



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA
INDEPENDIENTE**

**Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APERO PARA COSECHAR
PAPAS EN CAMPOS AGRÍCOLAS.**

AUTOR: Eduardo Efraín Alcaciega Quinga

TUTOR: Ing. Mg. Jorge Guamanquispe

Ambato - 2017

CERTIFICACIÓN

En calidad de tutor del proyecto técnico “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APERO PARA COSECHAR PAPAS EN CAMPOS AGRÍCOLAS.” elaborado por el Sr. Eduardo Efraín Alcaciega Quinga, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, julio del 2017

EL TUTOR

.....

Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa

C.I.: 1802039485

AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO

Declaro que el contenido del trabajo investigativo bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APERO PARA COSECHAR PAPAS EN CAMPOS AGRÍCOLAS.”, así como sus ideas, opiniones, resultados, análisis y conclusiones vertidas son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del presente proyecto.

Ambato, julio del 2017

EL AUTOR

.....

Eduardo Efraín Alcaciega Quinga

C.I.: 1803888617

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no ponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, julio del 2017

AUTOR

.....

Eduardo Efraín Alcaciega Quinga

1803888617

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

El Tribunal de Grado, aprueban el Trabajo Técnico, con el tema: “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APERO PARA COSECHAR PAPAS EN CAMPOS AGRÍCOLAS**”, elaborado por Eduardo Efraín Alcaciega Quinga, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica, el mismo que guarda conformidad con las disposiciones reglamentarias emitidas por la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato.

Ambato, julio del 2017

.....
Ing. Mg. Francisco Pazmiño

PRESIDENTE

DEDICATORIA

A mis amados padres Segundo Alcaciega y Rosario Quinga, por compartir juntos momentos de alegría y tristeza, por sus gratos consejos, por dejarme disfrutar de su amor, paciencia y entrega, no solo como unos abnegados padres, sino como mis verdaderos amigos, que me apoyan día a día por mi bienestar y mi futuro.

A mis queridas hermanas Mercedes, Martha, Rosa, María, Fabiola y Patricia; que siempre están junto a mí en los momentos buenos y malos, brindándome su apoyo incondicional y la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien.

A mi compañera Celeste y a mi hijo Henry, por su apoyo, amor y comprensión durante los momentos más difíciles de mi vida.

AGRADECIMIENTO

Mi gratitud a ti mi señor “DIOS” por proporcionarme el valor y las armas necesarias, para luchar y alcanzar el objetivo propuesto sin desmayar ante las adversidades.

Mis más sinceros agradecimientos a mis amados padres, a mi familia y amigos, por tenderme su mano y levantarme de todas las contrariedades que se presentan en el transcurso de la vida.

Expreso mi más sincero agradecimiento a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, a las autoridades y docentes por formarnos con responsabilidad y profesionalismo, de manera especial a mi Tutor, el Ing. Mg. Jorge Guamanquispe, por compartir sus conocimientos y dedicar su valioso tiempo para el desarrollo de la presente tesis.

Mil Gracias!!!!

ÍNDICE GENERAL

PÁGINAS PRELIMINARES

Portada.....	I
Certificación.....	II
Autoría del trabajo de grado.....	III
Derechos de autor.....	IV
Aprobación del tribunal de grado.....	V
Dedicatoria	VI
Agradecimiento	VII
Índice general	VIII
Índice de figuras	XIII
Índice de tablas.....	XVIII
Simbología	XX
Resumen ejecutivo	XXIV
Executive summary.....	XXV
Introducción	XXVI
CAPÍTULO I.....	1
EL PROBLEMA	1
1.1. Tema:	1

1.2. Antecedentes:.....	1
1.2.1. Cosecha de papas	1
1.2.2. Tipos de cosecha	2
1.3. Justificación.....	4
1.4. Objetivos	5
1.4.1. Objetivo general	5
1.4.2. Objetivos específicos	5
CAPÍTULO II	6
FUNDAMENTACIÓN	6
2.1. Investigaciones previas	6
2.2. Fundamentación Teórica.....	7
2.2.1. Resistencia del suelo.....	7
2.2.2. Comportamiento de un suelo.....	8
2.2.3. Parámetros suelo/suelo.....	9
2.2.4. Propiedades dinámicas del suelo.....	11
2.2.5. Parámetros suelo - interfáz	15
2.2.6. Consideraciones básicas para la selección del implemento agrícola.....	17
2.2.7. Toma de fuerza.....	20
2.2.8. Discos para implementos	23

CAPÍTULO III	26
DISEÑO DEL PROYECTO	26
3.1. Flujograma al diseño del proyecto	26
3.1.1. Presentación y selección de alternativas de diseño y construcción	27
3.1.2. Especificaciones técnicas	27
3.1.3. Componentes de la máquina	28
3.1.4. Alternativas para el módulo 1	28
3.1.5. Evaluación de soluciones método ordinal corregido criterios ponderados	34
3.1.6. Alternativas para el módulo 2	37
3.1.7. Evaluación del módulo 2.....	39
3.1.8. Alternativas seleccionadas.....	41
3.2. Cálculos modelo operativo.....	42
3.2.1. Máximo esfuerzo de corte parámetros suelo/suelo.....	42
3.2.2. Cálculo área de contacto del disco	44
3.2.3. Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el disco.....	45
3.2.4. Selección del disco de arado	47
3.2.5. Diseño del brazo porta disco.....	50
3.2.5.1. Cálculo del ancho de corte.....	50
3.2.6. Potencia necesaria para mover el implemento	52
3.2.7. Selección del porta disco	53
3.2.8. Diseño del brazo porta disco.....	54

3.2.9. Selección de bandas y poleas.....	60
3.2.10. Diseño de la vertedera.....	70
3.2.11. Diseño de la estructura del apero.....	78
3.2.12. Selección de la junta cardán.....	80
3.2.13. Diseño del eje.....	83
3.2.14. Selección de rodamientos para el eje	92
3.2.15. Selección del acople tipo cardán del eje toma fuerza al implemento	97
3.2.16. Diseño de pernos	104
3.2.17. Construcción	108
3.2.18. Pruebas de campo	116
3.3. Análisis económico	117
3.3.1. Materia prima.....	117
3.3.2. Mano de Obra	119
3.3.3. Ingeniería.....	119
3.3.4. Costos totales	119
3.4. Especificaciones técnicas	120
CAPÍTULO IV	121
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	121
4.1. Conclusiones.....	121
4.2. Recomendaciones.....	122

Materiales de referencia	123
Bibliografía.....	123
Planos.....	126
Anexos.....	127
ANEXO A: Parámetros del suelo y especificaciones técnicas del tractor	128
ANEXO B: Selección del porta disco.....	133
ANEXO C: Selección de bandas y poleas	134
ANEXO D: Tablas de selección de parámetros para diseño del eje de transmisión de potencia.	138
ANEXO E: Parámetros selección de rodamientos.....	141
ANEXO F: Selección del cardán	146
ANEXO G: Diseño de pernos	150
ANEXO H: Proceso de construcción.....	152

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1: Cosecha manual de papas	2
Figura 1-2: Cosecha de papas semi-mecanizada.....	3
Figura 1-3: Cosecha de papas mecanizada.....	4
Figura 1-4: Cosecha semi-mecanizada.....	4
Figura 2-1: Estados físicos del suelo.....	7
Figura 2-2: Curvas de esfuerzo de corte/deformación distintos tipos de suelo.....	9
Figura 2-3: Gráficos del esfuerzo máximo de corte con el esfuerzo normal	10
Figura 2-4: El ángulo de fricción interna de un suelo franco arenoso	13
Figura 2-5: Relación suelo/interfáz	15
Figura 2-6: Esfuerzo de deslizamiento suelo/interfáz	16
Figura 2-7: Velocidades del motor y la toma de fuerza	21
Figura 2-8: Perfiles de conexión y dimensiones	22
Figura 2-9: Eje de la toma de fuerza	22
Figura 2-10: Ángulo vertical del disco	25
Figura 2-11: Ángulo horizontal del disco	25
Figura 3-1: Flujograma al diseño del proyecto	26
Figura 3-2: Cosechadora de papas sistema vibratorio	29
Figura 3-3: Especificaciones técnica cosechadora de papas sistema vibratorio ...	30
Figura 3-4: Cosechadora de papas doble surco Dooro.....	30
Figura 3-5: Cosechadora de papas tipo disco.....	32

Figura 3-6: Esquema de transmisión de potencia por engranes	37
Figura 3-7: Esquema de transmisión de potencia por cadena	38
Figura 3-8: Esquema de transmisión de potencia por banda / poleas	39
Figura 3-9: Diagrama apero para cosechar papas tipo disco.....	42
Figura 3-10: Diagrama área de contacto del disco.....	44
Figura 3-11: Diagrama de fuerzas que actúan sobre el disco.....	47
Figura 3-12: Esquema conjunto porta disco.....	53
Figura 3-13: Conjunto porta disco	54
Figura 3-14: Diagrama brazo porta disco.....	54
Figura 3-15: Sección rectangular brazo porta disco.....	55
Figura 3-16: Diagrama de cuerpo libre brazo porta disco plano YX.....	55
Figura 3-17: Diagrama de cuerpo libre brazo porta disco plano YZ	56
Figura 3-18: Análisis estático cargas y sujeciones del brazo porta disco	58
Figura 3-19: Mallado del brazo porta disco	58
Figura 3-20: Tensión de Von Mises brazo porta disco	59
Figura 3-21: Deformación unitaria brazo porta disco	59
Figura 3-22: Factor de seguridad del brazo porta disco.....	60
Figura 3-23: Esquema sistema de transmisión.....	60
Figura 3-24: Esquema ángulo de contacto de la banda.....	64
Figura 3-25: Esquema polea de tres canales	66
Figura 3-26: Esquema fuerzas ejercidas por la polea.....	66

Figura 3-27: Diagrama de fuerzas en la polea inferior	68
Figura 3-28: Diagrama de fuerzas en la polea tensora	69
Figura 3-29: Esquema disposición de la vertedera	70
Figura 3-30: Área de contacto de la vertedera	70
Figura 3-31: Diagrama del brazo soporte de vertedera	71
Figura 3-32: Sección del ángulo del brazo soporte de vertedera	72
Figura 3-33: Diagrama de esfuerzos	73
Figura 3-34: Sujeciones y carga en la vertedera	74
Figura 3-35: Mallado de la vertedera	74
Figura 3-36: Análisis estático tensiones vertedera	75
Figura 3-37: Análisis estático deformaciones unitarias vertedera	75
Figura 3-38: Análisis estático factor de seguridad vertedera	75
Figura 3-39: Cargas y sujeciones presentes en el brazo soporte y vertedera	76
Figura 3-40: Mallado del brazo soporte y vertedera	76
Figura 3-41: Análisis estático tensiones brazo soporte y vertedera	77
Figura 3-42: Análisis estático deformación unitaria brazo soporte y vertedera....	77
Figura 3-43: Análisis estático factor de seguridad brazo soporte y vertedera	78
Figura 3-44: Mallado de la estructura	78
Figura 3-45: Tensión de Von Mises	79
Figura 3-46: Deformación unitaria	79
Figura 3-47: Factor de seguridad	80

Figura 3-48: Esquema junta cardán	80
Figura 3-49: Esquema junta de cardán seleccionada	82
Figura 3-50: Disposición de elementos mecánicos sobre el eje.....	83
Figura 3-51: Fuerzas que actúan en el eje.....	83
Figura 3-52: Diagrama de cuerpo libre Plano Z-Y	84
Figura 3-53: Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano Z-Y	85
Figura 3-54: Diagrama de cuerpo libre Plano Z-Y	85
Figura 3-55: Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano Z-X	86
Figura 3-56: Diagrama zona crítica del eje	87
Figura 3-57: Selección de viscosidades	96
Figura 3-58: Potencia y par a transmitir.....	98
Figura 3-59: Esquema selección del cardán.....	99
Figura 3-60: Diagrama selección de viscosidades	102
Figura 3-61: Esquema selección de chumacera	103
Figura 3-62: Diagrama de acople cardán polea.....	104
Figura 3-63: Diagrama del proceso de construcción.....	112
Figura 3-64: Brazo porta disco.....	113
Figura 3-65: Brazo soporte y vertedera.....	113
Figura 3-66: Estructura principal	114
Figura 3-67: Eje.....	114
Figura 3-68: Base de eje.....	114

Figura 3-69: Diagrama del proceso de ensamble..... 115

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Valores típicos de la cohesión y el ángulo de fricción interna.....	13
Tabla 2-2: Valores típicos de la adhesión y el ángulo de fricción suelo/metal.....	16
Tabla 2-3: Dimensiones del disco agrícola cóncavo.....	24
Tabla 3-1: Especificaciones para el apero a diseñar	28
Tabla 3-2 (1): Especificaciones técnicas cosechadora de papas doble surco.....	31
Tabla 3-3: Especificaciones técnicas cosechadora de papas por disco	33
Tabla 3-4: Valoración del peso específico por cada criterio módulo 1.....	35
Tabla 3-5: Valoración del peso específico del criterio de peso	35
Tabla 3-6: Valoración del peso específico del criterio de ancho de trabajo	36
Tabla 3-7: Valoración del peso específico del criterio de velocidad de operación.....	36
Tabla 3-8: Valoración del peso específico del criterio de eficiencia	36
Tabla 3-9: Valoración del peso específico del criterio de costo	36
Tabla 3-10: Valoración total para las alternativas de solución del módulo 1	37
Tabla 3-11: Valoración del peso específico por cada criterio módulo 2.....	40
Tabla 3-12: Valoración del peso específico del criterio de volumen.....	40
Tabla 3-13: Valoración del peso específico del criterio de eficiencia	40
Tabla 3-14: Valoración del peso específico del criterio de montaje	40
Tabla 3-15: Valoración del peso específico del criterio de costo	41
Tabla 3-16: Valoración total para las alternativas de solución del módulo 2	41
Tabla 3-17: Propiedades físicas del suelo	43

Tabla 3-18: Diseño del disco por el método de elementos finitos	48
Tabla 3-19: Dimensiones generales de los discos agrícolas	50
Tabla 3-20: Fuerzas aplicadas en el brazo porta disco.....	58
Tabla 3-21: Fuerzas de reacción presentes en el brazo porta disco	59
Tabla 3-22: Fuerzas resultantes.....	77
Tabla 3-23: Costos de materia prima	117
Tabla 3-24: Costos mano de obra.....	119
Tabla 3-25: Costos de ingeniería.....	119
Tabla 3-26: Costos totales	119
Tabla 3-27: Especificaciones técnicas del apero.....	120

SIMBOLOGÍA

A	: Área de contacto
a_1	: Factor para la probabilidad de fallo del rodamiento
a_{23}	: El factor para la determinación de la vida ampliada del rodamiento
AC	: Ancho de corte
A_r	: Área del diámetro menor del perno
C	: Capacidad de carga dinámica del rodamiento
CTT	: Capacidad teórica de trabajo del implemento
C_o	: Capacidad de carga estática del rodamiento
D	: Diámetro del disco
d	: Diámetro nominal del eje
D_a	: Diámetro de la polea motriz
D_b	: Diámetro de la polea conducida
D_c	: Diámetro de la polea tensora
D_{jc}	: Diámetro junta de cardán
F	: Fuerza de tracción
FT	: Fuerza total
F_t	: Fuerza de trabajo
F_{tj}'	: Fuerza tangencial
F_n	: Fuerza normal

F_c : Fuerza centrífuga

F_v : Fuerza de la vertedera

F_{axial} : Fuerza axial generada en la junta cardán

f_r : Factor de corrección

f_{sr} : Factor de esfuerzos estáticos en rodamientos

H : Potencia necesaria para mover el implemento

H_d : Potencia de diseño

H_{nom} : Potencia nominal

I : Relación de transmisión entre las poleas

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación del tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

k_f : Factor de modificación de efectos varios

K_s : Factor de servicio

L : Longitud de la banda

L_p : Horas de trabajo

N : Número de discos

N_B : Número de bandas

- n : Velocidad angular del toma fuerza
- n_d : Factor de seguridad
- P : Carga dinámica equivalente del rodamiento
- P_o : Carga estática equivalente del rodamiento
- p : Profundidad de trabajo
- p : Exponente de vida del rodamiento
- S_p : Resistencia de prueba
- S_{ut} : Resistencia a la flexión AGMA
- S_y : Resistencia a la fluencia de material de las placas
- S_e' : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga
- s : Factor de limpieza para rodamientos
- T : Temperatura de servicio del rodamiento
- T_n : Torque de la junta cardán
- T_r : Torque de diseño
- u : Coeficiente de rozamiento en la junta cardán
- V : Velocidad de avance del tractor
- X, Y : Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas
- Z : Distancia de la fuerza aplicada en el disco
- γ : Peso específico del suelo

- σ : Esfuerzo normal
- θ : Ángulo de ataque
- ϕ : Ángulo de fricción interna
- τ_{max} : Máximo esfuerzo de corte
- μ : Coeficiente de labranza

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN APERO PARA COSECHAR PAPAS
EN CAMPOS AGRÍCOLAS.”**

Autor: Eduardo Efraín Alcaciega Quinga

Tutor: Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa

Fecha: Mayo del 2017

RESUMEN EJECUTIVO

Para la ejecución del proyecto técnico se investigó el proceso de cosecha de papas semi-mecanizado, que permite utilizar un sistema mecánico acoplado al tractor para arrancar las papas, y la mano de obra convencional para recoger las mismas, de esta manera se determina las diferentes alternativas para el diseño. De donde se selecciona el apero tipo disco para cosechar papas, que es accionado por medio del toma fuerza y acoplado mediante los tres puntos al tractor, el mismo consta de una transmisión por sistema cardán, disco de arado de 26 pulg., vertedera y un sistema de poleas y bandas.

Los parámetros específicos de partes y componentes mecánicos, se diseñó tomando en cuenta las condiciones reales de trabajo del apero y además factores de seguridad recomendados por las entidades como ASTM-HANDBOOK.

Concluido con el diseño y la construcción del apero se realiza las pruebas de funcionamiento, donde se observa que la cosecha de papas se lo hace con mayor rapidez y menor número de personal disminuyendo así el tiempo de producción en un 50% en relación al proceso convencional que se utiliza actualmente en los campos agrícolas.

Palabras claves: Apero, cosecha, disco de arado, factor de seguridad, producción, tiempo, toma de fuerza, tres puntos, vertedera.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING

“DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN IMPLEMENT TO
HARVEST POTATOES IN AGRICULTURAL FIELDS.”

Author: Eduardo Efraín Alcaciega Quinga

Tutor: Ing. Mg. Jorge Patricio Guamanquispe Toasa

Date: May, 2017

EXECUTIVE SUMMARY

For the execution of the technical project investigated the process of potato harvest semi-mechanized, which allows the use of a mechanical system coupled to the tractor to remove the potatoes and the labor conventional to collect the same, this way it determines the different alternatives for the design. Where is the selected implement disk type for harvesting potatoes, which is driven by the pto and engaged by the three points to the tractor, the same consists of a transmission per system Shaft, Disc plow of 26 inch, moldboard and a system of pulleys and bands.

The specific parameters of parts and mechanical components, was designed taking into account the real working conditions of the implement and safety factors recommended by the entities such as ASTM-handbook.

Completed with the design and construction of the implement is performs the operation tests, where it is noted that the potato harvest is done more quickly and with less number of staff so decreasing the production time by 50% in relation to the process of treaty is currently used in the agricultural fields.

Key words: Implement, harvest, disc plow, safety factor, production, time, takes force, three points, moldboard.

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto técnico tiene por objetivo diseñar y construir un apero para cosechar papas en campos agrícolas. Lo cual permitirá optar por nuevas alternativas en cuanto a la cosecha semi-mecanizada para los pequeños y medianos productores.

El diseño y construcción del apero está basado en métodos conceptuales y los procesos de fabricación estudiados a lo largo de mi formación profesional, en donde se aplica la selección de materiales, diseño mecánico, hojas de procesos, planos, etc.

El siguiente trabajo se realiza de una forma sistemática desarrollando los siguientes capítulos:

En el capítulo I se presenta el planteamiento del problema, la justificación y los objetivos.

En el capítulo II se establecen los antecedentes investigativos que tienen relación con el tema, así como también aspectos teóricos donde se describen los principales métodos de cosecha, criterios para la selección de materiales, etc.

En el capítulo III se realiza el desarrollo del trabajo técnico, donde se plantean las alternativas de diseño y de acuerdo a la alternativa de mayor ponderación se diseñan los principales elementos mecánicos, los cuales conformaran el apero tipo disco para cosechar papas, adjuntando los planos constructivos y finalmente procediendo a la construcción, evaluación de costos y pruebas de funcionamiento.

Finalmente, en el capítulo IV se presentan las conclusiones y recomendaciones referentes al desarrollo de esta tesis.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. Tema:

Diseño y construcción de un apero para cosechar papas en campos agrícolas

1.2. Antecedentes:

1.2.1. Cosecha de papas

La cosecha de papas corresponde al fin de la etapa del cultivo y el inicio de la preparación para la comercialización en el mercado. Es una labor de alto riesgo debido a los daños que se puedan ocasionar en los tubérculos, por ello se debe tener especial atención y cuidado durante esta actividad; considerando que los tubérculos son una estructura viva, nutritiva y muy propensa a daños por golpes y magulladuras.

En la mayoría de los cultivos existen dos tipos de cosecha, la manual y la mecanizada. En el cultivo de la papa, se utilizan ambas alternativas o la combinación de éstas, por muchos siglos las herramientas manuales fueron los únicos medios usados para la recolección o cosecha.

Con el desarrollo industrial, se inicia un proceso de mecanización de la labor de cosecha que aún continúa y que busca, mediante la aplicación de métodos mecánicos apropiados y económicos, aumentar la producción de alimentos, aliviar el esfuerzo físico del hombre, mejorar su capacidad, eficiencia, calidad de trabajo y a la vez mejorar el nivel de vida de los agricultores.

La elección de un sistema u otro depende fundamentalmente de la producción, pero especialmente del tamaño y de la superficie a ser cosechado. Bajo estas condiciones productivas es recomendable el empleo de mecanización apropiada, es decir,

adecuada a la situación económica y social de la región, manteniendo el equilibrio entre medios mecánicos complejos, en paralelo con medios simples adaptados a explotaciones agrícolas de pequeño y mediano tamaño.

1.2.2. Tipos de cosecha

1.2.2.1. Cosecha Manual

Este proceso consiste en arrancar, recoger y ensacar a mano los tubérculos, utilizando para ello diferentes implementos manuales tales como: azadones, gualatos o picotas. Es un sistema lento, que requiere alta mano de obra, y produce pérdidas y daño en los tubérculos.

Este el sistema predominante para cosechar las papas en nuestro país. Por el alto uso de mano de obra, es un sistema caro, sin embargo, la principal ventaja que presenta se basa en la capacidad del ser humano de manipular el producto cosechado con mayor suavidad, garantizando una mayor calidad y menor daño además este sistema no requiere una inversión inicial considerable.

