta (par de toros que arrastran un arado).



**Figura 12.** Cosecha de papas con lampas.

*Fuente:* Elaboración Propia

Cuando la papa esta apta para la cosecha; el tallo se pone de color amarillento y cuando la piel del tubérculo no se desprende al frotarlo con la yema de los dedos; en campos de producción de semilla se puede acelerar la maduración cortando el follaje cuando se determine el tamaño deseado del tubérculo.

El corte de tallo o follaje se muestra en **Figura 13** consiste en segar el follaje con una hoz o machete, solo después de 15 o 20 días de haber realizado esta actividad la piel estará endurecida en el tubérculo y estará lista para la cosecha (Hoyos. & Valencia., 2013).



**Figura 13.** Corte del tallo para la maduración final del tubérculo.

*Fuente:* Elaboración Propia

Una vez desenterrados los tubérculos, los trabajadores clasifican la papa en tres tipos de acurdo a su tamaño (**Figura 14**): grande, mediana y pequeña. La papa grande es comercializada casi en su totalidad en sacos de 50 kg a más y llevados inmediatamente al mercado, la mediana es usada como semilla o comercializada a presión por debajo de la papa grande, y la papa pequeña es almacenada para diferentes usos.



**Figura 14.** Clasificación del tubérculo según su tamaño.

*Fuente:* Elaboración Propia.

Además, durante la cosecha se separan los tubérculos (**Figura 14**), que presentan daños por plagas o por contacto con herramientas de trabajo. En caso de que los tubérculos se mojen por diferentes razones se deben poner en sombras y lugares venteados para que se sequen, no pueden ser encostados húmedos porque activan patógenos presentes en su superficie que dañan rápidamente el tubérculo.

#### **1.3.4. Método de diseño VDI – 2222**

En el diseño de máquinas en ingeniería aplica los conocimientos de carácter científico para resolver inconvenientes técnicos, tomando como variables que los materiales, tecnología, económico, ámbito legal y ambiental tienen un conjunto de restricciones y requerimientos que deben ser cumplidos.

Muchos autores definen el trabajo de los Ingenieros dedicados al diseño como un actividad que involucra la tecnología, el arte y la ciencia e incluso niveles de sociología. (Farfán Collao, 2007)

La metodología de diseño VDI – 2222, fue creada por la Asociación de Ingenieros Alemanes VDI (Verein Deutscher Ingenieure), desarrollada en cuatro grandes etapas como: Planificación, concepción, proyecto, desarrollo.

El método alemán VDI - 2222 para el diseño de herramientas, es un método normalizado que pretende facilitar el manejo a un diseñador inexperto, así mismo, otras versiones como la VDI – 2221 Y VDI – 2225, se utilizan en un diseño de mayor complejidad.(Ccapa, 2019)

### **1.3.5. Fundamento del diseño de máquinas**

#### **1.3.4.1. Fuerza de corte del suelo**

Es el esfuerzo principal a soportar por el implemento, es decir, la fuerza requerida para arrastrar el implemento enterrado en el suelo. Esta dependerá de las características del suelo, para lo cual usaremos la ecuación (5).

$$F = CL * b * l * v \quad (5)$$

Donde:

CL: Coeficiente de labranza

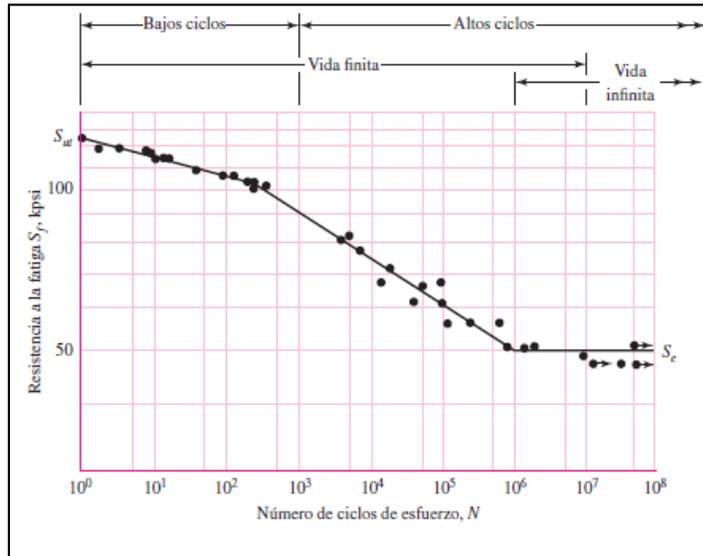
b: Profundidad de la cuchilla (*m*)

l: ancho de la cuchilla (*m*)

v: Velocidad del motocultor ( $m/s^2$ )

### 1.3.4.2. Falla por fatiga por el método esfuerzo vida.

Se determina la resistencia de materiales bajo carga de fatiga sometiéndolos a esfuerzos repetidos, mientras se cuenta los ciclos hasta su destrucción.



*Figura 15.* Falla por el método de esfuerzo – vida.

*Fuente:* (Budynas & Nisbett, 2008)

### 1.3.4.3. Límite de resistencia a la fatiga

Para determinar actualmente los límites de la resistencia a la fatiga requiere de ensayos de rutina, que resultan ser muy extensos, por lo tanto para el diseño preliminar de prototipos y algunos análisis de falla se requiere un método más rápido (Budynas & Nisbett, 2008). Por tanto, se usa muestras de resultados tomadas de literatura sobre ensayos de fatigas, lo cual permite crear una correlación, y no requerir de ensayos extensos.

Además, en el caso de los aceros, se estimará los límites de resistencia como se muestra en la ecuación (6).

$$S'e = \left\{ \begin{array}{ll} 0.5 Sut & Sut \leq 200 \text{ kPsi (1400Mpa)} \\ 100 \text{ kPsi} & Sut > 200 \text{ kPsi} \\ 700 \text{ MPa} & Sut > 1400 \text{ MPa} \end{array} \right\} \quad (6)$$

$$S'e = 0,45 Sut \text{ (carga axial)} / 0,29 Sut \text{ (torsión)}$$

Donde:

Sut = Resistencia a la tensión mínima.

#### 1.3.4.4. Resistencia a la fatiga

Según Shigley, Mischke y Brown proporcionaron un procedimiento analítico para las regiones de bajo y alto ciclo como se muestra en la figura 15 , donde usan parámetros de la ecuación de Manson-Coffin (Budynas & Nisbett, 2008), por lo cual usaremos la ecuación (7), que es una aproximación del diagrama S-N (**Figura 15**), en la región de altos ciclos. Esta ecuación se usa cuando la información es escasa.

$$Sf = aN^b \quad (7)$$

Donde:

N = Los ciclos hasta la falla

a y b = Definición por los puntos  $10^3$ ,  $(Sf)_{10^3}$  y  $10^6$ , Se con  $(Sf)_{10^3} = f Sut$ .

Luego se obtiene los valores a y b, que son constantes y están definidas por los puntos que al ser sustituidas en la ecuación (7), obtendremos las ecuaciones (8) y (9), que son fracciones de resistencia a la fatiga.(Budynas & Nisbett, 2008).

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (8)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(fS_{ut})}{S_e} \quad (9)$$

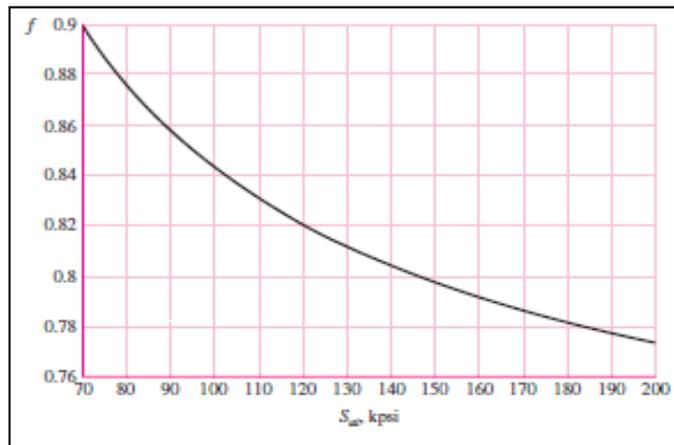
Si observamos un esfuerzo completamente invertido ( $\sigma_{inv}$ ), se establece que  $S_f = \sigma_{inv}$  en la ecuación (7), el número de ciclos a la falla se expresara como en la ecuación (10).

$$N = \left( \frac{\sigma_{inv}}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (10)$$

Donde:

N = Numero de Ciclos

f = Fracción de resistencia a la fatiga



**Figura 16:** Resistencia a la fatiga

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

#### 1.3.4.5. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Los resultados del límite de resistencia a la fatiga obtenidos el laboratorio serán diferentes a cualquier elemento mecánico o estructural; debido que para ensayos reales, estos se desarrollan de manera controlada (Budynas & Nisbett, 2008), así que no es posible esperar que los valores de resistencia a la fatiga iguale a los valores obtenidos en un análisis de laboratorio. Además, se encuentran diferencias como: material, manufactura, entorno y diseño.

Por tanto se utilizara la ecuación (11) desarrollada por Marín, que cuantifican efectos de la condición superficial, Marín hace un ajuste al límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas.(Budynas & Nisbett, 2008).

$$S = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (11)$$

$K_a$  = factor de modificación de la condición superficial

$K_b$  = factor de la modificación de tamaño

$K_c$  = factor de la modificación de la carga

$K_d$  = factor de la modificación de la temperatura

$K_e$  = factor de confiabilidad

$K_f$  = factor de modificación de efectos varios

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

### 1.3.4.6. Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca.

Los esfuerzos teóricos aumentan en una discontinuidad, por la presencia de irregularidades como orificios, ranuras o muescas, por ello se usa una modificación de la ecuación del factor geométrico de esfuerzos. (Budynas & Nisbett, 2008) En la ecuación (12) se muestra el esfuerzo máximo resultante.

$$\sigma_{\text{máx}} = kf\sigma_0 \quad \text{ó} \quad \tau_{\text{máx}} = kfs\tau_0 \quad (12)$$

Donde:

$kf$  = Valor reducido de  $k_t$

$kfs$  = Valor reducido de  $k_{ts}$

$$k_t = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_0} \quad k_{ts} = \frac{\tau_{\text{max}}}{\tau_0}$$

Donde:

$k_t$  = Se usa para esfuerzos normales

$k_{ts}$  = Se usa para esfuerzos cortantes

$\sigma_0$  y  $\tau_0$  = Esfuerzos nominales dependiente del tipo de sección.

Entonces la sensibilidad a la muesca está definida por la ecuación (13), debido a que el factor  $kf$  denominado factor de concentración del esfuerzo por fatiga es un factor de concentración reducido de  $k_t$ .

$$kf = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{ó} \quad kfs = 1 + q_{\text{cortante}}(k_{ts} - 1)$$

Donde:

$$q = \frac{kf-1}{k_t-1} \quad \text{ó} \quad q_{\text{cortante}} = \frac{kfs-1}{k_{ts}-1} \quad (13)$$

Donde:

$q$  = Sensibilidad a la muesca entre 0 y 1

De manera experimental se pueden obtener valores de la sensibilidad a la muesca de ciertos materiales, pero estos son muy escasos, pero existen algunos disponibles como la sensibilidad de la muesca para aceros y aleaciones de aluminio. (Budynas & Nisbett, 2008). Se usará la ecuación (14), que es una variante de la ecuación de Neuber.

$$K_f = 1 + \frac{k_f - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad (14)$$

Las tendencias de sensibilidad en función del radio de la muesca y la carga axial, flexión inversa, así como de torsión inversa se muestran en **Anexo 2**.

Si se igualan las ecuaciones (13) y (14) se obtendrá la ecuación (15) que correlaciona a la flexión y a la torsión.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (15)$$

Donde:

$\sqrt{a}$  = Constante de material para:

flexión o axial.

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^3)S_{ut} + 1.51(10^3) S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

Torsión:

$$\sqrt{a} = 0.19 - 2.51(10^3)S_{ut} + 1.35(10^5) S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8}) S_{ut}^3$$

Donde:

Sut = kPsi

#### 1.3.4.7. Esfuerzos fluctuantes

Los patrones periódicos representan un máximo y mínimo de fuerza. Con frecuencia los esfuerzos fluctuantes sobre la maquina adquieren un patrón sinusoidal por la naturaleza de las maquinas rotativas.(Budynas & Nisbett, 2008), se usaran las ecuaciones (16) y (17), además se muestran los esfuerzos fluctuantes y sus variantes en **Anexo 2**.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (16)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (17)$$

Donde:

$\sigma_m$ = Esfuerzo medio

$\sigma_a$ = Esfuerzo alternante

#### 1.3.4.8. Criterios de falla por fatiga

“Con el fin de variar el esfuerzo medio y su amplitud, o componente alternante, para comprender algo acerca de la resistencia a la fatiga de partes sometidas a esos esfuerzos” (Budynas & Nisbett, 2008), se usan tres gráficos, uno de ellos es el diagrama de Goodman Mod que se muestra en **Anexo 2**, de donde se obtiene la ecuación (18).

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Se} = \frac{1}{\eta} \quad (18)$$

Donde:

$\sigma_a, \sigma_m$ = Esfuerzo alternante medio

Se = Factor de modificación

$\eta$  = Factor de seguridad

#### 1.3.4.9. Combinaciones de modo de carga

A continuación, se establece una ecuación para determinar la resistencia a la fatiga, pero cuando la carga tiene esfuerzos de flexión, torsión y axial. En ese caso se utilizará los factores de carga junto con el cálculo de esfuerzos de Von Mises (Budynas & Nisbett, 2008), obteniendo la ecuación (19) para esfuerzos alternantes y ecuación (20) para esfuerzos medios.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ (k_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[ (k_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sigma'_a + \sigma'_m$$

#### 1.3.4.10. Diseño de ejes

Para el diseño de ejes considerar material para fabricar, configuración de eje y los factores de concentración de esfuerzos. En el diseño de ejes es fundamental el análisis de esfuerzos en ejes, se analizan esfuerzos medios y alternantes de Von Mises (Budynas & Nisbett, 2008), es por eso que conviene adaptar ecuaciones como la de esfuerzos fluctuantes debido a la torsión y flexión y evaluarlas usando el gráfico de curva de falla sobre el diagrama de Goodman modificado (anexo 01), se obtiene la ecuación (21) que para propósitos de diseño se resuelve la ecuación para el diámetro, entonces:

Para diseño de diámetro de ejes según Goodman:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

#### 1.3.4.11. Tren de engranajes

Se utilizará la ecuación (22), Considerando que un piñón impulsa un engranaje, la velocidad del engranaje impulsado será tal y como se muestra a continuación:

$$n_3 = \left| \frac{n_2}{n_3} n_2 \right| = \frac{d_2}{d_3} n_2 \quad (22)$$

Donde:

n = Revoluciones por minuto

N = Numero de dientes

D = Diámetro de paso

Esta ecuación es aplicada a cualquier tipo de engranaje

#### 1.3.4.12. Ecuaciones básicas de engranajes

$$P = \frac{N}{d} ; \quad m = \frac{d}{N} ; \quad p = \frac{\pi d}{N} = \pi m ; \quad pP = \pi ; \quad F = 4p = 4 \left( \frac{\pi}{p} \right) \quad (23)$$

Donde:

F = Ancho de cara

P = Paso diametral, dientes por pulgada.

N = Número de dientes

d = Diámetro de paso, pulgadas

m = modulo, mm

$p$  = Paso circular

El número mínimo de dientes de un engranaje para que evite la interferencia cuando  $\phi$  (ángulo de presión) = 20°, es 16.

$$NP = \frac{2k}{3 \sin^2 \phi} \left( 1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2 \phi} \right) \quad (24)$$

Donde

$k = 1$  (Profundidad completa)

$\phi$  = Ángulo de presión

#### 1.3.4.13. Análisis de fuerzas en engranajes rectos

Se designa una rotación a los engranajes y quedaran de la siguiente manera

Número 1, para el bastidor de la máquina, 2 para el engranaje de entrada, 3,4, etc., para los demás engranajes. (Anexo 02: Engranajes rectos).

$$W_t = F_{32}^t \quad (25)$$

Donde:

$W_t$  = Carga transmitida

$F_{32}^t$  = Fuerza tangencial del engranaje 3 al 2

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad (26)$$

Donde:

$T = T_{a2}$

$d = d_2$

Para el diseño de engranes muchas veces se especifican la potencia y la velocidad, de modo que se tiene que resolver la ecuación (27). La potencia transmitida por un engranaje es igual al par de torsión por la velocidad angular. Para el SI.

$$W_t = \frac{60\,000H}{\pi dn} \quad (27)$$

Donde:

$W_t$  = Carga transmitida en kN

H = Potencia, kW

d = Diámetro del engrane, mm

n = Velocidad, rpm

#### 1.3.4.14. Requisitos de potencia y par de torsión.

$$H = T_i w_i = T_0 w_0 \quad (28)$$

Donde:

$H$  = potencia en W

$T$  = Torque en N.m

$w$  = velocidad en  $rad/s$ .

#### 1.3.4.15. Valor de tren de engranajes

$$e = \frac{\text{Productos de los números de dientes impulsores}}{\text{Producto de los números de dientes impulsados}} \quad (29)$$

#### 1.3.4.16. Ancho de cara

$$F = 4p = 4 \left( \frac{\pi}{p} \right) \quad (30)$$

#### 1.3.4.17. Selección de cojinetes

$$C_{10} = F_R = F_D \left( \frac{L_D}{L_R} \right)^{1/a} = F_D \left( \frac{l_D n_D 60}{l_R n_R 60} \right)^{1/a} \quad (31)$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} \quad (32)$$

Donde:

$C_{10}$  = Carga nominal de catálogo (Carga Nominal básica)

$F_R$  = Clasificación de catálogo, lbf o KN.

$L_D$  y  $L_R$  = Son revoluciones y los Subíndices representan la vida Nominal y deseada.

$l$  = Vida nominal en horas.

$n$  = Velocidad Nominal en rpm.

$X_D$  = Multiplo adimensional de la vida nominal. (vida de diseño).

#### 1.3.4.18. Relación carga vida

$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0 (1 - R_0)^{1/b})} \right]^{1/a} \quad (33)$$

**Confiability:  $R \geq 0.90$**

**Donde:**

$X$  = Medida de la vida. ( $x = 1/L_{10}$ )

$X_0$  = Valor garantizado o Minimo de la variante.

$\theta$  = 63.2121 del percentil de la variable.

$b$  = Parametro de la forma que controla el sesgo.

$F_D$  = Carga radical en el punto determinado.

$R_D$  = Confiabilidad.

#### 1.3.4.19. Dimensionamiento y Trasmisión por cadena

Para este apartado se usan las tablas en *Anexos*, el cual ayudaran al dimensionamiento de las cadenas, así mismo la trasmisión por cadenas para el implemento cosechador de papas.

#### 1.3.4.20. Calculo del número de hileras para cadenas

$$H_{tab} = \frac{n_d K_S H_{nom}}{K_1 K_2} \quad (34)$$

**Donde:**

$H_{tab}$  = Potencia tabulada ( $H_p$ )

$n_D$  = Factor de diseño.

$K_S$  = Factor de desvio de carga.

$K_1$  = Factor de corrección de diente.

$K_2$  = Factor de hileras multiple.

#### 1.3.4.21. Longitud de la cadena

$$\frac{L}{P} = \frac{2 C}{P} = \frac{N_5 - N_6}{2} + x = \frac{(N_6 - N_5)^2}{4 \pi^2 C/P} \quad (35)$$

**Donde:**

L = Longitud, pasos.

c = Distancia entre centros, inch.

P = Paso, inch.

N = Número de dientes.

#### **1.3.4.22. Diámetro de los piñones**

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (36)$$

**Donde:**

D = Diametro de piñones.

N = Numero de dientes.

#### **1.4. Formulación del Problema.**

¿Cuáles serán las configuraciones geométricas y técnicas para el diseño óptimo de un implemento cosechador de papas tipo monosurco?

#### **1.5. Justificación e Importancia del Estudio.**

La presente investigación “Diseño de un implemento cosechador de papas tipo monosurco adaptada al motocultor DF -15L en el caserío Rodiopampa- Cutervo”, tiene justificación, económica, social, técnica y de salud.

Justificación económica. En la actualidad en el sector de las máquinas agrícolas existen una variedad de tractores, cosechadoras, cultivadoras, extractoras, implementos agrícolas; todos estos son de elevados precios por ser exclusivamente para el sector más industrializado y para productores a gran escala. Para el agricultor de zonas rurales se le hace imposible adquirir una de estas máquinas, en tal sentido se busca diseñar un implemento con buena ergonomía y a bajo costo.

Justificación social. La presente investigación surge a partir de que hoy en día, en tiempos del auge de la tecnología agrícola aun nuestra sociedad sigue realizando sus trabajos de forma tradicional, más aún en sectores rurales. Además de aportar al incremento de la producción de papas a nivel nacional.

Justificación técnica. Con el diseño del implemento se estima conseguir un aumento en la cosecha y por ende en la producción de papas en el caserío de Rodiopampa – Cutervo. Todo esto con la mecanización en el proceso de cosechado, se estima elevar la productividad comparada con el trabajo manual practicada aún en la zona.

Justificación de salud. No solo se pretende contribuir tecnológicamente con el diseño del implemento, además de esto, la cosecha tradicional trae consigo problemas de salud graves a la salud física de los trabajadores, como dolores lumbares, problemas en la columna, lesiones en las palmas de las manos debido a ampollas provocadas por las herramientas manuales, cortes en

la piel por uso de lampas y picos. Es así, que se pretende mejorar la calidad de vida al realizar la extracción de papas del caserío Rodiopampa – Cutervo.

#### **1.6. Hipótesis.**

No aplica.

#### **1.7. Objetivos.**

##### **1.7.1. Objetivo General.**

- Diseñar un implemento agrícola tipo monosurco para la cosecha de papas en la comunidad de Rodiopampa – Cutervo, utilizando el método normalizado VDI 2222.

##### **1.7.2. Objetivos Específicos.**

- Caracterizar los aspectos más importantes de la cosecha de papa en la comunidad de Rodiopampa – Cutervo.
- Realizar los cálculos de dimensionamiento del mecanismo.
- Realizar el modelamiento de la maquina utilizando herramientas CAD.
- Simular los elementos más críticos del sistema utilizando simulación en SolidWorks.
- Elaborar un análisis de costos del implemento agrícola.

## **II. MATERIAL Y MÉTODO**

## II. MATERIAL Y MÉTODO

### 2.1. Tipo y Diseño de Investigación.

El tipo de investigación que se realizó es básico, ya que se avanzó hasta los planos de detalle del diseño.

La investigación básica o fundamental busca el conocimiento de la realidad o fenómenos de la naturaleza, para contribuir a una sociedad cada vez más avanzada y que responda mejor a los retos de la humanidad.(Rodríguez, 2018a)

#### **Diseño de investigación**

El diseño de investigación es cuantitativo, para lograr una máxima objetividad haciendo uso de materiales como la matriz morfológica.

El nivel de diseño, es experimental ya que este diseño en una investigación nueva para el caserío de Rodiopampa – Cutervo. La investigación experimental se diferencia de los otros tipos de investigación por que el objeto de estudio y su método dependen del investigador y de las decisiones que establezca para llevar a cabo el experimento.(Rodríguez, 2018b)

### 2.2. Población y Muestra.

Para el desarrollo de la investigación se tomó la población del caserío de Rodiopampa, en el distrito de Cutervo, provincia de Cutervo, departamento de Cajamarca.

De dicha población se extrajo una muestra de 15 participantes, todos ellos dedicados a la producción de papas.

### **2.3. Variables, Operacionalización.**

El desarrollo de esta investigación aplicada en un diseño de ingeniería, se rige por una metodología para hacerlo más objetiva. De esta manera, se utilizarán las variables dependientes e independientes.

#### **2.3.1. Variables.**

##### **2.3.1.1. Variables para el Sistema de Cuchilla del implemento cosechador.**

Variables Independientes:

- Resistencia del terreno. (N)
- Potencia del motocultor. (kW)

Variables Dependientes:

- Espesor de la cuchilla(mm)
- Dimensiones de ejes. (mm)
- Dimensionamiento de estructura principal. (mm)

##### **2.3.1.2. Variables para el sistema de transmisión de fuerza y acople**

Variables Independientes:

- Potencia del motocultor (kW)
- Par de torsión entregado por caja de velocidades. (Nm.)

Variables Dependientes

- Factor de seguridad. (n)
- Dimensiones de ejes. (mm)

### 2.3.2. Operacionalización

**Tabla 2.** Operacionalización de variables para el sistema de cuchilla del implemento cosechador tipo monosurco.

**Fuente:** Elaboración propia

<b>VARIABLES INDEPENDIENTES</b>	<b>VARIABLES</b>	<b>DEFINICION</b>	<b>DIMENSIONES</b>	<b>INDICADOR</b>	<b>ESCALA</b>	<b>INDICES</b>
	Resistencia del terreno	Fuerza ejercida por la tierra dada la velocidad de avance	$\frac{ML}{T^2}$	$\frac{Masa(M)Longitud(L)}{Tiempo(t)^2}$	$\frac{Kgm}{s^2}$	N
	Potencia del Motocultor	Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo de la máquina.	$\left(\frac{ML}{T}\right)M$	$\left(\frac{Masa(M)Longitud(L)}{Tiempo(t)}\right)Masa(M)$	$\left(\frac{Kgm}{s}\right)Kg$	kW
<b>VARIABLES DEPENDIENTES</b>	Espesor de la cuchilla	Es el diámetro de la cuchilla de penetración	$D_C = L$	Longitud(L)	mm	L
	Dimensiones de ejes.	Es diámetro de diseño de los ejes principales	$D_E = L$	Longitud(L)	mm	L
	Dimensionamiento de estructura principal	Son las medidas del implemento principal	$D_T = L$	Longitud(L)	mm	L

**Tabla 3.** Operacionalización de variables para el sistema de transmisión y acople.

**Fuente:** Elaboración propia

<b>VARIABLES INDEPENDIENTES</b>	<b>VARIABLES</b>	<b>DEFINICION</b>	<b>DIMENSIONES</b>	<b>INDICADOR</b>	<b>ESCALA</b>	<b>INDICES</b>
	Torsión entregado por la caja	Momento entregado sobre el eje longitudinal	$\frac{ML}{T^2}$	$\frac{Kgm}{s^2}$	$\frac{Masa(M)Longitud(L)}{Tiempo (t)^2}$	N
	Potencia del Motocultor	Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo de la máquina.	$\left(\frac{ML}{T}\right)M$	$\left(\frac{Kgm}{s}\right)Kg$	$\left(\frac{Masa(M)Longitud(L)}{Tiempo(t)}\right)Masa(M)$	kW
<b>VARIABLES DEPENDIENTES</b>	Factor de Seguridad	Cociente entre el valor calculado y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido	Adimensional	$\eta$	_____	$\eta$
	Dimensiones de ejes.	Es diámetro de diseño de los ejes principales	$D_E = L$	Longitud(L)	mm	L

## **2.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad.**

Para el diseño del implemento cosechador de papas para sector Rodpiomapa – Cutervo, hemos decidido usar el método de diseño normalizado VDI – 2222, a que este ofrece poder ser manejado por un diseñador sin experiencia. Dicho método comprende cuatro fases que son: planeamiento, elaboración del concepto, elaboración del proyecto y elaboración de detalles. Además, Las técnicas que se usa para desarrollar esta investigación son los siguientes.

### **2.4.1. Técnicas**

#### **➤ Observación**

Una de las técnicas más importantes es la observación, principalmente consiste en utilizar los sentidos para contemplar las realidades sociales actuales, hechos y a los integrantes de una sociedad en su actuar cotidiano.

Para conocer la problemática actual del caserío de Rodiopampa – Cutervo, se realizará visitas, permitiéndonos conocer la calidad de vida de los habitantes, geografía, tipo de suelo, demanda de la papa, tipo de cosecha actual en el caserío y todos los panoramas importantes para el desarrollo de la investigación.

#### **➤ Encuestas**

Dicha técnica ayudara en la obtención de información para el desarrollo de la investigación, la encuesta se aplicará en el caserío de Rodiopampa a todos los habitantes que se dediquen a la agricultura especialmente a la siembra y cosecha de papas.

La encuesta, son preguntas sencillas e importantes a los habitantes de Rodiopampa, de esta manera conocer opiniones sobre mecanización agrícola, costos y la situación actual de la cosecha de papas.

### ➤ **Información bibliográfica**

Mediante el uso de esta técnica, se establece una adecuada información y entendimiento acerca de la investigación. El uso de fuentes bibliográficas que se recopilan para esta investigación serán provenientes de libros, internet, leyes, tesis, publicaciones. De esta manera elaborar un diseño correcto para el implemento cosechador de papas del tipo monosurco.

#### **2.4.2. Instrumentos de recolección de datos.**

- Laptop
- Software SolidWorks 2016
- Celular
- Internet
- Encuestas
- Instrumentos de medición

#### **2.4.3. Validez y confiabilidad**

##### ➤ **Análisis estadístico de datos.**

El análisis estadístico utilizado, examina elementos de carácter básico de la estadística del tipo descriptiva, estas incluyen tablas de distribución, gráficos de dispersión, promedios aritméticos simples y otras estadísticas generales.