La recolección debe hacerse, en lo posible en canastos de reja gruesa para evitar acumulación de suelo, jabas o cajas, con el fin de evitar exceso de golpes o daños. En esta operación deben ir apartándose todos los tubérculos partidos, picados o lesionados por la acción de los implementos de cosecha y aquellos que presentan síntomas de ataques de insectos o enfermedades.



Figura 1-1: Cosecha manual de papas [1]

1.2.2.2. Cosecha Semi- mecanizada

Consiste en arrancar las plantas en forma mecanizada, para recoger y ensacar a mano en el campo, o ensacar sobre la máquina. Para ello se puede usar un arado arrancador; una arrancadora de una o dos hileras, que destapan, levantan y dejan sobre el suelo los tubérculos; o una arrancadora que destapa, levanta y sube los tubérculos a la máquina para separarlos de los terrones y restos vegetales y para ensacarlos sobre la máquina.



Figura 1-2: Cosecha de papas semi-mecanizada [2]

1.2.2.3. Cosecha Mecanizada

Consiste en arrancar, recoger y ensacar automáticamente los tubérculos, usando medios completamente mecanizados. Para esto se usan máquinas especializadas que disminuyen el uso de mano de obra, mejoran y permiten cosechar grandes superficies en menor tiempo, dando como resultado, una disminución del costo por unidades cosechadas.

Este sistema es adecuado para plantaciones comerciales de mayor superficie, que permiten financiar cosechadoras de mayor rendimiento y costo. La principal desventaja de este sistema es la alta inversión, el costo de mantenimiento y bajo uso del equipo durante gran parte del año. [2]

Bajo las condiciones de nuestra zona, la decisión de adquisición de maquinaria especializada debe considerar aspectos tales como: superficie a cosechar, condiciones topográficas, tipo de suelo y aspectos logísticos. Mecanizar completamente la cosecha requiere en forma previa haber adaptado todo el sistema

de producción, empezando por mecanizar la siembra, realizar nivelación del terreno, y hacer uso de variedades que se adapten a una alta manipulación.



Figura 1-3: Cosecha de papas mecanizada [2]

1.3. Justificación

La cosecha es una de las labores más costosas que requiere mayor número de personas y mejor organización que cualquier otra labor en el cultivo de papas. Consiste en levantar, recoger y ensacar a mano los tubérculos, la cosecha semi-mecanizada tiene por objeto arrancar las plantas en forma mecanizada para recoger y ensacar a mano. Bajo la mayoría de las condiciones de producción, este es el sistema más adecuado de cosecha, puesto que utiliza un medio mecánico simple, que destapa los tubérculos y que combinado con la recolección manual; permite realizar una preselección antes de llegar a la bodega.



Figura 1-4: Cosecha semi-mecanizada [2]

Los agricultores dedicados a la producción y comercialización de papas, pretenden abrirse campo en la cosecha semi-mecanizada utilizando un tractor agrícola con el

que se arrastrará el apero. El desarrollo del proyecto está enfocado a la disminución del uso de mano de obra, la rapidez en la cosecha y la disminución de las pérdidas por tubérculos partidos o dañados; minimizando así el esfuerzo manual y por ende aumentando la productividad.

Por tanto, se ha propuesto el diseño y construcción de un apero para cosechar papas, específicamente en campos agrícolas, facilitando así la recolección, el clasificado y además permitirá la cosecha de los tubérculos de mejor calidad, reduciendo sus costos y tiempos de cosecha.

Por lo antes expuesto esta investigación justifica la importancia de diseñar y construir el apero.

Es importante mencionar que el apero para cosechar papas tendrá aspectos tecnológicos actuales, puesto que se basará en criterios de diseño y fabricación de empresas especialistas como la empresa argentina Implementos Agrícolas Escañuela y la española Maquinaria Agrícola Lose. Además que estará compuesta por un sistema de tracción que controlará la velocidad del disco mediante el acople al toma fuerza ubicado en la parte posterior del tractor.

A nivel teórico se justifica el desarrollo del tema antes descrito puesto que se sustenta en aspectos bibliográficos sobre el diseño de elementos de máquinas, mecanismos, ciencia de los materiales, etc.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un apero para cosechar papas en campos agrícolas.

1.4.2. Objetivos específicos

- Determinar los parámetros necesarios para diseñar el apero.
- Establecer el sistema más adecuado y eficiente para la cosecha de papas.
- Definir los parámetros de construcción y montaje del apero.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas

El presente trabajo investigativo se basa en documentos relacionados con el tema, de los cuales se ha tomado puntos importantes que contribuyan a un mejor desarrollo del mismo.

Según Atiencia D., Bayas I., Carrión C., et al, en su trabajo de Proyecto Académico de Servicio Comunitario para Vinculación con la Sociedad titulado: “Diseño y Construcción de una Abonadora Centrífuga para la Comunidad de Santa Lucía, Ubicada en el cantón Tisaleo, Provincia de Tungurahua, en la Universidad Técnica de Ambato. En donde se expone un apero abonador centrífugo mediante el acople al toma fuerza dispuesto en un tractor. Analiza los esfuerzos presentes en dicho abonador, para lo cual se ha aplicado el método de elementos finitos. [3]

Por otro lado, Sims B., Zambrano J. y Orbe G., realizan una investigación bajo el tema: “Comparación de tres métodos de cosecha en el cultivo de papa” en el Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuarias Ecuador, donde se evalúa la eficiencia de tres sistemas de cosecha en base a los costos y rendimientos. [1]

También Gutiérrez L. realiza una investigación bajo el tema: “Capacidad de trabajo del tractor agrícola: ancho de corte de los implementos y su uso con los sistemas de enganche en las actividades agrícolas” desarrollado en la Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo - Perú, quien enfoca en presentar los procesos de cálculos generales en cuanto a la capacidad de trabajo efectiva del tractor para los diferentes implementos acoplados al mismo. [4]

2.2. Fundamentación Teórica

2.2.1. Resistencia del suelo.

Un mismo suelo puede encontrarse en diferentes condiciones, por ejemplo: compactado y húmedo o seco y suelto, sin que por ello se vea alterado el material que lo constituye. Las propiedades del suelo determinan la naturaleza y su condición. La respuesta del suelo ante una acción exterior, como es el caso de la fuerza que aplica la herramienta de trabajo de un apero de labranza, está condicionada por sus propiedades físicas, y por lo tanto, por su naturaleza. [5]

La resistencia de un suelo a la deformación por compresión o deformación por cizalla está determinada por su resistencia mecánica, la que consiste de dos componentes: resistencia cohesiva y resistencia friccional. Los valores varían considerablemente y dependen del contenido de humedad, tamaño de las partículas, tamaño y forma de los agregados y el grado de consolidación. Estos factores, entre otros, existen en tantas combinaciones diferentes que sólo la medición directa de los componentes de cohesión y fricción puede permitir predecir la resistencia verdadera de un suelo en una condición determinada.

Los suelos tienen los estados físicos definidos como: sólido o cementado, sólido elástico o friable, plástico, y líquido viscoso.



Figura 2-1: Estados físicos del suelo [5]

El estado físico de un suelo también depende de los factores antes citados, pero en el caso de un suelo específico el factor de humedad es el más importante.

Un suelo en estado cementado presenta una elevada resistencia a la deformación y se caracteriza por su muy poca deformación elástica antes que ocurra una desintegración de su estructura. En cambio, el estado friable demuestra un rango de elasticidad mucho mayor, en la cual la deformación es proporcional a la carga aplicada, y se recupera rápidamente al remover la carga.

El estado plástico se caracteriza porque la masa del suelo se sigue deformando lentamente bajo la acción de la carga aplicada y no se recupera cuando ésta es removida; la magnitud de la deformación depende de la duración y de la magnitud de la carga. En el estado líquido el suelo demuestra una resistencia proporcional a la rapidez de la aplicación de la carga; el suelo tiene alta humedad y actúa como un fluido viscoso. [5]

2.2.2. Comportamiento de un suelo.

Desde el punto de vista mecánico es conveniente definir los esfuerzos a los cuales está sujeto un suelo, en términos de la tensión, compresión y corte por una cizalla; cualquier sistema de esfuerzos complejos puede ser siempre resuelto en término de estos tres tipos.

Normalmente los suelos fallan debido a los esfuerzos de corte, ya que en el límite demuestran una alta resistencia a la compresión y difícilmente pueden ser sometidos a un esfuerzo de tensión.

La falla del suelo debida a una herramienta de labranza depende de los parámetros de resistencia en la superficie de falla, que consiste de un interfáz suelo/suelo y otro normalmente de suelo/metal.

Los principales parámetros suelo/suelo son:

- a) Cohesión (c)
- b) Fricción suelo/suelo (definido en término del ángulo de fricción interna ϕ)
- c) Densidad en masa del suelo D_b (también conocido como densidad aparente).

En forma similar, los principales parámetros suelo/metal son los siguientes:

- a) Adhesión (c_α)

b) Fricción suelo/metal (definido en término del ángulo de fricción suelo/metal δ).

2.2.3. Parámetros suelo/suelo

La resistencia a la falla de un suelo depende del esfuerzo de corte máximo que éste pueda resistir, lo que es una función de la magnitud de la deformación y del esfuerzo normal sobre la superficie de falla. La forma de las curvas del esfuerzo de corte/deformación difiere de acuerdo al tipo de suelo.

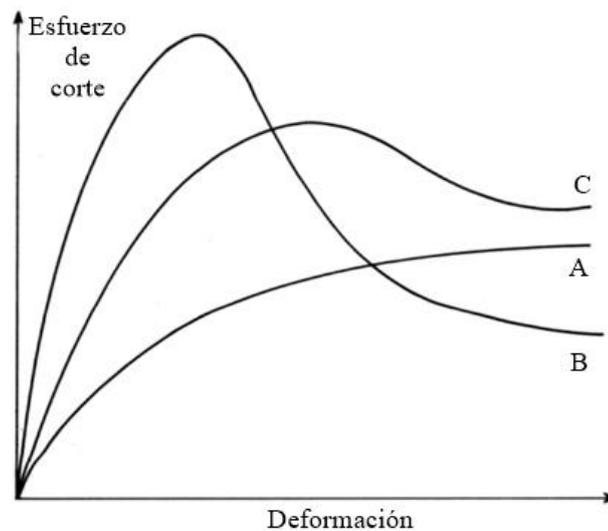


Figura 2-2: Curvas de esfuerzo de corte/deformación para distintos tipos de suelo. [5]

La curva A se refiere a un suelo suelto con propiedades friccionales; por ejemplo, un suelo arenoso seco en estado suelto. La curva B es típica de un suelo sólido o cementado y coherente, por ejemplo, un suelo arcilloso seco y no labrado o removido. La curva C identifica a un suelo con propiedades intermedias, por ejemplo, un suelo agrícola de textura franca. [5]

Cabe mencionar que en la mayoría de los suelos agrícolas la curva del esfuerzo de corte/deformación es como la curva C, que se eleva hasta un valor máximo equivalente a la máxima resistencia que puede desarrollar antes de fallar, y que luego desciende para estabilizarse en un valor intermedio que equivale a la resistencia residual.

Al graficar estos valores del esfuerzo máximo de corte con los valores respectivos del esfuerzo normal se obtiene una relación que teóricamente es lineal (Fig. 2-3).

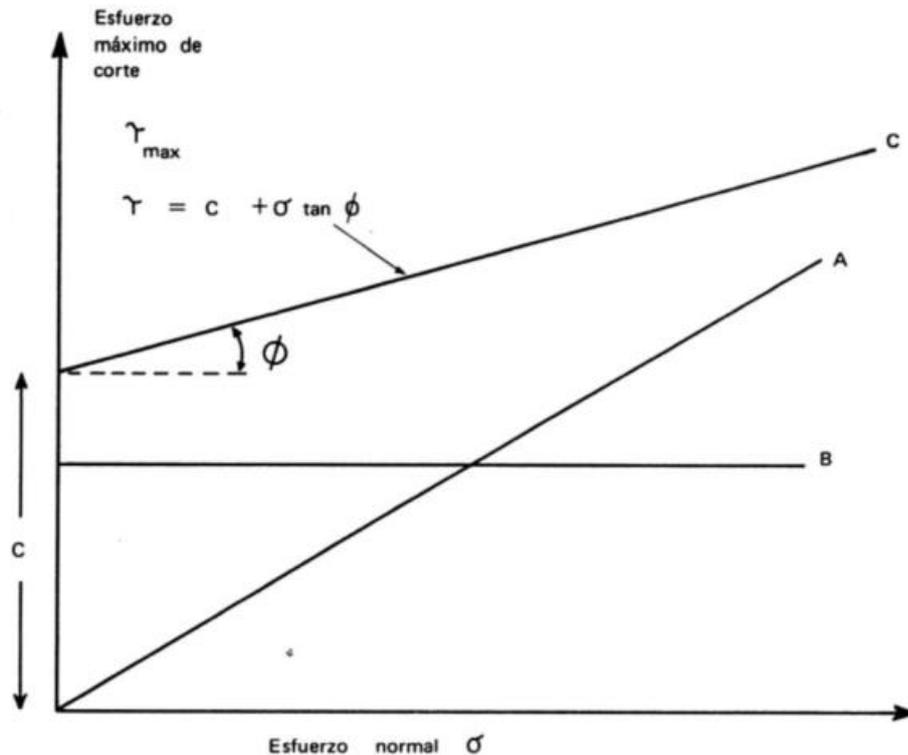


Figura 2-3: Gráficos del esfuerzo máximo de corte con el esfuerzo normal [5]

Las líneas siguen la ecuación de Coulomb, $\tau = c + \sigma \tan \phi$. Suelo A: arenoso seco; suelo B: arcilloso húmedo plástico; suelo C: franco húmedo.

La Figura 2-3 presenta los gráficos de la ecuación de Coulomb para diferentes suelos. La línea A representa la situación de un suelo liviano seco (arenoso) que demuestra propiedades friccionales pero sin cohesión ($c=0$); la línea B corresponde a una arcilla en estado plástico que demuestra alta cohesión pero ninguna fricción ($\phi = 0$); la línea C representa un suelo franco tanto con características friccionales como cohesivas y es muy típico de los suelos agrícolas con las condiciones en que normalmente se realizan las labores de labranza. [5]

Es muy importante considerar además que el contenido de humedad del suelo juega un papel fundamental en las características de resistencia al cizallar.

La ecuación de la línea lleva el nombre de Coulomb, quien originalmente la desarrolló e indicó que la resistencia máxima al cizallar depende de los componentes de cohesión y fricción del suelo.

$$\tau_{max} = c + \sigma \tan\phi \quad \text{Ec. 2-1}$$

En donde:

τ_{max} = *Máximo esfuerzo de corte*

Para ayudar en la teoría de tracción, Micklethwaite expresó la ecuación de Coulomb en términos de fuerza al multiplicarla por la superficie A:

$$\tau_{max}A = A(c + \sigma \tan\phi)$$

Pero:

$$\sigma A = Q$$

$$\tau_{max}A = H_{max}$$

Entonces:

$$H_{max} = cA + Q \tan\phi \quad \text{Ec. 2-2}$$

En donde:

H_{max} = *Fuerza de corte máxima*

A = *Área de la superficie de falla*

Q = *Carga normal en la superficie*

2.2.4. Propiedades dinámicas del suelo

Se indicó que las propiedades de mayor interés para los estudios de labranza y tracción son los parámetros suelo/suelo y suelo/interfaz, cohesión, adhesión y fricción. Estas propiedades determinan, en su mayor parte, la resistencia del suelo y dependen principalmente de la cantidad de arcilla y del contenido de humedad del suelo. Dado que este último puede cambiar rápidamente, en especial en la capa superficial, de importancia en la labranza, las propiedades están descritas como dinámicas.

Las propiedades dinámicas de mayor interés en los estudios de la labranza, debido a los cambios constantes en el contenido de humedad son la cohesión, plasticidad, adhesión, resistencia al corte y fricción cuyas definiciones son las siguientes:

2.2.4.1. Cohesión

Se define como la atracción relativa entre partículas similares, proporcionando tenacidad y dureza a un suelo y haciéndolo resistente a su separación. Las partículas minerales con carga de distinto signo, se atraen entre sí con tenacidad proporcional a dichas cargas a sus masas. Esta propiedad física de atracción, es de importancia en la dinámica del suelo por que origina la tenacidad como forma de resistencia a la separación de sus elementos o a la penetración de las herramientas de corte. [5]

La cohesión de un suelo depende generalmente del contenido de humedad y de la cantidad y tipo de arcilla, y puede tomar dos formas:

a). Cohesión molecular. - A bajo contenido de humedad existe una unión fuerte entre las partículas de arcilla; este es el factor principal que influye en la resistencia de los terrones.

b). Cohesión superficial. - Con mayor contenido de humedad existe un amarre entre los mismos terrones debido a la fuerza de la tensión superficial ocasionada por este exceso de agua; la materia orgánica y las raíces de las plantas también contribuyen a la fuerza cohesiva total cuando se cizalla la masa del suelo.

El ángulo de fricción interna es una función de la aspereza de las superficies al cizallar y del grado de enlace, o sea la compactación de las partículas del suelo y los agregados. Este grado de compactación es una función de la densidad en masa del suelo (D_b) y entonces existe una relación entre el ángulo de fricción interna (ϕ) y esta densidad D_b .

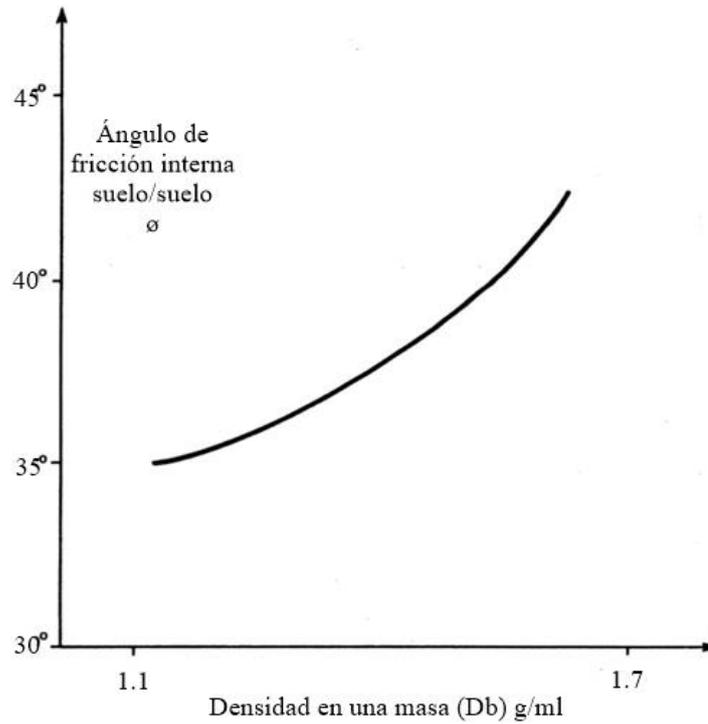


Figura 2-4: El ángulo de fricción interna de un suelo franco arenoso [5]

Algunos valores típicos de la cohesión y ángulo de fricción interna se muestran en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Valores típicos de la cohesión y el ángulo de fricción interna [5]

Tipo de suelo	Tamaño típico de partículas mm	Estado	Ángulo de fricción	Cohesión KN/m ²
Arena con partículas medianas	1,1	Compactado	38° - 40°	0
		Suelto	32° - 35°	0
Arena fina con materia orgánica	0,5 - 0,8	Compactado	25° - 30°	0
		Suelto	18° - 22°	0
Franco arenoso	0,02 - 0,2	Friable	24° - 28°	20 - 25
		Plástico	24° - 28°	10 - 15,
Franco	0,01	Friable	22° - 26°	25 - 30
		Plástico	15° - 19°	15 - 20
Arcilloso	0,002	Friable	17° - 19°	40 - 60
		Plástico	10° - 14°	25 - 30

2.2.4.2. Plasticidad

Entre los diferentes estados de cohesión hay una serie de estados intermedios, desde un suelo duro pasando por uno friable, plástico hasta uno líquido. El estado plástico es muy sensible a la deformación por efecto de las presiones externas y a su límite de ruptura, pero en este caso esta propiedad resulta negativa por la atracción de las partículas hacia las partes cortantes de las máquinas y sus ruedas.

2.2.4.3. Adhesión

Se considera que es una resistencia al trabajo de las máquinas agrícolas por la adherencia del suelo que se pega a los mecanismos. Por acción del contenido de humedad la adhesión disminuye. Así un suelo con poca humedad puede tener una elevada cohesión, pero un mínimo de adhesión.

La textura del suelo tiene un comportamiento muy importante respecto de la adherencia. La arena tiene por una parte adhesión mínima, mientras que, por la otra parte, la arcilla tiene un gran valor plástico y de adhesión al aumentar el contenido de humedad hasta el límite líquido.

2.2.4.4. Resistencia al corte

No todos los suelos se comportan igual cuando se someten a un esfuerzo cortante. En los suelos arcillosos secos y arenosos compactados, la rotura tiende a ser frágil y, al alcanzar un nivel de esfuerzo, el suelo se rompe bruscamente necesitándose un esfuerzo mucho menor para continuar el avance. Aquí predominan las fuerzas de cohesión sobre el rozamiento interno de las partículas.

Los suelos arcillosos húmedos y los arenosos sueltos se deforman plásticamente alcanzando un máximo que se mantiene a partir de un grado de deformación. Estos suelos se denominan plásticos y en ellos predominan las fuerzas de rozamiento interno sobre la cohesión. Entre ambos se encuentran los suelos agrícolas medios, en los que las fuerzas de resistencia se deben a una combinación de cohesión y rozamiento interno.

2.2.4.5. Fricción

Esta propiedad dinámica es la resistencia de frotamiento entre las partículas de suelo/suelo o bien entre suelo/metal de la herramienta de labranza. La superficie rugosa de las partículas proporciona la fricción más alta, en estrecha relación con la textura y el grado de humedad y por lo tanto con la adhesión.

2.2.5. Parámetros suelo - interfáz

La mayor parte de las herramientas de labranza trabaja por deslizamiento por el suelo, y de allí que el esfuerzo y la fuerza de deslizamiento en la interfáz suelo/metal sea de una importancia fundamental al estar la mayoría de estas herramientas fabricada con metales. Aunque el interfáz es normalmente suelo/metal, es mejor hablar en términos de los parámetros suelo/interfáz para acomodar la consideración de otros materiales como madera, plástico y otros.

Se puede estudiar la relación suelo/interfáz por medio de un patín, como se indica en la Figura 2-5, y se observa que la misma ecuación de Coulomb puede ser aplicada al gráfico que resulta Figura 2-6. Las únicas diferencias son los parámetros que en el interfáz se llaman adhesión (c_α) y el ángulo de fricción suelo/interfáz (δ). [5]

Esfuerzo máximo de deslizamiento = Adhesión + Fricción

$$\tau'_{Max} = c_\alpha + \sigma \tan \delta \quad \text{Ec. 2-3}$$

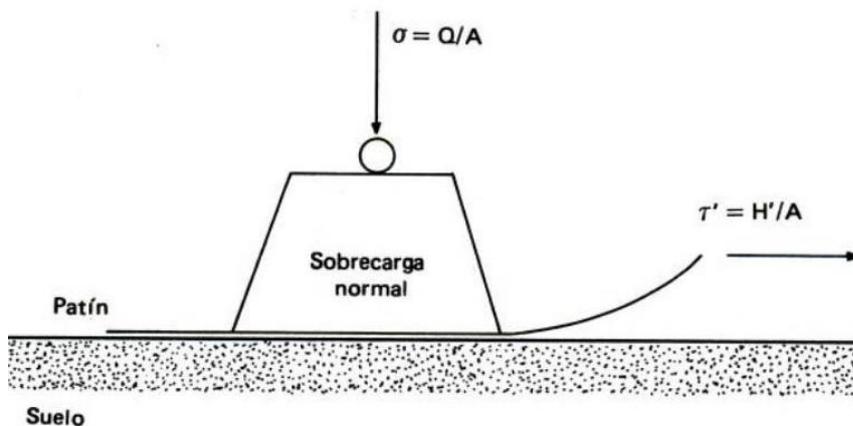


Figura 2-5: Relación suelo/interfáz [5]

La adhesión representa las fuerzas de atracción que se desarrollan entre el suelo y el interfáz y que tienden a evitar el deslizamiento entre ellos; el valor de la adhesión es normalmente pequeño, excepto para los suelos arcillosos en estado plástico.

La fricción representa la fuerza de rozamiento en el interfáz y depende del grado de pulido de su materia y de la rugosidad de las partículas del suelo. También puede ser afectada por cualquier lubricación que ocurra por un exceso de humedad en el suelo o por otras razones.

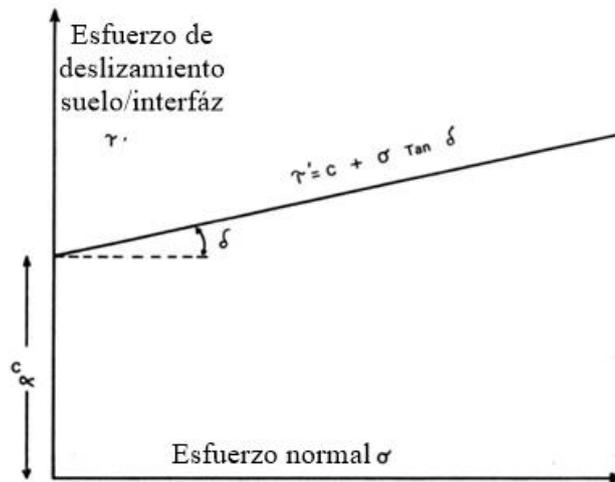


Figura 2-6: Esfuerzo de deslizamiento suelo/interfáz [5]

Algunos valores típicos de la adhesión y la fricción suelo/metal se indican en la Tabla 2-2.

Tabla 2-2: Valores típicos de la adhesión y el ángulo de fricción suelo/metal [5]

Adhesión c	Ángulo de fricción suelo/metal
Insignificante en la mayoría de los casos	Superficie pulida 5°
Arcillas plásticas con alta humedad 10-30 KN/m ²	Superficie limpia 5° a 15°
	Superficie oxidada 15° a 25°

2.2.6. Consideraciones básicas para la selección del implemento agrícola

2.2.6.1. Capacidad de la maquinaria agrícola

Se la define como el índice de rendimiento de una maquinaria generalmente evaluada en términos de cantidad de trabajo y tiempo. Existen tres métodos para medir este factor:

a). Capacidad en el campo. - Se refiere a la maquinaria utilizada en la preparación de suelo y cultivo, generalmente expresada en hectáreas por hora y está determinada por la velocidad y ancho de trabajo o corte.

b). Velocidad de Operación. - Para mejorar el funcionamiento al instante de labrar la tierra, todo implemento tiene una velocidad de uso en la que es máxima su capacidad de desmenuzamiento y otra a la que es mínima la fuerza de tracción necesaria.

c). Ancho de trabajo o corte. - Se resume mediante el ancho de trabajo de los discos y se determina mediante la siguiente ecuación:

$$AC = D * N * fr \qquad \text{Ec. 2-4}$$

Donde:

D= Diámetro del disco (mm)

N= Número de discos

fr= Factor de corrección

2.2.6.2. Capacidad Teórica de Trabajo del implemento (CTT).

La capacidad teórica de trabajo del sistema tractor – implemento, utiliza el tiempo trabajado y depende del ancho de corte del implemento y la velocidad teórica de trabajo, siendo interpretado mediante la siguiente expresión.

$$CTT = \frac{AC * V * 1000 \left(\frac{m}{km}\right)}{10000 \left(\frac{m^2}{ha}\right)} \quad \text{Ec. 2-5}$$

Donde:

$AC =$ Ancho de corte (m)

$V =$ Velocidad de avance del tractor (Km/h)

2.2.6.3. Fuerza necesaria para traccionar el implemento

La energía consumida durante el proceso de labrado depende del coeficiente de labranza μ , el mismo que a su vez depende de los tipos de suelo la velocidad de trabajo como se puede ver en el Anexo A3.

De tal manera, la fuerza necesaria para traccionar el disco se puede determinar mediante la expresión:

$$F = \mu * p * AC * 100 \quad \text{Ec. 2-6}$$

Donde:

$\mu =$ Coeficiente de labranza $\left(\frac{Kg}{dm^2}\right)$

$p =$ Profundidad de trabajo (m)

$AC =$ Ancho de corte (m)

2.2.6.4. Profundidad de trabajo (p)

La profundidad de trabajo es uno de los aspectos importantes al realizar los ajustes correspondientes al implemento. En nuestro país se sitúan a los 30cm, sin embargo, esto no significa que sea lo más idóneo. Al trabajar a una profundidad superior a la óptima no solo aumenta el consumo de energía, sino que se corre el riesgo de generar terrones de gran tamaño que resulten difíciles de romper en las labores de preparación del lecho de siembra.

Por tal razón la profundidad de trabajo recomendada es el 35% del diámetro de disco utilizado para los trabajos de laboreo.

2.2.6.5. Potencia de la maquinaria agrícola

Este factor analiza el tamaño y tipo de máquinas, de manera que las operaciones en el campo puedan realizarse por un costo mínimo. Consecuentemente, si la potencia del tractor es grande con relación a la demanda por los implementos y suelo los costos para realizar determinada labor serán elevados. En cambio, si los implementos seleccionados son demasiado grandes para la potencia desarrollada por el tractor, la calidad y cantidad de trabajo se verá disminuida o el tractor sufrirá una sobrecarga que provocará daños y averías de altos costos.

Lo expuesto demuestra la importancia que se tiene al combinar adecuadamente la potencia del tractor en relación al tamaño del implemento, por lo que es necesario considerar las diferentes clases de potencia que desarrolla el tractor:

a). Potencia al volante. - Definida como la potencia que el motor puede desarrollar sin alteraciones. Esta cifra es parcialmente útil para obtener el tamaño correcto de los motores, especialmente en casos específicos, cuando se desea trabajar con motores estacionarios para bombas de irrigación, rectificadores. etc.

b). Potencia a la toma fuerza. - Es la potencia medida al eje de la toma de fuerza, siendo ésta disminuida en un 60% en relación a la potencia al volante por algunos factores, tales como: diseño del motor, transmisión, fricción, sistema hidráulico, etc. [6]

c). Potencia a la barra de tiro. - Es una medida de potencia de tracción del motor mediante las orugas y neumáticos. Esta se encuentra afectada por la superficie y condición del suelo, tipo de enganche, velocidad de avance, tamaño y superficie del área de contacto del neumático, contrapesos, etc. disminuyendo la potencia hasta un 13.5%. [7]

2.2.7. Toma de fuerza

La toma de fuerza es un mecanismo que utiliza una parte de la potencia del motor y la lleva a la zona trasera del tractor, para darle movimiento a los distintos aperos montados o remolcados por él, así como a diferentes máquinas estacionarias o aperos remolcados que precisen de la misma.

La potencia es transmitida desde el tractor hasta el implemento o máquina, por medio de un eje, parecido a una barra de transmisión, conocida como eje de la toma de fuerza o eje cardán.

El eje de la toma de fuerza se conecta a un eje estriado, el cual, es la parte externa o terminal de la toma de fuerza, ubicado en la parte trasera del tractor; sin embargo, muchos tractores modernos poseen terminal de toma de fuerza, tanto en su parte trasera, como delantera.

Las medidas del eje estriado o parte terminal de la toma de fuerza son fijadas por normas internacionales, es decir, que el diámetro, la longitud y el tamaño de las estrías no pueden ser variadas por los fabricantes de tractores. Además, los fabricantes de implementos o máquinas que son accionados por la toma de fuerza, deben seguir ciertas reglas de fabricación, de manera que los aperos y demás implementos puedan acoplarse a los diferentes tractores existentes, cualquiera que sea el país de procedencia.

También la velocidad del eje estriado está normalizada, y puede ser de 540 rpm y de 1000 rpm. Así, los aperos y demás máquinas que reciban potencia de la toma de fuerza, deben estar diseñadas para trabajar a dichas velocidades, según sea el caso. [8]

Para que el eje terminal de la toma de fuerza gire a 540 rpm o a 1000 rpm el motor debe girar a ciertas revoluciones, las cuales son indicadas por el fabricante del tractor en el manual de operación y normalmente también, en el tablero de control del tractor, como se muestra en la Figura 2-7. [8]

rpm	rpm
540	2199
750	2338
1000	2381

Figura 2-7: Velocidades del motor y toma de fuerza [8]

2.2.7.1. Perfiles de conexión y dimensiones de los ejes terminales de las tomas de fuerza

En lo que se refiere a perfiles de conexión, hay básicamente tres:

- De seis estrías o acanaladuras. Es el más usado; puede utilizarse en ejes que giren a 540 o a 1000 rpm
- De veinte estrías o acanaladuras, muy poco usado.
- De veintiuna estrías, usado para ejes terminales que giran a 1000 rpm.

Sus dimensiones, son muy variadas, ya que esos tamaños vienen dados de acuerdo con la potencia a la que van a trabajar. Para un tractor pequeño, se requerirá un diámetro inferior al de un tractor mediano y para un tractor grande el diámetro (\emptyset) del eje será mayor. Las medidas están dadas en pulgadas a la izquierda de la figura 2-8, y en milímetros en las acotaciones. También puede verse la longitud total del eje, así como la longitud a la que se coloca el seguro para que cuando deba trabajar el eje cardan, no se desacople del eje terminal.

2.2.7.2. Eje de la toma de fuerza o eje cardán

Es el encargado de transmitir la potencia que llega al eje terminal de la toma de fuerza, hasta el apero o máquina que es movida por el sistema.

Es un eje telescópico con terminales que permiten la transmisión del movimiento de rotación de un eje a otro, tolerando la formación de un ángulo variable entre ambos, mediante un sistema formado por dos pares de espigas que actúan en las dos horquillas que están unidas a los dos extremos del eje que permite la articulación (sistema cardán). El eje completo se muestra en la Figura 2-9.

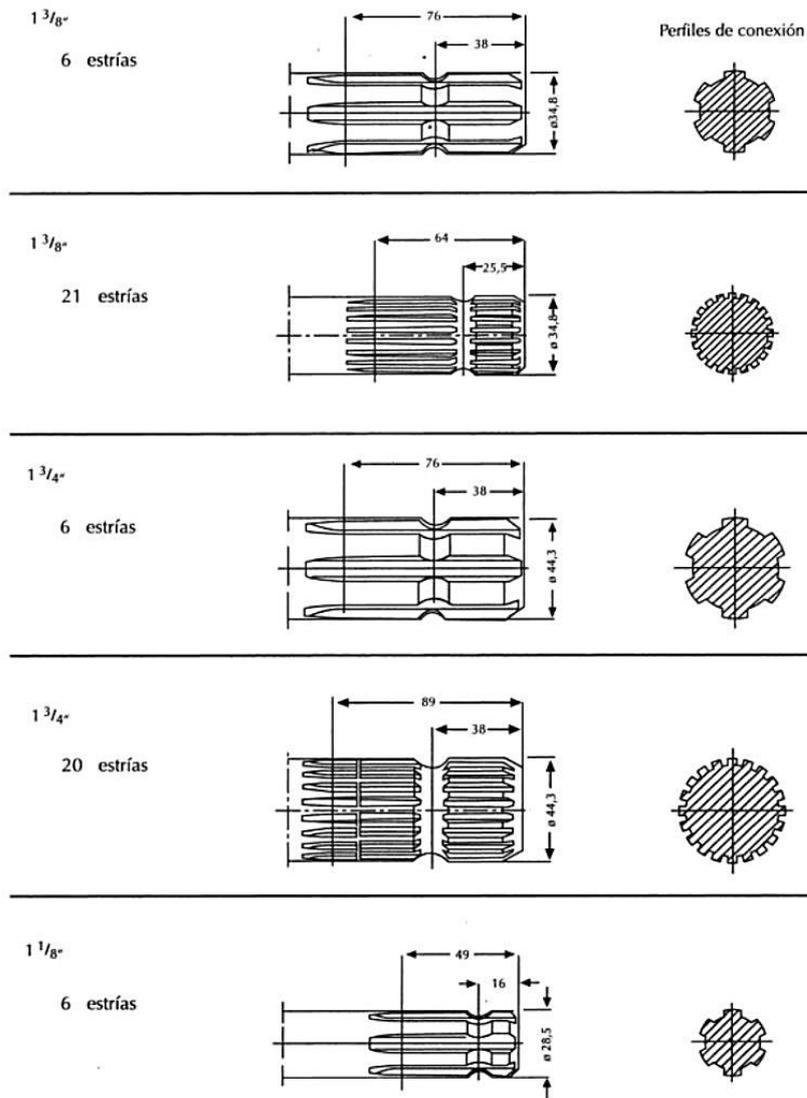


Figura 2-8: Perfiles de conexión y dimensiones [8]

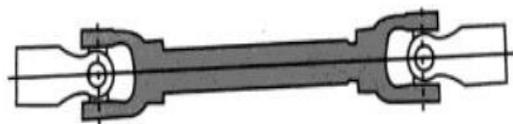


Figura 2-9: Eje de la toma de fuerza [8]

2.2.7.3. Materiales para ejes y árboles

Para confección de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, en nuestro país se prefieren aceros según norma SAE. De tal manera que preferentemente se usan los siguientes aceros:

SAE 1010 Y SAE 1020.- Para árboles poco cargados o de uso esporádico donde sea deseable un bajo costo de fabricación o cuando algunas partes de los elementos deban ser endurecidas mediante cementación.

SAE 1045.- Es el acero para árboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante, lo anterior, cuando este acero se endurece por templado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga.

SAE 4140.- Es un acero al cromo molibdeno bonificado de alta resistencia que se emplea en ejes muy cargados y en donde se requiere alta resistencia mecánica.

SAE 4340.- Es un acero al cromo níquel molibdeno bonificado de máxima tenacidad, resistencia a la tracción y torsión que se aplica a los cálculos para el diseño de árboles.

2.2.8. Discos para implementos

Las hojas de los discos de rastras y discos de arado son cóncavas, generalmente representa la sección de una esfera hueca.

La acción de la hoja cóncava del disco es en cierta forma similar a la acción de la parte baja de una vertedera de arado en el sentido que el suelo es levantado, pulverizado, parcialmente invertido, y desplazado hacia ambos lados. Los discos de arado mueven todo el suelo hacia el mismo lado en tanto que los discos de rastras tienen un arreglo que mueve el suelo en una dirección opuesta.

Tabla 2-3: Dimensiones del disco agrícola cóncavo [9]

Diámetro exterior		Espesor "E"		Concavidad "C"		Número de muescas "F"	Excentricidad máxima	Ondulación máxima
nominal	tolerancia	nominal	tolerancia	nominal	tolerancia			
356	1.6 -1.32	3.17 3.97	± 0.25	22.23 49.21	± 1.6	8	1.6	1
406	-4.24 -7.16	3.17 3.97	± 0.25	38.1	± 1.7	9	2.4	1
475	2.4 4	3.97	± 0.25	43.6	± 2.2	10	3	1
508	2.4 44	3.97	± 0.25	53.5	± 2.2	10	3	1
559	2.4 4	3.97	± 0.25	59 63.5	± 2.2	10	3	1
610	3.2	3.97	± 0.25	76.2	± 3.0	10 a 13	5	1
	6.4	4.76	± 0.25	82.6				
		6.35	± 0.30					
660	3.2	4.76	± 0.25	86	± 3.0	10 a 13	5	1
				90.5				
	6.4	6.35	± 0.30	101.8				
711	4.8	4.76	± 0.25	97.5	± 6.4	10	7	1
	6.4	6.35	± 0.30	107.5				
762	4.8	6.35	± 0.30	120.65	± 6.4	10	7	1
	-12.7	7.94						
813	9.5	6.35	± 0.30	120.65	± 9.5	10	8	1
	-15.9	7.94						
		12.7						

2.2.8.1. Selección de los discos

Los discos presentan dos ventajas importantes:

Prácticamente trabajan sin gastarse, ya que el desgaste del diámetro es mínimo después de muchas horas de trabajo.

No es necesario que sean afilados.

2.2.8.2. Ángulo vertical o de penetración (γ)

Es la inclinación que puede dársele al disco con respecto a la vertical., puede ser modificado variando la inclinación del soporte del disco en relación al brazo. Este, ángulo, varía entre 15° y 25°, al aumentar se mejora la penetración del disco en suelos adherentes y pesados. [5]

Al disminuir el ángulo de inclinación, se mejora el trabajo del disco en suelos sueltos. Mientras más pequeño sea el ángulo de inclinación mayor es la presión del suelo, resultando una mayor velocidad de giro del disco, una mayor pulverización del suelo y un mejor corte y enterrado de rastrojo. [5]

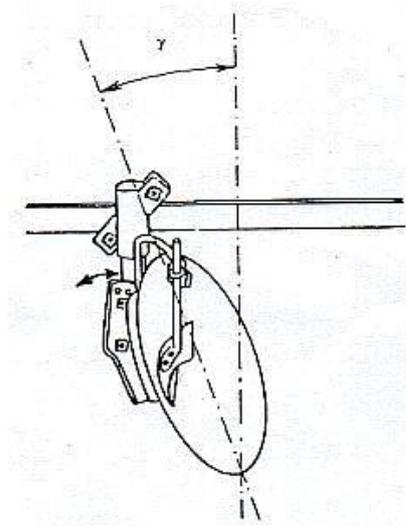


Figura 2-10: Ángulo vertical del disco [5]

2.2.8.3. Ángulo horizontal o de ataque (α)

Es el ángulo que forma el disco con la dirección del movimiento, siendo éste ángulo horizontal. Normalmente el ángulo se encuentra entre 40° y 47° respecto a la dirección del avance, al aumentar el ángulo se mejora la penetración. [10]

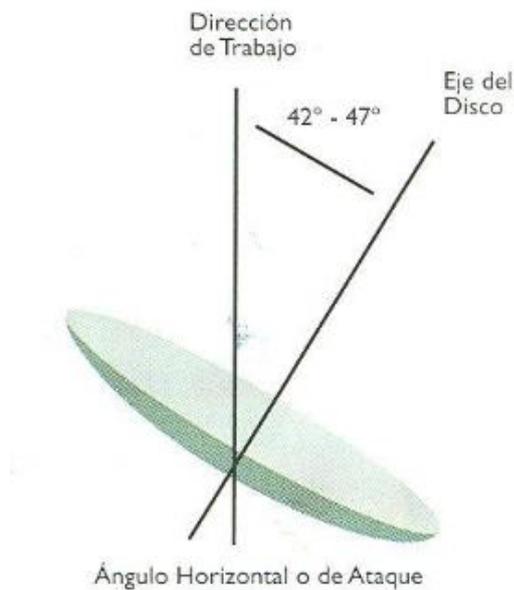


Figura 2-11: Ángulo horizontal del disco [10]

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Flujoograma al diseño del proyecto

Para el desarrollo del proyecto técnico se toma en consideración los procesos mostrados en el flujoograma, optimizando así; el diseño del proyecto.

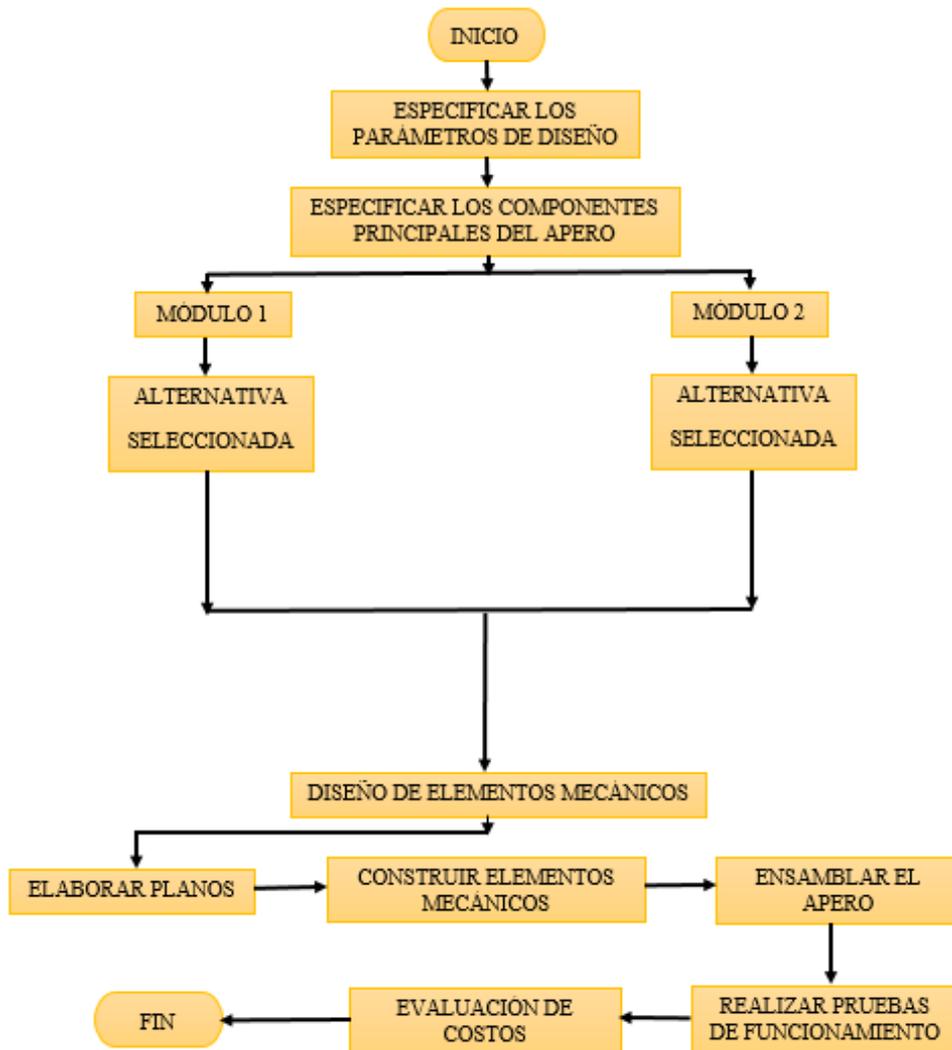


Figura 3-1: Flujoograma al diseño del proyecto

3.1.1. Presentación y selección de alternativas de diseño y construcción

Actualmente existen diferentes tipos de aperos semi-mecanizados diseñados para el arranque de tubérculos, estos sistemas son de levante de tres puntos o de arrastre y constan de subsistemas encargados de transmitir la fuerza y el movimiento circular del eje toma fuerza dispuestos en la parte posterior del tractor agrícola, mediante la utilización del árbol de transmisión hacia el subsistema de corte y arrancado de tubérculos. Además, se puede mencionar que estos tipos de aperos semi-mecanizados poseen gran tecnología puesto que constan de un sistema hidráulico, capaz de controlar el nivel de enclavamiento de la cuchilla encargada de romper el surco, garantizando así la cosecha a nivel del surco evitando el enclavamiento innecesario aumentando la producción y calidad de cosecha, pero con la desventaja relativa de su costo elevado.