#### **2.5. Procedimientos de Análisis de Datos.**

En el presente estudio de investigación se realizó utilizando el Software SolidWorks 2016, y el método de diseño normalizado VDI – 2222, donde el software es principalmente para el modelado, análisis estático y simulación del diseño, mientras que el método usado para el diseño permite desarrollar pasos establecidos y estandarizados para obtener un diseño óptimo.

El Software SolidWorks, además permite crear un informe completo de los factores de seguridad, cargas y sujeciones, tensiones, todo esto gracias a un estudio de análisis estático.

En la **Figura 17**, se muestra el flujograma de los procedimientos de análisis de datos, que permiten que la investigación a desarrollar sea más objetiva, permitiéndonos obtener datos reales, con necesidades específicas del caserío de Rodiopampa con respecto a la producción de papa.



**Figura 17.** Diagrama de flujo para los procesos de procedimientos de análisis de datos.

**Fuente:** Elaboración propia.

### **Etapa 1: Elaboración de la encuesta**

Se desarrolla preguntas a los agricultores dedicados a la cosecha de papa en el caserío de Rodiopampa – Cutervo, donde obtendremos datos específicos de para el diseño del implemento cosechador de papas.

### **Etapa 2: Ejecución de la encuesta en el sector Rodipampa.**

Se aplica la encuesta a los agricultores de papa, teniendo como base las hectáreas de papa cosechada por temporada. De esa forma determinar qué tan necesario resulta elaborar el diseño del implemento cosechador de papas, además de conocer la opinión de cada agricultor encuestado en el caserío.

### **Etapa 3: identificación de las problemáticas de los agricultores de papa**

Se identificará cuáles son las principales dificultades en la cosecha de papas, esto servirá para la posterior elaboración del diseño adecuado y que resuelva necesidades en los agricultores de papas.

### **Etapa 4: Caracterización del terreno y tipo de siembra de papa**

Se establecerá los parámetros del terreno, como tipo de tierra, tipo de siembra. Así mismo, el tipo de terreno ya sea plano o desnivelado.

### **Etapa 5: Evaluación del sistema de Cosecha de papa**

Se evaluará que sistema de cosecha es más usado por los agricultores de Rodiopampa (mecanizado, semi mecanizado, tradicional).

### **Etapa 6: Evaluación de la demanda de papa en Rodiopampa**

Se evaluará que el valor de venta de papa teniendo como unidad de medida la hectárea cosechada por cada productor de papa.

## **2.6. Criterios Éticos.**

Se tendrán criterios para el desarrollo de esta investigación valores personales como la honestidad, profesionalismo, responsabilidad y dedicación, teniendo como base el respeto a la ética profesional del Colegio de Ingeniero del Perú (CIP).

Código de ética del CIP, aprobada en la III Sección Ordinaria del Congreso Nacional de Consejos Departamentales del periodo 1998 – 1999 en la ciudad de Tacna 22, 23, 24 de abril de 1999

Art.1 – Los ingenieros están al servicio de la sociedad. Por consiguiente, tienen la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales.

Art.5 – Los ingenieros cuidaran que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando un abuso o dispendio, respetaran y harán respetar las disposiciones legales que garanticen la preservación del medio ambiente.

## **2.7. Criterios de Rigor Científico.**

Para el desarrollo de este proyecto se tendrán en cuenta los principios de validez, generalización, fiabilidad y replicabilidad.

**Validez.** Se tendrá especial cuidado de escoger variables relevantes para la investigación y que estén relacionadas al problema de investigación.

**Generalización.** Se intentará que la información extraída de una entrevista o encuesta este adecuadamente planeada y ejecutada.

**Fiabilidad.** Las mediciones obtenidas corresponderán a un método normalizado para el diseño

**Replicabilidad.** El desarrollo, protocolos y procedimiento estarán orientados a apoyar y alentar la repetición de la investigación y contrastación de resultados en trabajos posteriores.

# **CAPITULO III.**

# **RESULTADOS**

### III. RESULTADOS

#### 3.1. Resultados en Tablas y Figuras.

Se realizó la encuesta a los agricultores de papa del caserío Rodiopampa – Cutervo, fueron 15 los productores de papas encuestados, dando resultado lo siguiente, además en la **Tabla 4** se muestra un resumen de las encuestas y respuestas y en el *Anexo: Encuestas*, se aprecia tres ejemplos de la encuesta aplicada.

Hectárea de papa sembrada al año por productor

- 8 productores siembran 2 – 3 hectáreas
- 3 productores siembran 4 – 5 hectáreas
- 2 productores siembran 6 – 7 hectáreas
- 1 productor siembra 1 – 2 hectáreas

Herramienta o maquinaria más usada en la cosecha de papa caserío de Rodiopampa

- Según la encuesta, de los 15 productores de papas, 14 usan herramientas manuales para la extracción de la papa, mientras que los 2 restantes usan maquinaria agrícola.

Conocimiento de mecanización agrícola

- De los 15 encuestados, 12 productores de papa desconocen el concepto de mecanización agrícola, mientras que los 3 restantes conocen en gran medida la mecanización agrícola.

Sobre alquiler de motocultor por hora en el Sector Rodiopampa.

- 10 productores pagarían S/ 20.00 la hora
- 3 productores pagarían S/ 30.00 la hora
- 1 productor pagaría S/ 40.00 la hora

- 1 productor pagaría S/ 50.00 la hora

Cantidad de tiempo que toma en cosechar papa en el sector Rodiopampa

- 11 productores demoran 2 días en cosechar papa
- 2 productores demoran en cosechar 1 día la papa
- 2 productores demoran en cosechar 3 días la papa.

Cuanto estaría a pagar un productor de papas por el implemento cosechador tipo monosurco, en el caserío de Rodiopampa.

- 5 productores pagarían entre S/ 500.00 – S/ 1,000.00
- 3 productores pagarían entre S/ 1,000.00 – S/ 1,500.00
- 4 productores pagarían entre S/ 1,500.00 – S/ 2,000.00
- 3 Productor pagarían entre S/ 2,000.00 – S/2,500.00

**Tabla 4.** Datos de la encuesta realizada en el caserío de Rodiopampa a productores de papa.

**Fuente:** Elaboración propia.

DATOS OBTENIDOS DE LA ENCUESTA RODIOPAMPA - 2019												
Encuestado	(ha) Sembrada al año	Toneladas de papa producida	Herramienta usada para la cosecha	Conoce de mecanización	Utilizaría máquinas agrícolas	Pago por hora de motocultor	Tiempo de cosecha de una hectárea de papa	Peones contratados	Pago diario a trabajador	Compraría un implemento de cosecha	Cuanto pagaría por el implemento	
1	6 - 7	5 - 6	Maquinaria	En gran medida	Si	S/50.00	1 día	15 -20	S/30.00	Si	S/2,000.00	S/2,500.00
2	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	Si	S/20.00	2 días	20 -30	S/25.00	Si	S/500.00	S/1,000.00
3	4 - 5	5 - 6	Herramienta Manual	En forma limitada	Si	S/30.00	2 días	20 -30	S/25.00	Si	S/1,000.00	S/1,500.00
4	4 - 5	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	Si	S/20.00	3 días	20 -30	S/25.00	Si	S/1,500.00	S/2,000.00
5	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	Si	S/20.00	2 días	20 -30	S/25.00	No	S/1,500.00	S/2,000.00
6	4 - 5	5 - 6	Herramienta Manual	Nada	Si	S/20.00	2 días	20 -30	S/22.00	Si	S/1,000.00	S/1,500.00
7	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	Si	S/20.00	2 días	20 -30	S/25.00	Si	S/1,000.00	S/1,500.00
8	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	No	S/20.00	2 días	20 -30	S/22.00	Si	S/500.00	S/1,000.00
9	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	No	S/20.00	2 días	20 -30	S/20.00	Si	S/500.00	S/1,000.00
10	4 - 5	5 - 6	Herramienta Manual	Nada	Si	S/30.00	2 días	20 -30	S/25.00	Si	S/500.00	S/1,000.00
11	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	Si	S/30.00	2 días	30- 40	S/22.00	Si	S/1,500.00	S/2,000.00
12	6 - 7	5 - 6	Maquinaria	En gran medida	Si	S/40.00	1 día	15 -20	S/30.00	Si	S/2,000.00	S/2,500.00
13	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	Si	S/20.00	2 días	20 -30	S/22.00	Si	S/1,500.00	S/2,000.00
14	1 - 2	1 - 2	Herramienta Manual	Nada	No	S/20.00	3 días	20 -30	S/25.00	No	S/500.00	S/1,000.00
15	2 - 3	3 - 4	Herramienta Manual	Nada	No	S/20.00	2 días	20 -30	S/20.00	No	S/1,500.00	S/200.00

### 3.1.1. Planeamiento o comprensión de la solución

A continuación, el método seleccionado para el diseño propone establecer una lista de exigencias para lo cual será importante recopilar el estado de la tecnología actual sobre lo que se pretende diseñar.

#### 3.1.1.1. Estado de la tecnología

Este apartado del estado de la tecnología pretende recopilar trabajos iguales o similares sobre implementos mecánicos cosechador de papas, de esta forma, aumentar la imaginación del diseñador.

- Cosechador de papas de 4 surcos, Kwatro Xtreme.

Cosechadora de papas de 4 surcos con funcionamiento de autopropulsión (*Figura 18*), de la marca Dewulf, su funcionamiento es el de cosechador frontal que combina no solo cosechado, además tiene la función de limpiar el tubérculo gracias a que tiene una tolva y un sistema integrado para la separación de la tierra del producto.



*Figura 18.* Cosechador de papas de 4 surcos.

*Fuente:* (Dewulf, 2016)

➤ Cosechador de papas Bolko.

Diseñada para la recolección de papas, con plataforma para colocar el tubérculo en saco (**Figura 19**), además cuenta con un depósito de carga de 1250 kg, tiene una configuración que incluye un elevador para la entrega directa en transporte externo.



**Figura 19.** Cosechador de papas Bolko, con plataforma.

**Fuente:** (Importaciones, 2019)

➤ Cosechador de patatas Grimme VR1500 Hydro.

Cosechador de papas para dos surcos, con almacenamiento de las papas en la parte trasera, funcionamiento con mecanismo hidrobomba a través de la toma de fuerza (**Figura 20**). Su agregado es que luego de cosechar las papas, la maquina cuenta con cuchillas que preparan el terreno después de ser cosechado.



**Figura 20.** Cosechador de papas de dos surcos, con hidrobomba.

**Fuente:** (Machines, 2019)

### 3.1.1.2.Lista de exigencias

**Tabla 5.** Lista de Exigencias del proyecto "Diseño de un implemento cosechador".

*Fuente:* Elaboración propia.

<b>LISTA DE EXIGENCIAS</b>			<b>Pág. 1 de 1</b>
<b>PROYECTO</b>	"Diseño de un implemento agrícola para la cosecha de papas del tipo monosurco para el motocultor DF - 15L en el caserío de Rodiopampa - Cutervo"		Edición: Rev. 1 Fecha: 14/09/2019
<b>CLIENTE</b>	UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN		Revisado: A.S.C. Elaborado : LL.C.R.D.
<b>Prioridad</b>	<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>DESCRIPCION</b>	<b>Responsables</b>
1	E	FUNCIÓN PRINCIPAL: Extraer las papas del terreno cultivado de una forma fácil, sin lesionar el tubérculo y listo para su venta.	LL.C.R.D.
2	E	GEOMETRÍA: El implemento será compacta, de fácil manejo.	LL.C.R.D.
3	E	FUERZA: El implemento será arrastrado por un motocultor agrícola DF - 15L.	LL.C.R.D.
4	E	ENERGÍA: Se operara el implemento con una energía externa de un motocultor agrícola.	LL.C.R.D.
5	E	SEGURIDAD: Se aislará lo elementos de corte y se señalara los componentes dinámicos.	LL.C.R.D.
6	E	ERGONOMÍA: El uso del implemento será muy fácil de comprender y realizar.	LL.C.R.D.
7	E	FABRICACION: El implemento será diseñada para construirla con la tecnología apropiada y con los materiales de fácil adquisición en el mercado local.	LL.C.R.D.
8	E	MATERIA: La composición de los materiales serán seleccionados de acuerdo al tipo de uso y cálculos.	LL.C.R.D.
9	E	MONTAJE: El implemento podrá ser fabricado para su fácil montaje y desmontaje en cualquier lugar.	LL.C.R.D.
10	D	TRANSPORTE: El peso del implemento será mínima del tal modo que sea fácil trasladar.	LL.C.R.D.
11	D	USO: El implemento será la más sencilla de operar.	LL.C.R.D.
12	E	MANTENIMIENTO: El diseño será adecuado para su fácil inspección y reparación de sus piezas.	LL.C.R.D.
13	E	COSTOS: Sera una alternativa factible por el costo moderado.	LL.C.R.D..
14	D	RECICLAJE: Cumpliendo la vida útil del implemento sus piezas podrán ser recicladas.	LL.C.R.D.
15	E	PLAZO DE ENTREGA: 21/11/2019	LL.C.R.D.

### 3.1.2. Elaboración del concepto

El siguiente paso en nuestra investigación del diseño de un implemento agrícola cosechador de papas, es la elaboración del concepto, en este punto buscaremos los principios de solución más adecuado para cada una de las funciones y posibles combinaciones que ayudaran a desarrollar un concepto óptimo.

#### 3.1.2.1. Abstracción: Caja Negra

La grafica a continuación (**Figura 21**), denominada caja negra (“Black - Box”), nos permite identificar magnitudes básicas de entrada y salida como: materia, energía y señales.



**Figura 21.** Caja Negra, Implemento Cosechador de papas.

*Fuente:* Elaboración propia.

➤ *Entradas del Sistema*

Material: Papa Sembrada.

Energía: Fuerza principal proveniente de la transmisión de potencia a través de la T.F. del motocultor DF – 15 L.

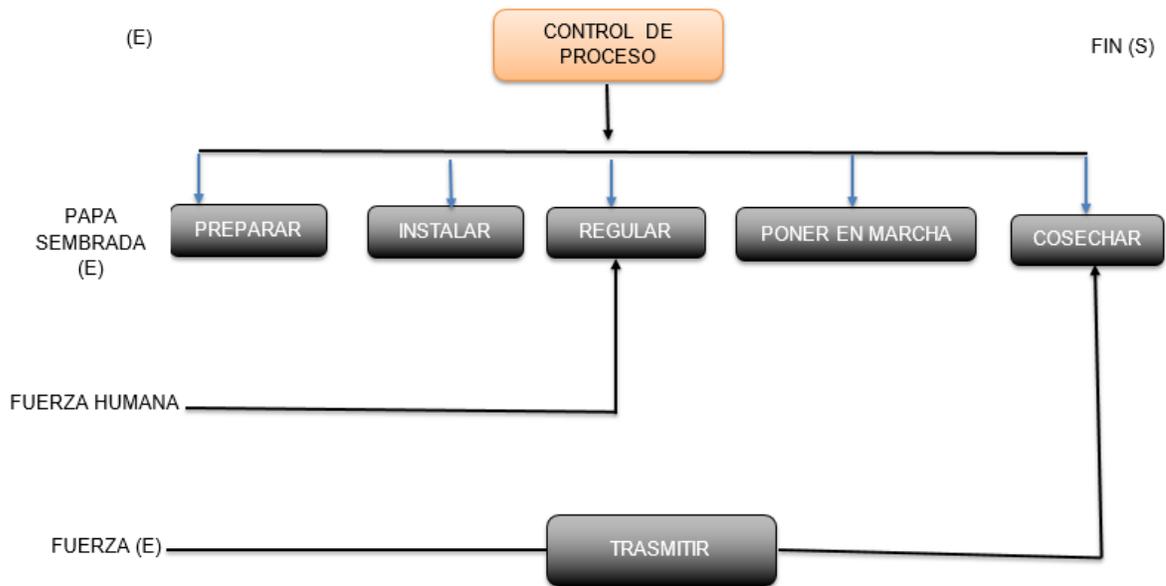
➤ *Salidas del sistema*

Papa cosechada

Energía: Vibraciones, calor.

### 3.1.2.2. Estructura de funciones

Para este apartado es necesario conocer todas las funciones (**Figura 22**) que el implemento cosechador de papas debe cumplir para desarrollar la estructura de funciones.



**Figura 22.** Estructura de funciones.

Fuente: Elaboración propia

- Preparar: Se coloca el implemento agrícola sobre el terreno, sea llano o desnivelado.
- Instalar: El implemento es acoplado al motocultor DF – 15L mediante la T.F.
- Regular: Se regula la profundidad de penetración en la tierra del implemento.
- Transmitir: La fuerza es transmitida desde el motocultor a través de su T.F. acoplada al implemento agrícola.
- Poner en marcha: El implemento funciona cuando el motocultor inicia su funcionamiento.
- Cosechar: Extracción del tubérculo de la tierra.

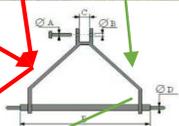
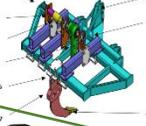
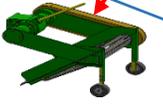
### **3.1.2.3. Concepto para la obtención de la solución**

En este apartado se desarrolla el uso exclusivo de la estructura de funciones junto con la lista de exigencias la cual será de gran utilidad para organizar y desarrollar las funciones y sub-funciones. Desarrollaremos un diagrama denominado “Matriz morfológica, para la investigación de diseño de un implemento cosechado de papas; el cual determino las posibles soluciones para cada sub-función y por ende los conceptos de solución más adecuados.

Matriz morfológica

**Tabla 6.** Desarrollo de la Matriz Morfológica.

Fuente: Elaboración Propia

MATRIZ MORFOLOGICA				Pág. 1 de 1
				Edición: Rev. 1
	<p><b>"DISEÑO DE UN IMPLEMENTO AGRICOLA PARA LA COSECHA DE PAPAS TIPO MONOSURCO PARA EL MOTOCULTOR DF - 15L EN EL CASERIO RODIOPAMPA - CUTERVO</b></p>			Fecha:15/09/2019
<b>PROYECTO</b>				Revisado : A.S.C.
<b>CLIENTE</b>	UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN			Elaborado: LL.C.R.D
<b>FUNCIONES PRINCIPALES</b>	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	
<b>PREPARAR</b>				
<b>SISTEMA DE ACOPLA</b>				
<b>REGULAR PROFUNDIDAD</b>				
<b>TRASMITIR</b>				
<b>ELEGIR TIPO DE CUCHILLA</b>				
<b>PONER EN MARCHA</b>				
<b>COSECHAR</b>				

Leyenda:

**Tabla 7. Leyenda de Matriz Morfológica**

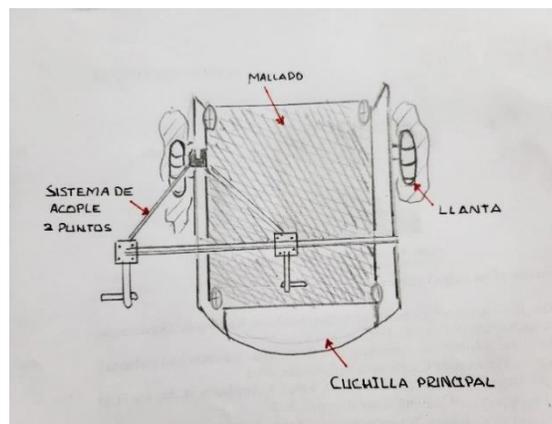
**Fuente:** Elaboración propia.

Nº DE SOLUCION	COLOR
1	
2	
3	

➤ *Disposición básica*

Se presentará a manera de esquemas de posible solución a mano alzada obtenida gracias a la matriz morfológica para cada uno de las tres alternativas. Estas soluciones desarrolladas son un posible acercamiento para finalmente obtener la solución más adecuada. (Huillica & Monzón, 2015)

**Solución 01:**

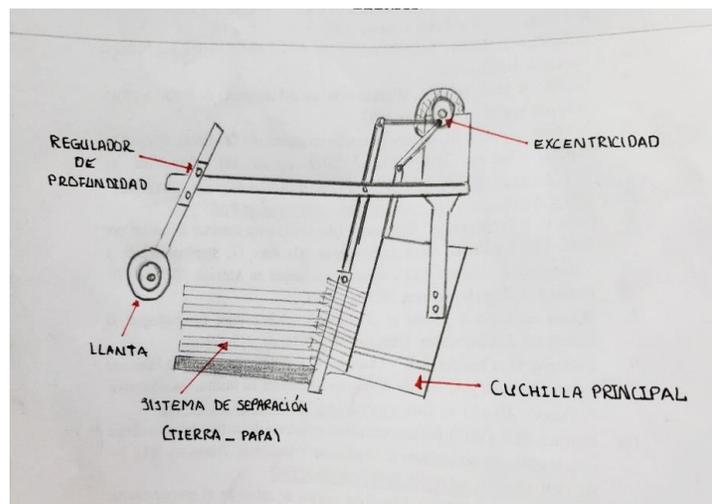


**Figura 23. Solución 01 con sistema de acople.**

**Fuente.** Elaboración propia.

La primera solución (**Figura 23**) consta de una estructura simple, con un sistema de acople de tres puntos para la toma de fuerza, además el mecanismo para la separación de la tierra de la papa, consiste en un mallado, que permite que el tubérculo quede sobre la estructura.

### **Solución N°2:**

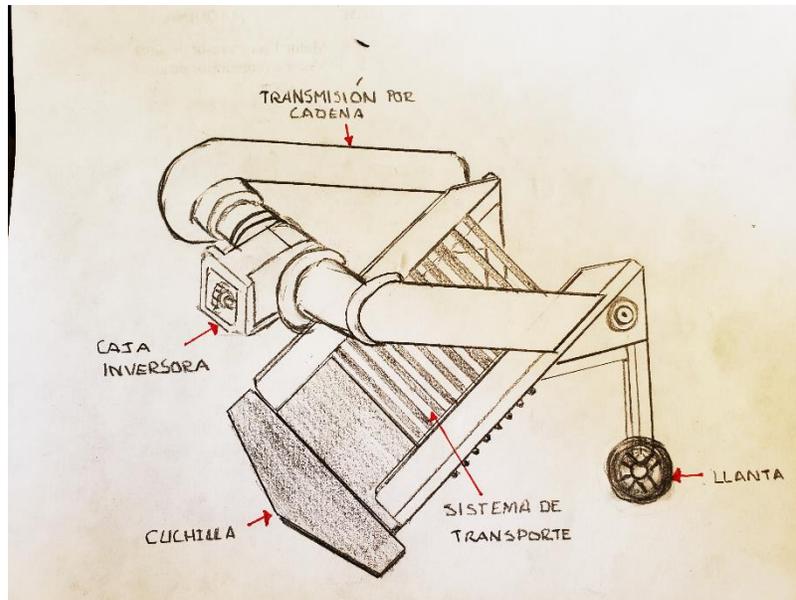


**Figura 24.** Solución 02 con transmisión por vibración.

**Fuente:** Elaboración propia

Esta solución (**Figura 24**) utiliza la fuerza de transmisión para realizar una vibración al inicio y final de la estructura total, permitiendo que por el movimiento se separen el tubérculo y la tierra, además cuenta con un sistema para regular profundidad de la cuchilla ubicadas en las rudas. Lo que provee el movimiento vibratorio es la excentricidad.

### Solución N°3



*Figura 25. Solución S3, con sistema de transmisión por cadena.*

*Fuente. Elaboración propia.*

La **Figura 25.** Solución S3, con sistema de transmisión por cadena. **Figura 25,** muestra el desarrollo del boceto para el diseño del implemento cosechador de papas, el cual muestra como principal cambio un sistema de transmisión por cadena, que ayude a aprovechar la velocidad de giro del motocultor DF-15 para que la cadena de transporte de papas funcione correctamente; además, se muestra la caja inversora de giro, desarrollada para cambiar el giro de la T.F que viene por configuración de fábrica del motocultor.

➤ *Evaluación del concepto de solución*

Para la investigación se desarrollará una tabla de criterios técnicos y económicos (**Tabla 8**) de lo cual obtendremos una puntuación respectiva al mismo tiempo de compararla con una solución ideal para el concepto de solución.

**Tabla 8.** *Evaluación de Criterios Técnicos y Económicos.*

*Fuente:* Elaboración propia.

<b>EVALUACION DEL CONCEPTO DE SOLUCION</b>				
CRITERIOS TECNICOS Y ECONOMICOS	SOLUCION			SOLUCION IDEAL
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	
Buen uso de energía	3	2	3	4
Seguridad	3	2	3	4
Rapidez	3	3	2	4
Estabilidad y Rigidez	2	3	3	4
Manipulación	2	2	3	4
Confiabilidad	2	2	3	4
Facilidad de manejo	2	2	3	4
Trasportabilidad	1	2	3	4
Calidad de Trabajo	1	1	3	4
Menor complejidad	1	1	3	4
Cumplimiento de lista de exigencias	2	2	3	4
Posibilidades de automatización	3	2	2	4
Número de Piezas	1	2	2	4
Fácil adquisición de materiales de fabricación	3	3	3	4
Productividad	3	3	3	4
Pocos desperdicios	3	3	3	4
Numero de operarios	1	2	3	4
Costo de Tecnología	1	2	2	4
Fácil montaje	1	2	3	4
Fácil mantenimiento	2	2	3	4
Costos de Operación	2	3	3	4
Total	42	46	59	84
Evaluación (%)	0.5	0.547619	0.702380952	1

Criterios de Evaluación:

0 = No satisface

1 = Mínimo Aceptable

2 = Suficiente

3 = Muy Bien

4 = Ideal

**Tabla 9.** Evaluación Económica (yi).

Fuente: Elaboración propia

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										
Valor Económico (yi)										
Proyecto: Implemento agrícola para la cosecha de papas del tipo monosurco para el motocultor DF - 15L										
<b>p: Puntaje de 0 a 4</b>			0 = No Satisface				1 = 2 = Suficiente			
<b>g: Peso ponderado en función de los criterios de evaluación</b>			Aceptable a las justas				3 = Bien			
							4 = Muy bien (ideal)			
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de concepto			Solución S1		Solución S2		Solución S3		Solución Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Costo de Material	4	3	12	2	8	4	16	4	16
2	Costo de Fabricación	4	3	12	3	12	3	12	4	16
3	Costo de Mantenimiento	4	3	12	2	8	4	16	4	16
4	Costo de Mano de Obra	4	3	12	3	12	3	12	4	16
<b>Puntaje Máximo</b>		16	12	48	10	40	14	56	16	64
<b>Valor Económico yi</b>				0.75		0.6		<b>0.88</b>		1

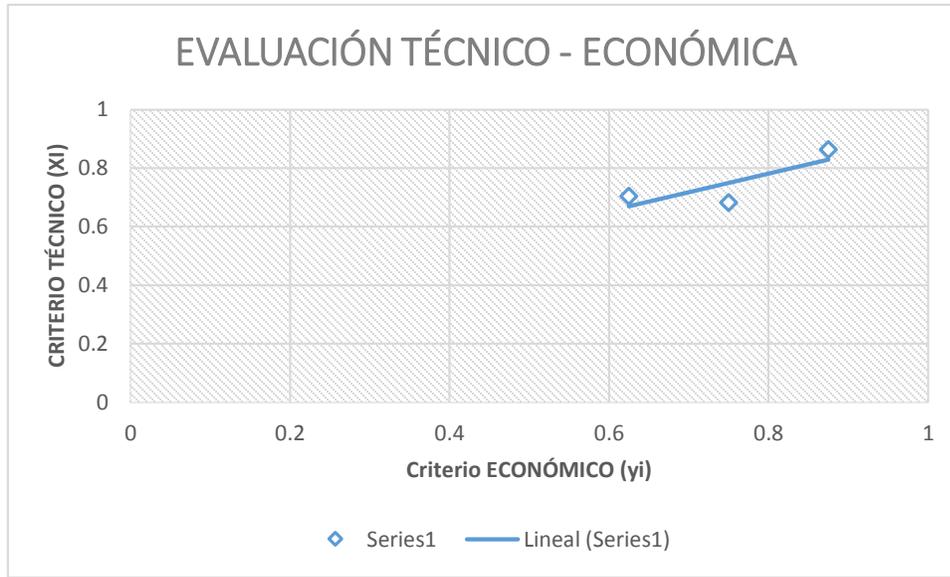
En la tabla **Tabla 9**, observamos que la solución 03 (S3), se acerca más a la solución ideal

**Tabla 10.** Evaluación Técnica (xi).

*Fuente:* Elaboración propia.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										
Valor Técnico xi										
Proyecto: Implemento agrícola para la cosecha de papas del tipo monosurco para el motocultor DF - 15L										
<b>p: puntaje de 0 a 4 ponderado en función de los criterios de evaluación</b>			<b>g: Peso</b>		0 = no satisface 1 = Aceptable a las justas		2 = Suficiente 3 = Bien 4 = Muy bien (Ideal)			
Variantes de concepto			Solución S1		Solución S2		Solución S3		Solución Ideal	
N°	Criterios de Evaluación	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Función	4	3	12	2	8	4	16	4	16
2	Forma	4	3	12	3	12	3	12	4	16
3	Diseño	4	3	12	3	12	3	12	4	16
4	Seguridad	4	2	8	3	12	3	12	4	16
5	Ergonomía	4	3	12	3	12	4	16	4	16
6	Fabricación	4	2	8	3	12	4	16	4	16
7	Control de calidad	4	3	12	3	12	3	12	4	16
8	Montaje	4	2	8	3	12	4	16	4	16
9	Trasporte	4	3	12	3	12	3	12	4	16
10	Uso	4	3	12	3	12	3	12	4	16
11	Mantenimiento	4	3	12	2	8	4	16	4	16
<b>Puntaje Máximo</b>		44	30	120	31	124	38	152	44	176
<b>Valor Técnico xi</b>			0.7		0.7		0.86		1	

La **Tabla 10**, muestra el valor técnico de las soluciones en función de la solución ideal, muestra que la solución S3, se acerca al valor de 1.