Tomando en cuenta esta desventaja, existen agricultores que han centrado su atención en el subsistema de corte y arrancado de tubérculos, lo que les ha permitido diseñar aperos con características similares utilizando tecnología local que al final presenta inconvenientes a la hora de cosechar.

Los aperos semi-mecanizados están orientados para los agricultores que cuentan con superficies de sembríos extensos donde la mano de obra necesaria comúnmente es excesiva y la producción de cosecha baja.

3.1.2. Especificaciones técnicas

Establece los requerimientos y aspiraciones, sin proporcionar la representación de formas constructivas que establecen tan solo una de sus posibles soluciones.

Para establecer la especificación del apero, se utiliza una lista de referencias presentada en la tabla 3-1, con lo cual se valorar de forma sistemática distintos conceptos relacionados con las características, funciones, beneficios y condiciones del entorno.

Tabla 3-1: Especificaciones para el apero a diseñar

Parámetros	Determinantes
Función	Arrancar y dispersar papas.
Dimensiones	Largo máx. 1,5 m, Ancho máx. 1 m, Alto máx. 1 m.
Ancho de trabajo	Hasta 0.90 m
Fuerzas	Fuerza de corte y arrastre
Acople	Tres puntos
Accionamiento	Mediante él toma fuerza del tractor
Montaje	Tractor New Holland de 100 HP

3.1.3. Componentes de la máquina

El apero a diseñar está compuesto por dos subsistemas definidos a partir de las funciones principales que debe desarrollar durante el arranque de tubérculos.

Partiendo del análisis funcional, se ha determinado que el apero está compuesto por los siguientes módulos:

- Módulo 1: Corta el surco y separa los tubérculos del suelo.
- Módulo 2: Transmite la potencia requerida desde él toma fuerza hacia el separador de papas/suelo.

3.1.4. Alternativas para el módulo 1

3.1.4.1. Alternativa 1: Cosechadora de papas con sistema vibratorio

Esta alternativa propone un sistema que consta de una reja excavadora que utiliza una sola cuchilla en U, capaz de cortar el surco por debajo de los tubérculos mediante arrastre y la separación papa/suelo se logra utilizando un sistema vibratorio que envía las papas hacia su parte posterior depositándolas en una hilera para su posterior recolección, la misma es aplicable para un solo surco de hasta 90cm de ancho.



Figura 3-2: Cosechadora de papas sistema vibratorio [11]

Ventajas:

- Eje excéntrico equilibrado por un volante posterior.
- Sacudida transversal y alternada.
- Acopio del producto en una sola hilera en la parte posterior.
- Buena separación de las papas/suelo.
- Estabilidad de la máquina durante el trabajo.
- Adecuado para la recogida de papas en parcelas de terreno de pequeñas y medianas dimensiones.
- Facilidad de montaje y desmontaje de la cuchilla, debido a que está acoplado al bastidor mediante espárragos de sujeción.
- Rigidez de corte del suelo.

Desventajas:

- Funcionalidad a bajas velocidades.
- Propicio para mini tractores.
- Mantenimiento con limpiezas periódicas y lubricación adecuada en acoples expuestos directamente a vibraciones.
- Utilizado en terrenos con humedades relativamente bajas.
- Si el ajuste de la cuchilla no se efectúa adecuadamente, ésta puede enclavarse; provocando daños considerables a los demás componentes.
- En terrenos compactos su penetración es reducida y produce sobre esfuerzo del apero.
- El costo de adquisición es relativamente elevado.

Especificaciones técnicas:

	CPP-M
	
ANCHO (cm)	90
LARGO (cm)	120
ALTURA (cm)	75
PESO (Kg)	86
ANCHO DEL REJA	48
POTENCIA (HP)	0,8 - 1 ha

Figura 3-3: Especificaciones técnica cosechadora de papas sistema vibratorio [11]

3.1.4.2. Alternativa 2: Cosechadora de papas de doble surco por cadenas

La siguiente alternativa propone un sistema conformado por varillas de acero sostenidas en sus extremos por cintas de goma reforzada o por cadenas. La separación entre las varillas es tal que permite que baje la tierra y los terrones, mientras que las papas permanecen sobre el separador hasta el punto de descarga.

De igual forma las cuchillas encargadas de cortar el surco por debajo de los tubérculos están colocadas en fila una a continuación de otra permitiendo cortar dos surcos de hasta 180 cm mediante arrastre. [12]



Figura 3-4: Cosechadora de papas doble surco Dooro [12]

Ventajas:

- Excelente separación de las papas/suelo debido al movimiento uniforme de la cadena.
- Adecuado para aumentar la productividad de la cosecha.
- Ajustable para el funcionamiento en tractores de 50-80 HP mediante el acople por tres puntos.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Facilidad de montaje y desmontaje de la reja porta
- Buena penetración en terrenos compactos.
- Capacidad de trabajo para dos surcos.

Desventajas:

- Utilizado a velocidades lentas por comprender mayor superficie de cosecha.
- Operado únicamente en terrenos con humedades relativamente bajas.
- Mayor potencia del tractor necesaria para realizar la cosecha.
- Elevado costo de adquisición.

Especificaciones técnicas:

Tabla 3-2 (1): Especificaciones técnicas cosechadora de papas doble surco. [12]

Modelo	MN-2	MN-3	MN-5
Número de fila/Función	Doble fila/fundición	Doble fila/recogida	Doble fila/carga
Distancia entre líneas (cm)	55-80	55-80	55-80
Peso de la máquina (Kg)	700	800	1200
Partido potencia (HP)	50-80	50-80	70-120
Velocidad de operación(Km/h)	1.5	1.5	1.5
Profundidad de excavación (cm)	25	25	25

Tabla 3-2 (2): Especificaciones técnicas cosechadora de papas doble surco. [12]

Ancho de trabajo (m)	1.65	1.65	1.65
La cosecha de cambio (%)	≥96	≥96	≥96
Revoluciones de salida del eje (RPM)	560	560	560
Dimensión (cm)	280*220*100	280*220*100	330*390*310
Dimensión del embalaje (cm)	220*190*80	220*190*80	320*200*130

3.1.4.3. Alternativa 3: Cosechadora de papas de un surco tipo disco.

Otra alternativa para lograr una cosecha con productividad alta es mediante la utilización de un disco que es el encargado de impulsar y dispersar las papas del suelo de forma lateral. Actualmente en el mercado nacional aún no se encuentra éste tipo de cosechadoras y las empresas que se ocupan de los equipos agrícolas cuentan únicamente con los dos tipos de cosechadora antes mencionados.

Sin embargo, la empresa argentina ESCAÑUELA ha desarrollado un apero capaz de aumentar el nivel de producción en cuanto a cosecha semi-mecanizada mediante el uso de un disco.



Figura 3-5: Cosechadora de papas tipo disco [13]

Ventajas:

- Excelente separación de las papas/suelo por dispersión.

- Apropriado para aumentar la productividad de la cosecha.
- Ajustable para el funcionamiento en tractores de 50-120 HP
- Acople al tractor por tres puntos y arrastre.
- Cuenta con una cuchilla para cortar el rastrojo, evitando atascamientos en la reja.
- Puede colocar un disco de 28in, 30in o 32in.
- Facilidad de montaje y desmontaje de accesorios que conforman el apero para mejorar y facilitar su mantenimiento.
- Buena penetración y mejor adaptación en diferentes terrenos.
- Trabaja a velocidad media.

Desventajas:

- Elevado costo del sistema hidráulico.
- Elevado costo de adquisición por importación.

Especificaciones técnicas

Tabla 3-3: Especificaciones técnicas cosechadora de papas por disco [13]

Modelo	Levante Fija (EALF)
Número de surcos	Un surco
Potencia de salida del eje	560 RPM
Peso de la máquina	250 Kg
Velocidad de operación	3 Km/h
Alimentación de partido	50 – 120 HP
Profundidad de excavación	25cm
Ancho de trabajo	1m

3.1.5. Evaluación de soluciones por el método ordinal corregido de criterios ponderados

Para evaluar las alternativas se utiliza el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos. [14]

Este método se basa en tablas donde cada criterio se confronta con los restantes criterios y se asignan los valores siguientes:

1 → Si el criterio de las filas es superior o mayor que el de las columnas.

0,5 → Si el criterio de las filas es equivalente o igual al de las columnas.

0 → Si el criterio de las filas es inferior o deficiente que el de las columnas.

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) añadiendo una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

3.1.5.1. Evaluación del módulo 1

Los criterios que se consideran son:

- Peso, el apero debe ser moderado para evitar sobre esfuerzos en los puntos de acople del tractor agrícola y por otro lado debe resistir los esfuerzos existentes durante el laboreo.
- Ancho de trabajo, debe ser capaz de contener un surco por pase puesto que la cosecha se realiza un surco a la vez en zonas extensas para aligerar su acopio.
- Velocidad de operación, para mejorar el tiempo de cosecha el tractor agrícola debe trabajar a un promedio de 3 km/h.

- Eficiencia, durante la separación de las papas/suelo agilitando así su recolección, por tanto; los tubérculos deben encontrarse en la superficie del terreno totalmente limpias y sueltas.
- Costo moderado, ya que el apero es primordial y se busca que constituya una opción de inversión para los agricultores dedicados a la producción de papas.

De acuerdo a la definición de los criterios de valoración que se consideraron más importantes se establece la siguiente tabla, con la evaluación del peso específico por cada criterio.

Tabla 3-4: Valoración del peso específico por cada criterio módulo 1

Criterio	Peso	Ancho de trabajo	Velocidad de operación	Eficiencia	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Peso		1	0.5	0	0.5	3	0.207
Ancho de trabajo	0		0	0	0.5	1.5	0.103
Velocidad de operación	0.5	1		0.5	0	2.5	0.172
Eficiencia	1	1	0.5		0	3.5	0.241
Costo	0.5	0.5	1	1		4	0.276
					Suma	14.5	1

Luego, se realiza la valoración de los pesos específicos de las alternativas de solución para cada criterio.

Tabla 3-5: Valoración del peso específico del criterio de peso

Peso	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	0	1	0.166
A2	1		1	3	0.5
A3	1	0		2	0.333
			Suma	6	1

Tabla 3-6: Valoración del peso específico del criterio de ancho de trabajo

Ancho de trabajo	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	0.5	1.5	0.273
A2	1		1	2.5	0.454
A3	0.5	0		1.5	0.273
			Suma	5.5	1

Tabla 3-7: Valoración del peso específico del criterio de velocidad de operación

Velocidad de operación	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0.5	0	1.5	0.25
A2	0.5		0	1.5	0.25
A3	1	1		3	0.5
			Suma	6	1

Tabla 3-8: Valoración del peso específico del criterio de eficiencia

Eficiencia	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	0	1	0.166
A2	1		0.5	2.5	0.417
A3	1	0.5		2.5	0.417
			Suma	6	1

Tabla 3-9: Valoración del peso específico del criterio de costo

Costo	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	1	2	0.4
A2	1		1	3	0.6
A3	0	0		0	0
			Suma	5	1

Resultados de la valoración total para las alternativas de solución del módulo 1

Tabla 3-10: Valoración total para las alternativas de solución del módulo 1

Criterio	Peso	Ancho de trabajo	Velocidad de operación	Eficiencia	Costo	Σ	Prioridad
A1	0.166*0.207	0.273*0.103	0.25*0.172	0.166*0.241	0.4*0.276	0.256	3
A2	0.5*0.207	0.454*0.103	0.25*0.172	0.417*0.241	0.6*0.276	0.459	2
A3	0.333*0.207	0.273*0.103	0.5*0.172	0.417*0.241	0*0.276	0.631	1

La solución de la A3 es la mejor situada, seguida por la solución de la A2 y finalmente está la solución de la A1.

3.1.6. Alternativas para el módulo 2

Las alternativas que se exponen a continuación son exclusivamente para transmitir la potencia entregada desde el toma fuerza del tractor por intermedio del árbol de transmisión hacia el módulo 1.

3.1.6.1. Alternativa 1: transmisión por sistema de engranes

El movimiento es transmitido al engrane del eje superior a través del árbol de transmisión y por medio de un engrane intermedio se transmite al engrane del eje inferior, de tal manera que la relación de velocidad sea positiva, con lo que se obtiene que además de girar el disco también mantiene la potencia en el siguiente módulo.



Figura 3-6: Esquema de transmisión de potencia por engranes [15]

Ventajas:

- Facilitan una graduación útil en relaciones de velocidad.
- Permite transmisión de potencia a grandes escalas.
- Cumple el trabajo sin pérdida de energía.

Desventajas:

- No se consigue transmitir la potencia entre grandes distancias de centros.
- Costo elevado de fabricación de engranes.
- Excesivo nivel de ruido en funcionamiento.

3.1.6.2. Alternativa 2: Transmisión por cadena / piñón - catalina

La potencia se transmite por medio de una cadena desde la catalina ubicado en la parte superior hacia el piñón inferior acoplado al disco.



Figura 3-7: Esquema de transmisión de potencia por cadena [15]

Ventajas:

- Distancia formidable entre ejes.
- Capaz de transmitir movimiento a varios ejes con una sola cadena.
- Mayor eficiencia.
- Carga sobre los ejes y rodamientos en escala reducida.
- Fácil instalación.

Desventajas:

- Elevado costo de adquisición de piñones.
- Elevado nivel de ruido durante el funcionamiento.
- Desgaste excesivo en funcionamiento periódico.

3.1.6.3. Alternativa 3: Transmisión por banda / poleas

La potencia se transmite a través de una o más correas desde la polea conductora acoplado en la parte superior al árbol de transmisión hacia la polea conducida ubicado en la parte inferior que acopla al disco.



Figura 3-8: Esquema de transmisión de potencia por banda / poleas [15]

Ventajas:

- Costo moderado de adquisición.
- Diseño sencillo.
- Consigue unir el eje conductor al conducido a distancias relativamente grandes.
- Nivel de ruido bajo con funcionamiento suave y sin choques.

Desventajas:

- Inestabilidad en la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Pérdidas de potencia por deslizamiento y fricción.

3.1.7. Evaluación del módulo 2

Los criterios que se consideran son:

- Volúmen, puesto que debe ajustarse al tamaño requerido del apero.
- Eficiencia, para lograr transmitir la potencia de salida desde el toma fuerza.
- Facilidad para el montaje, para que no sufra un sobreesfuerzo el operario durante el proceso de mantenimiento.
- Costo, debe ser moderado y no eleve el precio final del apero.

Tabla 3-11: Valoración del peso específico por cada criterio módulo 2

Criterio	Volúmen	Eficiencia	Facilidad de montaje	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Volúmen		0	0.5	0.5	2	0.2
Eficiencia	1		1	0.5	3.5	0.35
Facilidad de montaje	0.5	0		0.5	2	0.2
Costo	0.5	0.5	0.5		2.5	0.25
				Suma	10	1

Tabla 3-12: Valoración del peso específico del criterio de volúmen

Volúmen	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		1	0.5	2.5	0.417
A2	0		0	1	0.166
A3	0.5	1		2.5	0.417
			Suma	6	1

Tabla 3-13: Valoración del peso específico del criterio de eficiencia

Eficiencia	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		1	0.5	2.5	0.417
A2	0		0	1	0.166
A3	0.5	1		2.5	0.417
			Suma	6	1

Tabla 3-14: Valoración del peso específico del criterio de montaje

Montaje	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		0	0	1	0.166
A2	1		0	2	0.334
A3	1	1		3	0.5
			Suma	6	1

Tabla 3-15: Valoración del peso específico del criterio de costo

Costo	A1	A2	A3	$\Sigma+1$	Ponderación
A1		1	1	3	0.5
A2	0		0.5	1.5	0.25
A3	0	0.5		1.5	0.25
			Suma	6	1

Resultados de la valoración total para las alternativas de solución del módulo 2

Tabla 3-16: Valoración total para las alternativas de solución del módulo 2

Criterio	Volúmen	Eficiencia	Montaje	Costo	Σ	Prioridad
A1	0.417(0.2)	0.417(0.35)	0.166(0.2)	0.5(0.25)	0.387	2
A2	0.166(0.2)	0.166(0.35)	0.334(0.2)	0.25(0.25)	0.221	3
A3	0.417(0.2)	0.417(0.35)	0.5(0.2)	0.25(0.25)	0.392	1

La solución de la A3 es la mejor situada, seguida por la solución de la A1 y finalmente está la solución de la A2.

3.1.8. Alternativas seleccionadas

Tomando en cuenta los datos obtenidos de la valoración de soluciones por el método ordinal corregido de criterios ponderados el diseño del apero estará compuesto por:

- La alternativa 3 (cosechadora de papas tipo disco), para el módulo 1
- La alternativa 3 (transmisión por banda / poleas), para el módulo 2

A continuación, se presenta un bosquejo del apero a construir tomando en cuenta la selección de alternativas realizado para los dos módulos. Cabe recalcar que el movimiento del disco se logrará por intermedio de un cardán acoplado al toma fuerza dispuesto en la parte posterior del tractor seguido por un sistema de banda poleas.

3.2. Cálculos modelo operativo

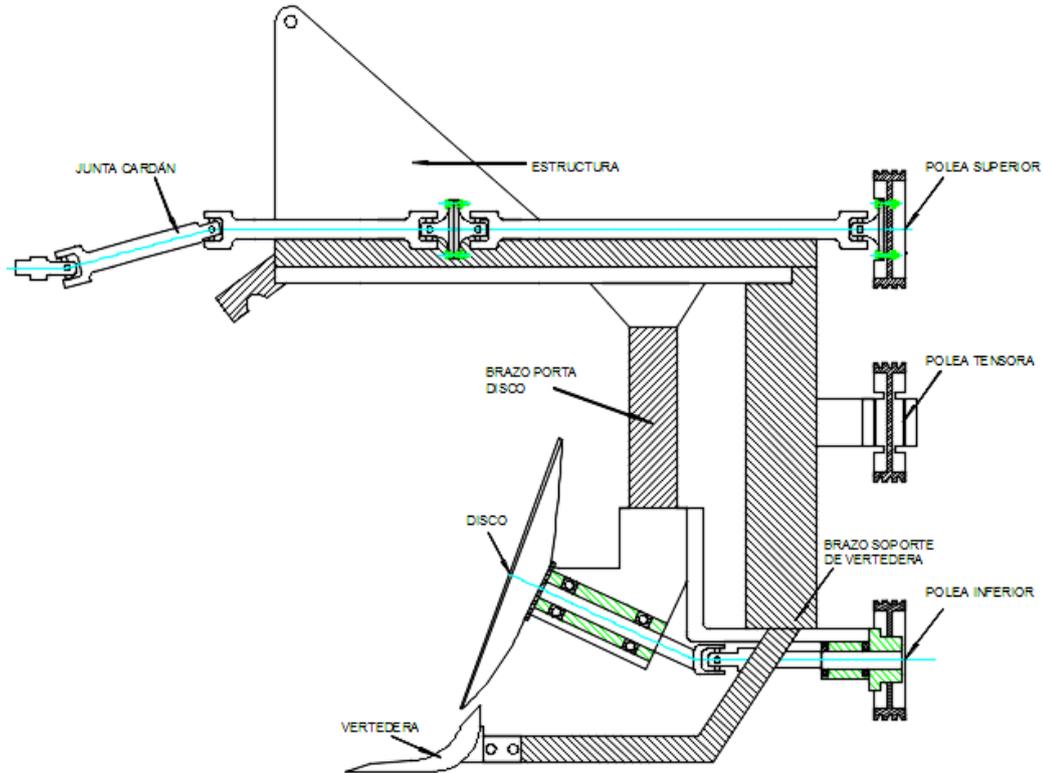


Figura 3-9: Diagrama apero para cosechar papas tipo disco

DISEÑO DEL DISCO

3.2.1. Máximo esfuerzo de corte parámetros suelo/suelo

Se utiliza la ecuación 2-1:

$$\tau_{max} = c + \sigma \tan\phi$$

El esfuerzo normal que actúa en el suelo se expresa:

$$\sigma = \gamma * p \quad \text{Ec. 3-1}$$

Donde:

σ = Esfuerzo normal

γ = Peso unitario del suelo

p = Profundidad de trabajo (35% del diámetro del disco, ver ítem 2.2.6.4).

El valor del peso unitario se obtiene de la tabla 3-17.

Tabla 3-17: Propiedades físicas del suelo. [16]

2	γ_1 Limo arenoso pardo claro	ΔZ_1	
4			
6			
8	γ_2 Arena mediana blanca, algo densa	ΔZ_2	
10			
12	γ_3 Arena limosa	ΔZ_3	
14			
16			
	γ_4 Arcilla ardo rojiza compacta	ΔZ_4	
	Estrato	Espesor	$\gamma [KN/m^3]$
	1	5	14,0
	2	3	18,1
	3	3	17,3
	4	6	16,8
	$\gamma =$ Peso específico seco		

Cálculos:

$$\sigma = \gamma * p$$

$$\sigma = 14 \text{ KN/m}^3 * 0.25\text{m}$$

$$\sigma = 3.5 \text{ KN/m}^2$$

Se reemplaza el esfuerzo normal en la ecuación 2-1 y se obtiene el máximo esfuerzo de corte:

$$\tau_{max} = c + \sigma \tan\phi$$

$$\tau_{max} = 25 \text{ KN/m}^2 + 3.5 \text{ KN/m}^2 \tan(22^\circ)$$

$$\tau_{max} = 26.41 \text{ KN/m}^2$$

El valor de c y ϕ , cohesión y ángulo de fricción respectivamente son valores típicos mostrados en la tabla 2-1.

3.2.2. Cálculo área de contacto del disco

Diámetro del disco $D = 26 \text{ in}$

Radio del disco $r = 13 \text{ in} = 0.325 \text{ m}$

Profundidad de trabajo $p = 0.25 \text{ m}$ (Ver ítem 2.2.6.4)

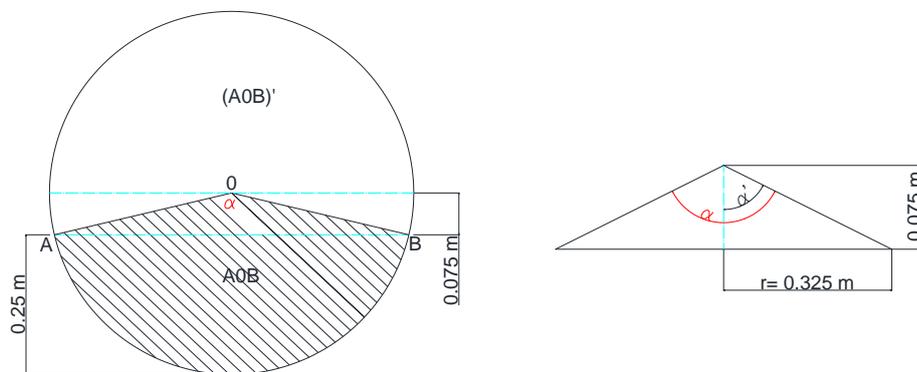


Figura 3-10: Diagrama área de contacto del disco

$$\text{tang}(\alpha') = \frac{r}{h} \quad \text{Ec. 3-2}$$

$$\text{tang}(\alpha') = \frac{0.325 \text{ m}}{0.075 \text{ m}}$$

$$\text{tang}(\alpha') = 4.33$$

$$\alpha' = \text{tang}^{-1}(4.33)$$

$$\alpha' = 77.005$$

$$\alpha = \alpha' * 2$$

$$\alpha = 77.005 * 2$$

$$\alpha = 154^\circ$$

$$(A_{AOB})' = \pi r^2 * \left(\frac{\alpha}{2\pi}\right) \quad \text{Ec. 3-3}$$

$$A_{AOB} = \frac{1}{2} r^2 * \text{sen}(\alpha) \quad \text{Ec. 3-4}$$

Área total de contacto del disco: Factor común entre la Ec.3-3 y la Ec. 3-4

$$A = \frac{r^2}{2} \left[\pi \frac{\alpha}{180} - \text{sen}(\alpha) \right] \quad \text{Ec. 3-5}$$

$$A = \frac{(0.325)^2}{2} \left[\pi \frac{154}{180} - \text{sen}(154) \right]$$

$$A = 0.1187 \text{ m}^2$$

3.2.3. Cálculo de las fuerzas que actúan sobre el disco

3.2.3.1. Fuerza de trabajo o fuerza de empuje sobre el disco

$$F_t = \tau_{max} * A \quad \text{Ec. 3-6}$$

Donde:

$F_t = \text{Fuerza de trabajo}$

$\tau_{max} = \text{Máximo esfuerzo de corte (KN/m}^2\text{)}$

$A = \text{Área de contacto (m}^2\text{)}$

$$F_t = 26.41 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} * 0.1187 \text{ m}^2$$

$$F_t = 3.1348 \text{ KN}$$

3.2.3.2. Fuerza tangencial

El ángulo de acción de la fuerza de trabajo con la horizontal es de 25°

$$F_{tj} = F_t * \text{sen}(\theta) \quad \text{Ec. 3-7}$$

$$F_{tj} = 3.1348 \text{ KN} * \text{sen}(25^\circ)$$

$$F_{tj} = 1.325 \text{ KN}$$

3.2.3.3. Fuerza normal

$$F_n = F_t * \text{cos}(\theta) \quad \text{Ec. 3-8}$$

$$F_n = 3.1348 \text{ KN} * \text{cos}(25^\circ)$$

$$F_n = 2.841 \text{ KN}$$

3.2.3.4. Distancia de la fuerza aplicada en el disco

$$Z = \frac{\int_0^z F_t * dz}{F} \quad \text{Ec. 3-9}$$

$$Z = \frac{\int_0^z [(c + \gamma^2 \tan \phi) (\frac{r^2}{2} * \frac{\pi \alpha}{180} - \frac{r^2}{2} * \text{sen} \alpha)] dz}{F}$$

$$Z = \frac{\int_0^{0.25} [(\frac{cr^2 \pi \alpha}{360} - \frac{cr^2 \text{sen} \alpha}{2} + \frac{\gamma r^2 \pi \alpha \tan \phi}{360} - \frac{\gamma z r^2}{2} * \text{sen} \alpha * \tan \phi)] dz}{F}$$

$$Z = \frac{\frac{\alpha cr^2 \pi}{360} \int_0^{0.25} dz - \frac{cr^2 \text{sen} \alpha}{2} \int_0^{0.25} dz + \frac{\alpha \gamma r^2 \pi \tan \phi}{360} \int_0^{0.25} z dz - \frac{\gamma r^2 \text{sen} \alpha \tan \phi}{2} \int_0^{0.25} z dz}{F}$$

$$Z = \frac{\frac{zr^2 c}{2} (\frac{\alpha \pi}{180} - \text{sen} \alpha) + \frac{z^2}{4} \gamma r^2 \pi \tan \phi (\frac{\alpha \pi}{180} - \text{sen} \alpha)}{F}$$

$$Z = \frac{\frac{zr^2}{2} \left(\frac{\alpha\pi}{180} - \text{sen}\alpha \right) \left(c + \frac{zy \tan\phi}{2} \right)}{F}$$

$$Z = \frac{\frac{(0.25 \text{ m})(0.325 \text{ m})^2}{2} \left(\frac{\pi * 154}{180} - \text{sen}(154) \right) \left(25000 \text{ N/m}^2 + \frac{(0.25 \text{ m})(14000 \text{ N/m}^3)\tan(22)}{2} \right)}{3134.8 \text{ N}}$$

$$Z = \frac{0.01320 \text{ m}^3 (2.25 - 0.4209) (25000 \text{ N/m}^2 + 707.045 \text{ N/m}^2)}{3134.8 \text{ N}}$$

$$Z = \frac{(0.0241 \text{ m}^3) * (25707.045 \text{ N/m}^2)}{3134.8 \text{ N}}$$

$$Z = 0.2 \text{ m}$$

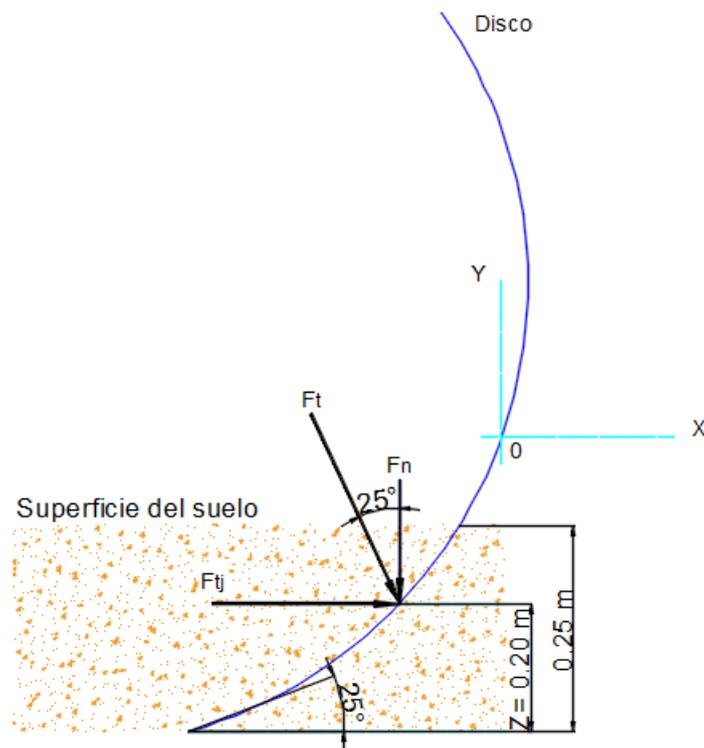


Figura 3-11: Diagrama de fuerzas que actúan sobre el disco

3.2.4. Selección del disco de arado

De acuerdo al método de elementos finitos se procede al diseño del disco aplicando las fuerzas obtenidas anteriormente, el material requerido es un acero AISI 1045; la fuerza se encuentra a una distancia $Z = 0.20$ (m); los resultados obtenidos se muestran a continuación en la Tabla 3-18.

Tabla 3-18 (1): Diseño del disco por el método de elementos finitos

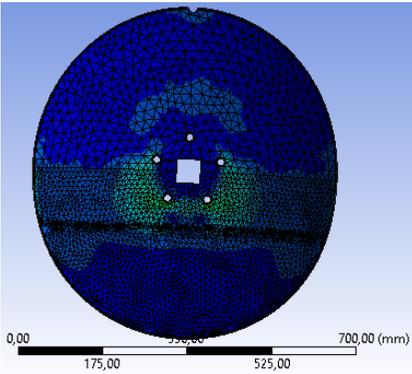
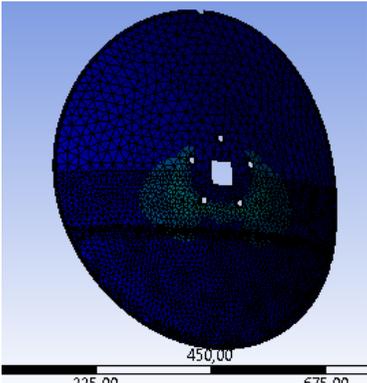
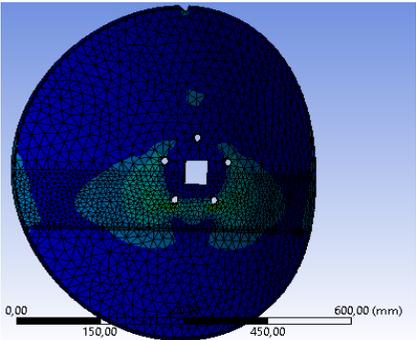
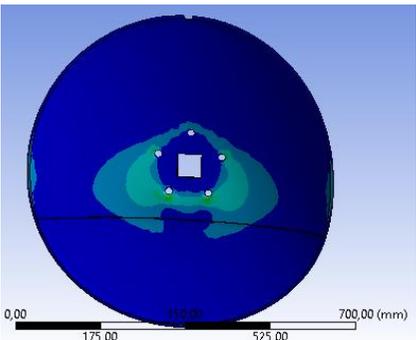
Espesor del disco	Gráfico	Resultados	Esfuerzo Max.	Esfuerzo Min.	Coeficiente de seguridad
3		<p>E: 3 Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 17/11/2016 10:19</p> <p>333,05 Max</p> <p>309,28 285,5 261,73 237,95 214,18 190,4 166,63 142,85 119,08 95,303 71,528 47,753 23,978</p> <p>0,20272 Min</p>	333.05 MPa	0.20272 MPa	0.93
4.76		<p>A: 4.76 Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 0,77778 17/11/2016 10:12</p> <p>208,61 Max</p> <p>189,67 170,72 151,78 132,83 113,89 94,942 75,996 57,051 38,105 19,16</p> <p>0,21427 Min</p>	208.61 MPa	0.21427 MPa	1.48

Tabla 3-18 (2): Diseño del disco por el método de elementos finitos

Espesor del disco	Gráfico	Resultados	Esfuerzo Max.	Esfuerzo Min.	Coeficiente de seguridad
5		<p>B: 5 Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 17/11/2016 10:24</p> <p>166,56 Max</p> <p>149,94 133,32 116,7 100,08 83,459 66,839 50,22 33,601 16,982</p> <p>0,36239 Min</p>	143.4 MPa	0.356 MPa	2.16
6.36		<p>C: 6.36 mm Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 17/11/2016 10:36</p> <p>115,98 Max</p> <p>103,13 90,286 77,44 64,594 51,749 38,903 26,057 13,211</p> <p>0,36532 Min</p>	115.98 MPa	0.36532 MPa	2.67

Una vez realizado el análisis del disco se elige un disco de diámetro 26 in con un espesor de 4.76 mm, ya que presenta un coeficiente de seguridad confiable como se puede apreciar en la tabla 3-18.

El disco agrícola seleccionado consta de las siguientes dimensiones generales, de acuerdo a la Tabla 3-19.

Tabla 3-19: Dimensiones generales de los discos agrícolas [9]

Diámetro exterior		Espesor "E"		Concavidad "C"	
nominal	tolerancia	nominal	tolerancia	nominal	tolerancia
356	1.6	3.17	± 0.25	22.23	± 1.6
	-1.32	3.97		49.21	
406	-4.24	3.17	± 0.25	38.1	± 1.7
	-7.16	3.97			
475	2.4	3.97	± 0.25	43.6	± 2.2
	4				
508	2.4	3.97	± 0.25	53.5	± 2.2
	44				
559	2.4	3.97	± 0.25	59	± 2.2
	4			63.5	
610	3.2	3.97	± 0.25	76.2	± 3.0
	6.4	4.76	± 0.25		
		6.35	± 0.30		
660	3.2	4.76	± 0.25	86	± 3.0
	6.4	6.35	± 0.30	90.5	
				101.8	
711	4.8	4.76	± 0.25	97.5	± 6.4
	6.4	6.35	± 0.30	107.5	
762	4.8	6.35	± 0.30	120.65	± 6.4
	-12.7	7.94			
813	9.5	6.35	± 0.30	120.65	± 9.5
	-15.9	7.94			
		12.7			

3.2.5. Diseño del brazo porta disco

3.2.5.1. Cálculo del ancho de corte (AC)

Se determina mediante la Ec. 2-4

$$AC = D * N * fr$$

Donde:

D = Diámetro del disco (mm)

N = Número de discos

fr = Factor de corrección

Datos:

$$D = 26in = 660.4mm$$

$$N = 1$$

$$fr = 0.5$$

$$AC = 660.4mm * 1 * 0.5 = 330.2mm$$

3.2.5.2. Capacidad teórica de trabajo del implemento (CTT)

Se utiliza la Ec. 2-5

$$CTT = \frac{AC * V * 1000 \left(\frac{m}{km}\right)}{10000 \left(\frac{m^2}{ha}\right)}$$

Donde:

$AC =$ Ancho de corte (m)

$V =$ Velocidad de avance del tractor (Km/h)

Datos:

$$AC = 330.2mm = 0.3302m$$

$$V = 7.5 \frac{Km}{h}$$

$$CTT = \frac{0.3302m * 7.5 \frac{Km}{h} * 1000 \left(\frac{m}{km}\right)}{10000 \left(\frac{m^2}{ha}\right)}$$

$$CTT = 0.247 \frac{ha}{h}$$

3.2.5.3. Fuerza de tracción

Se utiliza la Ec. 2-6

$$F = \mu * p * AC * 100$$

Donde:

$F = \text{Fuerza de tracción (Kg)}$

$\mu = \text{Coeficiente de labranza } \left(\frac{\text{Kg}}{\text{dm}^2}\right)$

$p = \text{Profundidad de trabajo (m)}$

$AC = \text{Ancho de corte (m)}$

Datos:

$\mu = 46.8 \frac{\text{Kg}}{\text{dm}^2}$ (Ver Anexo A3)

$p = 0.23\text{m} = 0.25\text{m}$ (35% del diámetro del disco)

$AC = 0.3302\text{m}$

$$F = 46.8 \frac{\text{Kg}}{\text{dm}^2} * 0.25\text{m} * 0.3302\text{m} * 100$$

$$F = 386.334 \text{ Kg}$$

3.2.6. Potencia necesaria para mover el implemento

La potencia total requerida para realizar la cosecha de papas depende de la fuerza de trabajo para remover el suelo y la fuerza de tracción necesaria para mover el implemento.

Ec. 3-10

$$H = \frac{FT * V}{76}$$

Donde:

$FT = \text{Fuerza total (Kg)}$

$F = \text{Fuerza de tracción (Kg)}$

$Ft = \text{Fuerza de trabajo (Kg)}$

$V = \text{Velocidad de avance del tractor (m/s)}$

Datos:

$$F = 386.334 \text{ Kg (Ver ítem 3.2.5.3)}$$

$$F_t = 3.1348 \text{ KN} = 319.66 \text{ Kg (Ver ítem 3.2.3.1)}$$

$$V = 7.5 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 2.083 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Ver Anexo A2)}$$

$$FT = Ft + F$$

$$FT = 319.66 \text{ Kg} + 386.334 \text{ Kg}$$

$$FT = 705.994 \text{ Kg}$$

Remplazando en la Ec. 3-10 se obtiene:

$$H = \frac{705.994 \text{ Kg} * 2.083 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{76} = 19.35 \text{ HP}$$

Éste implemento puede ser utilizado sin ningún contratiempo para el tractor New Holland de 100 HP disponible, el mismo que posee una potencia de salida en el toma fuerza de 64 HP. (Ver Anexo A4)

3.2.7. Selección del porta disco

El porta disco es el encargado de acoplar el brazo de soporte y el disco, el mismo se sitúa en el brazo soporte de tal forma que garantiza el ángulo de ataque y el ángulo de penetración e internamente está constituido por rodamientos que facilitan el giro del disco; un modelo aproximado se aprecia en la Fig. 3-12.

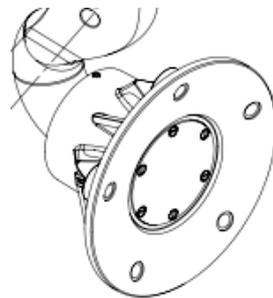


Figura 3-12: Esquema conjunto porta disco [17]

Los criterios que se ha considerado para la selección del porta disco son:

- Diámetro del disco
- Ancho de corte
- Potencia del tractor
- Disponibilidad en el mercado nacional

Datos:

Diámetro del disco = 26in (Ver ítem 3.2.4)

Ancho de corte = 330.2mm (Ver ítem 3.2.5.1)

Potencia = 48 Kw (Ver Anexo A4)

De acuerdo a los datos antes expuestos se selecciona el modelo AF del Anexo B1.

En el mercado nacional existen porta discos modelo AF de fundición gris con pistas para rodamientos de rodillo cónico como se muestra en la Fig. 3-13.



Figura 3-13: Conjunto porta disco [17]

3.2.8. Diseño del brazo porta disco

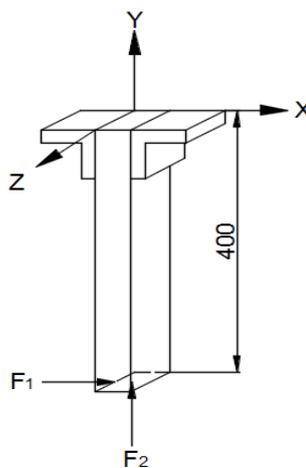


Figura 3-14: Diagrama brazo porta disco

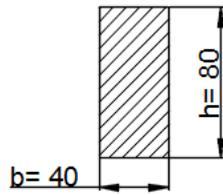


Figura 3-15: Sección rectangular brazo porta disco

Datos:

Acero ASTM A36

$S_y = 250 \text{ MPa}$

$S_{ut} = 365 \text{ MPa}$

Cálculos:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{(0.04)^3(0.086)}{12} = 2.120 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$A = bh = (0.04)(0.086) = 0.0034 \text{ m}^2$$

Diagrama de cuerpo libre plano Y-X

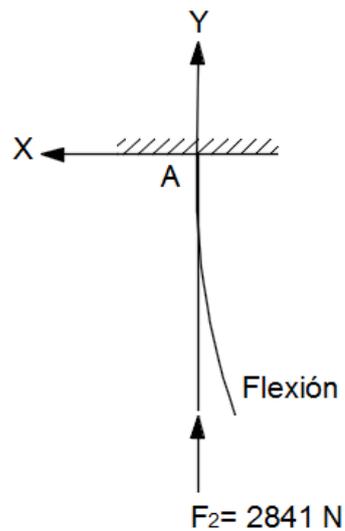


Figura 3-16: Diagrama de cuerpo libre brazo porta disco plano YX

Para un extremo libre y un extremo empotrado (Ver figura 4-18 Shigley p. 174)

$$C = \frac{I}{4}$$

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} = \frac{\frac{2.120 \times 10^{-6} \text{ m}^4}{4} (\pi^2) (250 \text{ MPa}) (8.53 \times 10^{-5})}{(0.4)^2}$$

$$P_{cr} = 329.16 \text{ KN}$$

$$P_{cr} > F_{\text{permisible}}$$

$$329.16 \text{ KN} > 2841 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{2841 \text{ N}}{0.00344 \text{ m}^2} = 825.87 \text{ KPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{329.16 \text{ KN}}{0.00344 \text{ m}^2} = 95.68 \text{ MPa}$$

Plano Y-Z

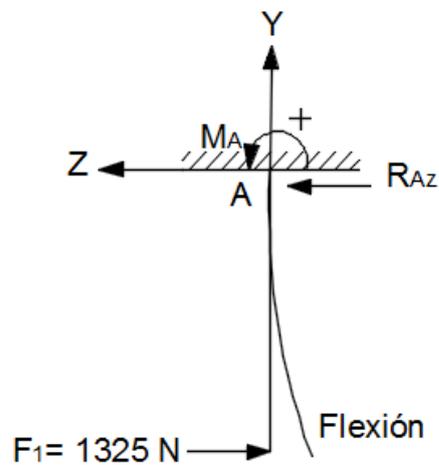


Figura 3-17: Diagrama de cuerpo libre brazo porta disco plano YZ

$$\sum F_z = 0$$

$$-RA_z + F_1 = 0$$

$$RA_z = 1325 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_1(0.4) = M_A$$

$$M_A = (1325N)(0.4m)$$

$$M_A = 530 Nm$$

$$s = \frac{bh^2}{6} = \frac{(0.04)(0.086)^2}{6} = 4.266 \times 10^{-5} m^3$$

$$\sigma_y = \frac{M}{s} + \frac{P_{cr}}{A}$$

$$\sigma_y = \frac{530 Nm}{4.266 \times 10^{-5} m^3} + \frac{329.16 KN}{0.0034 m^2} = 219.81 MPa$$

$$\sigma_y = \frac{M}{s} + \frac{P}{A}$$

$$\sigma_y = \frac{530 Nm}{4.266 \times 10^{-5} m^3} + \frac{2841N}{0.0034 m^2} = 125.05 MPa$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma_y} = \frac{250 MPa}{219.81 MPa} = 1.2$$

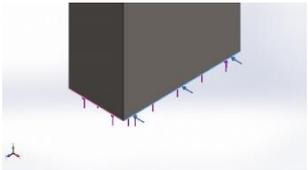
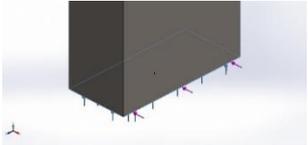
$$n = \frac{S_y}{\sigma_y} = \frac{250 MPa}{125.05 MPa} = 2$$

Para una carga máxima que soporta el material se obtiene un factor de seguridad $n=1.2$, sin embargo; para la fuerza aplicada en el diseño el factor de seguridad obtenido corresponde a $n=2$.

El material y las dimensiones seleccionadas soportan satisfactoriamente las cargas aplicadas para el diseño del brazo porta disco.

Para sustentar el diseño del brazo porta disco, se utiliza el diseño por elementos finitos, considerando las cargas aplicadas en el disco.