**Figura 26.** Gráfico de dispersión para encontrar la mejor solución.

**Fuente:** Elaboración propia

En el gráfico de dispersión **Figura 26**, de la evaluación técnico – económica, observamos que el valor que se acerca al 1 es la solución S3 ya que el valor “1” corresponde a la solución S4 que es una solución ideal, por lo tanto, la solución S3 será el concepto de solución óptimo.

### 3.1.3. Elaboración del proyecto y detalles de diseño.

En esta fase de la investigación lo que se busca es llegar a un diseño óptimo y definitivo, partiendo de la solución óptima (S3).

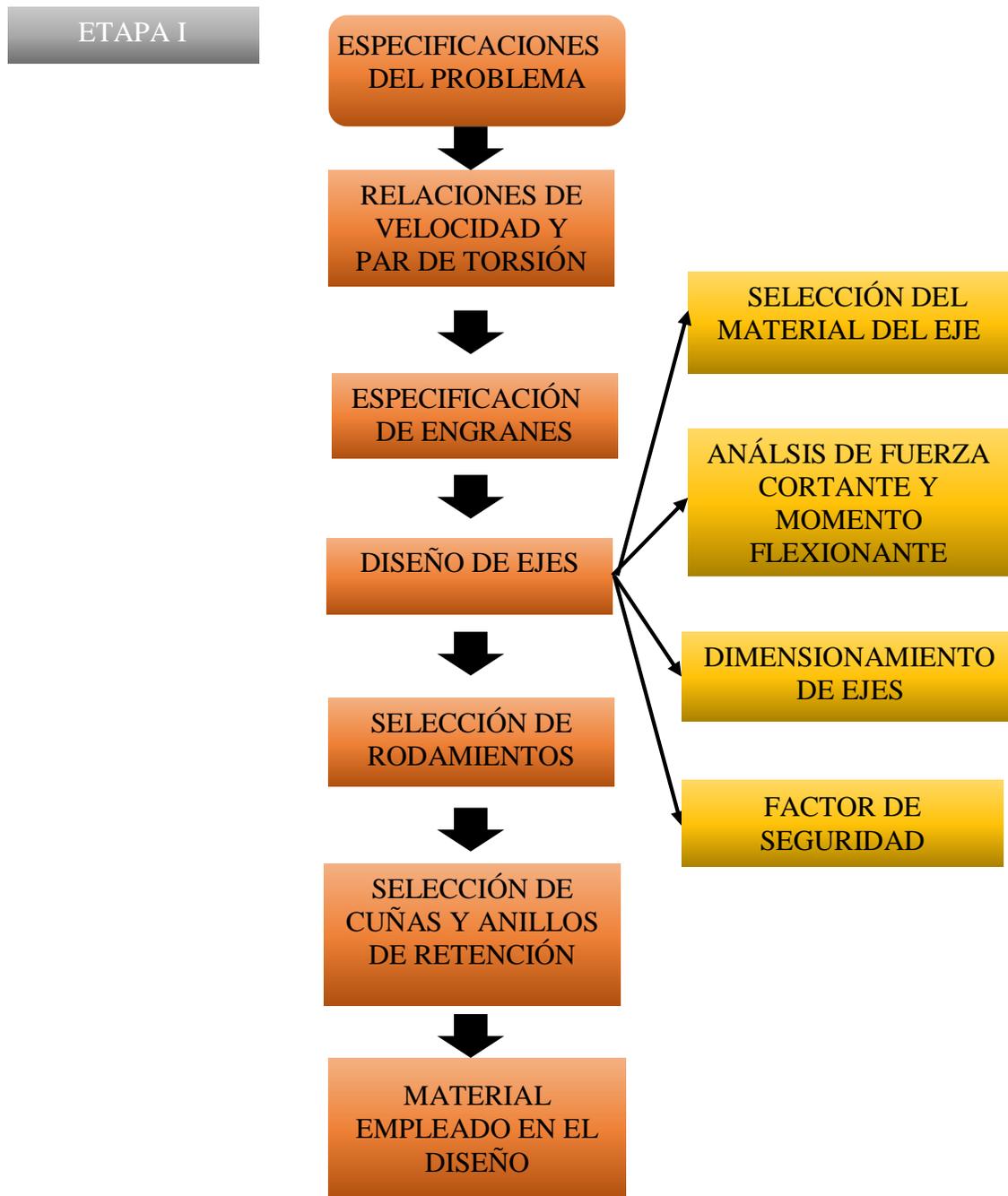
Para diseñar un implemento cosechador de papas para el motocultor DF – 15L, se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- Invertir el sentido de giro de la toma de fuerza del motocultor, debido a que por configuraciones de fábrica este no puede ser aprovechado para el diseño deseado.
- Para el diseño del implemento se trabajará con los mismos parámetros de fábrica establecidos en el implemento estándar de la máquina.

El desarrollo del proyecto se desarrollará en dos etapas:

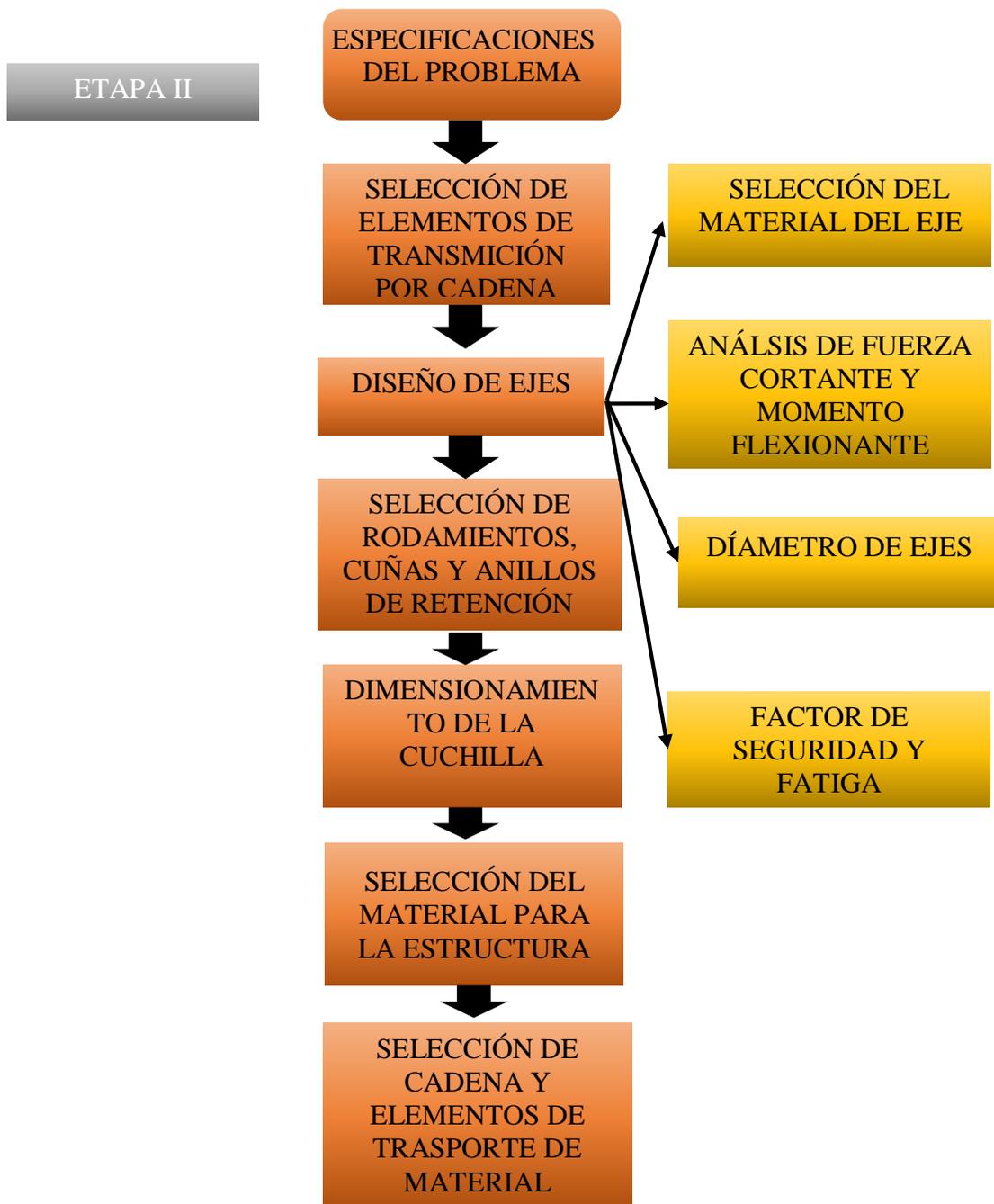
En la primera etapa se diseña una caja inversora del sentido de giro, tal como se muestra en el flujograma de la **Figura 27**.

En la segunda etapa se diseña el implemento cosechador de papas tal y como se muestra en el flujograma de la **Figura 28**.



**Figura 27.** Flujograma de la Etapa I del diseño del Implemento Cosechador de papa.

Fuente: Elaboración propia.



**Figura 28.** Flujograma del desarrollo de la Etapa II de diseño del Implemento Cosechador de papas.

**Fuente:** Elaboración propia.

### 3.1.3.1. Desarrollo de la Etapa I.

➤ *Especificación del problema*

El motocultor entrega en la toma de fuerza una potencia de 10,2 kW (14,3 HP) y una velocidad de 1018,08 rpm, un paso diametral de 8 dientes por pulgada, paso circular de 0,37'' (9,51 mm) y con 17 dientes, ángulo de presión 20°.

A la salida de la caja inversora se espera una reducción de velocidad a 403 rpm. La potencia será considerada constante a lo largo de los cálculos porque su pérdida en transmisión de engranes es mínima.

Para los cálculos se designa el engrane de la toma de fuerza como número 2, para los siguientes engranes se seguirá la secuencia establecida. Para lograr invertir el sentido de giro se tiene que interponer un engrane loco 3, entre el engrane de entrada 2 y un engrane de salida 4.

➤ *Relaciones de velocidad, par de torsión y engranes.*

Se determina el número de dientes para el engrane 3 y 4 reemplazando en la **ecuación (23)**.

- Potencia de ejes = 10,2 KW / 14.3 HP.
- Velocidad de entrada = 1018,08 RPM.
- Velocidad de salida = 403 RPM.

Para el cálculo de numero de dientes de los engranajes de la caja inversora.

- Velocidad de entrada  $W_2 = 1018,08 \text{ RPM}$ .
- Velocidad de salida  $W_4 = 403 \text{ RPM}$ .
- Potencia de ejes 2,3 y 4 = 10,2 kW

$$e = \frac{403}{1018,08} = \frac{1}{2.52} = 0.697$$

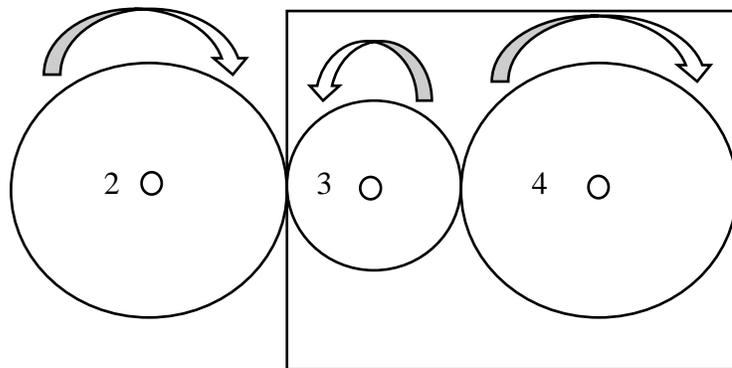
$$N_4 = 17 (2,52) = 42,8 = 43 \text{ dientes}$$

$$N_3 = 24 \text{ Dientes.}$$

Se considera 24 dientes para el engrane loco porque a partir de los 16 dientes se evita la interferencia (contacto indeseado debajo del círculo base del engrane impulsor). (Budynas & Nisbett, 2008)

La disposición de la caja inversora se muestra en la vista lateral izquierda de la **Figura 29**.

Vista lateral izquierda



**Figura 29.** Disposición de engranes en caja inversora de giro.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$N_2 = 17 \quad N_3 = 24 \quad N_4 = 43$$

$$P = 14,3 \text{ HP} \quad W_3 = 721.14 \quad W_4 = 403 \text{ RPM}$$

$$W_2 = 1018,08 \text{ RPM.}$$

La potencia de entrada es igual al de salida por lo que el torque en los ejes resulta reemplazando la **ecuación (28)**.

$$H = T_2 W_2 = T_4 W_4$$

$$T_2 = \frac{H}{W_2} = \left( \frac{10200 \text{ W}}{1018,08 \text{ RPM}} \right) \left( \frac{1 \text{ Rev}}{2 \pi \text{ rad}} \right) \left( \frac{1 \text{ N m/s}}{1 \text{ W}} \right) \left( \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right) = 95,67 \text{ N.m}$$

$$T_4 = T_2 \frac{W_2}{W_4} = 95,67 \text{ N.m} \left( \frac{1018,08 \text{ RPM}}{403 \text{ RPM}} \right) = 241,68 \text{ N.m}$$

$T_3 = 0$  (el engrane loco no trasmite torsion a su eje).

➤ *Especificación de engranajes.*

➤ Datos de los repuestos

$$P = \frac{N}{d} = \frac{43}{5,12''}$$

$$P = 8,39 \approx 8 \text{ dientes/pulg.}$$

$$pP = \pi$$

$$p = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{8,39}$$

$$p = 0,37'' = 9,51 \text{ mm}$$

Cálculos para engranaje #3 y #4

$$p = \frac{\pi d}{N}$$

$$d_3 = \frac{pN}{\pi} = \frac{(9,51 \text{ mm})(24)}{\pi} = 72,65 \text{ mm} = 2,86''$$

$$d_4 = \frac{(9,51 \text{ mm})(43)}{\pi} = 130,16 \text{ mm} = 5,12''$$

$$d_2 = \frac{(9,51 \text{ mm})(17)}{\pi} = 51,46 \text{ mm} = 2,02''$$

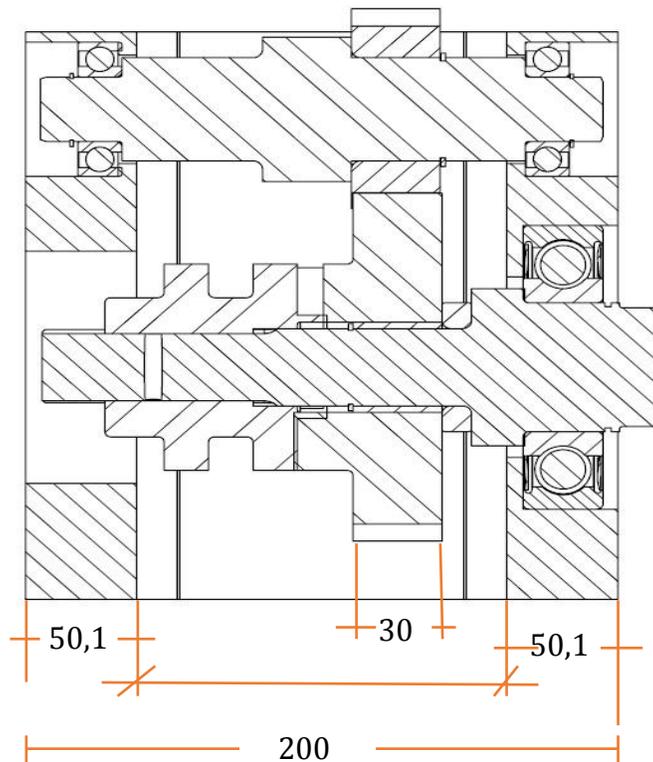
Calculo de cargas transmitidas para dimensionamiento de ejes.

$$W_t = W_{23}^t = \frac{60000 H}{\pi d_2 n} = \frac{(60000)(10,2 \text{ Kw})}{\pi (51,46)(1018,08 \text{ RPM})} = 3,71 \text{ KN}$$

$$\therefore W_t = W_{24}^t = 3,71 \text{ KN.}$$

Ancho de cara F esta entre 3 a 5 el paso circular.

$$F = 3 p = 3 (9,51) = 28,53 \text{ mm} = 1,12 \text{ ''}$$



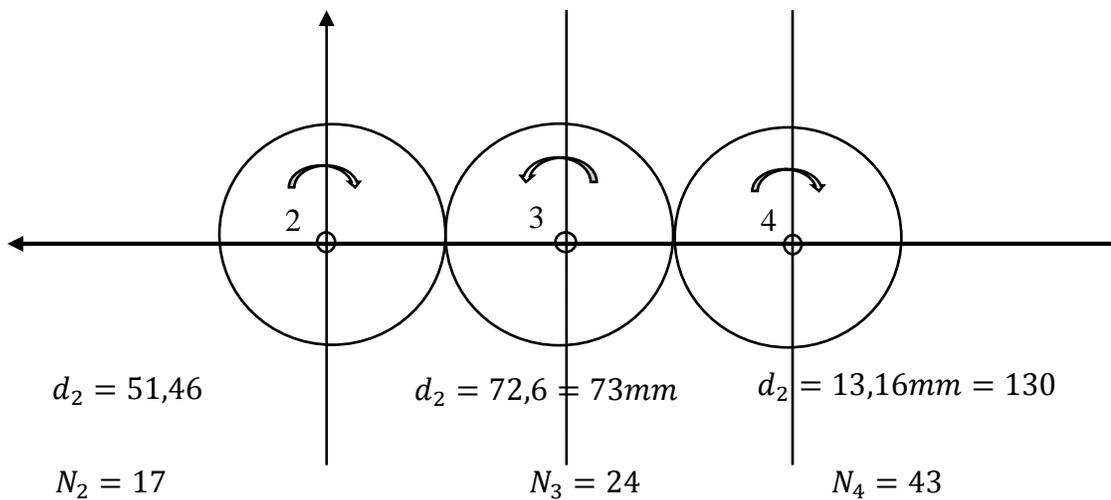
**Figura 30.** Ancho de engrane y espacio disponible para ubicación de rodamientos.

Fuente: Elaboración propia.

➤ *Diseño de ejes*

Según el manual de ceros especiales BOHLER del Perú (**Anexo 6**), se elige un acero 1045 CD usado para partes de maquinaria, arboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, pasadores, cuñas, chavetas, etc., con una resistencia a la tensión de 630 Mpa.

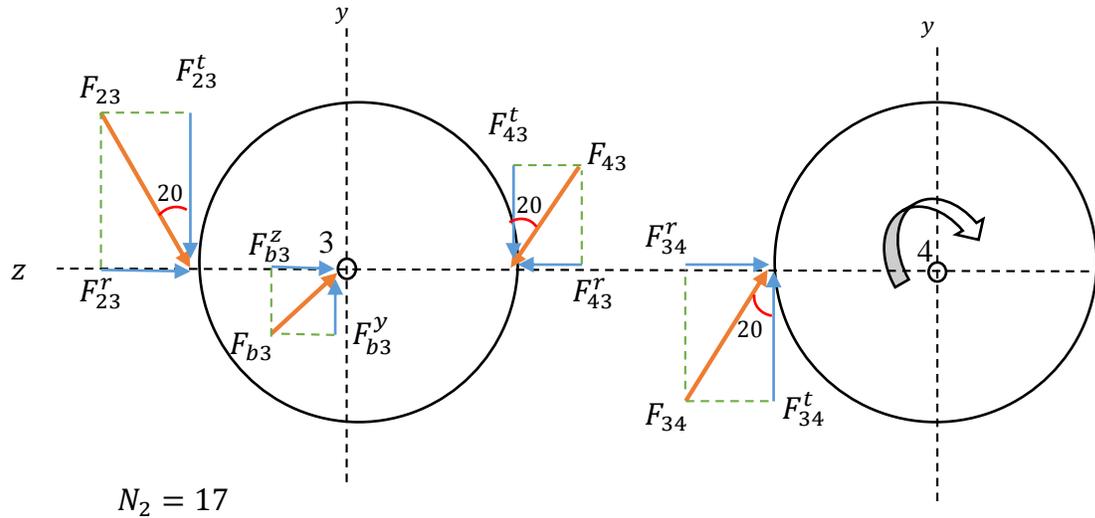
El diseño del eje que contendrá al engrane loco 3 soportado por hombro y anillo de retención al igual que los rodamientos en los extremos del eje, recibe del piñón 2 y  $w = 1018,08 \text{ rpm}$  con un ángulo de presión de  $20^\circ$ , y entrega al piñón 4 con  $w = 721,14 \text{ rpm}$  como se muestra en la **Figura 31**.



**Figura 31.** Disposición de engranes.

**Fuente.** Elaboración propia.

Las cargas transmitidas se muestran en la **Figura 32**.



**Figura 32.** Cargas transmitidas en engranes.

*Fuente.* Elaboración propia

De acuerdo a la **ecuación (25)**, obtenemos

$$W_t = 3,71 \text{ KN} = F_{23}^t$$

$$F_{23}^r = F_{23}^t \tan 20^\circ = 3,71 \tan 20^\circ$$

$$F_{23}^r = 1,35 \text{ KN}$$

$$F_{23} = \frac{F_{23}^t}{\cos 20^\circ} = \frac{3,71 \text{ KN}}{\cos 20^\circ}$$

$$F_{23} = 3,94 \text{ KN}.$$

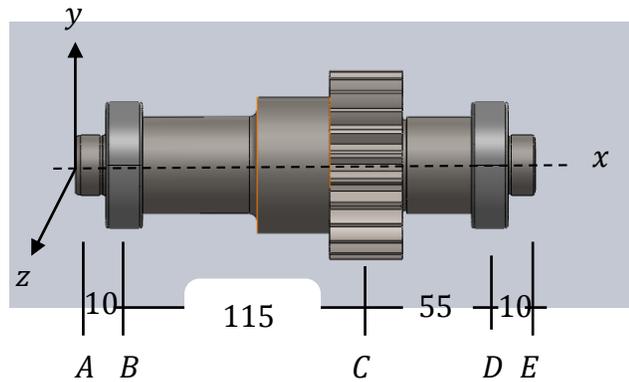
El engrane loco 3 no transmite par de torsión por que la reacción del engrane 4 es de igual magnitud que el engrane 2; por lo tanto.

$$F_{43}^t = 3,71 \text{ KN}.$$

$$F_{43}^r = 1,35 \text{ KN.}$$

$$F_{43} = 3,94 \text{ KN.}$$

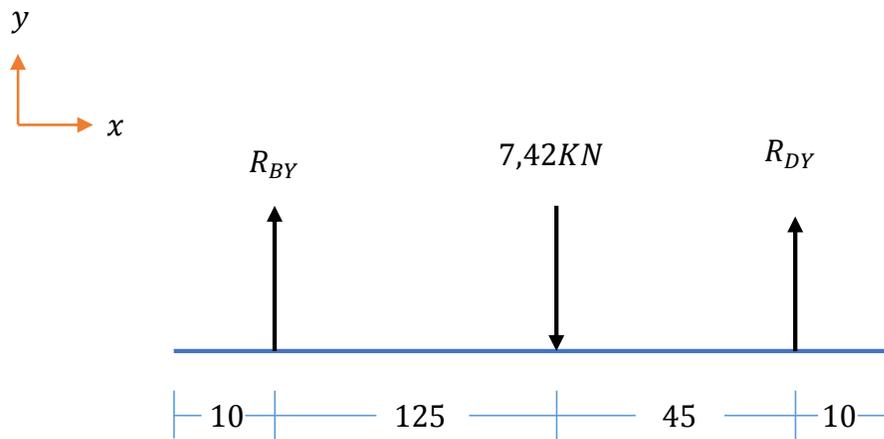
La **Figura 33** muestra el diagrama de cuerpo libre para encontrar las fuerzas de reacción en los rodamientos en el punto B y D.



**Figura 33.** Diagrama de cuerpo libre para el eje loco.

*Fuente:* Elaboración propia

Fuerzas que actúan en el plano X – Y (**Figura 34**)



**Figura 34.** Fuerzas que actúan sobre el eje loco, plano X - Z

*Fuente.* Elaboración propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{BY} - 7,42 + R_{DY} = 0$$

$$R_{BY} + R_{DY} = 7,42$$

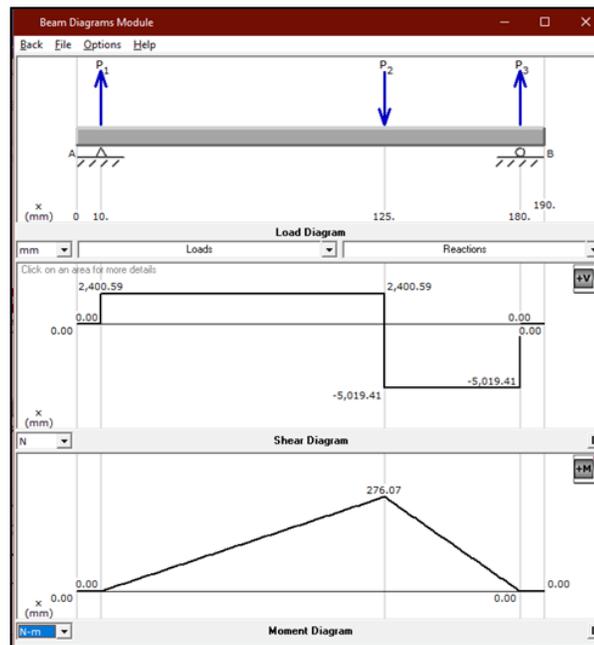
$$\sum M_A = 0$$

$$10R_{BY} - (7,42 \times 126) + 180R_{DY} = 0$$

$$R_{BY} = 2,35KN$$

$$R_{DY} = 5,07KN$$

Las fuerzas que actúan en el plano Z – X no se graficaron porque  $F_{43}^r = F_{23}^r$ , pero en sentido contrario, estos se anulan mutuamente y las reacciones en el punto B y D será cero. Con las reacciones en los rodamientos se encuentra el diagrama de la fuerza cortante y momento flector (**Figura 35**), realizada con el Ms Solid.



**Figura 35.** Diagrama de Fuerza cortante y momento flector - Eje loco.

**Fuente.** Elaboración propia.

El momento máximo se encuentra en el punto “C”

$$M_{RC} = 276 N.m$$

El par de torsión transmitido al eje es cero.

Se calcula el diámetro del eje en el punto “C”, donde está el momento máximo

Según las ecuaciones (16) y (17), obtenemos:

$$M_C = 276 N.m \quad \left\{ \begin{array}{l} M_m = 0 \\ M_a = 276 N.M \end{array} \right.$$

$$T_a = 0 N.m \quad \text{y} \quad T_m = 0 N.m$$

De la tabla (Anexos 2) se considera,  $K_t = K_f = 1,7$ ;  $K_{ts} = K_{fs} = 1,5$ ; además de la ecuación (6) se calcula el límite de resistencia a la fatiga.

$$\text{➤ } S'e = 0,45 Sut = 0,45 (630 Mpa) = 283,5 Mpa.$$

Se encuentra los factores que modifican a la resistencia a la fatiga reemplazando en la ecuación (11), obtenemos:

$$\text{➤ } Ka = a Sut^b = 4,51 (630 Mpa)^{-0,265} = 0,81$$

$$\text{➤ } Kb = 0,879 (0,03)^{-0,107} = 1,27.$$

$$\text{➤ } Kc = 0,59.$$

$$\text{➤ } Kd = 1$$

$$\text{➤ } Ke = 1 - 0,08 (1,288) = 0,89$$

La resistencia a la fatiga modificada (ecuación 11), resulta.

$$S_e = (0,8392)(0,86)(0,59)(1,288)(283,5) = 103,69 \text{ Mpa.}$$

Se calcula el diámetro en el punto “C”, reemplazando en la ecuación (21) para el criterio de Goodman.