Tabla 3-20: Fuerzas aplicadas en el brazo porta disco

Carga	Detalle	Detalles de carga
Fuerza 1		Entidades: 1 arista(s) Referencia: Arista < 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: 1325 N
Fuerza 2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 2841 N

Sujeciones y cargas aplicadas en el brazo porta disco

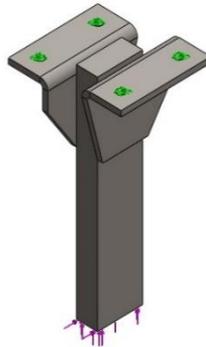


Figura 3-18: Análisis estático cargas y sujeciones del brazo porta disco



Figura 3-19: Mallado del brazo porta disco

Fuerzas resultantes

Tabla 3-21: Fuerzas de reacción presentes en el brazo porta disco

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción (N)	0.63307	-2833.51	1324.74	3127.89
Momento de reacción (Nm)	-14.3189	-0.00565437	7.69222	16.2542

Tensión de Von Mises

Min. 68164.2 N/m^2

Máx. 9.44327e+007 N/m^2

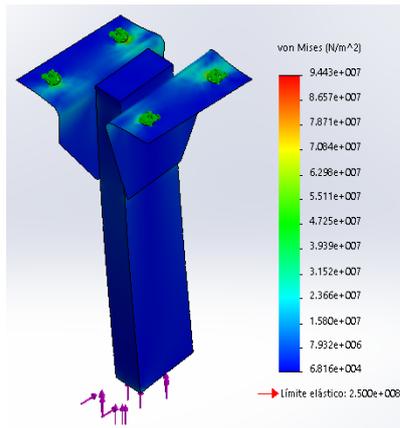


Figura 3-20: Tensión de Von Mises brazo porta disco

Deformación unitaria

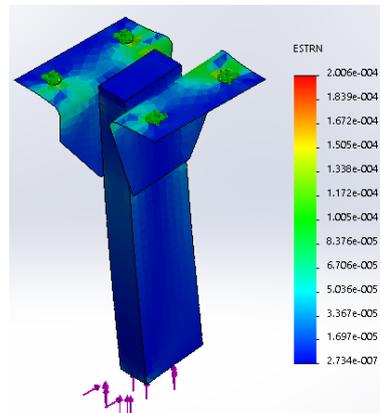


Figura 3-21: Deformación unitaria brazo porta disco

Factor de seguridad

El brazo porta disco analizado tiene un factor de seguridad confiable, de acuerdo al análisis realizado tiene un facto $n = 2.4$, ver figura 3-22.

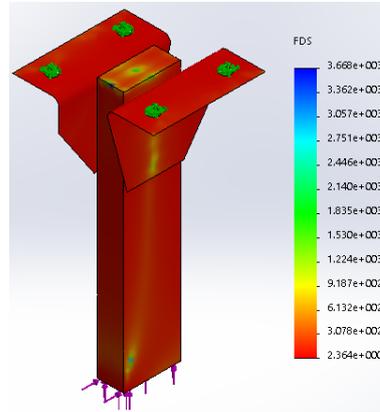


Figura 3-22: Factor de seguridad del brazo porta disco

3.2.9. Selección de bandas y poleas

El sistema encargado de transmitir la potencia necesaria para que trabaje el disco será por banda-poleas, una polea superior acoplada al cardán proveniente del toma fuerza y una polea inferior acoplada al eje del porta disco, las mismas se acoplan mediante una polea tensora como se indica en la Figura. 3-23.

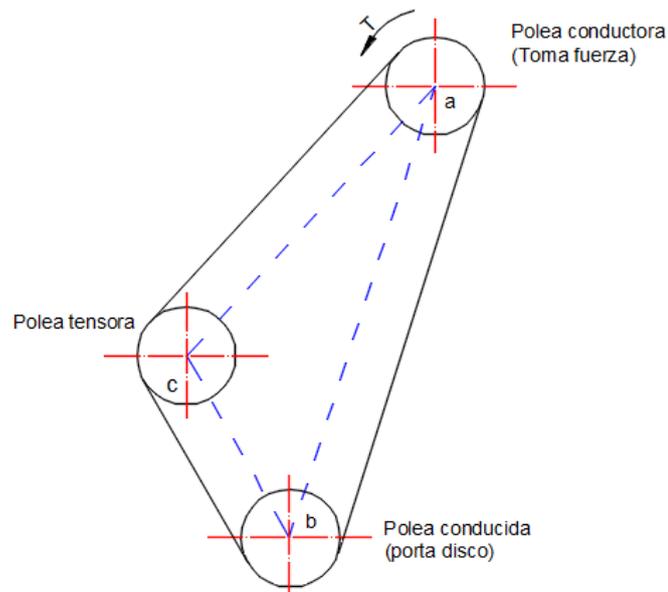


Figura 3-23: Esquema sistema de transmisión

3.2.9.1. Selección de la banda

Datos:

$$H_{nom} = 19.35 \text{ HP} = 14.43 \text{ Kw} \text{ (Ver ítem 3.2.6)}$$

$$k_s = 1.2 \text{ (Ver Anexo C1)}$$

Cálculos:

$$H_d = H * k_s * n_d \quad \text{Ec. 3-11}$$

Donde:

$$H_d = \text{Potencia de diseño (HP)}$$

$$H_{nom} = \text{Potencia nominal requerida por el implemento (HP)}$$

$$k_s = \text{Factor de servicio}$$

$$n_d = \text{Factor de seguridad}$$

$$n_d = 1.1 \text{ (Asumido para la primera iteración)}$$

Se reemplaza los datos en la Ec. 3-11

$$H_d = 14.43 \text{ Kw} * 1.2 * 1.1$$

$$H_d = 19.0476 \text{ Kw}$$

Utilizando la potencia de diseño y las rpm se ingresa en la figura del Anexo C2 para seleccionar el tipo de banda, para el efecto se obtiene una banda industrial de sección angosta 5V.

3.2.9.2. Selección de poleas

La selección se plantea para un sistema de transmisión de tres poleas como se indica en la Figura 3-19 y para la primera iteración se asume:

$$D_a = D_b = D_c = 9.25 \text{ in}$$

$$C = 27in$$

$$(D_b < C < 3(D_a + D_b))$$

Tipo de banda = 5V

I = 1 (Relación de velocidad)

Cálculos:

Distancia entre centros

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_b - D_a)^2}}{16} \quad \text{Ec. 3-12}$$

$$B = 4L - 6.28(D_b + D_a)$$

$$D_b < C < 3(D_b + D_a)$$

$$9.25 \text{ in} < C < 3(9.25 \text{ in} + 9.25 \text{ in})$$

$$9.25 \text{ in} < C < 55.5 \text{ in}$$

Longitud de la banda

$$L = 2C + 1.57(D_b + D_a) + \frac{(D_b + D_a)^2}{4C} \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$L = 2(27in) + 1.57(9.25in + 9.25in) + \frac{(9.25in + 9.25in)^2}{4(27in)}$$

$$L = 83.22 \text{ in}$$

Del Anexo C3 se selecciona la longitud de bandas estándar para 5V.

$$L = 85 \text{ in}$$

Recalculando la distancia entre centros con la Ec. 3-12

$$B = 4(85in) - 6.28(9.25in + 9.25in)$$

$$B = 223.82in$$

$$C = \frac{223.82in + \sqrt{(223.82in)^2 - 32(9.25in - 9.25in)^2}}{16}$$

$$C = 27.98 in$$

Potencia nominal para las poleas de $D_a = 9.25 in$

$$n = 540 rpm$$

$$H_{Tab} = 7.34 Kw \text{ (Interpolando la tabla del Anexo C4)}$$

Ratio de velocidad requerida

$$I_r = 1$$

Del Anexo C4 se obtiene la potencia nominal basada en el ratio de velocidad

$$H_r = 0.054 Kw$$

Potencia nominal básica de la correa

$$H_b = H_{tab} + H_r \quad \text{Ec. 3-14}$$

$$H_b = 7.34 + 0.054$$

$$H_b = 7.394 Kw$$

Potencia permitida por la banda

$$H_a = C_3 * C_1 * H_b \quad \text{Ec. 3-15}$$

Ángulo de contacto de la banda

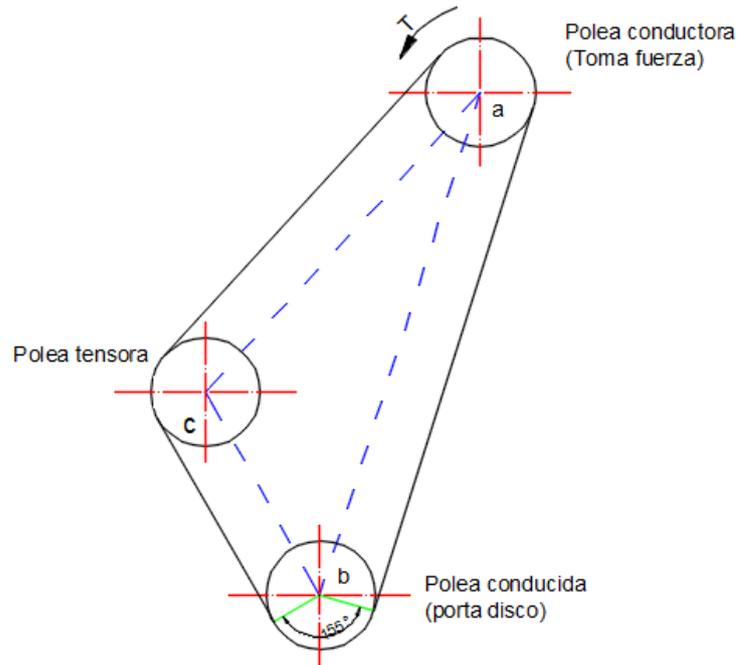


Figura 3-24: Esquema ángulo de contacto de la banda

Donde:

C_3 = Factor de corrección de arco de contacto

Con $\theta_a = 155^\circ$ (De acuerdo a la Figura 3-24)

$C_3 = 0.94$ (Ver Anexo C5)

C_1 = Factor de corrección de longitud de correa

Con $L = 85 \text{ in} = 2159 \text{ mm}$

$C_1 = 0.913$ (Interpolando en la tabla 5 del Anexo C5)

Reemplazando en la ecuación Ec. 3-15

$$H_a = 7.394 \text{ kw} * 0.94 * 0.913$$

$$H_a = 6.35 \text{ kw}$$

Número de Bandas

$$N_B = \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. 3-16}$$

$$N_B = \frac{19.0476 \text{ Kw}}{6.35 \text{ Kw}}$$

$$N_B = 2.99 \text{ bandas}$$

$$N_B = 3 \text{ bandas}$$

Comprobación del factor de seguridad

$$n_d = \frac{H_a * N_b}{H_{nom} * K_s} \quad \text{Ec. 3-17}$$

$$n_d = \frac{6.35 * 3}{14.43 * 1.2}$$

$$n_d = 1.1$$

La cantidad de bandas determinada establece que la polea debe tener 3 canales, por tanto; el sistema de transmisión seleccionado consta de las siguientes características:

Tipo de banda = 5V de sección angosta

Longitud de banda = 85in

Número de bandas = 3

Diámetro de poleas = 9.25 in

Distancia entre centros = 27.98 in

Del catálogo INTERMEC del Anexo C6 se ha seleccionado la polea PQ 3-5V235.

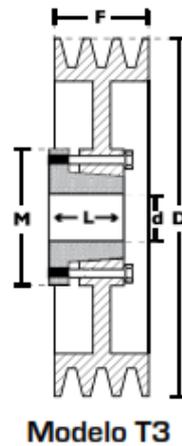


Figura 3-25: Esquema polea de tres canales [18]

3.2.9.3. Fuerzas ejercidas por la polea inferior

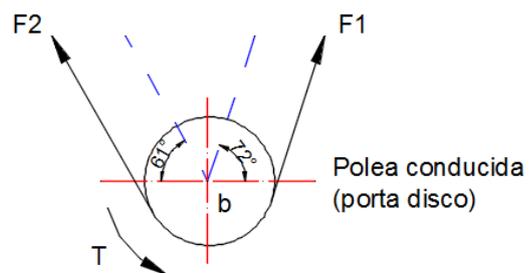


Figura 3-26: Esquema fuerzas ejercidas por la polea

Fuerza centrífuga

$$K_c = 1.217 \text{ (Ver Anexo C7)}$$

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \tag{Ec. 3-18}$$

$$V = \frac{\pi * D * n}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 9.25in * 540}{12}$$

$$V = 1307.69 \text{ pies/min}$$

$$F_c = 1.217 \left(\frac{1307.69 \text{ pies/min}}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 2.08 \text{ lbf}$$

La tensión mayor en la banda

$$H_d = 19.0476 \text{ Kw} = 25.95 \text{ HP} \text{ (Ver ítem 3.2.12.1)}$$

$$f = 0.5123 \text{ Coeficiente de fricción efectivo ([6], pp.880)}$$

$$\phi = \theta_a = \theta_b = 155^\circ = 2.71 \text{ rad} \text{ (Ver Figura 3-19)}$$

$$d = D_a = D_b = 9.25 \text{ in}$$

$$\Delta F = \frac{63025 * H_d / N_b}{n * (d/2)} \quad \text{Ec. 3-19}$$

$$\Delta F = \frac{63025 * 25.95/3}{540 * (9.25/2)}$$

$$\Delta F = 218.28 \text{ lbf}$$

A continuación, se obtiene las fuerzas presentes en la polea inferior:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(f * \phi)}{\exp(f * \phi) - 1} \quad \text{Ec. 3-20}$$

$$F_1 = 2.08 \text{ lbf} + \frac{218.28 \text{ lbf} * \exp(0.5123 * 2.71 \text{ rad})}{\exp(0.5123 * 2.71 \text{ rad}) - 1}$$

$$F_1 = 292.9 \text{ lbf}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. 3-21}$$

$$F_2 = 292.9 \text{ lbf} - 218.28 \text{ lbf}$$

$$F_2 = 74.62 \text{ lbf}$$

Componentes de la fuerza en los ejes x, y.

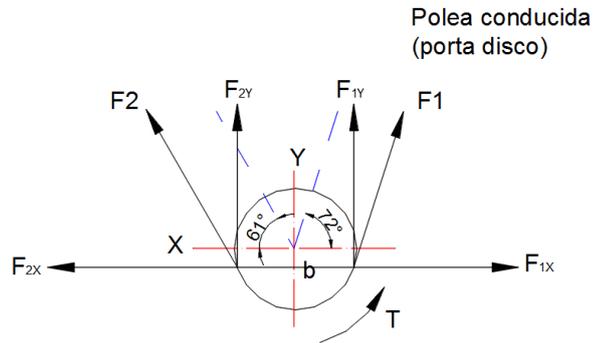


Figura 3-27: Diagrama de fuerzas en la polea inferior

$$F_{1x} = F_1 * \cos(72)$$

$$F_{1x} = 292.9 * \cos(72) = 90.5 \text{ lbf}$$

$$F_{1y} = F_1 * \sin(72)$$

$$F_{1y} = 292.9 * \sin(72) = 278.56 \text{ lbf}$$

$$F_{2x} = F_2 * \cos(61)$$

$$F_{2x} = 74.62 \text{ lbf} * \cos(61) = 36.17 \text{ lbf}$$

$$F_{2y} = F_2 * \sin(61)$$

$$F_{2y} = 74.62 \text{ lbf} * \sin(61) = 65.26 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = F_{1y} + F_{2y}$$

$$F_{ypl} = 278.56 \text{ lbf} + 65.26 \text{ lbf}$$

$$F_{ypl} = 343.82 \text{ lbf} = 1529.38 \text{ N}$$

$$\sum F_x = F_{1x} - F_{2x}$$

$$F_{xpl} = 90.5 \text{ lbf} + 36.17 \text{ lbf}$$

$$F_{xpl} = 126.67 \text{ lbf} = 563.45 \text{ N}$$

Fuerzas que actúan en la polea tensora

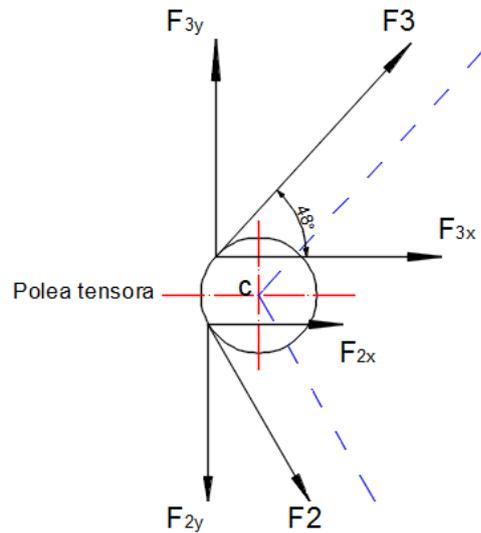


Figura 3-28: Diagrama de fuerzas en la polea tensora

$$F_{3y} = F_3 * \sin\theta$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{3y} - F_{2y} = 0$$

$$F_{3y} = F_{2y}$$

$$F_3 * \sin\theta = F_{2y}$$

$$F_3 = \frac{F_{2y}}{\sin(48)} = \frac{65.26 \text{ lbf}}{\sin(48)} = 87.81 \text{ lbf}$$

$$F_{3y} = F_3 * \sin(48) = 87.81 \text{ lbf} * \sin(48) = 65.26 \text{ lbf}$$

$$F_{3x} = F_3 * \cos(48) = 87.81 \text{ lbf} * \cos(48) = 58.75 \text{ lbf}$$

Fuerzas que actúan en la polea tensora

$$F_{xplt} = F_{2x} + F_{3x}$$

$$F_{xplt} = 36.17 \text{ lbf} + 58.75 \text{ lbf} = 94.92 \text{ lbf}$$

3.2.10. Diseño de la vertedera

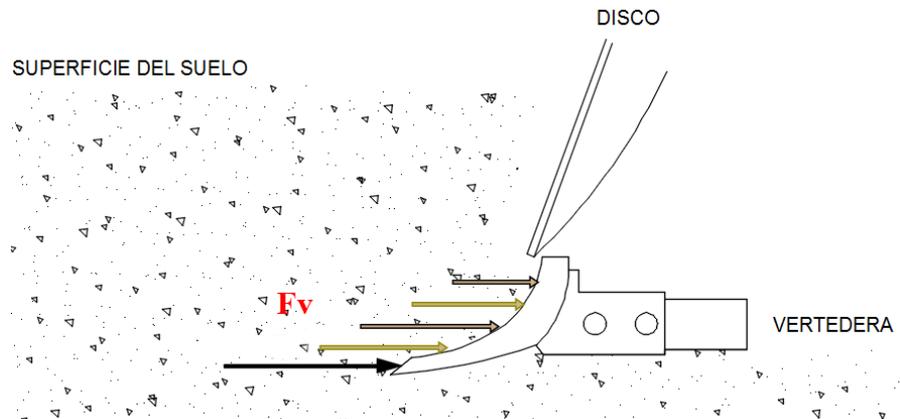


Figura 3-29: Esquema disposición de la vertedera

Datos:

$$\tau_{max} = 26.41 \frac{KN}{m^2} \text{ (Ver ítem 3.2.1)}$$

Área de contacto: Se aprecia en la Figura 3-30 y se obtiene aplicando el diseño por elementos finitos.

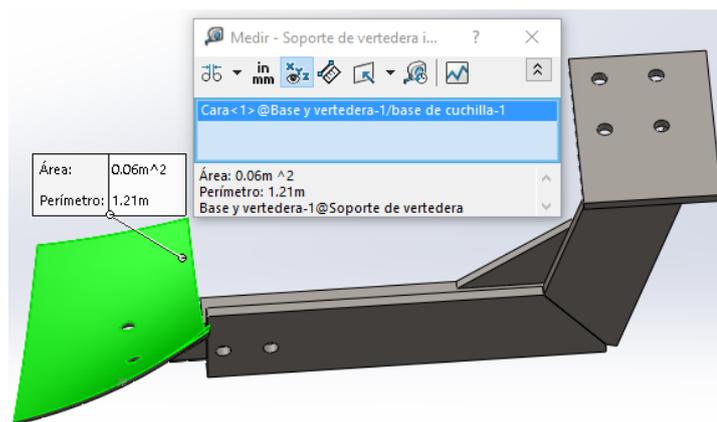


Figura 3-30: Área de contacto de la vertedera

$$A = 0.06 \text{ m}^2$$

F_v = Fuerza de la vertedera necesaria para cortar el suelo (KN)

τ_{\max} = Máximo esfuerzo de corte (KN/m^2)

A = Área de contacto (m^2)

Cálculos:

Fuerza dispuesta en la vertedera para cortar el suelo

$$F_v = \tau_{\max} * A$$

$$F_v = 26.41 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} * 0.06 \text{ m}^2$$

$$F_v = 1.5846 \text{ KN}$$

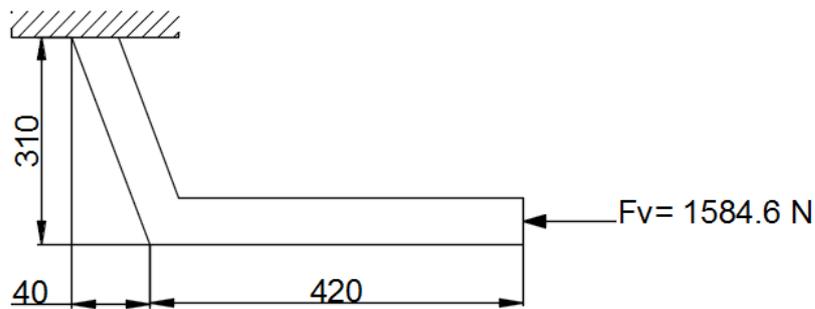


Figura 3-31: Diagrama del brazo soporte de vertedera

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_v + RA_x = 0$$

$$RA_x = 1584.6 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_v \left(420 + \left(\sqrt{90^2 + 310^2} \right) \right) = 0$$

$$1584.6 \text{ N} (0.42 \text{ m} + 0.3228 \text{ m}) = M_A$$

$$M_A = 1177.04 \text{ Nm}$$

Inercias

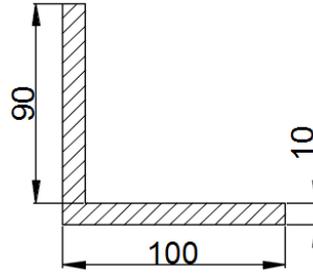


Figura 3-32: Sección del ángulo del brazo soporte de vertedera

$$A_1 = 9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad X_1 = 5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_2 = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad X_2 = 0.05 \text{ m}$$

$$X_c = \frac{X_1 A_1 + X_2 A_2}{A_1 + A_2}$$

$$X_c = \frac{4.5 \times 10^{-6} + 5 \times 10^{-5}}{1.9 \times 10^{-3}}$$

$$X_c = 0.028 \text{ m}$$

$$Y_c = \frac{(0.055)(9 \times 10^{-4}) + (5 \times 10^{-3})(1 \times 10^{-3})}{1.9 \times 10^{-3}}$$

$$Y_c = \frac{4.95 \times 10^{-5} + 5 \times 10^{-6}}{1.9 \times 10^{-3}}$$

$$Y_c = 0.2868 \text{ m}$$

$$I_x = \frac{(0.01)(0.04)^3}{12} + (9 \times 10^{-4})(0.017)^2 + \frac{(0.1)(0.01)^3}{12} + (1 \times 10^{-3})(0.023)^2$$

$$I_x = 6.075 \times 10^{-7} + 2.60 \times 10^{-7} + 8.3 \times 10^{-9} + 5.29 \times 10^{-7}$$

$$I_x = 1.4018 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_y = \frac{(0.09)(0.01)^3}{12} + (9 \times 10^{-4})(0.023)^2 + \frac{(0.01)(0.1)^3}{12} + (1 \times 10^{-3})(0.022)^2$$

$$I_y = 7.5 \times 10^{-9} + 4.76 \times 10^{-7} + 8.3 \times 10^{-7} + 4.84 \times 10^{-7}$$

$$I_y = 1.79 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$



Figura 3-33: Diagrama de esfuerzos

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A}$$

$$\sigma_x = \frac{(1177.04 \text{ Nm})(0.072 \text{ m})}{1.4018 \times 10^{-6} \text{ m}^4} + \frac{1584.6 \text{ N}}{(9 \times 10^{-4} \text{ m})(1 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\sigma_x = 60.32 \text{ MPa} + 834 \text{ KPa}$$

$$\sigma_x = 61.15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = \frac{(1177.04 \text{ Nm})(0.072 \text{ m})}{1.79 \times 10^{-6} \text{ m}^4} + \frac{1584.6 \text{ N}}{(9 \times 10^{-4} \text{ m})(1 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$\sigma_y = 48.178 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy}^2 = 0$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x + \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{61.15 \text{ MPa} + 48.178 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\frac{(61.15 \text{ MPa} + 48.178 \text{ MPa})^2}{4} + 0^2}$$

$$\sigma_{1,2} = 54.66 \text{ MPa} \pm 9.172 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 63.832 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = 45.488 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{63.832 \text{ MPa}}$$

$$n = 3.9$$

Para sustentar el dise\u00f1o del brazo soporte de la vertedera se emplea el m\u00e9todo de elementos finitos, con el fin de optimizar su dise\u00f1o.