Reemplazando, obtenemos:

$$d = \left( \frac{16(1,5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{103,69} [4(1,7 \times 276N.m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El diámetro en el punto “C” será.

$$\mathbf{d = 0,04 = 40 \text{ mm.}}$$

Ahora, para el diámetro “D” se encuentra reemplazando la ecuación (21)

Reemplazamos, obtenemos

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{103,69} [4(1,7 \times 216,05N.m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El diámetro para el punto “D” será.

$$\mathbf{d = 0,056 = 56 \text{ mm.}}$$

Para el diámetro “ $d_D$ ” no se cuenta ni con momento ni con torsión, además se dispone de espacio mínimo para alojar rodamientos, por lo que el diámetro tiene que ser mínimo así de la figura de Anexo 1 (para una relación de  $D/d = 1,02$ ) encontraremos el  $d_D$

Reemplazamos:

$$\frac{D}{d} = 1,02$$

Obtenemos:

$$d_D = \frac{1,02}{40} = 0,025 = 25mm$$

Entonces:

$$d_D = d_B = 25mm$$

Diámetro de hombro de rodaje en  $b = d_C = 40mm$ .

Diámetro de hombro en engrane igual a 56 mm.

- Factor de seguridad y fatiga

El factor de seguridad y fatiga se analiza de forma general usando el software CAD SolidWorks 2016, y los resultados se muestran en la **Figura 66**.

- *Selección de rodamientos para el eje loco.*

Se estima que los rodamientos tengan una vida de 12000 h, y una confiabilidad de 99% a una velocidad de 721,14 rpm para el diámetro de 25 mm. Además, para las fuerzas que actúan en los rodamientos

$$R_{B_Y} = 2,35 \text{ KN} \quad R_{B_Z} = 0 \quad R_B = 2,35 \text{ KN}$$

$$R_{D_Y} = 5,07 \text{ KN} \quad R_{D_Z} = 0 \quad R_D = 5,07 \text{ KN}$$

Según la vida deseada y la vida real, usamos la **ecuación (32)**.

Reemplazando, obtenemos:

$$X_D = \frac{L_C}{L_R} = \frac{60 (12000)(721,14)}{10^6} = 519,2$$

Ahora usamos la **ecuación (33)** relación carga – vida.

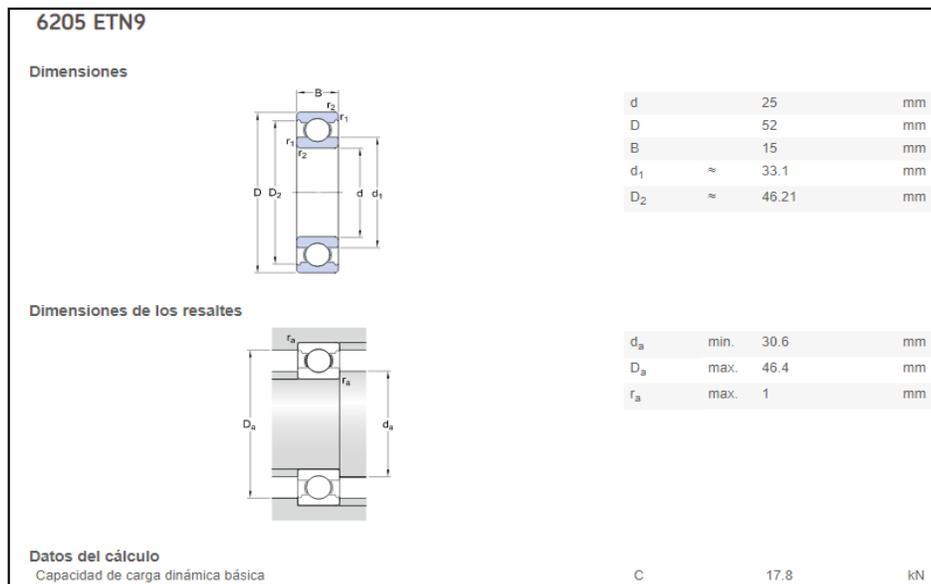
Reemplazando, obtenemos:

$$C_{10} = (5,07) \left[ \frac{519,2}{(0,02) + (63,2 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/483}} \right]^{1/3} = 17,17 \text{ KN.}$$

Según la página web del fabricante de rodamientos Skf para un  $d = 25\text{mm}$  y  $C_{10} = 17,17\text{KN}$ .

Se selecciona 2 rodamientos de bolas, el 6208 ENT 9 como se muestra en la Figura, con valores:

$$d = 25 \text{ mm}; D = 52\text{mm}; B = 15 \text{ mm}; C_{10} = 17,8\text{KN.}$$

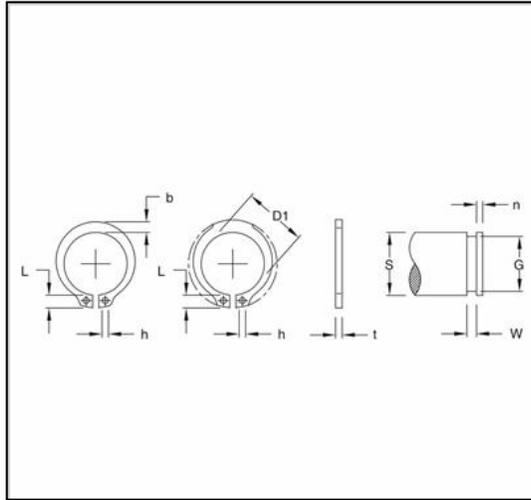


**Figura 36.** Selección de rodamientos para un  $d = 25\text{mm}$

**Fuente:** (Skf, 2015)

➤ *Selección de anillos de retención*

El engrane y los rodamientos serán contenidos por anillos de retención según norma DIN 471, tal como se muestra en la **Figura 37**.



**Figura 37.** Selección de rodamientos según norma DIN.

*Fuente.* (Spring, 2015)

Para la sección de 25mm  $S = 25; G = 23,9; w = 1,3; n = 1,7$

Para la sección de 40mm  $S = 40; G = 37,5; w = 1,85; n = 3,8$

El diseño del eje principal de la caja inversora de giro que contendrá al engrane 4, se calcula con el mismo acero AISI 1045 CD y con los mismos pasos detallados con anterioridad

El eje recibe a través del engrane 4 una potencia de 10,2 kW y una velocidad de 721,14 rpm; trasmite toda la potencia hacia el implemento cosechador en el extremo derecho hacia una Catarina a través de una cuña y un sistema de acople (**Anexo 7**), al lado izquierdo del engrane para que el operador utiliza la fuerza rotatoria cuando sea necesario.

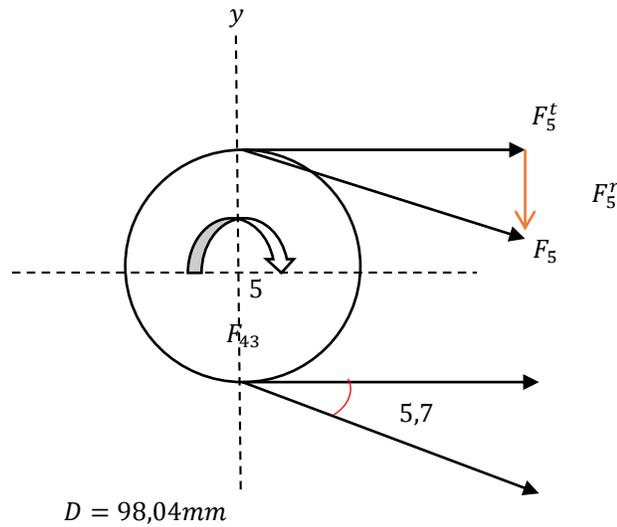
El engrane y los rodamientos están soportados por hombros y anillos de retención; el sistema de acople tenga un juego lineal determinado por un resorte y una villa en un eje

estriado; la carga transmitida por el engrane 2 se calculó en la sección de diseño de ejes tal y como se muestra en la **Figura 32**.

$$W_t = F_{43}^t = 3,71 \text{ KN}$$

$$F_{43}^r = 3,71 (\tan 20) = 1,35 \text{ KN}$$

La carga entregada al implemento a través de la Catarina (**Figura 38**), reemplazando en la ecuación (27) es:



**Figura 38.** Carga transmitida al implemento a través de catarina.

**Fuente.** Elaboración propia

El diámetro y el tipo de Catarina se calcula en la Etapa II de la investigación.

$$W_t = \frac{60000(10,2)}{\pi(98,04)(403 \text{ rpm})}$$

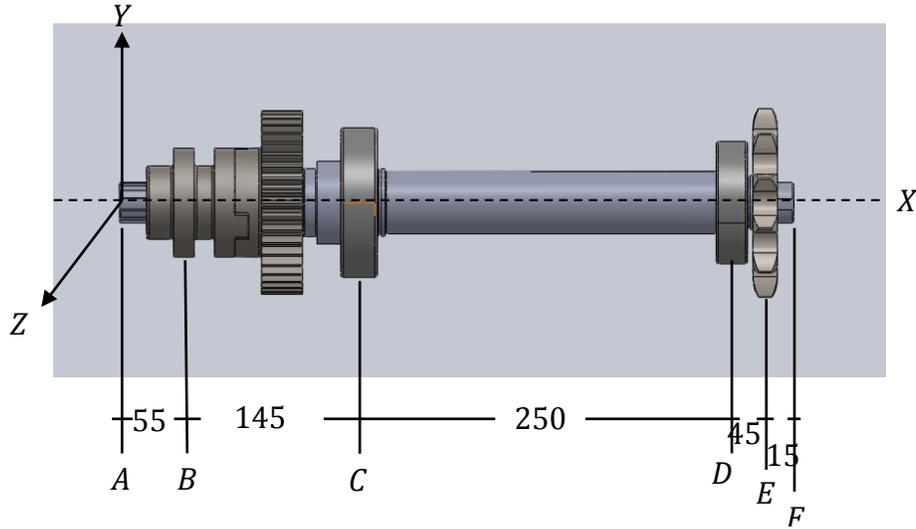
$$W_t = 4,93 \text{ KN}$$

$$\therefore F_5^t = 4,93 \text{ KN}$$

$$F_5^r = (4,93)(\tan 43) = 0,38 \text{ KN}$$

$$T_4 = 241,68 \text{ N.m}$$

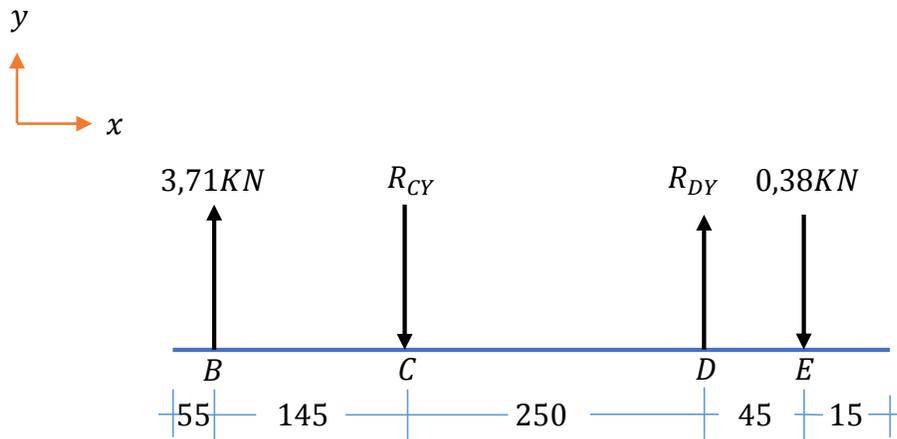
En la **(Figura 39)** muestra las reacciones en los rodamientos.



**Figura 39.** Fuerzas que actúan sobre el eje principal.

**Fuente.** Elaboración propia.

A continuación, se muestran el diagrama de cuerpo libre para las fuerzas que actúan en el plano X – Y (**Figura 40**).



**Figura 40.** Diagrama de cuerpo libre - eje principal.

**Fuente.** Elaboración propia.

$$\sum F_y = 0$$

$$3,71KN + R_{CY} + R_{DY} - 0,38KN = 0$$

$$R_{CY} + R_{DY} = -33,3KN$$

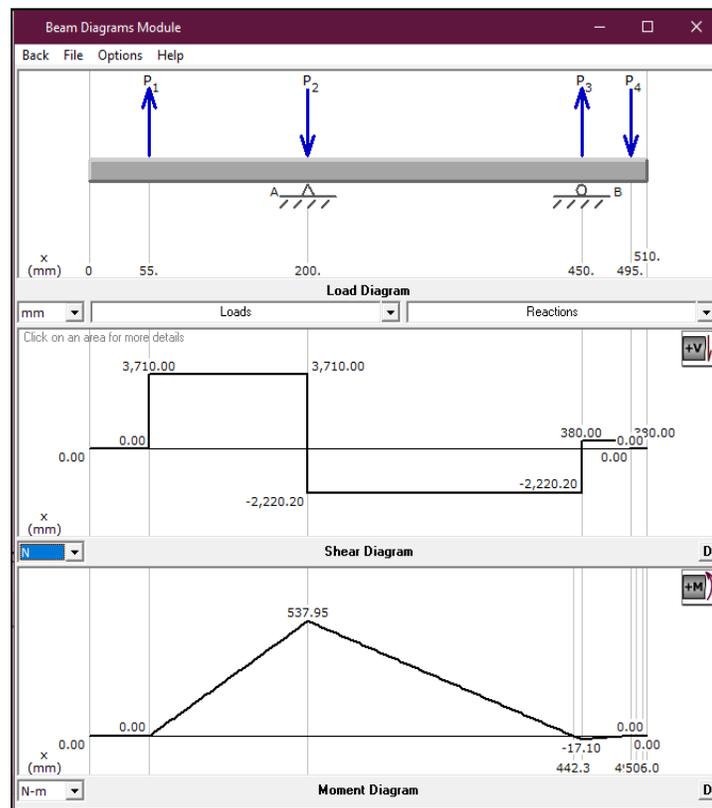
$$-\sum M_A = 0$$

$$3,71(55) + R_{CY}(200) + R_{DY}(450) - 0,38(495) = 0$$

$$R_{DY} = 2,6KN$$

$$R_{CY} = 5,93KN$$

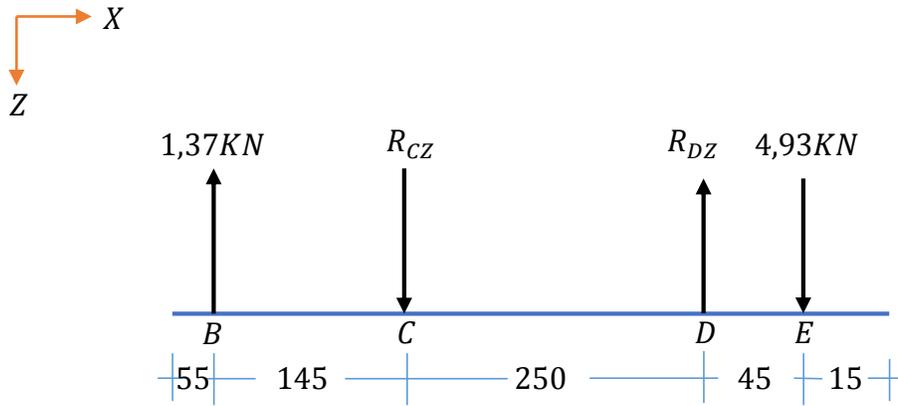
Con las reacciones en los rodamientos se encuentra el diagrama de la fuerza cortante y momento flector (**Figura 41**), realizada con el Ms Solid.



**Figura 41.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector - Software Ms-Solid.

**Fuente.** Elaboración propia.

Fuerzas que actúan en el plano Z – X (**Figura 42**).



**Figura 42.** Diagrama de cuerpo libre - Eje principal plano Z-X.

*Fuente.* Elaboración propia.

$$-\sum F_Z = 0$$

$$1,35 + R_{CZ} + R_{DZ} - 4,93 = 0$$

$$-R_{CZ} + R_{DZ} = 3,58$$

$$\sum M_A = 0$$

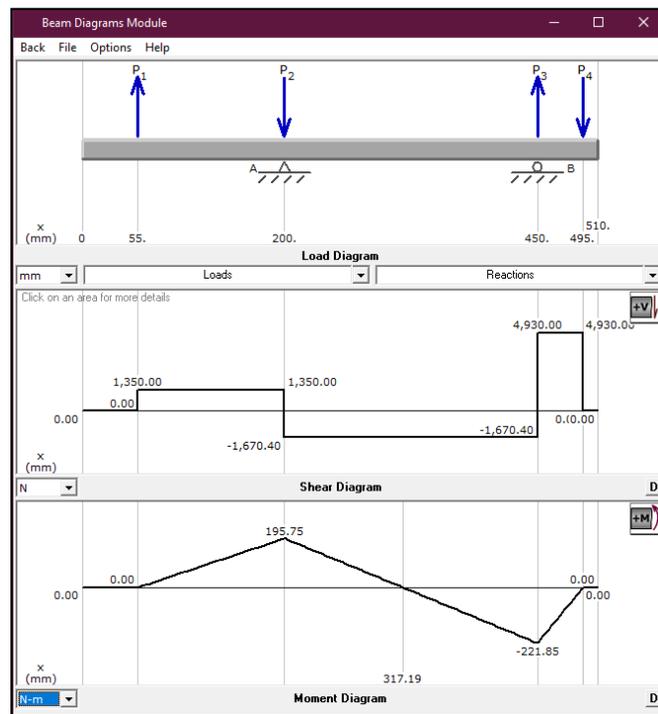
$$1,35(55) - R_{CZ}(200) + R_{DZ}(450) - 4,93(495) = 0$$

$$R_{DZ} = 6,6KN$$

$$R_{CZ} = 3,02KN$$

Con las reacciones en los rodamientos se encuentra el diagrama de la fuerza cortante y momento flector (**Figura 43**), realizada con el Ms Solid.

Plano Z – X



**Figura 43.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector - Ms Solid.

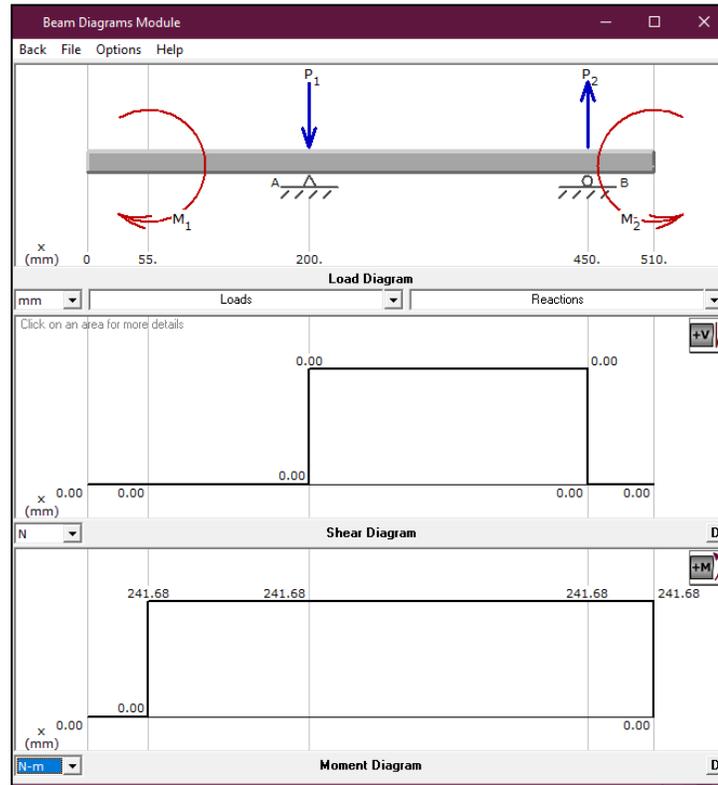
**Fuente.** Elaboración propia.

Los momentos máximos se dan en el punto C y D, usamos las **ecuaciones (16) y (17)**.

$$M_{RC} = \sqrt{(538)^2 + (195)^2} = 572,24N.m$$

$$M_{RD} = \sqrt{(17,10)^2 + (221,5)^2} = 22,50N.m$$

## Momento torsor



**Figura 44.** Diagrama del momento torsor para eje principal - Ms Solid.

**Fuente.** Elaboración propia.

esfuerzo medio y alternante en el punto “C” (Ecuaciones 16 y 17)

$$M_C = 572,24N.m \left\{ \begin{array}{l} M_m = 0 \\ M_a = 572,24N.m \end{array} \right.$$

$$T_C = 241,68N.m \left\{ \begin{array}{l} T_m = 120,84N.m \\ T_a = 120,84N.m \end{array} \right.$$

De la tabla en **Anexo 2**.  $K_t = K_f = 1,7$ ;  $K_{ts} = K_{fs} = 1,5$ ; de la **ecuación (11)** obtenemos:

- $S'e = 0,54 (630) = 340,2 \text{ Mpa.}$
- $Ka = a Sut^b = 4,51 (630 \text{ Mpa})^{-0,265} = 0,81$
- $Kb = 1,24 (30)^{-0,107} = 0,86.$
- $Kc = 0,59.$
- $Kd = 1$
- $Ke = Al 90\% = 0,89$

Reemplazando en **ecuación (11)**, obtenemos:

$$Se = (340,2)(0,8392)(0,86)(0,59)(0,897) = 129,93 \text{ Mpa.}$$

Ahora usamos la **ecuación (21)**

Reemplazando, obtenemos:

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{129 \times 10^6} [4(1,7 \times 572,24)^2 + 3(1,5 \times 120,84)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{630 \times 10^6} [3(1,5 \times 120,84)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El diámetro para el punto C será.

$$d_C = 0,050m = 50 \text{ mm.}$$

Diámetro para punto "D"

$$M_D = 222,50N.m \left\{ \begin{array}{l} M_m = 0 \\ M_a = 222,50N.M \end{array} \right.$$

$$T_D = 241,68N.m \left\{ \begin{array}{l} T_m = 120,84N.m \\ T_a = 120,84N.m \end{array} \right.$$

Ahora usamos la **ecuación (11)**.

Reemplazando, obtenemos:

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{129,56 \times 10^6} [4(1,7 \times 222,5)^2 + (1,5 \times 120,84)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{630 \times 10^6} [3(1,5 \times 120,84)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El diámetro para el punto D será

$$d_D = 0,037m = 37 \text{ mm.}$$

Se usará un diámetro de 40 mm por ser una medida de diámetro común.

Diámetro para el punto “E”

$$M_E = 0N.m \left\{ \begin{array}{l} M_m = 0 \\ M_a = 0N.M \end{array} \right.$$

$$T_E = N.m \left\{ \begin{array}{l} T_m = 120,84N.m \\ T_a = 120,84N.m \end{array} \right.$$

Ahora usamos **ecuación (11)**.

Reemplazando, obtenemos:

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{129 \times 10^6} + [3(1,5 \times 120,84)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El diámetro para el punto D será

$$d_D = 0,027m = 27 \text{ mm.}$$

En el punto E se usará un diámetro de 30 mm por ser una medida de diámetro común.

Entonces:

$$d_E = d_B$$

$d_{C-D} = 49\text{mm}$  para facilitar la instalacion del rodaje.

$d_{B-C} = 61\text{mm}$  medida que requiere como hombro del rodaje en C

➤ Factor de seguridad y fatiga

El factor de seguridad y fatiga se analiza de forma general usando el software SolidWorks 2016, y los resultados se muestran en la **Figura 69**.

➤ Selección de rodamientos para eje principal

Con una vida de 12 000 h, confiabilidad de 99 %, 403 rpm, para diámetro de eje de 50 mm.

Fuerzas que actúan en el rodamiento en el punto C.

$$R_{C_Y} = 5,93\text{KN} \quad R_{C_Z} = 3,6\text{KN} \quad R_C = 9,53\text{KN}$$

Relación de vida real y deseada, reemplazando en ecuación (32)

Obtenemos:

$$X_D = \frac{L_C}{L_R} = \frac{60 (12000)(403)}{10^6} = 290,16$$

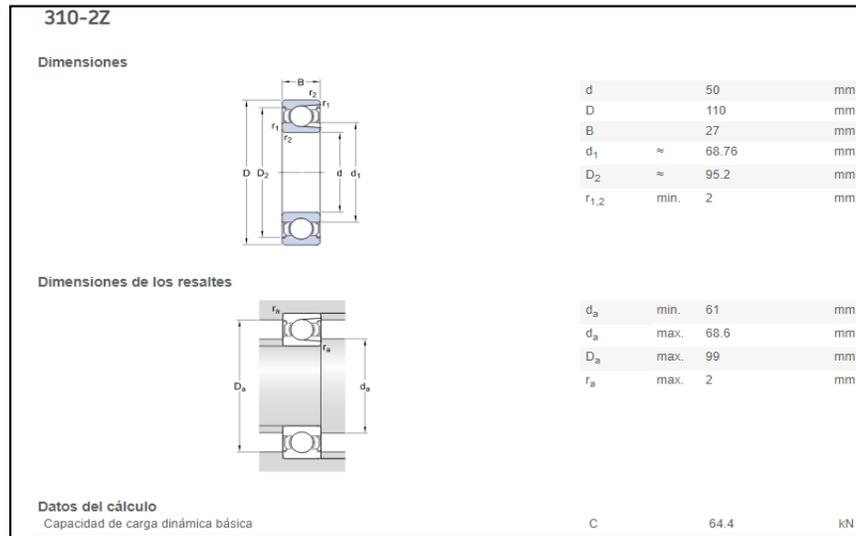
Luego con los valores de la ecuación anterior, reemplazamos en la ecuación (33).

Obtenemos:

$$C_{10} = (9,53) \left[ \frac{290,16}{(0,02) + (6,32 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/1,48}} \right]^{1/3} = 44,44 \text{ KN}.$$

Se selecciona un rodamiento de bolas Skf 310-2Z (**Figura 45**) con los siguientes resultados:

$$d = 50 \text{ mm}; D = 110 \text{ mm}; B = 27 \text{ mm}; C_{10} = 64,4 \text{ KN}.$$



**Figura 45.** Selección de rodamientos para eje principal.

**Fuente:** (Skf, 2015)

Fuerzas que actúan en el rodamiento en el punto D

$$R_{Dy} = 2,6 \text{ KN} \quad R_{Dz} = 6,6 \text{ KN} \quad R_D = 9,2 \text{ KN}$$

Reemplazando en la ecuación (32).

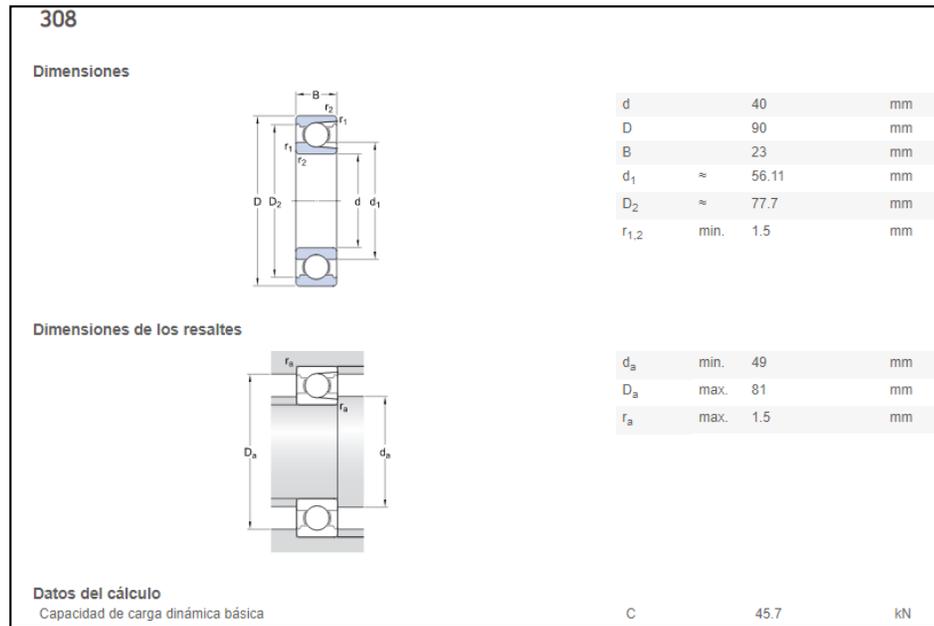
$$X_D = \frac{L_C}{L_R} = \frac{60 (12000)(403)}{10^6} = 290,16$$

Luego reemplazamos en la ecuación (33), obteniendo:

$$C_{10} = (9,2) \left[ \frac{290,16}{(0,02) + (6,32 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/1,48}} \right]^{1/3} = 43,04 \text{ KN}.$$

Se selecciona un rodamiento de bolas Skf 308 (**Figura 46**), con los siguientes datos:

$$d = 40 \text{ mm}; D = 90; B = 23 \text{ mm}; C_{10} = 45,7 \text{ kN}.$$



**Figura 46.** Selección de rodamientos para eje principal.

**Fuente.** (Skf, 2015)

➤ Selección de cuñas y anillos de retención.