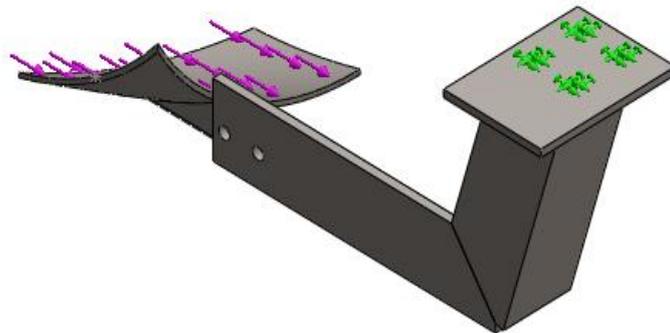


Figura 3-34: Sujeciones y carga en la vertedera

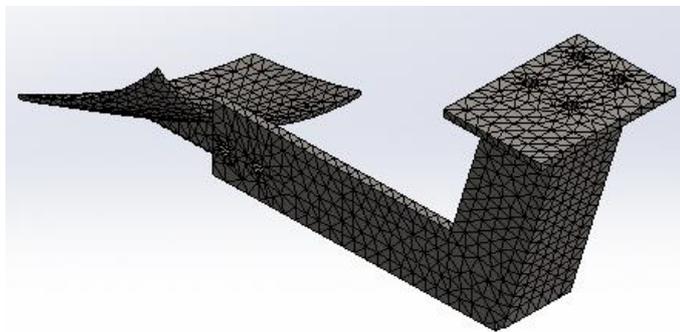


Figura 3-35: Mallado de la vertedera

Tensión de Von Mises

Min: 45258.2 N/m^2

Máx: 1.56421e + 008 N/m^2

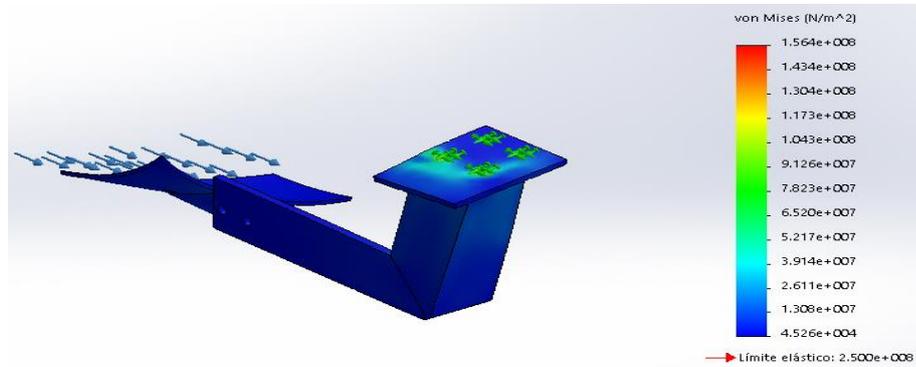


Figura 3-36: Análisis estático tensiones vertedera

Deformaciones unitarias

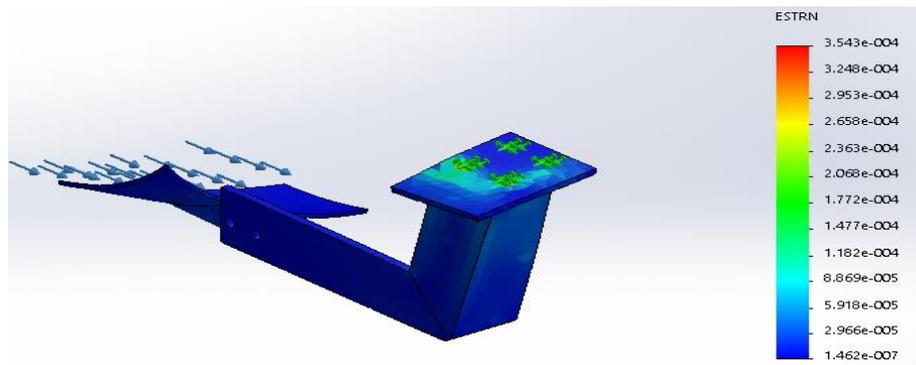


Figura 3-37: Análisis estático deformaciones unitarias vertedera

Factor de seguridad

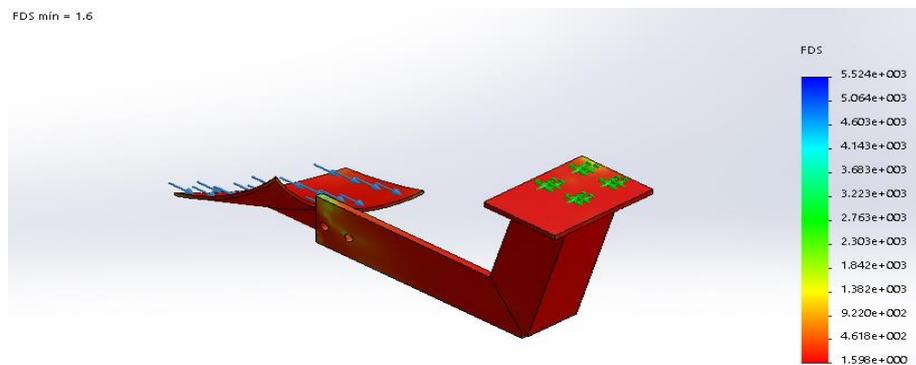


Figura 3-38: Análisis estático factor de seguridad vertedera

Se aprecia un factor de seguridad de 1.6, lo que confirma que el diseño soporta las exigencias de trabajo para el que estará expuesto el elemento.

3.2.10.1. Diseño del conjunto brazo soporte y vertedera

Para confirmar que el diseño sea confiable se procede al análisis estático de la vertedera conjuntamente con el brazo soporte los cuales serán acoplados a la estructura principal, para el análisis se utiliza la fuerza presente en la vertedera y la fuerza que actúa en la polea tensora. (Ver ítem 3.2.9.3)

Análisis estático para el brazo soporte y vertedera.

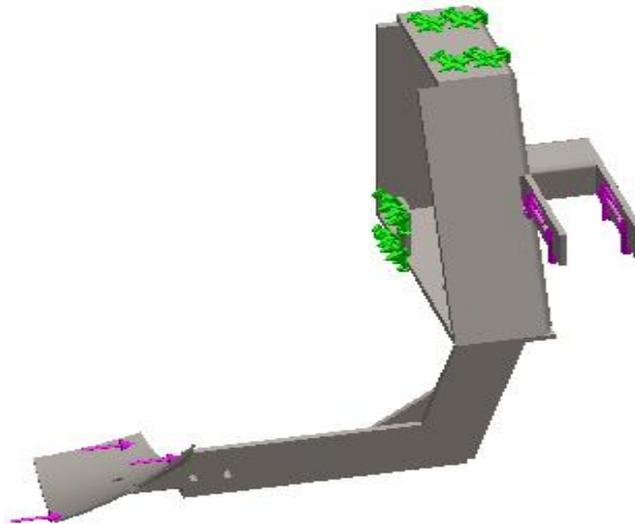


Figura 3-39: Cargas y sujeciones presentes en el brazo soporte y vertedera

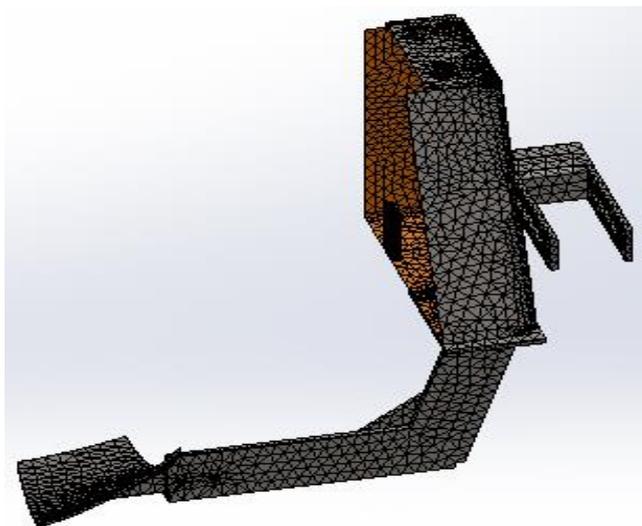


Figura 3-40: Mallado del brazo soporte y vertedera

Tabla 3-22: Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción (N)	-304.286	-1537.86	1653.99	2278.87
Momento de reacción (Nm)	-14.3189	-0.00565391	7.69222	16.2542

Tensión de von Mises

Min: 3.35115 N/m^2

Max: 5.2923e + 007 N/m^2

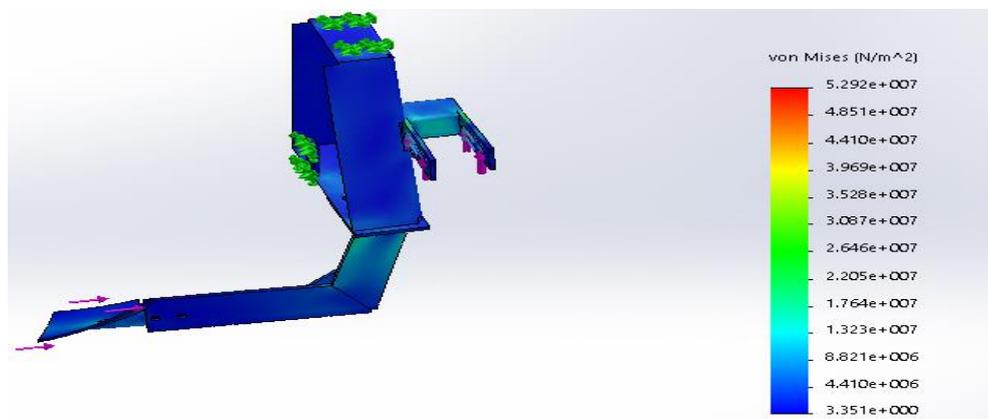


Figura 3-41: Análisis estático tensiones brazo soporte y vertedera

Deformaciones unitarias

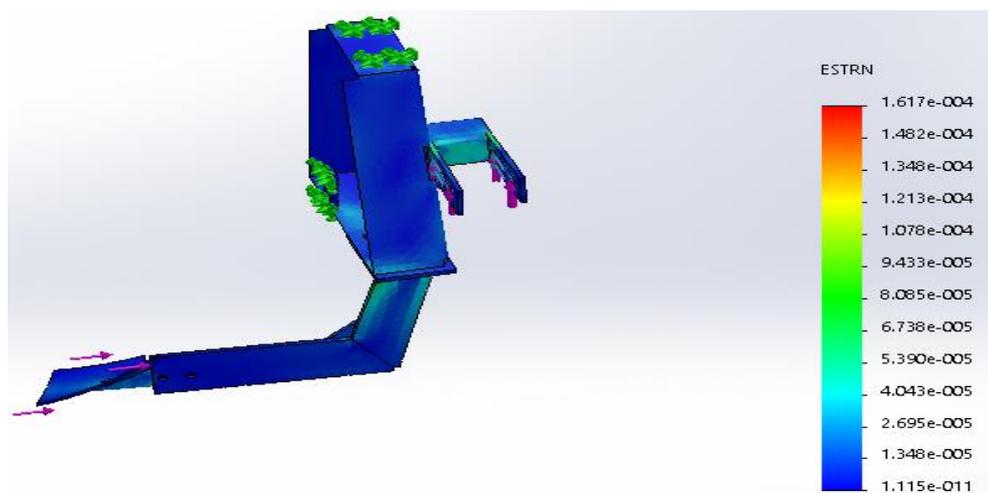


Figura 3-42: Análisis estático deformación unitaria brazo soporte y vertedera

Factor de seguridad

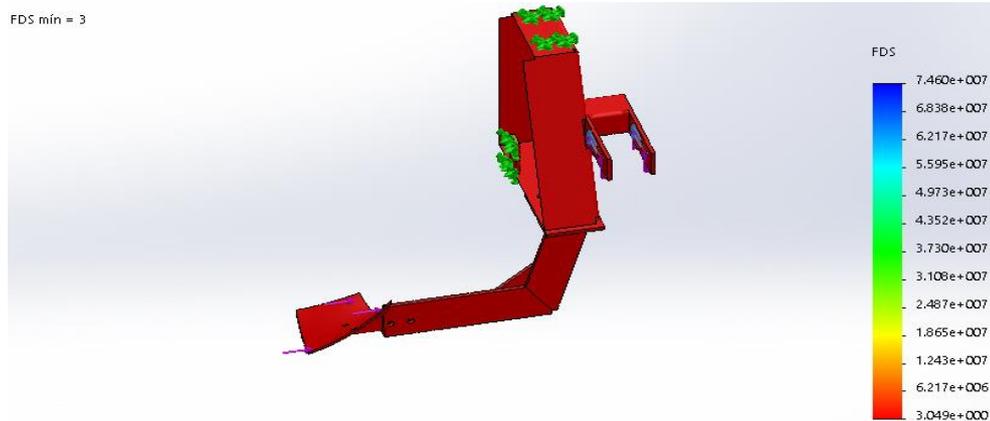


Figura 3-43: Análisis estático factor de seguridad brazo soporte y vertedera

De acuerdo al análisis estático del conjunto brazo soporte y vertedera se observa que el factor de seguridad aumenta a 3, por tanto; el diseño es completamente confiable.

3.2.11. Diseño de la estructura del apero

Concluido con el diseño del brazo porta disco, el diseño del brazo soporte y la vertedera se procede al diseño de la estructura de acuerdo al método de elementos finitos, ya que; en la estructura se hará el montaje de todos los componentes que conforman el apero.

Para seguir con el diseño de la estructura se tomará como referencia los datos de las reacciones de las tablas 3-20 y 3-21 que se obtuvo en el análisis del brazo porta disco y el brazo soporte y vertedera.

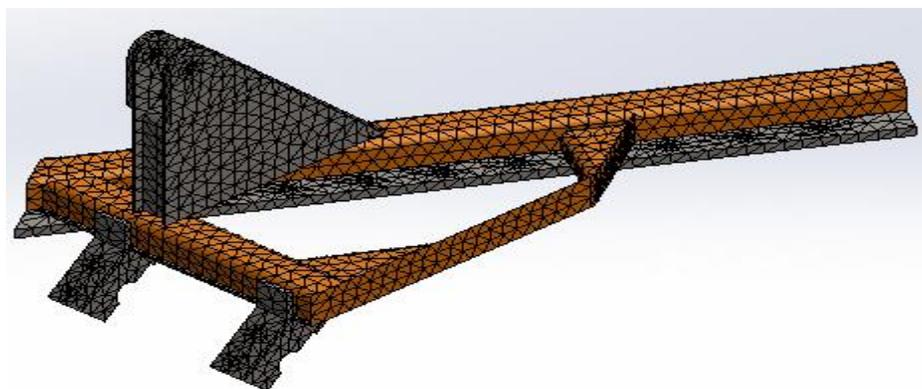


Figura 3-44: Mallado de la estructura

Tensión de Von Mises

Min: 6443.49 N/m^2

Max: 8.99105e + 007 N/m^2

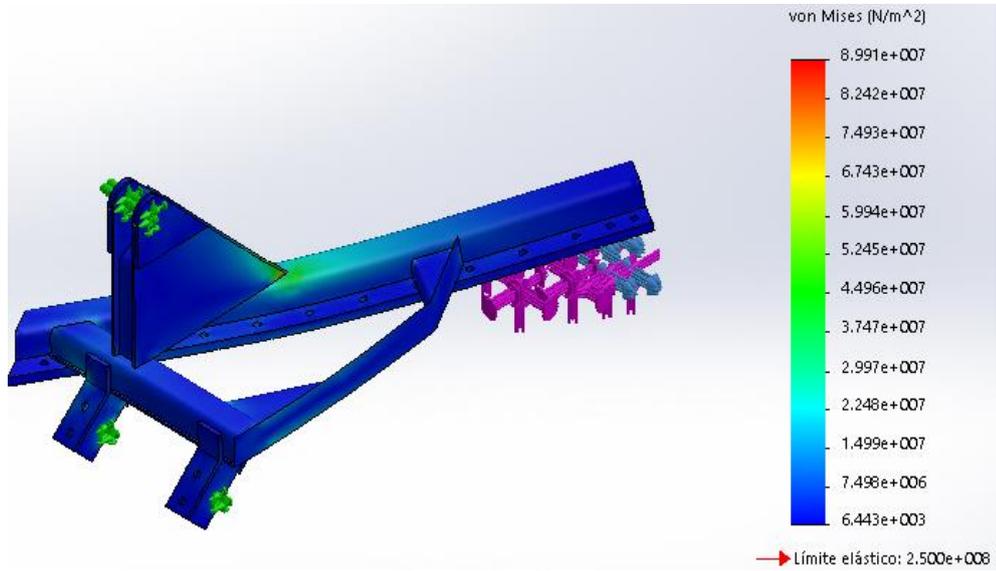


Figura 3-45: Tensión de Von Mises

Deformación unitaria

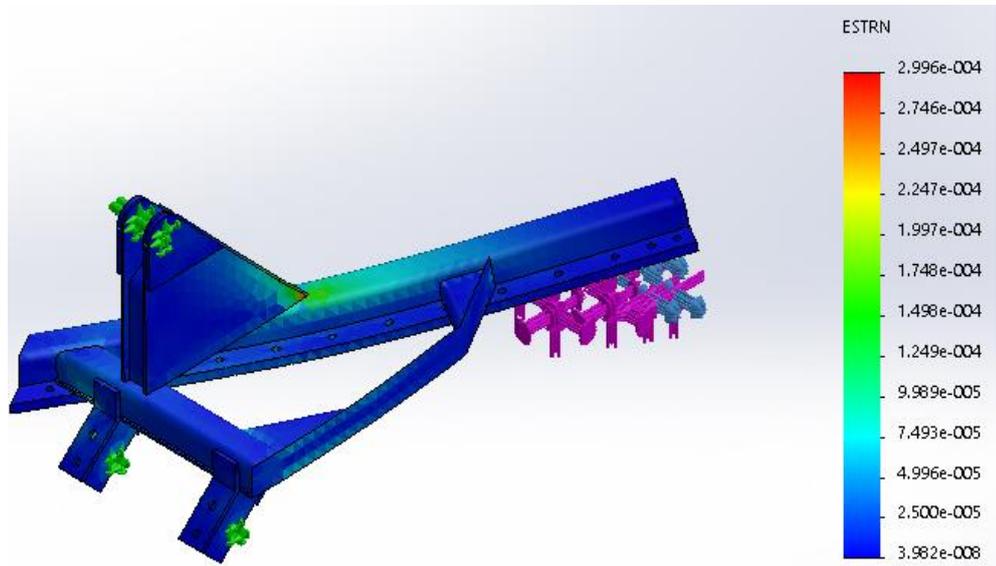


Figura 3-46: Deformación unitaria

Factor de seguridad

De acuerdo al diseño realizado mediante el método de elementos finitos se observa que el factor de seguridad mínimo es de 2,2 como se puede apreciar en la fig. 3-39.

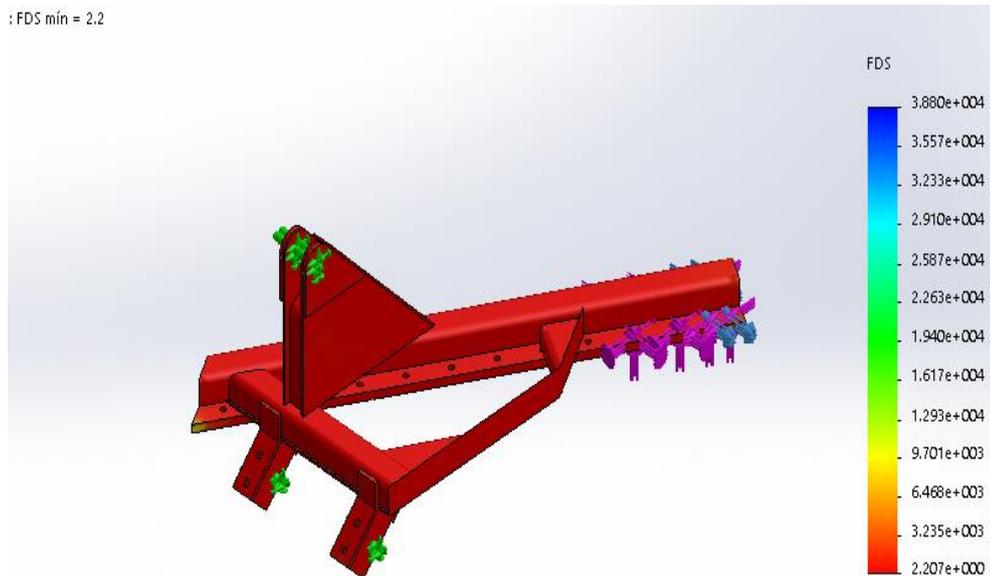


Figura 3-47: Factor de seguridad

3.2.12. Selección de la junta cardán

Para acoplar el disco con la polea inferior se hace necesaria un sistema junta cardán que pueda transmitir un movimiento uniforme durante las horas de trabajo.

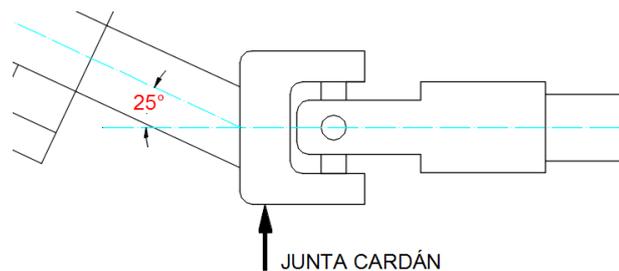


Figura 3-48: Esquema junta cardán

Nomenclatura:

T_n = Torque de la junta cardán

T_r = Torque de diseño

$L_p =$ Horas de trabajo

Datos:

$H = 19.35HP = 19.6CV$ (Ver ítem 3.2.6)

$L_p = 3000 h$ (Ver Robert Mott, pp.396).