En el extremo derecho el eje de  $d = 30 \text{ mm}$  trasmite fuerza a una Catarina a través de una cuña, con referencia a los cuñeros y cuñas se seleccionan estándares del **Figura 47**. Se selecciona un cuñero y cuña con los siguientes datos:

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

$$G = 7 \text{ mm}$$

$$P = 3,7$$

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS

Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8 a 10	3 x 1,5	3 x 3	3
10 a 12	4 x 2,2	4 x 4	4
12 a 17	5 x 2,7	5 x 5	5
17 a 22	6 x 3,2	6 x 6	6
22 a 30	8 x 3,7	8 x 7	8
30 a 38	10 x 4,7	10 x 8	10
38 a 44	12 x 4,7	12 x 8	10
44 a 50	14 x 5,2	14 x 9	14
50 a 58	16 x 5,7	16 x 10	14
58 a 65	18 x 6,5	18 x 11	18
65 a 75	20 x 7,1	20 x 12	18
75 a 85	22 x 8,6	22 x 14	22
85 a 95	25 x 8,6	25 x 14	22
95 a 110	28 x 8,6	28 x 16	22
110 a 130	32 x 10,6	32 x 18	30
130 a 150	36 x 11,6	36 x 20	30
150 a 170	40 x 12,6	40 x 22	30
170 a 200	45 x 14,6	45 x 25	30
200 a 230	50 x 16,6	50 x 28	30

Figura 47. Tabla para selección de cuñas - Eje principal.

Fuente. (Intermec, 2019)

➤ Selección de nervado para eje principal

El eje principal transmitirá la fuerza hacia la cosechadora a través de un sistema de acople de villa y resorte en un eje nervado. Para un diámetro  $d = 30$  mm, las características del nervado se muestran en la **Figura 48**.

Acoplamiento de ejes nervados con flancos rectos ISO 14

SIN INDICACIÓN DE TOLERANCIAS  
 Designación estrado exterior (en ejes): EXT N x d x D - ISO 14 Ejemplo: EXT 6 x 23 x 26 - ISO 14  
 Designación estrado interior (en cubos): INT N x d x D - ISO 14 Ejemplo: INT 6 x 23 x 26 - ISO 14  
 Designación acoplamiento estrado (en conjuntos): INT/EXT N x d x D - ISO 14 Ejemplo: INT/EXT 6 x 23 x 26 - ISO 14

CON INDICACIÓN DE TOLERANCIAS  
 Designación estrado exterior (en ejes): EXT N x d Tol x D - ISO 14 Ejemplo: EXT 6 x 23 H7 x 26 - ISO 14  
 Designación estrado interior (en cubos): INT N x d Tol x D - ISO 14 Ejemplo: INT 6 x 23 H7 x 26 - ISO 14  
 Designación acoplamiento estrado (en conjuntos): INT/EXT N x d Tol/tol x D - ISO 14 Ejemplo: INT/EXT 6 x 23 H7/h7 x 26 - ISO 14

Diámetro nominal d	Serie ligera			Serie media			Serie pesada		
	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B
11	-	-	-	5	14	3	-	-	-
13	-	-	-	5	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	5	20	4	10	20	2,5
18	-	-	-	5	22	5	10	23	3
21	-	-	-	5	25	5	10	26	3
23	5	26	6	5	28	6	10	29	4
26	5	30	6	5	32	6	10	32	4
28	5	32	7	5	34	7	10	35	4
32	8	36	7	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	8	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

Figura 48. Tabla para la selección de nervados - Eje principal.

Fuente. (Industrial., 2016)

### *Material empleado en el diseño (Etapa I)*

- Los ejes, engranes y cuñas estarán fabricados de acero AISI 1045 CD (laminado en frío).
- El cuerpo de la caja inversora será de una aleación de hierro (hierro gris).

### **3.1.3.2. Desarrollo de Etapa II.**

- *Especificación del problema*

La caja inversora de giro entrega en uno de sus extremos 10,2 kW (14,3HP), a una velocidad de 403 rpm a una Catarina que trasmite el movimiento hacia un eje en el implemento de cosecha.

La velocidad deseada en el eje del implemento es de 345 rpm. Se considera un factor de desviación igual a 1, un factor de seguridad de 1,5; la catarina impulsora con 12 dientes (se recomienda 17 dientes, pero por las dimensiones del diseño se elige una de menor número de dientes.(Budynas & Nisbett, 2008)

- *Selección de elemento de transmisión por cadena*

Se calcula el número de dientes de la Catarina impulsada igualando el número de dientes con la velocidad.

$$N = 12 \left( \frac{403}{345} \right) = 14,01 \text{ dientes}$$

Se calcula la potencia tabulada en HP reemplazando la **ecuación (34)**.

$$H_{tab} = \frac{N_d K_s H_{nom}}{K_1 K_2} = \frac{(1,5)(1)(14,3 \text{ HP})}{(0,69)(1)} = 31,08 \text{ HP}$$

El número de hileras  $K_2 = 1$ ; de la **Figura 49**. El factor  $K_1 = 9$ .

Número de torones	$K_2$
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

**Figura 49.** Número de hileras para catarina.

**Fuente.** (Budynas & Nisbett, 2008)

Para  $H_{tab} = 31,08 \text{ HP}$  Y  $403 \text{ rpm}$ , se selecciona la cadena ANSI 100 con  $H_{tab} = 35,9 \text{ HP}$ , según valore de la **Figura 50**.

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
50	Tipo A	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100		5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
150		7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
200		10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
300		14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400	Tipo B	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
500		22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
600		27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
700		31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
800		35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
900		39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
1 000		37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
1 200		28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
1 400	22.7	27.2	31.5	35.6	0				
1 600	18.6	22.3	25.8	0					
1 800	15.6	18.7	21.6						
2 000	13.3	15.9	0						
2 500	9.56	0.40							
3 000	7.25	0							
Tipo C		Tipo C'							

**Figura 50.** Selección de cadena - ANSI

**Fuente.** (Budynas & Nisbett, 2008)

En consecuencia, se usará una cadena equivalente ISO 20A – 1 como se muestra en la **Figura 51**.

Nº Cadena Ansi	Nº Cadena BS/ISO	Paso	Diámetro del rodillo	Distancia entre placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador	Longitud del pasador con chaveta	Altura de la placa interior	Espesor de la placa	Paso transversal	Carga límite de rotura	Carga de rotura promedio	Peso por metro	Designación	
-	-	P	d <sub>1</sub> max	b <sub>1</sub> max	d <sub>2</sub> max	L max	L <sub>c</sub> max	L <sub>c</sub> max	h <sub>2</sub> max	T max	Pt	Q min	Q <sub>0</sub>	q	
-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg/m	
15-1*	03C*	4,7625	2,48	2,38	1,62	6,10	6,90	-	4,30	0,60	-	1,8	2,0	0,08	PHC 15-1...
25-1*	04C-1*	6,350	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	-	6,00	0,80	-	3,5	4,6	0,15	PHC 25-1...
35-1*	06C-1*	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	-	9,00	1,30	-	7,9	10,8	0,33	PHC 35-1...
41-1	08S-1	12,700	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	-	9,91	1,30	-	6,7	12,6	0,41	PHC 41-1...
40-1	08A-1	12,700	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	-	12,00	1,50	-	14,1	17,5	0,62	PHC 40-1...
50-1	10A-1	15,875	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	23,30	15,09	2,03	-	22,2	29,4	1,02	PHC 50-1...
60-1	12A-1	19,050	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	28,30	18,00	2,42	-	31,8	41,5	1,50	PHC 60-1...
80-1	16A-1	25,400	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	36,50	24,00	3,25	-	56,7	69,4	2,60	PHC 80-1...
100-1	20A-1	31,750	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	44,70	30,00	4,00	-	88,5	109,2	3,91	PHC 100-1...
120-1	24A-1	38,100	22,23	25,22	11,10	50,30	54,30	54,30	35,70	4,80	-	127,0	156,3	5,62	PHC 120-1...
140-1	28A-1	44,450	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	59,00	41,00	5,60	-	172,4	212,0	7,50	PHC 140-1...
160-1	32A-1	50,800	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	69,60	47,80	6,40	-	226,8	278,9	10,10	PHC 160-1...
180-1	36A-1	57,150	35,71	35,48	17,46	72,80	78,60	78,60	53,60	7,20	-	280,2	341,8	13,45	PHC 180-1...
200-1	40A-1	63,500	39,68	37,85	19,85	80,30	87,20	87,20	60,00	8,00	-	353,8	431,6	16,15	PHC 200-1...
240-1	48A-1	76,200	47,63	47,35	23,81	95,50	103,00	103,00	72,39	9,50	-	510,3	622,5	23,20	PHC 240-1...

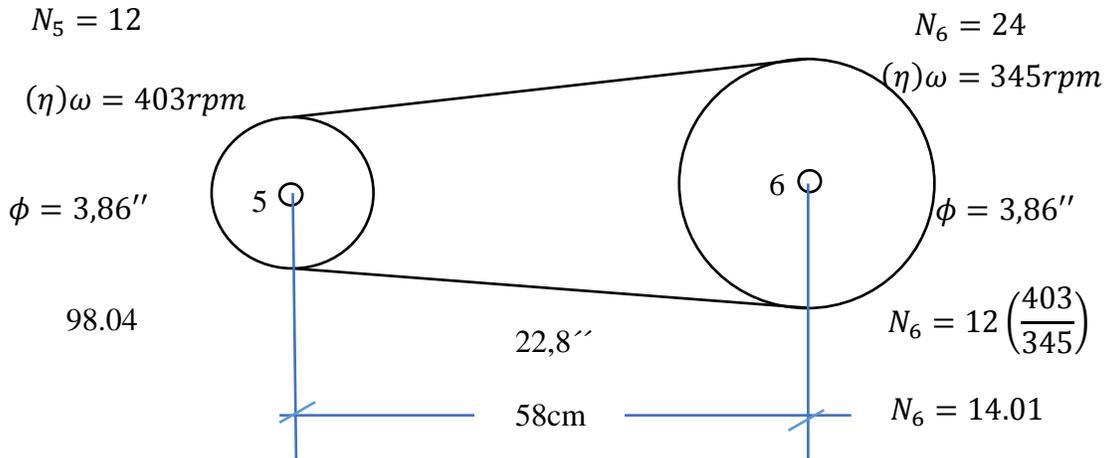
**Figura 51.** Selección de cadena Equivalente - ISO

Fuente. (Sfk, n.d.)

Según **Figura 51**  $b = 1''$ , el paso diametral de las catarinas resulta reemplazando la **ecuación (36)**

$$D_p \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{12}\right)} = 2'' = 2mm$$

La transmisión por cadena se muestra en la **Figura 52**.



**Figura 52.** Transmisión por cadena de caja inversora hacia implemento.

Fuente. Elaboración propia.

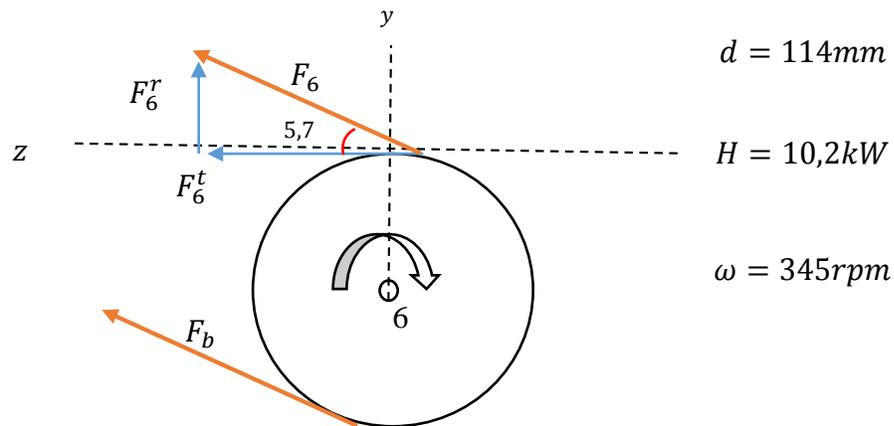
➤ *Diseño de ejes*

Según el manual de aceros especiales BOHLER del Perú (Anexo 4). Se elige un acero 1020 CD usado para ejes de transmisión con baja exigencia de torque; su resistencia a la tensión es de 470 MPa.

El eje recibe la potencia en un extremo a través de una Catarina soportada por hombro y por cuñero a 345 rpm, con un ángulo de 5,7°; además transmite toda la potencia hacia una cadena transportadora en los puntos C y D y esta soportada en los puntos B y E. la tierra ejerce una fuerza reducida a la mitad que la ejercida en la cuchilla (cálculos posteriores).

El diseño sigue el mismo procedimiento que el desarrollo de la Etapa I.

Las cargas transmitidas hacia el eje se muestran en la **Figura 53**.



**Figura 53.** Cargas transmitidas hacia el eje transportador.

**Fuente.** Elaboración propia.

Ahora reemplazando en la **ecuación (27)**, obtenemos:

$$W_t = \frac{60000(10,2)}{\pi(98,04)(403rpm)}$$

$$W_t = 4,93KN$$

Para el Torque reemplazamos en la **ecuación (26)**, obtenemos:

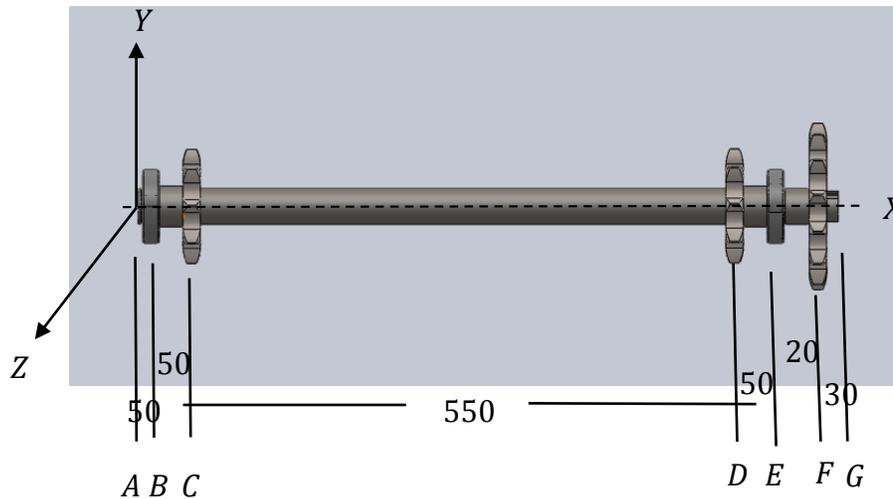
$$T = \left(\frac{10200\omega}{345rpm}\right) \left(\frac{1rev}{2\pi rad}\right) \left(\frac{1.N.m/s}{1\omega}\right) \left(\frac{60s}{1min}\right) = 282,3N.m$$

$$F_6^t = 4,93KN$$

$$F_6^r = (4,93KN) \tan 5,7 = 0,49KN$$

Además  $F_{tierra} = 167,6N$

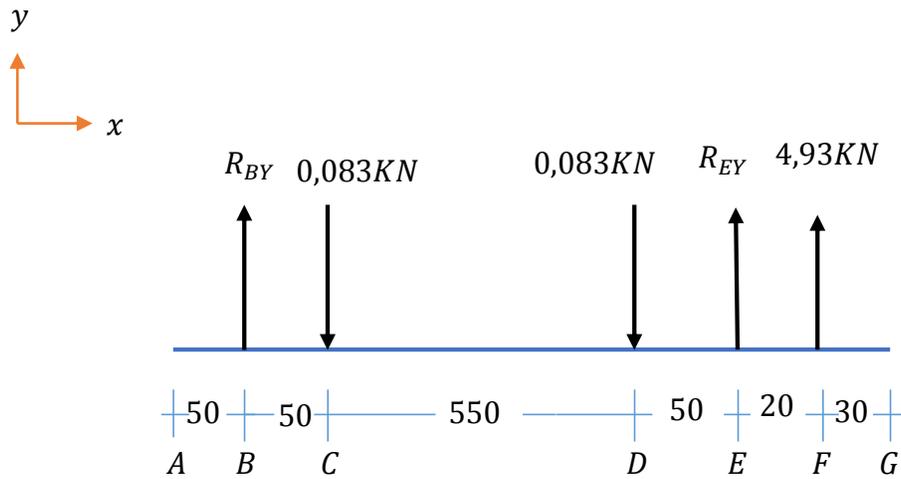
En la **Figura 54**, se muestra las reacciones en los rodamientos.



**Figura 54.** Reacciones de los rodamientos en eje transportador- plano Y-Z

**Fuente.** Elaboración propia.

Fuerzas que actúan en el plano X – Y, como se muestra en la Figura 55.



**Figura 55.** Diagrama de Cuerpo Libre de fuerzas que actúan sobre eje transportador.

**Fuente.** Elaboración propia.

$$-\sum F_y = 0$$

$$R_{BY} - 0,083KN - 0,083 + R_{EY} + 4,93KN = 0$$

$$R_{BY} + R_{EY} = -4,764KN$$

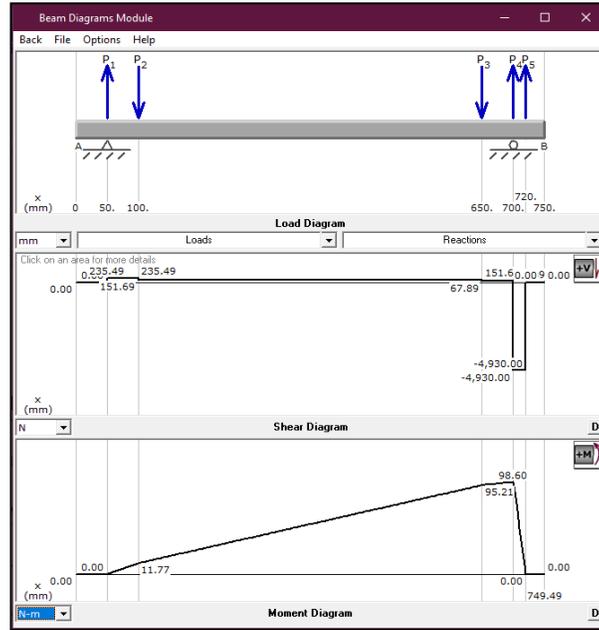
$$-\sum M_A = 0$$

$$R_{BY}(50) - 0,083(100) - 0,083(650) + R_{EY}(700) + 4,93(720) = 0$$

$$R_{BY} = 0,305KN$$

$$R_{EY} = 4,466KN$$

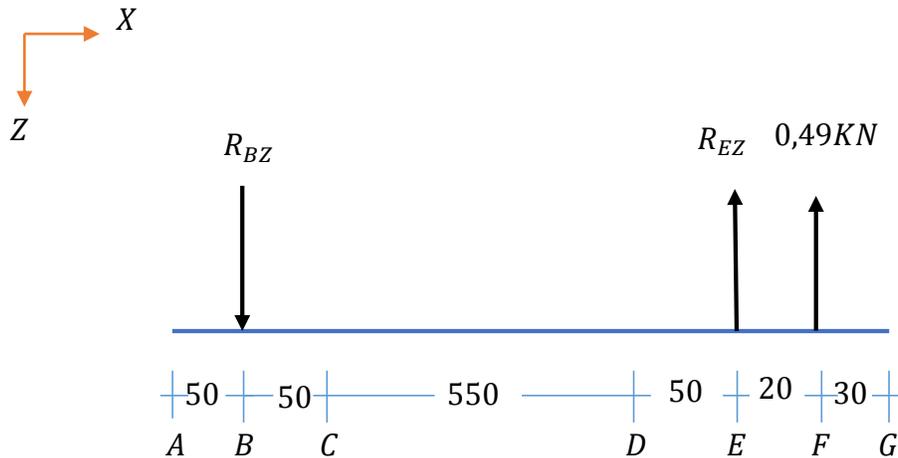
Diagrama de fuerza cortante y momento flector, se muestra en la **Figura 56**.



**Figura 56.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje transportador - Ms Solid.

**Fuente.** Elaboración propia.

Fuerzas que actúan en el plano Z – X, se muestra en la **Figura 57**.



**Figura 57.** Diagrama de cuerpo libre - Eje transportador plano Z-X

**Fuente.** Elaboración propia

$$-\sum F_Z = 0$$

$$R_{BZ}(50) - R_{EZ}(700) - 0,49(720) = 0$$

$$-50R_{BZ} - 700R_{EZ} = 0,352KN$$

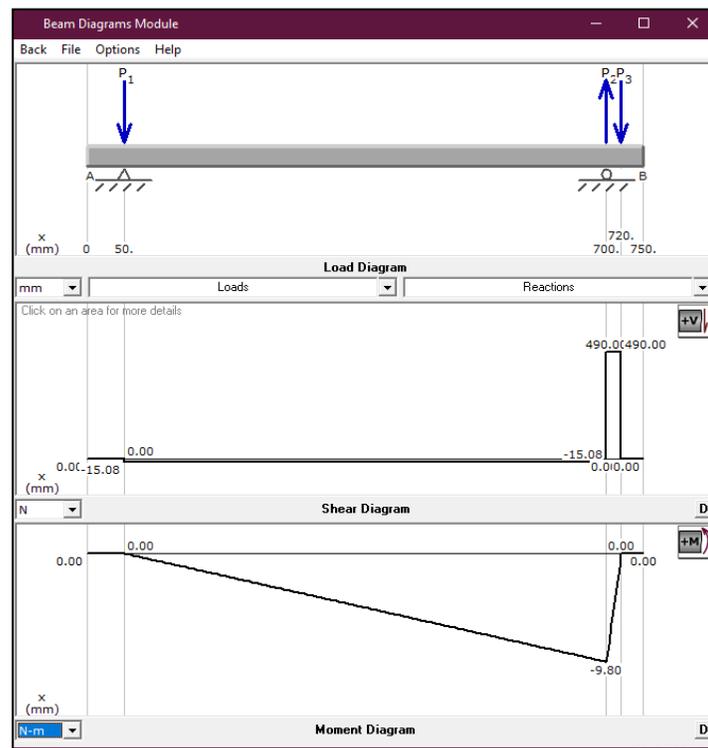
$$\sum M_A = 0$$

$$-R_{BZ}(0,05) - R_{EZ}(0,7) - 0,49(0,72) = 0$$

$$R_{BZ} = 0,01KN$$

$$R_{EZ} = -0,5KN$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector, se muestra en la **Figura 58**.



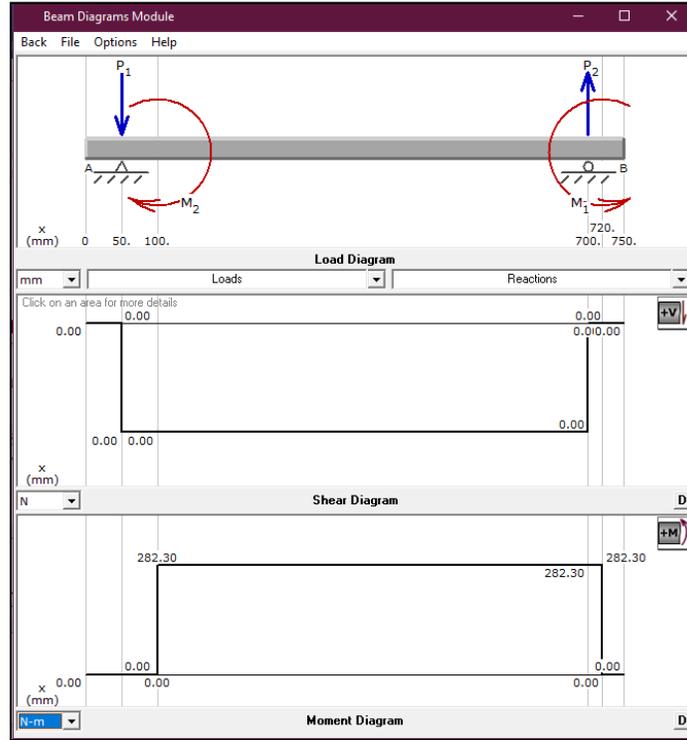
**Figura 58.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector de eje transportador plano Z-X - Ms Solid.

**Fuente.** Elaboración propia.

Los puntos máximos se dan en los puntos E y F.

$$M_{RE} = \sqrt{(98,6)^2 + (9,80)^2} = 99,08N.m$$

Momento torsor



**Figura 59.** Diagrama de momento torsor para eje transportador - Ms Solid.

**Fuente.** Elaboración propia.

Esfuerzo medio y alternante en el punto E, usamos las **ecuaciones (16) y (17)**.

$$M_E = 99,08N.m \left\{ \begin{array}{l} M_m = 0 \\ M_a = 99,08N.M \end{array} \right.$$

$$T_C = 282,3N.m \left\{ \begin{array}{l} T_m = 141,15N.m \\ T_a = 141,15N.m \end{array} \right.$$

De la tabla en Anexos 1 se toman valores de,  $K_t = 1,7$ ;  $K_{ts} = K_{fs} = 1,5$

Ahora reemplazando la **ecuación (6)**, obtenemos:

- $S'e = 0,5 (470) = 235 \text{ Mpa.}$
- $Ka = a S_{ut}^b = 4,51 (470 \text{ Mpa})^{-0,265} = 0,93$
- $Kb = 1,24 (30)^{-0,107} = 0,86.$
- $Kc = 0,59.$
- $Kd = 1$
- $Ke = \text{Al } 90\% = 0,89$

Reemplazando la **ecuación (11)**, para obtener los factores que modifican el límite a la resistencia, obtenemos:

$$Se = (235)(0,93)(0,86)(0,59)(0,897) = 98,69 \text{ Mpa.}$$

- Diámetro en el punto “D”

Reemplazamos en la **ecuación (21)**, para el diámetro.

Obtenemos:

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{98,69 \times 10^6} [4(1,7 \times 99,08)^2 + 3(1,5 \times 141,15)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{470 \times 10^6} [3(1,5 \times 141,15)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

El diámetro para el punto C será.

$$d_E = 0,035m = 35 \text{ mm.}$$

- Diámetro para el punto “F”

$$M_F = 0N.m \quad \left\{ \begin{array}{l} M_m = 0N.M \\ M_a = 0N.M \end{array} \right.$$

$$T_F = 282,3N.m \quad \left\{ \begin{array}{l} T_m = 141,15N.m \\ T_a = 141,15N.m \end{array} \right.$$

Reemplazamos en la ecuación (21), para el diámetro.

Obtenemos:

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{98,69 \times 10^6} + [3(1,5 \times 141,15)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

El diámetro para el punto D será

$$d_D = 0,030m = 30 \text{ mm.}$$

- Factor de seguridad y fatiga.

El factor de seguridad y fatiga se analiza de forma general usando el software SolidWorks 2016, y los resultados se muestran en la **Figura 72**.

- *Selección de rodamientos y cuñas para eje transportador*

Con una vida de 12000 h; confiabilidad de 90%; 345 rpm para un diámetro de 35 mm.

Las fuerzas que actúan en el rodamiento en el punto B, son:

$$R_{B_Y} = 0,30KN$$

$$R_{B_Z} = 0,01KN$$

$$R_B = 0,31KN$$

$$R_{E_Y} = 4,466KN$$

$$R_{E_Z} = 0,5KN$$

$$R_E = 4,86KN$$

Utilizamos la **ecuación (32)**, para la relación de vida real y deseada.

Reemplazando, se obtiene:

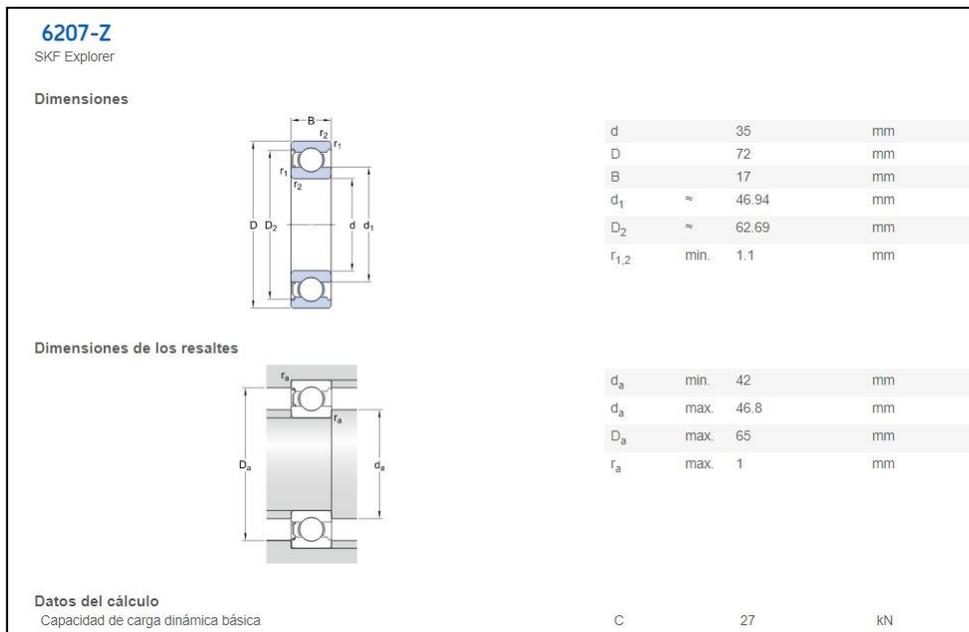
$$X_D = \frac{L_C}{L_R} = \frac{60 (12000)(345)}{10^6} = 248,4$$

Ahora reemplazamos la **ecuación (33)**, obteniendo:

$$C_{10} = (4,96) \left[ \frac{248,14}{(0,02) + (6,32 - 0,02)(1 - 0,99)^{1/1,48}} \right]^{1/3} = 22,03KN.$$

Para reducir el espacio del rodamiento se selecciona 2 rodamientos de bolas Skf 6207 – Z (**Figura 60**), con los siguientes resultados:

$$d = 35 \text{ mm}; D = 72 \text{ mm}; B = 93 \text{ mm}; C_{10} = 27KN.$$



**Figura 60.** Selección de rodamientos para eje principal - SkF.

**Fuente.** (Skf, 2015)

➤ Selección de cuñas.

En el centro del eje de  $d = 35$  mm, se transmite fuerza a la cadena transportadora a través de cuñas. Según la **Figura 47** se selecciona una cuña con los siguientes datos:

$$A = 10\text{mm}$$

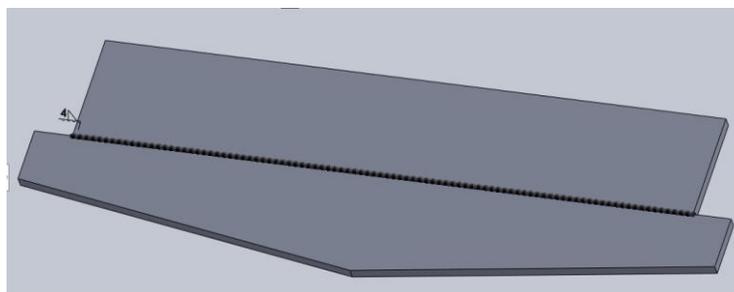
$$G = 8\text{mm}$$

$$P = 4,7$$

➤ Dimensionamiento de la cuchilla

El ancho máximo de corte del implemento será de 60 cm a una profundidad de 25 cm. Además, la tierra ejercerá una fuerza que se opone al avance de la cuchilla (fuerza de resistencia al corte) y una fuerza debido a su peso.

La cuchilla (**Figura 61**) será fabricada de una plancha de acero ASTM A-36 de 10 mm de espesor (**Anexo 6**) y en la punta estará reforzada con una plancha antidesgaste Hardox 500 (**Anexo 6**) resistente a la abrasión, apto para aplicaciones que requieren resistencia muy alta al desgaste.



**Figura 61.** Cuchilla de implemento cosechador.

**Fuente.** Elaboración propia.

De la tabla se selecciona un coeficiente de  $40 \text{ kg/dm}^2$ , valor máximo para tierra suelta y mínimo para un terreno medio.

**Tabla 11** Coeficientes de labranza según tipo de suelo.

**Fuente.** (Herrera, Miguel, *Mecanización Agrícola*, & Uner, n.d.)

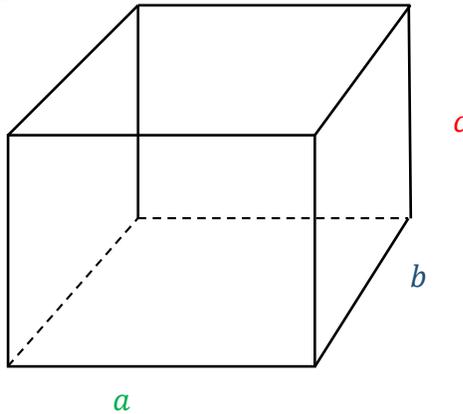
<b>COEFICIENTES DE LABRANZA</b>	
<b>TIPO DE SUELO</b>	<b>Kg/dm<sup>2</sup></b>
<b>Muy suelto</b>	Hasta 30
<b>Suelto</b>	30 - 40
<b>Medio</b>	40 - 60
<b>Medio tendiendo a compactar</b>	60 - 80
<b>Compactado</b>	80 - 100
<b>Muy compactado</b>	Más de 100

La velocidad de desplazamiento del motocultor en segunda marcha es de  $\frac{2,8 \text{ km}}{h} = 0,77 \text{ m/s}$ . la fuerza de resistencia al corte resulta de reemplazar la **ecuación (5)**, obteniendo:

$$F = 4000(0,25)(0.6)(0.77)$$

$$F = 462\text{N}$$

La fuerza máxima ejercida por la tierra es igual al volumen máximo (**Figura 62**) de tierra por aceleración de la gravedad.



**Figura 62.** Volumen máximo para cálculo de fuerza ejercida por la tierra.

**Fuente.** Elaboración propia.

El volumen máximo resulta:  $a \times b \times c$ .

$$V = (0.2 * 0.6 * 0.3)$$

$$V = 0.036 \text{ m}^3$$

La densidad de la tierra vegetal según la **Tabla 12** es de 950, multiplicando por su volumen obtenemos:

$$F_p = 0.036 * 9.81 * 950$$

$$F_p = 335.502 \text{ N}$$

*Tabla 12 Factores de Densidad aproximadas de varios materiales.*

*Fuente. (Http://parquemobil.inubo.es, n.d.)*

<b>DENSIDADES APROXIMADAS DE VARIOS MATERIALES</b>				
<b>MATERIAL</b>	$\frac{Kg}{m^3}$ de <i>MATERIAL</i>	$\frac{Kg}{m^3}$ en <i>BANCO</i>	<b>FACTORES VOLUMEN DE CONVERSION</b>	<b>% DE EXPANSION</b>
<b>Piedra caliza: Fragmentada</b>	1540	2610	0.59	69
<b>Triturada</b>	1540	---		
<b>Magnetita, mineral de hierro</b>	2790	3260	0.85	17
<b>Pirita, mineral de hierro</b>	2580	3030	0.85	17
<b>Arena: Seca y suelta</b>	1420	1600	0.89	12
<b>Húmeda</b>	1690	1900	0.89	12
<b>Mojada</b>	1840	2080	0.89	12
<b>Arena y arcilla: Suelta</b>	1600	2020	0.79	27
<b>Compactada</b>	2400	---		
<b>Arena y grava: Seca</b>	1720	1930	0.89	12
<b>Mojada</b>	2020	2230	0.91	10
<b>Arenisca</b>	1510	2520	0.6	67
<b>Esquisto</b>	1250	1660	0.75	33
<b>Escorias Fragmentadas</b>	1750	2940	0.6	67
<b>Nieve: Seca</b>	130	---		
<b>Mojada</b>	520	---		
<b>Piedra triturada</b>	1600	2670	0.6	67
<b>Taconita</b>	1630 - 1900	2360 -2700	0.58	72
<b>Tierra vegetal</b>	950	1370	0.7	43
<b>Roca trapeara fragmentada</b>	1750	2610	0.67	49

El ángulo elegido de ataque de la cuchilla hacia el suelo es de 37°, un valor promedio para tierra vegetal según **Tabla 13**.

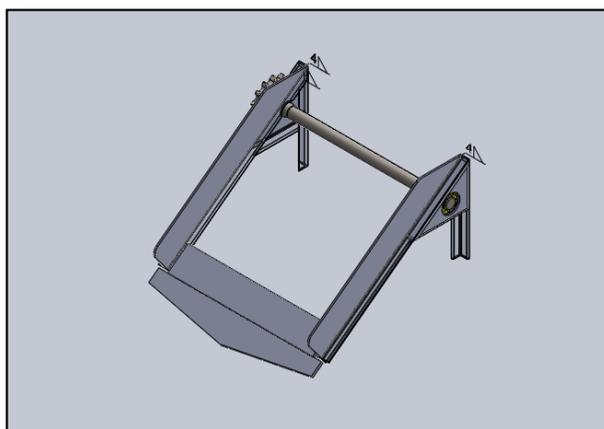
*Tabla 13 Ángulo de talud natural.*

*Fuente.* (<https://www.construmatica.com/>, n.d.)

<b>ANGULO DE TALUD NATURAL</b>	
<b>Arena fina, seca</b>	10 a 20°
<b>Arena fina, mojada</b>	15 a 25°
<b>Arcilla húmeda</b>	0 a 20°
<b>Arcilla seca</b>	30 a 50°
<b>Grava</b>	30 a 40°
<b>Tierra vegetal</b>	30 a 45°
<b>Marga</b>	30 a 45°
<b>Roca</b>	50 a 90°

➤ *Selección del material para la estructura*

El material principal de la estructura será un hierro angular de 35x35x5 mm; así como planchas de acero de 6mm, soldados en lugares estratégicos, en la **Figura 63** se muestra el modelo de la estructura del implemento cosechador de papas.



*Figura 63. Modelado de la estructura principal de implemento - Solidworks 2016.*

*Fuente. Elaboración propia – SolidWorks 2016.*

➤ *Selección de cadena y elementos de transporte de material*

Para el transporte de la tierra y papa se usará una cadena de varillas circulares de 3/8 de pulgada (**Anexo 6**); así como engranes y ruedas guía de aleación de hierro. La figura (**Figura 64**) muestra elementos de transporte de material.



**Figura 64.** Cadena transportadora del material

**Fuente.** Elaboración propia – SolidWorks 2016.

### **3.2.Simulación y análisis estático de elementos del implemento cosechador de papas**

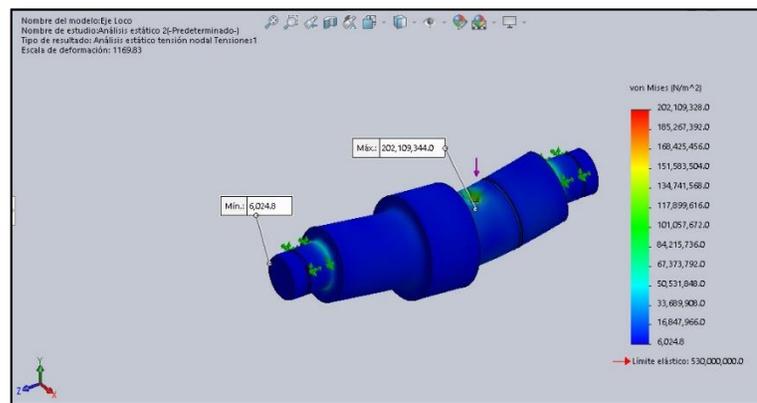
A continuación, en este apartado se elabora el análisis estático y de fatiga del eje loco, eje principal y eje transportador, estos análisis se realizan con el Software SolidWorks 2016.

### 3.2.1. Análisis estático del eje loco

Información del modelo para el análisis del eje loco.

#### Tensiones

En la figura se muestra el resultado de análisis estático para el esfuerzo mediante Tensiones de Von Mises, obteniendo que el esfuerzo máximo es 202,1 MPa; muy por debajo del límite elástico del diseño del eje, por lo tanto, el eje no sufrirá deformaciones.

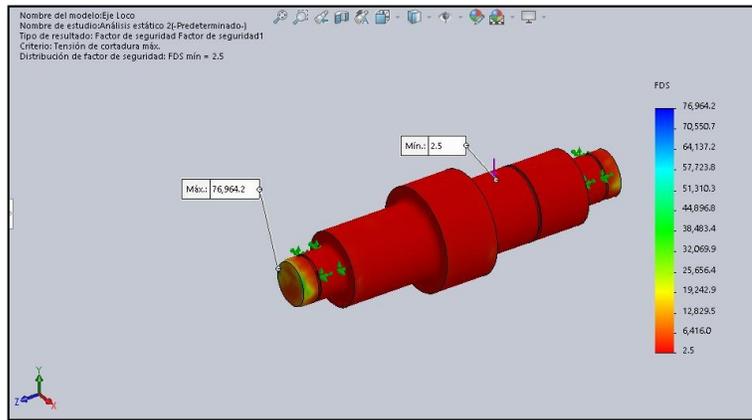


*Figura 65. Estudio de análisis estático - Tensiones.*

*Fuente:* Elaboración Propia SolidWorks 2016.

#### Factor de seguridad

En la figura se muestra el resultado del análisis estático para el FDS, obteniendo un valor de 2.5 que está por encima del valor mínimo 1.5.



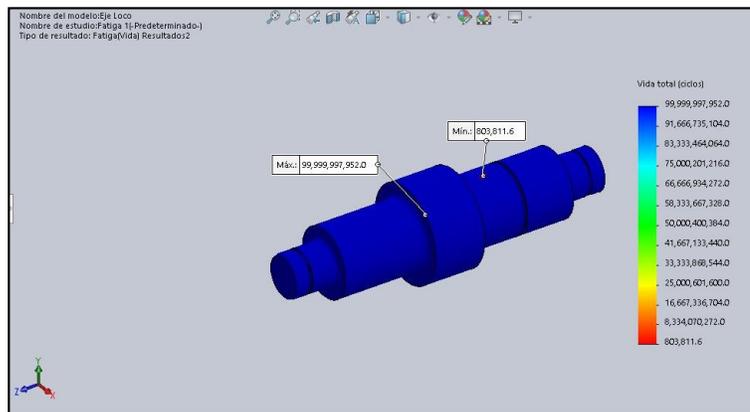
**Figura 66.** Estudio de análisis estático - Factor de Seguridad, eje loco.

**Fuente:** Elaboración Propia – SolidWorks 2016.

### 3.2.2. Análisis de fatiga del eje loco

#### Esfuerzo vida.

En la figura, se muestra el número de ciclos para los que fallara el eje que es de 803,811.6 ciclos.



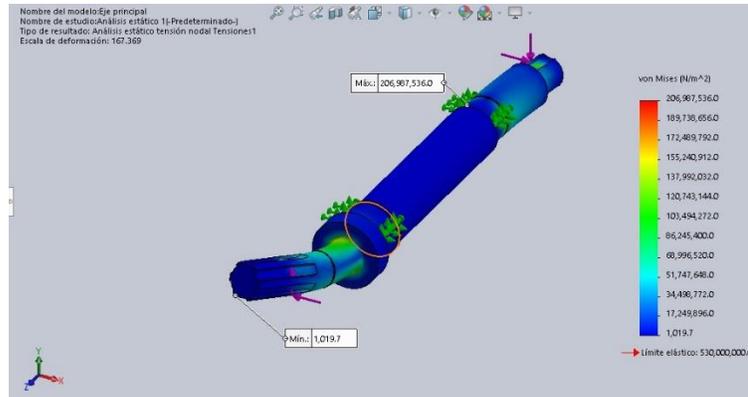
**Figura 67.** Estudio de análisis por fatiga - Esfuerzo vida.

**Fuente:** Elaboración Propia – SolidWorks 2016

### 3.2.3. Análisis estático del eje principal

#### Tensiones

En la figura se muestra el resultado de análisis estático para el esfuerzo mediante Tensiones de Von Mises, obteniendo que el esfuerzo máximo es 206.9 MPa; muy por debajo del límite elástico del diseño del eje, por lo tanto, el eje no sufrirá deformaciones.

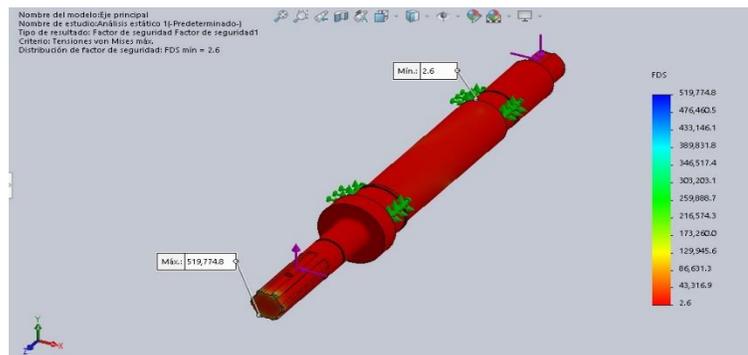


**Figura 68.** Estudio de análisis estático - Tensiones en eje principal.

Fuente: Elaboración Propia SolidWorks 2016

#### Factor de seguridad

En la figura se muestra el resultado del análisis estático para el FDS, obteniendo un valor de 2.6 que está por encima del valor mínimo 1.5.



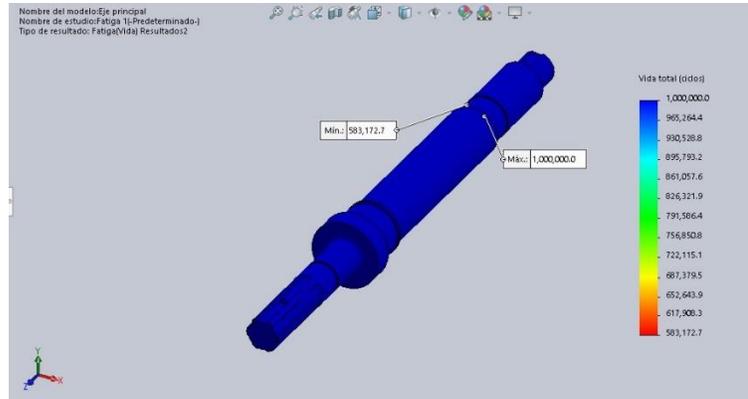
**Figura 69.** Estudio de análisis estático - Factor de seguridad de Eje principal.

Fuente: Elaboración Propia – SolidWorks 2016

### 3.2.4. Análisis de fatiga del eje principal

#### Esfuerzo vida

En la figura, se muestra el número de ciclos para los que fallará el eje que es de 583.172.7 ciclos.



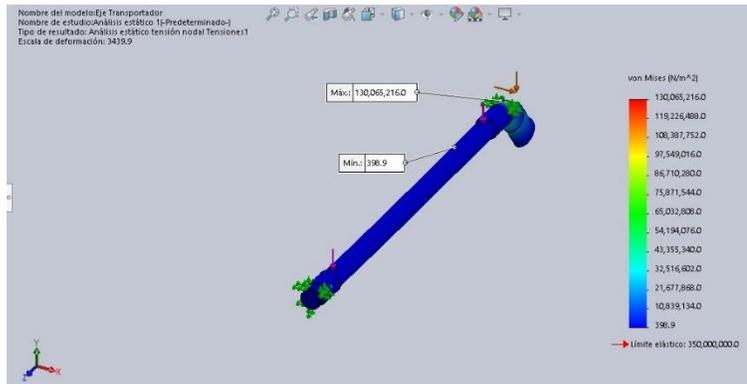
*Figura 70. Estudio de análisis por fatiga - Esfuerzo vida en eje principal.*

*Fuente: Elaboración Propia – SolidWorks 2016*

### 3.2.5. Análisis estático del eje transportador

#### Tensiones

En la figura se muestra el resultado de análisis estático para el esfuerzo mediante Tensiones de Von Mises, obteniendo que el esfuerzo máximo es 130 MPa; muy por debajo del límite elástico del diseño del eje, por lo tanto, el eje no sufrirá deformaciones.

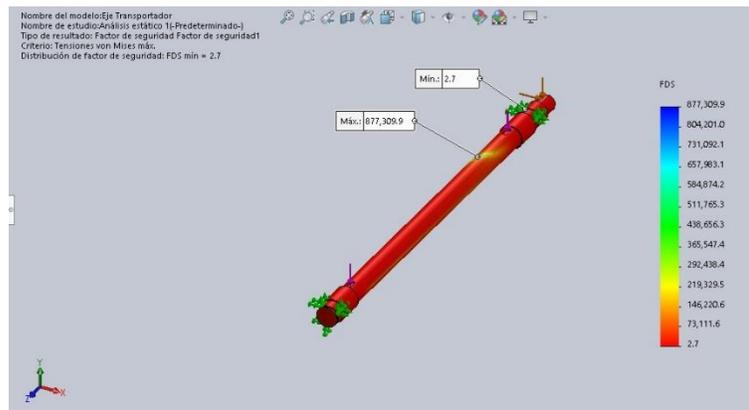


**Figura 71.** Estudio de análisis estático - Tensiones en eje transportador.

**Fuente:** Elaboración Propia – SolidWorks 2016

### Factores de seguridad

En la figura se muestra el resultado del análisis estático para el FDS, obteniendo un valor de 2.7 que está por encima del valor mínimo 1.5.



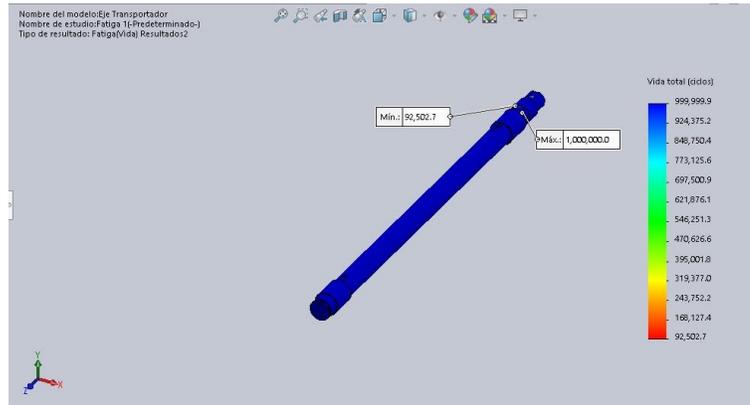
**Figura 72.** Estudio de análisis estático - Factor de Seguridad de eje transportador.

**Fuente:** Elaboración Propia – SolidWorks 2016

### 3.2.6. Análisis de fatiga del eje transportador

#### Esfuerzo – Vida

En la figura, se muestra el número de ciclos para los que fallara el eje que es de 92,502.7 ciclos.



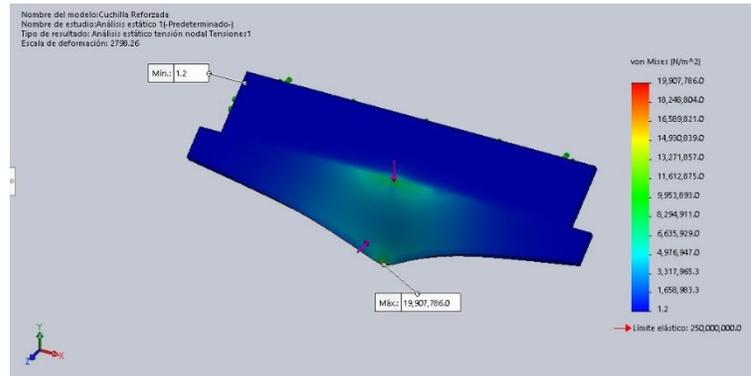
**Figura 73.** Estudio de análisis por fatiga - Esfuerzo vida de eje transportador.

**Fuente:** Elaboración Propia – SolidWorks 2016

### 3.2.7. Análisis estático para la cuchilla.

#### Tensiones

En la figura se muestra el resultado de análisis estático para el esfuerzo mediante Tensiones de Von Mises, obteniendo que el esfuerzo máximo es 19.9 MPa; muy por debajo del límite elástico del diseño del eje, por lo tanto, el eje no sufrirá deformaciones.

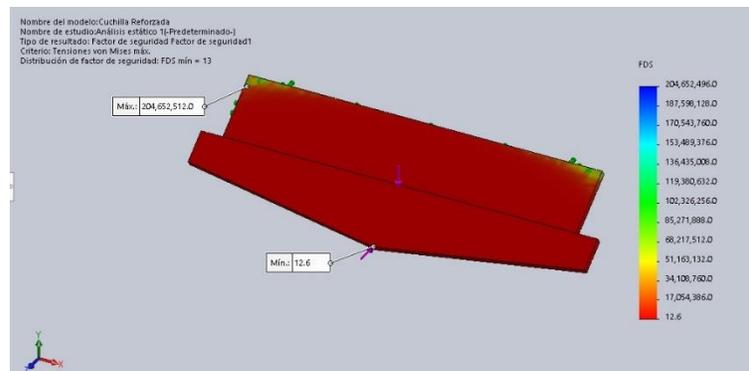


**Figura 74.** Estudio de análisis estático - Tensiones de cuchilla.

**Fuente.** Elaboración propia – SolidWorks 2016

### Factor de Seguridad

En la figura se muestra el resultado del análisis estático para el FDS, obteniendo un valor de 12.6 que está por encima del valor mínimo 1.5.



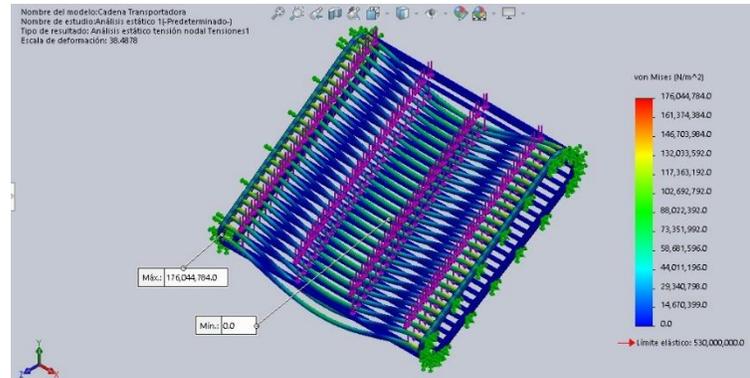
**Figura 75.** Estudio de análisis estático - Factor de Seguridad de cuchilla.

**Fuente.** Elaboración propia – SolidWorks 2016

### 3.2.8. Análisis estático para la cadena transportadora

#### Tensiones

En la figura se muestra el resultado de análisis estático para el esfuerzo mediante Tensiones de Von Mises, obteniendo que el esfuerzo máximo es 176 MPa; muy por debajo del límite elástico del diseño del eje, por lo tanto, el eje no sufrirá deformaciones.



**Figura 76.** Estudio de Análisis Estático - Tensiones.

**Fuente.** Elaboración Propia – SolidWorks 2016.

#### Factor de Seguridad

En la figura se muestra el resultado del análisis estático para el FDS, obteniendo un valor de 3.0 que está por encima del valor mínimo 1.5.



**Figura 77.** Estudio de Análisis Estático - Factor de Seguridad.

**Fuente.** Elaboración propia – SolidWorks 2016.

### 3.3. Costos operativos de maquinaria agrícola

- La capacidad efectiva de trabajo del motocultor reemplazando la **ecuación (1)** es igual a:

$$C_{EF} \frac{1/2}{1} = \frac{1}{2} ha$$

El motocultor cosechará ½ hectárea por día en una jornada laboral de 8 horas.

- La capacidad teórica de trabajo se obtiene reemplazando en la **ecuación (2)** a una velocidad de 4,5 km/h (velocidad del motocultor en tercera marcha), se obtiene:

$$C_{TT} = \frac{(0,06)(4,5)(1000)}{10000} = 0,027 ha/h$$

Teóricamente se cosechará 0,027 hectáreas en una hora.

- La capacidad de trabajo efectiva se obtiene reemplazando la **ecuación (3)** una velocidad de 2,8 km/h (velocidad de trabajo real en segunda marcha)

$$C_{TE} = \frac{(0,06)(2,8)(1000)}{10000} = 0,016 ha/h$$

El trabajo efectivo de cosecha será de 0,016 hectáreas en una hora.

- La eficiencia de campo se obtiene mediante la **ecuación (4)**.

$$E_F = \frac{0,016}{0,027} = 0,59 = 59\%$$

### 3.4. Análisis de costos generales para el implemento cosechador.

En este apartado de la investigación se pretende establecer el coste proyectado total (materiales, servicios, Software, otros) para la fabricación del implemento cosechador de papas, en la **Figura 78** se muestra el flujograma para los costos.



*Figura 78.* Costos proyectados para la fabricación de del implemento para la cosecha de papas.

*Fuente.* Elaboración propia.

**Costos: Materiales.**

**Tabla 14** Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas.

*Fuente.* Elaboración propia.

PROYECTO		DISEÑO DE UN IMPLEMENTO PAPA LA COSECHA DE PAPAS ADAPTADO AL MOTOCULTOR DF-15L					Pág. 1 de 4	
TABLA DE COSTOS: MATERIALES		UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN					Elaborado por: B.LL - R.D	
ITEM	DESCRIPCIÓN	Nº DE PIEZA / MEDIDA	GRUPO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	REVISADO POR:	
1	Rodamiento de Bolas	6205_ETN9	MATERIALES	2	5.00	S/.10.00	Ing. A.S.C.	
2	Eje de Acero	AISI 1045 2" 5/16x0.3m	MATERIALES	1	40.00	S/.40.00	Ing. A.S.C.	
3	Anillo de Retención Exterior	DIN 471 - 25 x 1.2	MATERIALES	2	2.00	S/.4.00	Ing. A.S.C.	
4	Anillo de Retención Exterior	DIN 471 - 42 x 1.75	MATERIALES	1	2.00	S/.2.00	Ing. A.S.C.	
5	Anillo de desgaste	Bronce 40x30x2.5mm	MATERIALES	1	4.00	S/.4.00	Ing. A.S.C.	
6	Engrane	DIN - 3M 24T 20PA 30FW --- S24A75H50L45N	MATERIALES	1	30.00	S/.30.00	Ing. A.S.C.	
7	Rodamiento de Bolas	310_2Z	MATERIALES	1	5.00	S/.5.00	Ing. A.S.C.	
8	Rodamiento de Bolas	308	MATERIALES	1	5.00	S/.5.00	Ing. A.S.C.	
9	Eje de Acero 1045	AISI 1045 2" 1/2x0.6m	MATERIALES	1	60.00	S/.60.00	Ing. A.S.C.	
10	Anillo Espaciador	Bronce 30x30x5mm	MATERIALES	1	5.00	S/.5.00	Ing. A.S.C.	
11	Anillo de Retención	DIN 471 - 40 x 1.75	MATERIALES	1	2.00	S/.2.00	Ing. A.S.C.	

**Tabla 15** Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas.

Fuente. Elaboración propia.

PROYECTO		DISEÑO DE UN IMPLEMENTO PAPA LA COSECHA DE PAPAS ADAPTADO AL MOTOCULTOR DF-15L					<b>Pág. 2 de 4</b>	
TABLA DE COSTOS: MATERIALES		UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN					Elaborado por: B.LL - R.D	
ITEM	DESCRIPCIÓN	N° DE PIEZA / MEDIDA	GRUPO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	REVISADO POR:	
12	Anillo de Retención	DIN 471 - 50 x 2	MATERIALES	1	2.00	S/.2.00	Ing. A.S.C.	
13	Anillo de Retención	DIN 471 - 30 x 1.5	MATERIALES	1	2.00	S/.2.00	Ing. A.S.C.	
14	Anillo de Desgaste	Espaciador 30x30x10	MATERIALES	1	4.00	S/.4.00	Ing. A.S.C..	
15	Engrane de Acople		MATERIALES	1	30.00	S/.30.00	Ing. A.S.C.	
17	Catarina 12 Dientes	DIN 8192 - A 12Z 20A-1 -- 12SA30R1	MATERIALES	1	25.00	S/.25.00	Ing. A.S.C.	
18	Engrane Recto	DIN - 3M 43T 20PA 30FW ---S43A75H50L35N	MATERIALES	1	40.00	S/.40.00	Ing. A.S.C.	
19	Rodamiento de Bolas	6207_Z	MATERIALES	2	5.00	S/.10.00	Ing. A.S.C.	
20	Eje de Acero	AISI 1020 1"X0.8m	MATERIALES	1	60.00	S/.60.00	Ing. A.S.C.	
21	Engrane Fundido		MATERIALES	2	30.00	S/.60.00	Ing. A.S.C.	
23	Anillo de Retención Externo	DIN 471 - 35 x 1.5	MATERIALES	2	2.00	S/.4.00	Ing. A.S.C.	
24	Catarina 14 Dientes	DIN 8192 - A 14Z 20A-1 -- 14SA30R1	MATERIALES	1	30.00	S/.30.00	Ing. A.S.C.	
25	Carcasa de Caja Inversora		MATERIALES	1	80.00	S/.80.00	Ing. A.S.C.	
26	Manga		MATERIALES	2	40.00	S/.80.00	Ing. A.S.C.	

**Tabla 16** Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas.

**Fuente.** Elaboración propia

PROYECTO		DISEÑO DE UN IMPLEMENTO PAPA LA COSECHA DE PAPAS ADAPTADO AL MOTOCULTOR DF-15L					<b>Pág. 3 de 4</b>
<i>TABLA DE COSTOS: MATERIALES</i>		UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN					Elaborado por: B.LL - R.D
ITEM	DESCRIPCIÓN	N° DE PIEZA / MEDIDA	GRUPO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	REVISADO POR:
27	Plancha de Latón	1mx1mx6mm	MATERIALES	1	80.00	S/.80.00	Ing. A.S.C.
35	Barra Circular	ASTM A36-10x33m	MATERIALES	3	15.50	S/.46.50	Ing. A.S.C.
36	Plancha de Acero	Hardox-500 1mx0.5mx10mm	MATERIALES	1	157.00	S/.157.00	Ing. A.S.C.
37	Llanta (125x250Kg)	D 125; 250Kg.	MATERIALES	2	30.00	S/.60.00	Ing. A.S.C.
38	Plancha de acero	ASTM (1x1mx10mm)	MATERIALES	1	314.00	S/.314.00	Ing. A.S.C.
39	Angulo de hierro	35x35x5 L=2.2m	MATERIALES	1	15.00	S/.15.00	Ing. A.S.C.
40	Plancha de acero	ASTM A-36; 1mx1mx6mm	MATERIALES	1	150.00	S/.150.00	Ing. A.S.C.
41	Rodillo Guía		MATERIALES	2	10.00	S/.20.00	Ing. A.S.C.
42	Soporte de Eje Trasportador		MATERIALES	2	20.00	S/.40.00	Ing. A.S.C.

**Tabla 17** Costos de Materiales para el implemento para la cosecha de papas.

**Fuente.** Elaboración propia.

PROYECTO		DISEÑO DE UN IMPLEMENTO PAPA LA COSECHA DE PAPAS ADAPTADO AL MOTOCULTOR DF-15L					<b>Pág. 4 de 4</b>
<i>TABLA DE COSTOS: MATERIALES</i>		UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN					Elaborado por: B.LL - R.D
ITEM	DESCRIPCIÓN	N° DE PIEZA / MEDIDA	GRUPO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	REVISADO POR:
43	Plancha de Acero	ASTM A-36; 1mx1mx12mm	MATERIALES	1	200.00	S/.200.00	Ing. A.S.C.
44	Reten de Aceite	40x90x10-HMS5RG	MATERIALES	1	10.00	S/.10.00	Ing. A.S.C.
45	Reten de aceite caucho	90mmx10mm	MATERIALES	1	10.00	S/.10.00	Ing. A.S.C.
46	Perno Hexagonal	M10x20mm	MATERIALES	8	1.00	S/.8.00	Ing. A.S.C.
47	Perno Hexagonal	M12x35mm	MATERIALES	8	1.00	S/.8.00	Ing. A.S.C.
48	Perno Hexagonal	M16x35mm	MATERIALES	12	1.00	S/.12.00	Ing. A.S.C.
49	Tornillo	M8x15mm	MATERIALES	8	0.50	S/.4.00	Ing. A.S.C.
50	Cadena de Rodillos	20A-1	MATERIALES	1	50.00	S/.50.00	Ing. A.S.C.
51	Tuerca	M12	MATERIALES	2	0.50	S/.1.00	Ing. A.S.C.
<b>TOTAL: COSTOS MATERIALES.</b>						<b>S/.1,779.50</b>	

**Costos: Software, Servicios y otros.**

**Tabla 18** *Costos de Software, Servicios y otros; proyectados para la fabricación del implemento para la cosecha de papas.*

Fuente. Elaboración propia.

<b>PROYECTO</b>		<b>DISEÑO DE UN IMPLEMENTO COSECHADOR DE PAPA ADAPTADO AL MOTOCULTOR DF-15L</b>				<b>Pág. 1 de 1</b>
<b>TABLA DE COSTOS: SOFTWARE / SERVICIOS</b>		<b>UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN</b>				Elaborado por: B.LL-R.D
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>GRUPO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO UNITARIO</b>	<b>COSTO TOTAL</b>	<b>REVISADO POR:</b>
<b>1</b>	Diseño en SolidWorks	SOFTWARE	1	S/.150.00	S/.150.00	Ing. A.S.C.
<b>2</b>	Elaboración del Concepto	SERVICIO	1	S/.200.00	S/.200.00	Ing. A.S.C.
<b>3</b>	Ploteos	SERVICIO	1	S/.50.00	S/.50.00	Ing. A.S.C.
<b>4</b>	Movilidad	OTROS	1	S/.30.00	S/.30.00	Ing. A.S.C.
<b>5</b>	Consumo de Energía	OTROS	1	S/.30.00	S/.30.00	Ing. A.S.C.
<b>6</b>	Técnico de Ensamblaje	SERVICIO	1	S/.50.00	S/.50.00	Ing. A.S.C.
<b>7</b>	Pintura	SERVICIO	1	S/.50.00	S/.50.00	Ing. A.S.C.
<b>TOTAL : SOFTWARE / SERVICIOS / OTROS</b>					<b>S/.560.00</b>	

**Costos: Consolidado.**

**Tabla 19** Consolidado de Costos para la fabricación del implemento para la cosecha de papas.

**Fuente.** Elaboración propia.

<b>PROYECTO</b>		<b>DISEÑO DE UN IMPLEMENTO COSECHADOR DE PAPA ADAPTADO AL MOTOCULTOR DF-15L</b>		<b>Pág. 1 de 1</b>
<b>TABLA DE COSTOS: CONSOLIDADO</b>		<b>UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN</b>		Elaborado por: B.LL- R.D
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO TOTAL</b>	<b>REVISADO POR:</b>
<b>1</b>	<b>MATERIALES</b>	<b>1</b>	<b>S/.1,779.50</b>	<b>Ing. A.S.C.</b>
<b>2</b>	<b>SOFTWARE / SERVICIOS / OTROS</b>	<b>1</b>	<b>S/.560.00</b>	<b>Ing. A.S.C.</b>
<b>COSTO DE FABRICACIÓN PROYECTADO DEL IMPLEMENTO PARA LA COSECACHADOR DE PAPAS</b>			<b>S/.2,339.50</b>	

En la **Tabla 19** se muestra el consolidado del costo para la fabricación del implemento para la cosecha de papas en el Caserío Rodiopampa – Cutervo, obteniendo como resultado un costo total de S/. 2,339.50, este costo es adecuado según las necesidades de los productores de papa del caserío (**Anexo 1**) que estarían dispuestos a pagar hasta S/. 2,500.00 por el implemento, por lo tanto, la fabricación del diseño se muestra viable.

### 3.5. Discusión de Resultados.

- Según la metodología de diseño VDI – 2222, la solución S3 (**Figura 25**) es la más óptima, debido a que se ajusta a las necesidades como, parámetros de terreno, geométricos y técnicos.
- Para el cálculo de fuerzas que actúan sobre los elementos críticos vistos en el desarrollo de la Etapa I y Etapa II del diseño, se deduce que dichas estructuras soportarán esfuerzos y además que las manifestaciones de deformaciones serán casi nulas debido a que el FDS superan el límite mínimo de 1.5.
- Para el cálculo de las fuerzas que actúan sobre la cuchilla y el ángulo de inclinación para la penetración de esta en la tierra, se estableció que se tomara el volumen (**Figura 62**) de la tierra y su densidad (**Tabla 12**), para deducir de esta manera que la fuerza contraria a la penetración de la cuchilla es de 335.502 N, además que el ángulo de penetración será no mayor de 37° para un correcto funcionamiento.
- En el cálculo estático usando el Software SolidWorks 2016, se obtuvieron resultados que se muestran en la **Tabla 20**, el cual comparados con el cálculo matemático previo, se deduce que los elementos críticos tienen valores de FDS adecuados para que no fallen ni sufran daños.

**Tabla 20** Resultados de análisis estático usando SolidWorks 2016

*Fuente.* Elaboración propia

<b>ESTRUCTURA</b>	<b>TENSIONES</b>	<b>FDS</b>	<b>ESFUERZO-VIDA</b>
<b>Eje Loco</b>	201.1 MPa	2.5	803,811.6 Ciclos
<b>Eje Principal</b>	206.9 MPa	2.6	583,172.7 Ciclos
<b>Eje Transportador</b>	130 MPa	2.7	92,502.7 Ciclos
<b>Cuchilla</b>	19.9 MPa	12.6	-----
<b>Cadena</b>	176 MPa	3.0	-----
<b>Transportadora</b>			

- Además, en el desarrollo del costo total para la fabricación del implemento, será de S/. 2,339.50 según tabla de consolidado, así mismo, el costo se ajusta a las necesidades económicas vistas en el desarrollo de la encuesta (**Anexo 1.** Encuesta aplicada en el caserío de Rodiopampa.) desarrollada en el caserío de Rodiopampa – Cutervo.

### **3.6. Aporte Práctico.**

Con el diseño del implemento para la cosecha de papas, se da mucha más importancia tecnológica al sector dedicado a la agricultura; el diseño contempla parámetros geométricos adecuados y óptimos para su funcionamiento, además de un análisis técnico y económico adecuado, ayudando en las necesidades del caserío Rodiopampa-Cutervo. Muchas de estas necesidades se centran en mejorar la producción de papas y disminuir los daños físicos ocasionados por herramientas manuales.

Las normas seguidas, cálculos matemáticos y el análisis usando herramientas CAD (SolidWoks 2016), juntamente con el uso de catálogos de materiales, proveen a la investigación ser objetiva, así mismo, contribuye a futuras investigaciones relacionadas.

# **IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

##### **Conclusiones.**

Según el método normalizado VDI – 2222, se llega a la conclusión de que la solución “S3” para el diseño es viable tanto técnica como económicamente, además se adapta a las necesidades y condiciones de trabajo del caserío de Rodipoampa – Cutervo.

Identificando las características físicas y la disposición del terreno para el tiempo de cosecha, se elaboró un correcto dimensionamiento de ancho, largo, profundidad y ángulo de corte para el implemento, que permitirá la extracción adecuada de papa.

Se calculó las fuerzas que interactúan sobre el mecanismo, para la selección correcta y acertada de cada uno de los elementos (rodamientos, cuñas, engranes, etc.), concluyendo que el material seleccionado permite que el diseño del implemento no sufra fallos por fatiga.

El modelado usando Software SolidWorks 2016, permitió plasmar los resultados de la solución S3 conjuntamente con las dimensiones obtenidas en el cálculo de fuerzas, dicho modelado ayudo a tener una perspectiva clara y objetiva de diseño.

La herramienta de simulación de SolidWorks 2016, confirmo que las dimensiones de los elementos más críticos superan los límites mínimos establecidos para que el implemento sea confiable y duradero.

Se concluye que el costo proyectado de diseño y fabricación, no supera los S/. 2,500.00, contrastando con la realidad económica de los productores de papa del caserío de Rodiopampa – Cutervo.

## **Recomendaciones**

Se recomienda realizar los estudios del implemento cosechador usando el análisis dinámico para la estructura en general con Software de modelado CAD, además se debería realizar un modelado de la estructura usando un Software diferente al Solidworks 2016 y comparar resultados.

Se recomienda realizar un estudio de la soldadura que podría usarse en la fabricación del implemento.

Se debería realizar un diseño de un implemento para la cosecha de papas, que sea para más de dos surcos, permitiendo aumentar el tiempo de extracción por consiguiente aumentar la productividad.

Para futuras investigaciones, con respecto a la recolección de papas una vez extraídas del terreno, se recomienda diseñar un sistema que conjuntamente con el implemento cosechador de papas, permita que el tubérculo sea recolectado y además empacado; aumentando la eficiencia no solo en cosechar papas, también, en prepararlas in situ para la venta.

Se recomienda usar otro tipo de material para las estructuras más críticas (ejes, cuchilla y cadena transportadora), así mismo realizar el estudio de análisis estático (Tensiones, esfuerzo-vida y factor de seguridad), con fines de comparar resultados y sus variaciones.

## REFERENCIAS

- Agencia, P. de N. (2019). Perú registra los mejores rendimientos en agricultura intensiva a nivel mundial | AméricaEconomía | AméricaEconomía. Retrieved November 12, 2019, from América Economía website: <https://www.americaeconomia.com/negocios-industrias/peru-registra-los-mejores-rendimientos-en-agricultura-intensiva-nivel-mundial>
- Agricola, P. N. de I. e I. por C. de V. (2016). *El Cultivo De Papa En Honduras*.
- Agrosalon, F. R. (2018). АГРОСАЛОН. VisitorsInfo. Retrieved November 11, 2019, from <http://www.agrosalon.ru/Visitor/VisitorsInfo/>
- Bernat, C. (2012). *Evolución de las innovaciones técnicas de motocultores y tractocarros Los motocultores y los tractocarros pueden tener*. 46–49.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (P. E. Roig Vásquez & M. T. Zapata Terrasas, Eds.). Mc Graw Hill.
- Ccapa, O. J. (2019). “ *Diseño de una herramienta mecánica para reducir el tiempo de cambio de neumático averiado en camiones volquete en proyectos de movimiento de tierra* ”  
*Autor : Ingeniero industrial Asesor :*
- Cortés M., Elkin; Álvarez M., Fernando; González S., H. (2009). AGRICULTURAL MECHANIZATION: MANAGEMENT , SELECTION AND Resumen Key words. *Medicina Veterinaria y Zootecnia*, 4(2), 151–160.
- Dewulf. (2016). Cosechadora de cribado autopropulsada de 4 hileras sin restricciones (40 x 90 cm). Retrieved November 20, 2019, from Cosechadora de cribado autopropulsada de 4 hileras sin restricciones website: <https://www.dewulfgroup.com/es/product/cosecha/cosechadoras-de-cribado/autopropulsadas/kwatro-xtreme>

*DEWULF KWATRO COSECHADORA DE CRIBADO AUTOPROPULSADA DE 4 HILERAS.*

(2019). Bélgica.

Domingo, F., & Aiz, M. (2008). *Motores y Máquinas Agrícolas.*

Elverdin, P. (2018). *La Mecanización Agrícola en América Latina.*

Estrategias para la mecanización | Mecanización Agrícola Sostenible | Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura. (n.d.).

Farfán Collao, A. E. (2007). Universidad Nacional de Trujillo. *Lexus*, 4(None), 37.

Garbers, R. E., Yi, I. A., Chen, E., & Cárpena, A. (n.d.). *COSTOS OPERATIVOS DE MAQUINARIA AGRÍCOLA (SÍNTESIS BÁSICA PARA SU CÁLCULO).*

Herrera, I. A. M., Miguel, I. A., Mecanización Agr, H.--M., Ícola, A., & Uner, F. (n.d.). *MECANIZACION AGRICOLA TEMA II. LABRANZA LABRANZA: DEFINICIÓN Y FUNCIÓN. RELACIÓN SUELO/METAL. COEFICIENTE DE LABRANZA. CLASIFICACIÓN: PRIMARIA Y SECUNDARIA.*

Hoyos., I. Ms. H. A. C., & Valencia., I. Ms. F. E. (2013). *Estación Experimental Agraria Baños del Inca Cajamarca.* 16.

[Http://parquemobil.inubo.es](http://parquemobil.inubo.es). (n.d.). *DENSIDADES APROXIMADAS DE VARIOS MATERIALES.* Retrieved from <http://parquemobil.inubo.es>

<https://www.construmatica.com/>. (n.d.). Archivo:TeHoCiFig6.png | Construpedia, enciclopedia construcción. Retrieved December 3, 2019, from <https://www.construmatica.com/construpedia/Archivo:TeHoCiFig6.png>

Huillica, M., & Monzón, A. (2015). Pontificia Universidad Católica. *Propuesta Pucp.*

Importaciones, A. (2019). Cosechadora de papas Bolko – Agritech Importaciones. Retrieved

November 20, 2019, from Agritech Importaciones SpA. website:  
<https://agritech.cl/shop/maquinaria/maquinaria-papera/maquinaria-starter/sistema-de-cosecha-starter/cosechadora-de-papas-starter/cosechadora-papas-vegetales-bolko/>

Industrial., D. (2016). *DI2\_Fundamentos\_Nervados.pdf*.

Intermec. (2019). *Estándares De Cuñas Y Cuñeros (Chavetas Y Chaveteros)*. Retrieved from [www.intermec.com.co](http://www.intermec.com.co)

INTERNATIONAL POTATO CENTER. (2019). Inicio - International Potato Center. Retrieved November 21, 2019, from INTERNATIONAL POTATO CENTER website:  
<https://cipotato.org/es/>

La aportación de la mecanización a la agricultura del futuro, en FIMA. (n.d.).

Laboreo. (2009). *El Motocultor*. 4.

Los diferentes tipos de maquinaria agrícola. (n.d.).

Machines, D. (2019). Cosechadora de patatas Grimme VR1500 Hydro • Duijndam Machines. Retrieved November 20, 2019, from Cosechadora de patatas Grimme VR1500 Hydro website: <https://www.duijndam-machines.com/es/maquinas/571/cosechadora-de-patatas-grimme-vr1500-hydro/>

MINAGRI. (2017). Papa. Retrieved November 12, 2019, from <https://www.minagri.gob.pe/portal/especial-iv-cenagro/25-sector-agrario/papa/207-papa?limitstart=0>

Motocultor, P. (2018). Para motocultor. *Aperos Para Motocultores*, 11.

Motocultores, L. O. S. (2012). *Los motocultores*.

Ortiz-Martínez, G., Palacios-Rangel, M. I., & Cervantes-Escoto, F. (2016). La mecanización

agrícola. *5 Congreso Nacional de Ciencias Sociales: La Agenda Emergente de Las Ciencias Sociales*, (April), 540–553. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.5030.6968>

Otiniano, R. (2017). *Manual Del Cultivo De Papa Para Pequeños Productores En La Sierra Norte Del Peru*.

Programa Munitractor. (n.d.).

Riego, M. de A. y. (2019). *Requerimientos Agroclimáticos del cultivo de papa*. Lima.

Robalino, M. M. (2019). Perfiles de países de la FAO: Perú | Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura. Retrieved November 12, 2019, from <http://www.fao.org/countryprofiles/index/es/?iso3=PER>

Rodríguez, D. (2018a). Investigación básica: características, definición, ejemplos - Lifeder. Retrieved November 15, 2019, from [lifeder.com website: https://www.lifeder.com/investigacion-basica/](https://www.lifeder.com/investigacion-basica/)

Rodríguez, D. (2018b). Investigación experimental: características y ejemplos - Lifeder. Retrieved November 15, 2019, from [lifeder.com website: https://www.lifeder.com/investigacion-experimental/](https://www.lifeder.com/investigacion-experimental/)

Sfk. (n.d.). *Cadenas de transmisión SKF*.

Simalenga, T. E. (2013). Agricultural mechanization in Southern African countries. In *Mechanization for Rural Development: Integrated Crop Management A review of patterns and progress from around the world* (Vol. 20).

Skf. (2015). *Rodamientos de bolas*. Retrieved from <https://www.skf.com/pe/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>

Spring, A. (2015). Anillos de Retencion - DIN 471 - Raymond Distribution Mexico - Fabricante

Resortes - Resortes de Compresión. Retrieved December 3, 2019, from Anillos de Retención website: [http://www.asraymond.com.mx/p/203/anillos-de-retencion-din-471/?PAGE\\_ID=1&INDEX-order=0&min\\_1=26.4&max\\_1=82.2&min\\_2=0&max\\_2=9&min\\_4=2&max\\_4=950&update=#startcontent](http://www.asraymond.com.mx/p/203/anillos-de-retencion-din-471/?PAGE_ID=1&INDEX-order=0&min_1=26.4&max_1=82.2&min_2=0&max_2=9&min_4=2&max_4=950&update=#startcontent)

Tractores y motores agrícolas - Pedro V. Arnal Atares, Antonio Laguna Blanca - Google Libros. (n.d.).

Una gama completa Uma gama completa 4 SEASON Solution. (n.d.). *Gama Completa de Motocultores BCS*.

*Universidad de La Pampa Facultad de Agronomía Maquinaria Agrícola*. (n.d.).

## ANEXOS

### Anexo 1. Encuesta aplicada en el caserío de Rodiopampa.

#### ENCUESTA

##### (PRODUCTORES DE PAPA RODIOPAMPA – CUTERVO 2019)

Alumnos : Llatas Castro Edinson Brai

: Rodrigo Delgado Jonatán Fernando

Universidad : Universidad Señor de Sipán

Escuela : Ingeniería Mecánica Eléctrica

1. ¿Cuántas hectáreas de papa siembra al año?  
a) 1 – 2    b) 2 – 3    c) 4 – 5    d) 6 – 7    e) 7 – mas
2. ¿Cuántas toneladas de papa produce cada hectárea?  
a) 1 – 2    b) 3 – 4    c) 5 – 6
3. ¿Qué tipo de herramientas usa para la cosecha de papas?  
a) Herramientas manuales    b) Animales de tiro    c) Herramientas motorizadas
4. ¿Qué sabe usted sobre mecanización agrícola?  
Nada     En forma limitada     En gran medida
5. ¿Le gustaría utilizar máquinas para la cosecha de papas?  
Sí     No
6. ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar la hora de alquiler de un motocultor para la cosecha de papas?  
a) S/ 20.00    b) S/ 30.00    c) S/ 40.00    d) S/ 50.00
7. ¿Cuánto demora usted en cosechar una hectárea de papa?  
a) 1 día    b) 2 días    c) 3 días
8. ¿Cuántos peones contrata para cosechar una hectárea de papa?  
a) 15 – 20    b) 20 – 30    c) 30 – 40
9. ¿Cuánto paga a cada trabajador por día para la cosecha de papa?  
a) S/ 20.00    b) S/ 22.00    c) S/ 25.00    d) S/ 30.00
10. ¿Estaría dispuesto a comprar un implemento de cosecha de papa para su motocultor?  
Sí     No
11. ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por el implemento cosechador de papas?  
a) S/ 500.00 – S/ 1,000.00    b) S/ 1,000.00 – S/ 1,500.00    c) S/ 1,500.00 – S/ 2,000.00  
d) S/ 2,000.00 – S/ 2,500.00

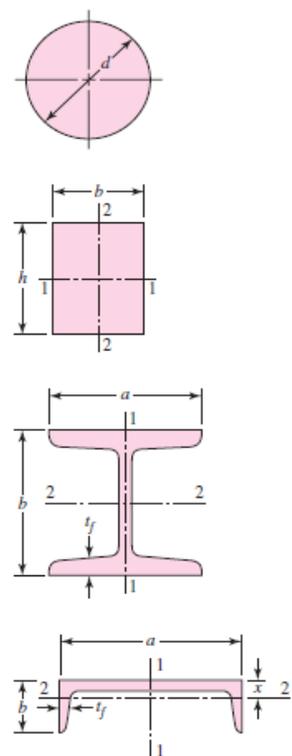
Anexo 2. Tablas para el dimensionamiento de ejes.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1$$



$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$   
 $d_e = 0.370d$

$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$   
 $d_e = 0.808\sqrt{hb}$

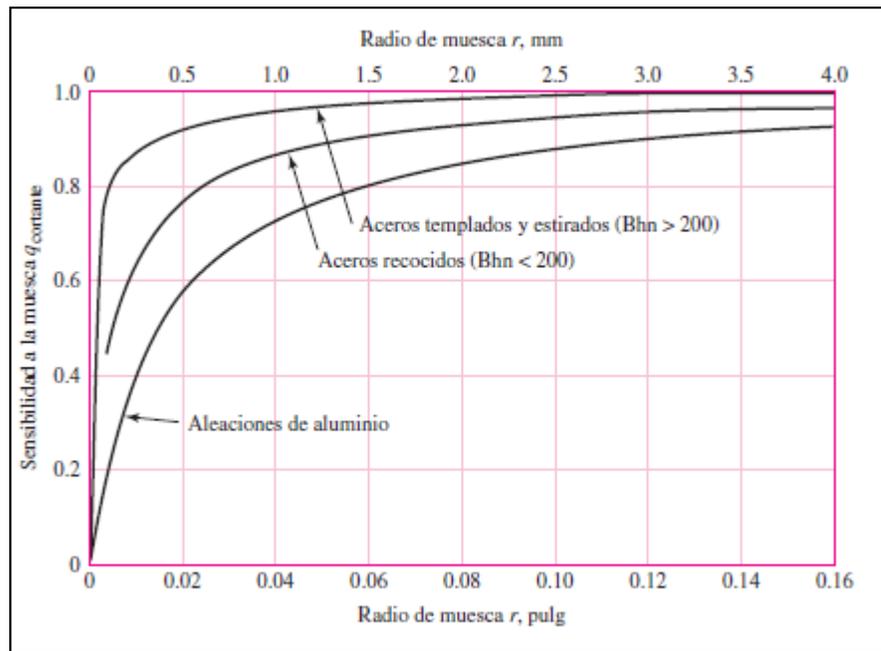
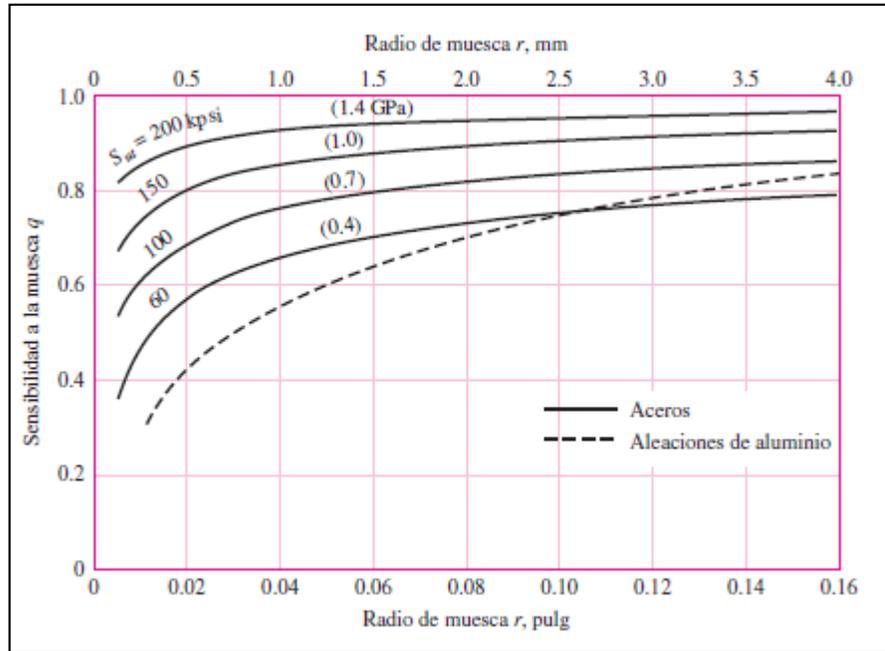
$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f \\ 0.05ba \end{cases} \quad t_f > 0.025a$

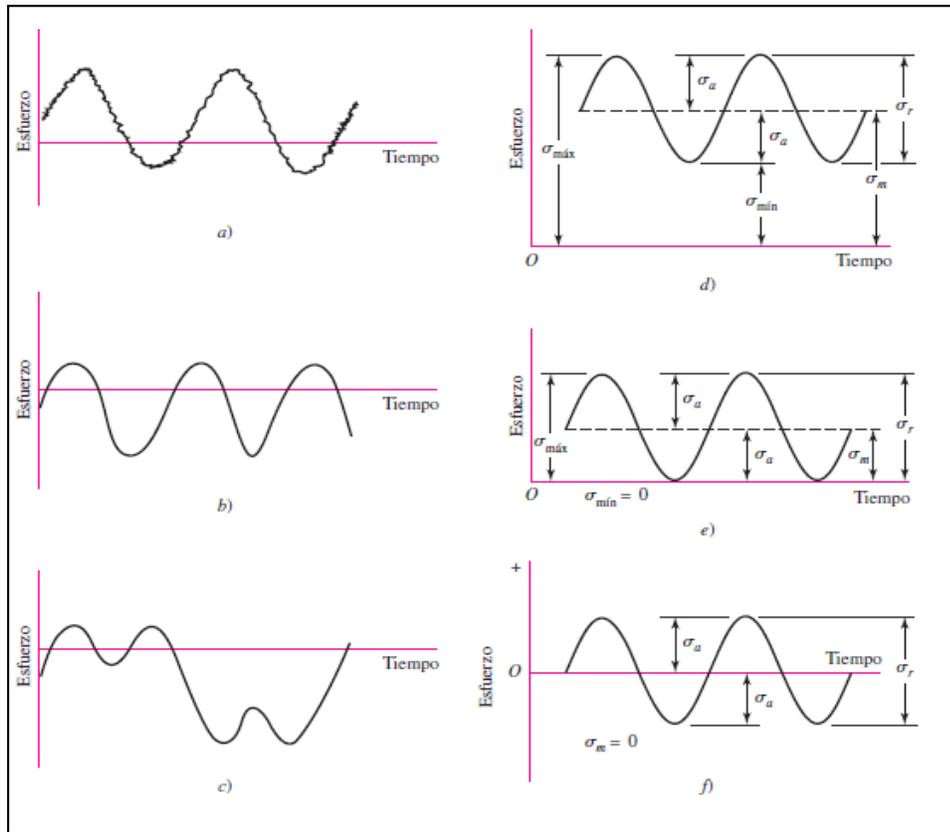
$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) \end{cases}$

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_\alpha$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620





### 50X90X10 HMS5 RG

Type of outside diameter

Rubber metal reinforced

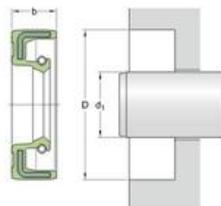
Lip material

Nitrile rubber (NBR)

Seal design

HMS5

#### Dimensions

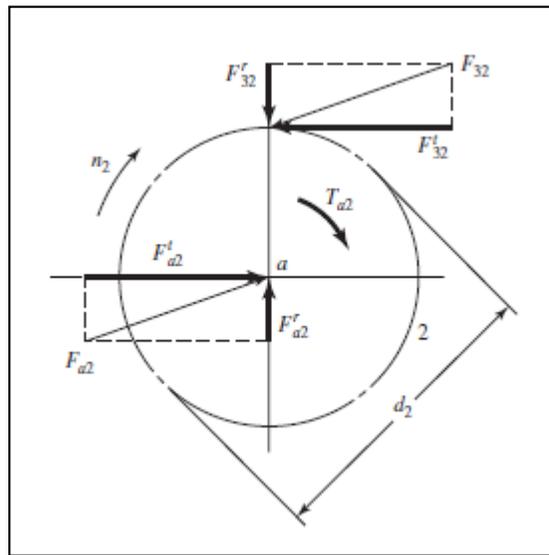
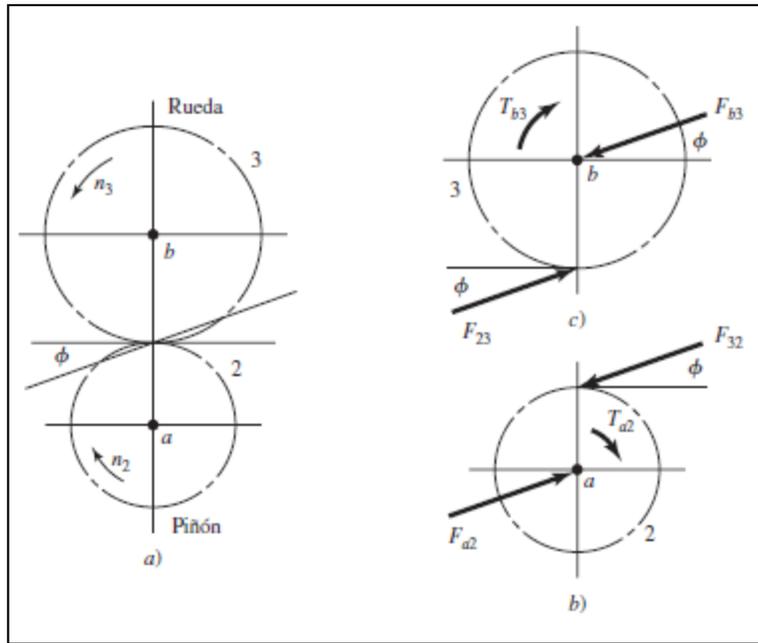


$d_1$	50	mm
$D$	90	mm
$b$	10	mm

#### Application and operating conditions

Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Permissible operating temperature, short periods	max.	120	°C
Shaft speed	max.	3000	r/min

Anexo 3. Gráficas para engranes rectos.



Anexo 4. Dimensionamiento y transmisión por cadena.

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)	Espaciamento de torones 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 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Velocidad de la catarina, rpm	Número 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
<b>Tipo A</b>	<b>Tipo B</b>			<b>Tipo C</b>		

\*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.

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
Tipo A	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	0
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	0
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101	0	0
Tipo B	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4	0	0
	1 000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1	0	0
	1 200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0	0	0
	1 400	22.7	27.2	31.5	35.6	0	0	0	0
	1 600	18.6	22.3	25.8	0	0	0	0	0
	1 800	15.6	18.7	21.6	0	0	0	0	0
	2 000	13.3	15.9	0	0	0	0	0	0
	2 500	9.56	0.40	0	0	0	0	0	0
	3 000	7.25	0	0	0	0	0	0	0
	Tipo C		Tipo C'						

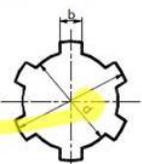
*Nota:* Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite; tipo C', es tipo C, pero ésta es una región de exoneración; envíe el diseño al fabricante para su evaluación.

Núm.	Números de dientes de catarina disponibles
25	8-30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4-45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
41	6-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8-60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8-60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9-45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9-28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 96
160	8-30, 32-36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 96
180	13-25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9-30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9-30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

\*Morse Chain Company, Ithaca, NY, catarinas con mazo tipo B.

## Anexo 5. Estándares de cuñas, cuñeros y nervados.

Referencia	Auto cad	$\alpha$ (mm)	$\beta$ (mm)	$\gamma$ (mm)	$\delta$ (mm)	$\epsilon$ (mm)	$\zeta$ (mm)	$F_R$ (kN)	$G$ (mm)	$W$ (mm)	$h$ (mm)	$F_M$ (kN)
A27		27	1.2	24.9	4.6	3.1	2.0	16.4	25.6	1.30	2.1	9.6
A28		28	1.5	25.9	4.7	3.2	2.0	32.1	26.6	1.60	2.1	10.0
A29		30	1.5	27.9	5.0	3.5	2.0	32.1	28.6	1.60	2.1	10.7
A32		32	1.5	29.6	5.2	3.6	2.5	31.2	30.3	1.60	2.6	13.8
A33		33	1.5	30.5	5.2	3.7	2.5	31.6	31.3	1.60	2.6	14.3
A34		34	1.5	31.5	5.4	3.8	2.5	31.3	32.3	1.60	2.6	14.7
A35		35	1.5	32.2	5.6	3.9	2.5	30.8	33.0	1.60	3.0	17.8
A36		36	1.8	33.2	5.6	4.0	2.5	49.4	34.0	1.85	3.0	18.3
A37		37	1.8	34.2	5.7	4.1	2.5	50.0	35.0	1.85	3.0	18.8
A38		38	1.8	35.2	5.8	4.2	2.5	49.5	36.0	1.85	3.0	19.3
A39		39	1.8	36.0	5.9	4.3	2.5	49.8	37.0	1.85	3.0	19.9
A40		40	1.8	36.5	6.0	4.4	2.5	51.0	37.5	1.85	3.8	25.3
A41		41	1.8	37.5	6.2	4.5	2.5	50.1	38.5	1.85	3.8	26.0
A42		42	1.8	38.5	6.5	4.5	2.5	50.0	39.5	1.85	3.8	26.7
A44		44	1.8	40.5	6.6	4.6	2.5	48.5	41.5	1.85	3.8	28.0
A45		45	1.8	41.5	6.7	4.7	2.5	49.0	42.5	1.85	3.8	28.6



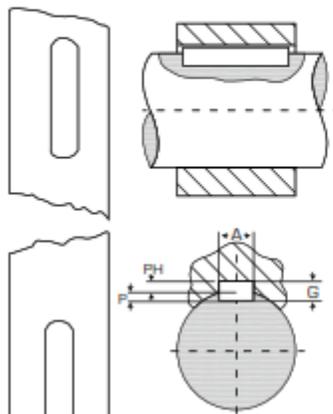
Diámetro nominal d	Serie ligera			Serie media			Serie pesada		
	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3.5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2.5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

Designación d1 x d3	Diámetros			Número de dientes
	d1	d3	d5	
7x8	6.9	8.1	7.5	28
8x10	8.1	10.1	9	28
10x12	10.1	12	11	30
12x14	12	14.2	13	31
15x17	14.9	17.2	16	32
17x20	17.3	20	18.5	33
21x24	20.8	23.9	22	34
26x30	26.5	30	28	35
30x34	30.5	34	32	36
36x40	36	39.9	38	37
40x44	40	44	42	38
45x50	45	50	47.5	39
50x55	50	54.9	52.5	40
55x60	55	60	57.5	42
60x65	60	65	61.5	41
65x70	65	70	67.5	45
70x75	70	75	72	48
75x80	75	80	76.5	51
80x85	80	85	82.5	55
85x90	85	90	87	58
90x95	90	95	91.5	61
95x100	95	100	97.5	65
100x105	100	105	102	68
105x110	105	110	106.5	71
110x115	110	115	112.5	75
115x120	115	120	117	78
120x125	120	125	121.5	81

Diámetro del eje [pulg]	Anchura y profundidad del cuñero [pulg]	Cuña de sección cuadrada [pulg]	Diámetro del prisionero [pulg]
1/2 a 5/8	1/8 x 1/16	1/8 x 1/8	3/16
5/8 a 7/8	3/16 x 3/32	3/16 x 3/16	3/16
7/8 a 1-1/4	1/4 x 1/8	1/4 x 1/4	1/4
1-1/4 a 1-3/8	5/16 x 5/32	5/16 x 5/16	5/16
1-3/8 a 1-3/4	3/8 x 3/16	3/8 x 3/8	3/8
1-3/4 a 2-1/4	1/2 x 1/4	1/2 x 1/2	1/2
2-1/4 a 2-3/4	5/8 x 5/16	5/8 x 5/8	5/8
2-3/4 a 3-1/4	3/4 x 3/8	3/4 x 3/4	5/8
3-1/4 a 3-3/4	7/8 x 7/16	7/8 x 7/8	3/4
3-3/4 a 4-1/2	1 x 1/2	1 x 1	3/4
4-1/2 a 5-1/2	1-1/4 x 5/8	1-1/4 x 1-1/4	7/8
5-1/2 a 6-1/2	1-1/2 x 3/4	1-1/2 x 1-1/2	1
6-1/2 a 7-1/2	1-3/4 x 7/8	1-3/4 x 1-3/4	1-1/4
7-1/2 a 9	2 x 1	2 x 2	1-1/4
9 a 11	2-1/2 x 1-1/4	2-1/2 x 2-1/2	1-1/4

Diámetro del eje [pulg]	Anchura y profundidad del cuñero [pulg]	Cuña de sección rectangular [pulg]	Diámetro del prisionero [pulg]
7/8	3/16 x 1/16	3/16 x 1/8	1/4
7/8 a 1-1/4	1/4 x 3/32	1/4 x 3/16	3/8
1-1/4 a 1-3/8	5/16 x 1/8	5/16 x 1/4	3/8
1-3/8 a 1-3/4	3/8 x 1/8	3/8 x 1/4	3/8
1-3/4 a 2-1/4	1/2 x 3/16	1/2 x 3/8	1/2
2-1/4 a 2-3/4	5/8 x 7/32	5/8 x 7/16	5/8
2-3/4 a 3-1/4	3/4 x 1/4	3/4 x 1/2	5/8
3-1/4 a 3-3/4	7/8 x 5/16	7/8 x 5/8	3/4
3-3/4 a 4-1/2	1 x 3/8	1 x 3/8	3/4
4-1/2 a 5-1/2	1-1/4 x 7/16	1-1/4 x 7/8	7/8
5-1/2 a 6-1/2	1-1/2 x 1/2	1-1/2 x 1	1
6-1/2 a 7-1/2	1-3/4 x 3/4	1-3/4 x 1-1/2	1-1/4
7-1/2 a 9	2 x 3/4	2 x 1-1/2	1-1/4
9 a 11	2-1/2 x 7/8	2-1/2 x 1-3/4	1-1/4

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje [mm]	Anchura y profundidad del cuñero en el eje [mm]	Dimensiones de la cuña [mm]	Diámetro del prisionero [mm]
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8 a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10 a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12 a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17 a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22 a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30 a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38 a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44 a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50 a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58 a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65 a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75 a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85 a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95 a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110 a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130 a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150 a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170 a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200 a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

## Anexo 6. Selección de Materiales para implemento cosechador.

Diámetro mm	Medidas mm				Sección cm <sup>2</sup>	Peso kg/m	Sup. Pint m <sup>2</sup> /m
	a	e	f	f1			
25x25x3	25	3	4	2	1,43	1,12	0,097
25x25x4	25	4	4	2	1,86	1,46	0,097
25x25x5	25	5	4	2	2,27	1,78	0,097
30x30x3	30	3	5	2,5	1,74	1,36	0,116
30x30x4	30	4	5	2,5	2,27	1,78	0,116
30x30x5	30	5	5	2,5	2,78	2,18	0,116
35x35x3	35	3	5	2,5	2,04	1,60	0,136
35x35x3,5	35	3,5	5	2,5	2,35	1,85	0,136
35x35x4	35	4	5	2,5	2,67	2,09	0,136
35x35x5	35	5	5	2,5	3,28	2,57	0,136
40x40x3	40	3	6	3	2,35	1,84	0,155
40x40x4	40	4	6	3	3,08	2,42	0,155
40x40x5	40	5	6	3	3,79	2,97	0,155
40x40x6	40	6	6	3	4,48	3,52	0,155
45x45x3	45	3	7	3,5	2,66	2,09	0,174
45x45x4	45	4	7	3,5	3,49	2,74	0,174
45x45x4,5	45	4,5	7	3,5	3,89	3,06	0,174
45x45x5	45	5	7	3,5	4,30	3,38	0,175
45x45x6	45	6	7	3,5	5,09	4,00	0,175
50x50x3	50	3	7	3,5	2,96	2,33	0,194
50x50x4	50	4	7	3,5	3,89	3,06	0,194
50x50x5	50	5	7	3,5	4,80	3,77	0,194
50x50x6	50	6	7	3,5	5,69	4,47	0,194
60x60x4	60	4	8	4	4,71	3,70	0,233
60x60x5	60	5	8	4	5,82	4,57	0,233
60x60x6	60	6	8	4	6,91	5,42	0,233

### TRANSMISIÓN

AISI : - 1018  
DIN : CK-15  
WNº: 1.1141



Tipo de aleación promedio : C 0,17 Si 0,25 Mn 0,70 %  
Color de identificación : Blanco  
Estado de suministro : Trefilado h11  
Largo estándar : Entre 5.8 y 6.10 metros

**Acero de cementación no aleado para piezas pequeñas, exigidas principalmente al desgaste y donde la dureza del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad.**

**APLICACIONES:** Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos grado 1, ejes de transmisión con baja exigencia al torque.

#### INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjar: 1150 - 850 °C  
Normalizar: 890 - 920 °C  
Recocer: 650 - 700 °C  
Enfriamiento lento en el horno  
Cementar: 880 - 950 °C  
Templar después de cementar; al agua:(\*) 770 - 800 °C  
Dureza obtenible en la capa cementada:(\*) 58 - 60 HRC  
Revenir: 150 - 200 °C  
Soldadura: Precalentamiento entre 120-180°C

Acero fácilmente soldable con electrodos  
BÖHLER UTP 6020, BÖHLER UTP 76, BÖHLER E 7018

25

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO RECOCIDO				
DUREZA BRINELL HB	LÍMITE DE FLUENCIA N/mm <sup>2</sup>	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN N/mm <sup>2</sup>	ELONGACIÓN L = 5d % LONG. TRANSV. TRANSV.	RESIST. AL IMPACTO DVM JOULE LONG. TANG. TRANSV.
143 máx.	235	410 - 520	20 - 19	48 - 31 - 24

(\*) Soldadura y Tratamiento Térmico: Consultar con Departamento Técnico.

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru

voestalpine

28

**H**

AISI : 1045    W N°: 1.1191  
 DIN : CK 45

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

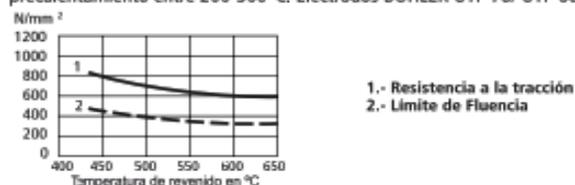
**Revenido:** Según el uso 100 - 300 °C

**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

28



Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Alargamiento (L <sub>0</sub> = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

(\*) Soldadura y Tratamiento Térmico: Consultar con Departamento Técnico.

## Descripción general del producto

El acero plegable, soldable y muy resistente a la abrasión.

Hardox® 500 es un acero que se puede plegar y soldar, es resistente a la abrasión y posee una dureza nominal de 500 HBW. Apta para aplicaciones que requieren resistencia muy alta al desgaste. Hardox 500® aumenta la capacidad de carga y la vida útil, además de unas óptimas propiedades de procesabilidad y resistencia.

## Intervalo de dimensiones

Hardox® 500 está disponible en chapa gruesa con espesores de 8,0 a 100 mm y en chapa con espesores de 3,0 a 6,5 mm. La chapa Hardox® 500 está disponible en anchos de hasta 3050 mm y longitudes de hasta 16.600 mm. La chapa Hardox® 500 está disponible en anchos de hasta 1650 mm y en longitudes de hasta 16.000 mm. Encuentra información detallada sobre este aspecto en el programa de dimensiones.

## Propiedades mecánicas

Calidad	Espesor (mm)	Dureza <sup>1)</sup> (HRA)	Límite de elasticidad típico (MPa), no garantizado
Hardox® 500 Chapa	3,0-6,5	470-520	3500
Hardox® 500 Chapa gruesa	8,0-32,0	470-520	3500
Hardox® 500 Chapa gruesa	32,0-100,0	450-500	3500

<sup>1)</sup> Dureza Brinell, HBW, de conformidad con la norma EN ISO 6506-1, en una superficie fresada de entre 0,5 y 1 mm bajo la superficie. Al menos una muestra por cada calidad y cada 60 toneladas.

El espesor nominal de las chapas gruesas suministradas no se desviará más de +0/-15 mm del espesor de la muestra del ensayo empleada para los ensayos de dureza.

La chapa Hardox® está templada. La dureza mínima del núcleo es del 90 % respecto a la dureza de superficie mínima garantizada.

## Propiedades de impacto

Calidad	Ensayo longitudinal, energía de impacto típica, probeta de ensayo Charpy V 10x10 mm.
Chapas y chapas gruesas Hardox® 500 <sup>1)</sup>	30 J <sup>2)</sup> -40 J <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> La resistencia a impactos se mide según acuerdo. Para espesores de 4 a 12,5 mm, se utilizan muestras Charpy de tamaño inferior. La resistencia especificada es en ese caso proporcional al área transversal de la muestra de ensayo en comparación con una muestra de tamaño estándar (10 x 10 mm). Ensayo de impacto conforme a la norma ISO 18118. Media de tres ensayos.

## Composición química (análisis de colada)

Calidad	C <sup>1)</sup> (max %)	Si <sup>1)</sup> (max %)	Mn <sup>1)</sup> (max %)	P (max %)	S (max %)	Cr <sup>1)</sup> (max %)	Ni <sup>1)</sup> (max %)	Mo <sup>1)</sup> (max %)	B <sup>1)</sup> (max %)
chapa	0,20	0,70	1,60	0,020	0,010	1,50	1,50	0,60	0,005
chapa gruesa	0,20	0,70	1,60	0,020	0,010	1,50	1,50	0,60	0,005

El acero es de grano refinado<sup>2)</sup>. Sustancias de aleación intencionales.

## Contenido en carbono equivalente CET (CEV)

Espesor (mm)	Chapa 3,0-6,5	chapa gruesa 4,0-32,0	chapa gruesa 32,0-100,0	chapa gruesa 20,0-30,0	chapa gruesa 40,0-100,0
Máx CET(CEV)	0,48 (0,48)	0,48 (0,48)	0,48 (0,48)	0,45 (0,45)	0,47 (0,74)
CET(CEV) típ.	0,41 (0,41)	0,47 (0,47)	0,41 (0,41)	0,41 (0,41)	0,44 (0,74)

$$CET = C + \frac{Mn}{60} + \frac{Mo}{20} + \frac{Cr + Cu}{20} + \frac{Ni}{40}$$

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + Ni}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$

**PLANCHAS****PLANCHAS LAMINADAS EN CALIENTE****ESPESORES Y PESOS**

Espesor Nominal (mm.)	Peso Nominal	
	1.000 x 3.000 (kg.)	1.000 x 6.000 (kg.)
1,5	36	72
2,0	48	86
2,5	60	120
3,0	72	144
4,0	96	192
5,0	120	240
6,0	144	288
8,0	192	384
10,0	240	480
12,0	288	576

**CARACTERÍSTICAS GENERALES**

Calidad: ASTM A-36

Anchos: 1.000 y 1.500 mm.

Largos: 3.000 y 6.000 mm.

Largos especiales a pedido.

Espesores: Desde 1.5 hasta 12 mm.

Límite de Fluencia: Mínima 2.500 [kg./cm<sup>2</sup>]

Resistencia a la tracción: 4.080 - 5.610 [kg./cm<sup>2</sup>]

Elongación: Mínima 20%.

**PLANCHAS DIAMANTADAS**

Espesor Nominal (mm.)	Peso Nominal	
	1.000 x 3.000 (kg.)	1.000 x 6.000 (kg.)
2,5	63,8	127,5
3,0	76,5	153,0
4,0	102,0	204,0
5,0	127,5	255,0
6,0	153,0	306,0
8,0	204,0	408,0

**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.
SAE 1045	Pernos y tuercas por recalado en caliente o mecanizado, ejes, pines, pasadores, etc.

**NORMAS TÉCNICAS:**

- ASTM A36 / A36M
- SAE J403
- ISO 1035 / 4

**TOLERANCIAS DIMENSIONALES:**

- Barras de diámetros  $\leq$  a 1": ISO 1035/4
- Barras de diámetros  $>$  a 1": ASTM A6

**PRESENTACIÓN:**

- Se produce en longitudes de 6 metros.<sup>(\*)</sup>
- Las barras de diámetros mayores a 1", son suministradas en estado laminado en caliente y posteriormente pulidas.
- Se suministra en paquetones de 2 TM.
- La calidad 1045 se identifica con los colores blanco o blanco y negro.
- La calidad A36 se identifica con los colores verde o verde y negro.

**DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES:**

DIÁMETRO NOMINAL (pulg)	PESO MÉTRICO Kg/m	PESO DE LA BARRA Kg/6m
3/8	0.559	3.356
1/2	0.994	5.966
5/8	1.554	9.323
3/4	2.237	13.425
7/8	3.045	18.272
1	3.978	23.866
1 1/8	5.034	30.205
1 1/4	6.215	37.291
1 3/8	7.520	45.122
1 1/2	8.950	53.698
1 3/4	12.182	73.090
2	15.911	95.464
2 1/4	20.137	120.822
2 1/2	24.860	149.162

**COMPOSICIÓN QUÍMICA EN LA CUCHARA (%):**

NORMA	%C	%Mn	%Si	%P	%S
ASTM A36	0.26 máx.	0.60 - 0.90 <sup>(1)</sup>	0.40 máx.	0.04 máx.	0.05 máx.
SAE 1045	0.43 - 0.50	0.60 - 0.90	0.15 - 0.25 <sup>(2)</sup>	0.030 máx.	0.050 máx.

(1) Para diámetros mayores que 3/4".

(2) Las barras con norma SAE 1045 contienen silicio a partir de 1 1/8".

**PROPIEDADES MECÁNICAS:**

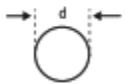
NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA (Kg/cm <sup>2</sup> )	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (Kg/cm <sup>2</sup> )	ALARGAMIENTO EN 200 mm, mín (%)
ASTM A36	2,530	4,080 - 5,620	20.0
SAE 1045 <sup>(*)</sup>	4,009 - 5,900	6,709 - 8,200	12.0

(\*) Valores Típicos

**TOLERANCIAS DIMENSIONALES:**Barras de diámetro  $>$  1"

NORMA TÉCNICA	DIÁMETRO NOMINAL (d)	DIÁMETRO (d - mm)	OVALIZACIÓN (o - mm) máx.	DESVIACIÓN DE MÁXIMA DE RECTITUD (f - mm/m)	LONGITUD (L - mm) (*)
ASTM A6	1" $<$ d $\leq$ 1 1/8"	$\pm 0.25$	0.38	4.16	+50 -0
	1 1/8" $<$ d $\leq$ 1 1/4"	$\pm 0.28$	0.41		
	1 1/4" $<$ d $\leq$ 1 3/8"	$\pm 0.30$	0.46		
	1 3/8" $<$ d $\leq$ 1 1/2"	$\pm 0.36$	0.53		
	1 1/2" $<$ d $\leq$ 2"	$\pm 0.40$	0.58		
	2" $<$ d $\leq$ 2 1/2"	$\pm 0.79$ / -0.0	0.58		

Barras de diámetro  $\leq$  1"

CARACTERÍSTICA DE CALIDAD	NORMA TÉCNICA ISO 1035/4	GRÁFICOS
Dimensión Nominal (d)	$\pm 0.4$ mm $\pm 0.5$ mm $\pm 0.6$ mm	
Ovalización (o)	0.60 mm máx. 0.75 mm máx. 0.90 mm máx.	
Longitud De Barra (l)	0 / +50 mm	$3 \leq l \leq 12$ m 
Desviación Máxima de Rectitud (f)	4.0 mm/m máx.	

**Propiedades según la ASTM A48 para las clases de fundiciones grises**

Clase	Resistencia a la tracción	Resistencia a la compresión	Módulo de tracción (E)
20	22 ksi (151 MPa)	33 ksi (227 MPa)	$10 \times 10^6$ psi (69 GPa)
30	31 ksi (213 MPa)	109 ksi (751 MPa)	$14 \times 10^6$ psi (96 GPa)
40	57 ksi (393 MPa)	140 ksi (965 MPa)	$18 \times 10^6$ psi (124 GPa)
60	62.5 ksi (430 MPa)	187.5 ksi (1292 MPa)	$21 \times 10^6$ psi (144 GPa)

**Propiedades según la SAE J431 para los grados de fundiciones grises**

Grado	Dureza Brinell	t/h†	Descripción
G1800	120–187	135	Ferrítica-perlítica
G2500	170–229	135	Ferrítica-perlítica
G3000	187–241	150	Perlítica
G3500	207–255	165	Perlítica
G4000	217–269	175	Perlítica

*Anexo 7. Planos de Diseño del Implemento para la Cosecha de papas.*