$n = 540 rpm$ (Ver Anexo A4)

$\beta = 25^\circ$ (Ver ítem 2.2.8.2)

Cálculos:

$$T_n = 716.2 \frac{H}{n} \quad \text{Ec. 3-22}$$

$$T_n = 716.2 \frac{19.6CV}{540rpm}$$

$$T_n = 25.99 Kgm = 254.962 Nm$$

$k = 1.5$ Factor de choque (Ver Anexo A5)

$$T_r = T_n * k \quad \text{Ec. 3-23}$$

$$T_r = 25.99 Kgm * 1.5$$

$$T_r = 38.985 Kgm$$

Del Anexo A6 se selecciona una junta cardán de serie 1310 ingresando con 540rpm y el valor obtenido de $T_r = 38.985 Kgm$ y en la tabla del Anexo A7 se aprecia todas las dimensiones generales de la junta cardán mostrado en la Figura 3-49.

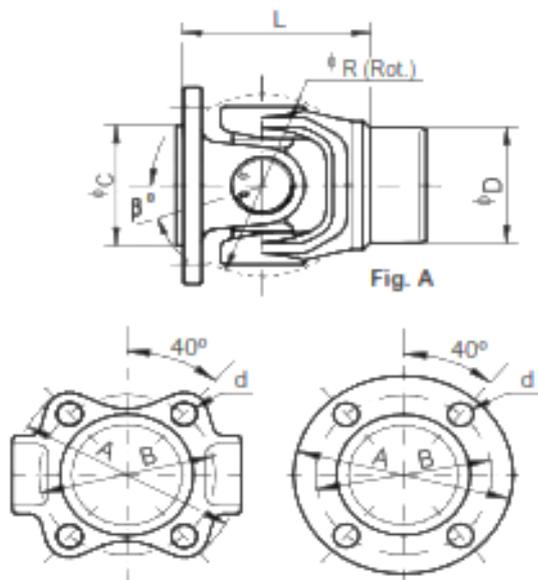


Figura 3-49: Esquema junta de cardán seleccionada [19]

Cálculo de la fuerza axial generada en la junta de cardán

$$F_{axial} = \frac{2 * T_n * \mu * \cos\beta}{D_{jc}} \quad \text{Ec. 3-24}$$

Donde:

μ = Coeficiente de rozamiento en la junta $0.1 < \mu < 0.15$

D_{jc} = Diámetro junta de cardán

Cálculos:

Se utiliza la Ec. 3-24

$$F_{axial} = \frac{2 * 254.962 \text{ Nm} * 0.125 * \cos(25^\circ)}{0.046 \text{ m}}$$

$$F_{axial} = 1255.84 \text{ N}$$

3.2.13. Diseño del eje

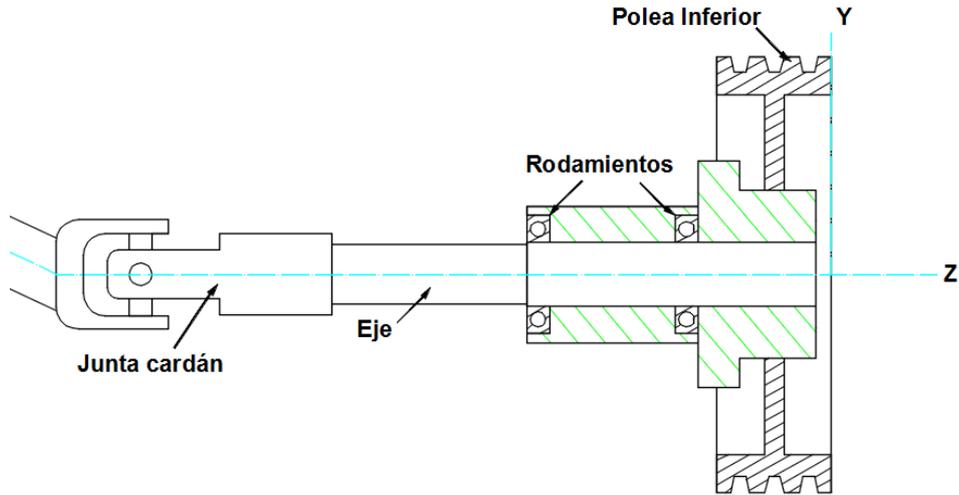


Figura 3-50: Disposición de elementos mecánicos sobre el eje

3.2.13.1. Fuerza ejercida por la junta cardán y la polea sobre el eje

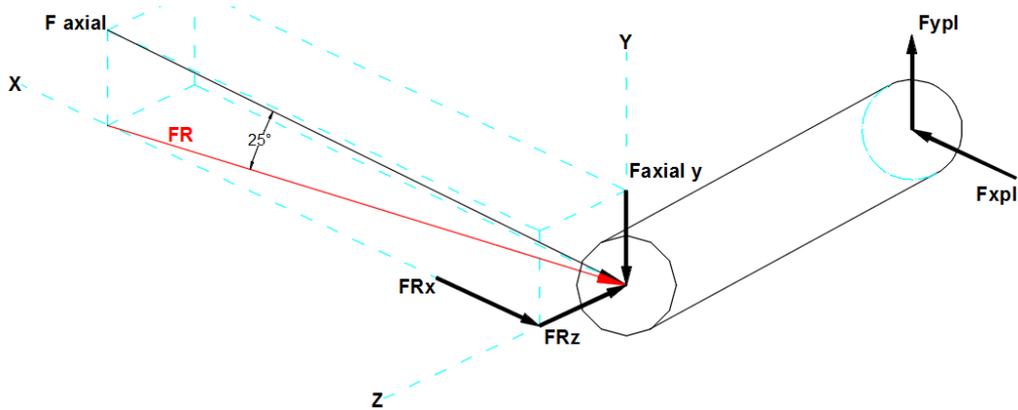


Figura 3-51: Fuerzas que actúan en el eje

$$F_{axial y} = F_{axial} * \text{sen}(25^\circ)$$

$$F_{axial y} = 1255.84 \text{ N} * \text{sen}(25^\circ) = 530.724 \text{ N}$$

$$FR = F_{axial} * \text{cos}(25^\circ)$$

$$FR = 1255.84 \text{ N} * \text{cos}(25^\circ) = 1138.14 \text{ N}$$

$$FR_z = FR * \text{cos}(45^\circ)$$

$$FR_z = 1138.14 \text{ N} * \text{cos}(45^\circ) = 804.78 \text{ N}$$

Ya que las dos componentes se encuentran en el plano a 45° se establece:

$$FR_z = FR_x$$

3.2.13.2. Cálculo de las reacciones sobre los apoyos A y B respecto al plano Z-Y

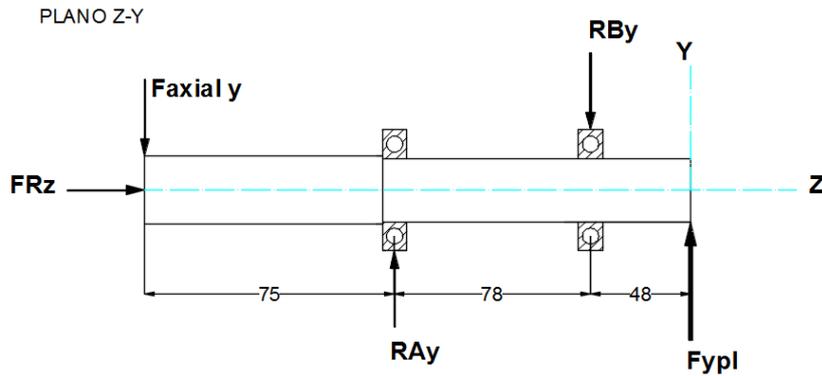


Figura 3-52: Diagrama de cuerpo libre Plano Z-Y

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{axial\ y} * 75 - R_{By} * 78 + F_{ypl} * 126 = 0$$

$$530.724\ N * 75 - R_{By} * 78 + 1529.38\ N * 126 = 0$$

$$R_{By} = 2980.8\ N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{axial\ y} + R_{Ay} - R_{By} + F_{ypl} = 0$$

$$-530.724\ N + R_{Ay} - 2980.8\ N + 1529.38\ N = 0$$

$$R_{Ay} = 1982.144\ N$$

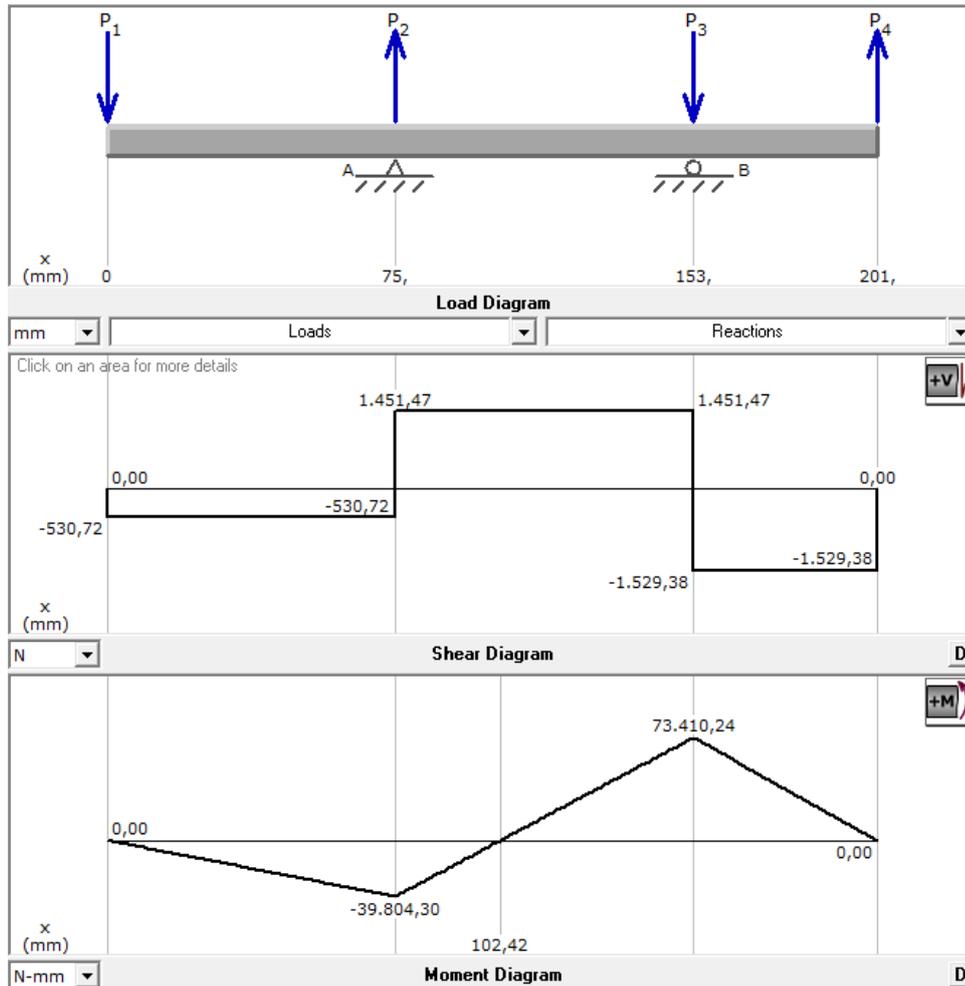


Figura 3-53: Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano Z-Y

3.2.13.3. Cálculo de las reacciones sobre los apoyos A y B respecto al plano Z-X

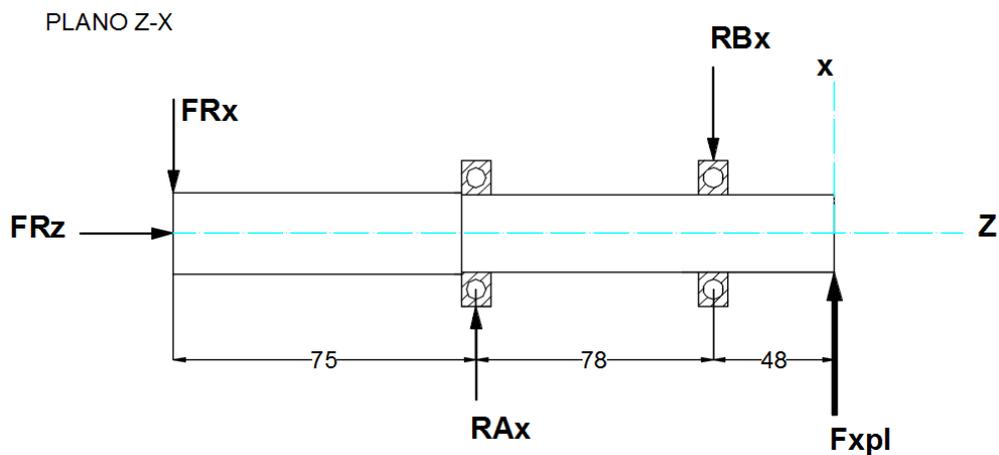


Figura 3-54: Diagrama de cuerpo libre Plano Z-Y

$$\sum M_A = 0$$

$$FR_x * 75 - R_{Bx} * 78 + F_{xpl} * 126 = 0$$

$$804.78 N * 75 - R_{Bx} * 78 + 563.45 N * 126 = 0$$

$$R_{Bx} = 1684.01 N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-FR_x + R_{Ax} - R_{Bx} + F_{xpl} = 0$$

$$-804.78 N + R_{Ax} - 1684.01 N + 563.45 N = 0$$

$$R_{Ax} = 1925.34 N$$

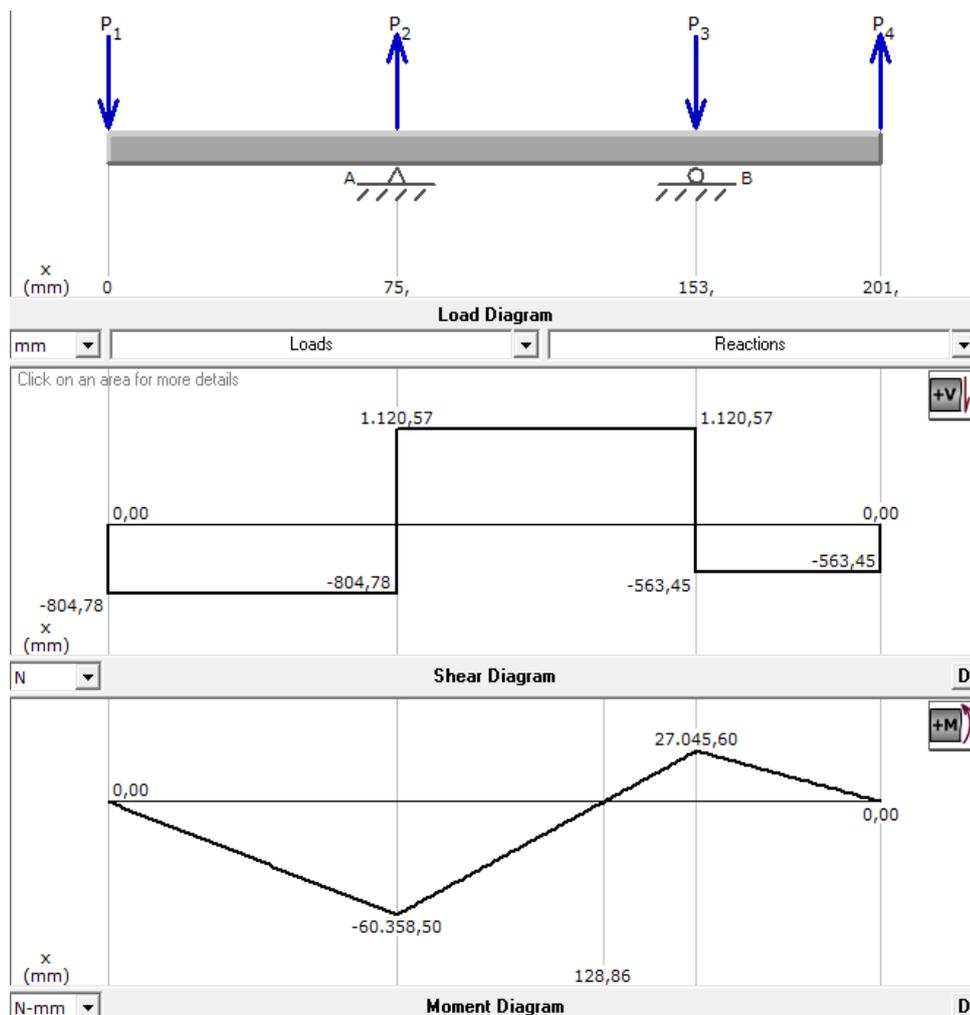


Figura 3-55: Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano Z-X

Cálculo del momento flector en la zona crítica del eje.

De acuerdo a los diagramas obtenidos con anterioridad se observa que los momentos máximos son similares en los apoyos A y B mostrados en la Figura 3-47 y para fines de cálculos se tomará como referencia el Punto A.

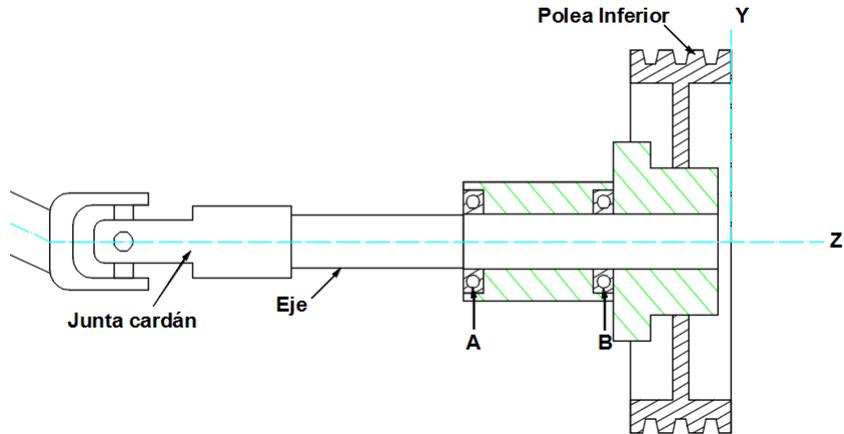


Figura 3-56: Diagrama zona crítica del eje

El momento flector del punto A se encuentra a 75 mm desde el acople de la junta cardán y al calcular por el método de las áreas se tiene:

$$M_{Ay} = 39804.3 \text{ N. mm}$$

$$M_{Ax} = 60358.5 \text{ N. mm}$$

$$M_A = \sqrt{(M_{Ax})^2 + (M_{Ay})^2}$$

$$M_A = \sqrt{(39804.3 \text{ N. mm})^2 + (60358.5 \text{ N. mm})^2}$$

$$M_A = 72301.6 \text{ N. mm}$$

Par torsor (Ver ítem 3.2.12)

$$T_n = 25.99 \text{ Kg m} = 254.962 \text{ Nm}$$

3.2.13.4. Determinación del diámetro del eje

Nomenclatura

k_a = Factor de modificación de la condición superficial

k_b = Factor de modificación del tamaño

k_c = Factor de modificación de la carga

k_d = Factor de modificación de la temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor de modificación de efectos varios

$K_f = K_t$ = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga

q = Sensibilidad a la muesca

N = Factor de diseño

d = Diámetro del nominal del eje

Cálculo de la resistencia a la fatiga

Se ha preseleccionado para el eje un acero comercial AISI 1045 cuyas propiedades mecánicas se encuentran en el Anexo D1.

$$s_y = 310 \text{ MPa}$$

$$s_{ut} = 570 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. 3-25}$$

Factores que modifican el límite de resistencia a fatiga:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$a = 4.51, b = -0.265. \text{ (Anexo D2)}$$

$$k_a = 0.626$$

$$k_b = 0.9 \text{ (Se asume para la primera iteración)}$$

Para el diseño se asume que el eje se encuentra sometido a cargas flexionantes, a temperaturas no mayores del ambiente y considerar una confiabilidad mayor al 50% se establece los parámetros del Anexo D3.

$$k_c = k_e = 1 \text{ (Ver Anexo D3)}$$

$$k_d = k_f = 1 \text{ (Ver Shigley, pp 284-285)}$$

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 570 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 285 \text{ MPa}$$

Resolviendo la Ec. 3-25 se obtiene:

$$S_e = 0.626 * 0.9 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_e = 160.57 \text{ MPa}$$

Cálculo del diámetro del eje primera iteración

Para la primera iteración se asume:

$$N = 2 \text{ (Robert Mott pp. 185)}$$

$$K_f = K_t = 1.7 \text{ (Shigley, pp 361)}$$

$$K_{fs} = K_{ts} = 1.5 \text{ (Shigley, pp 361)}$$

Criterio de Gerber

$$d = \left\{ \frac{8NA}{\pi S_e} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

Ec. 3-26

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2}$$

$$B = \sqrt{3(K_{fs}T_m)^2}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se determina que el diámetro del eje es:

$$d = \left\{ \frac{16 * N * K_f * M_a}{\pi S_e} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{(\sqrt{3})K_{fs}T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 3-27}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2 * 1.7 * 72301.6 \text{ N.mm}}{\pi * 160.57 \text{ MPa}} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{(\sqrt{3})1.5 * 254962 \text{ Nmm} * 160.57 \text{ MPa}}{1.7 * 72301.6 \text{ N.mm} * 570 \text{ MPa}} \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d = 24.2 \text{ mm}$$

Diámetro seleccionado $d = 30 \text{ mm}$

Comprobación del diámetro del eje a través del factor de seguridad

$$1.2 \leq \frac{D}{d} \leq 1.5 \text{ (Shigley, pp 360)}$$

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$D = d * 1.2$$

$$D = 30 \text{ mm} * 1.2$$

$$D = 36 \text{ mm}$$

Diámetro del eje seleccionado $D = 38 \text{ mm}$

$$\frac{D}{d} = \frac{38 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 1.27$$

Se recalcula el límite de resistencia a la fatiga:

$$k_a = 0.626$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = \left(\frac{30 \text{ mm}}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.864$$

$$k_c = k_d = k_e = k_f = 1$$

Se aplica la Ec. 3-25 se determina que el límite de resistencia a la fatiga corregida es:

$$S_e = 0.626 * 0.864 * 1 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_e = 154.076 \text{ MPa}$$

Relación para la concentración del esfuerzo en el hombro

$$0.02 \leq \frac{r}{d} \leq 0.06 \text{ (Shigley, pp 360)}$$

$$\frac{r}{d} = 0.04$$

$$r = 0.04 * 30 \text{ mm} = 1.2 \text{ mm}$$

Factores teóricos de concentración de esfuerzo de torsión y flexión

$$K_t = 2 \text{ (Ver Anexo D4, Fig. A-15-9)}$$

$$q = 0.7 \text{ (Ver Anexo D5, Fig. 6-20)}$$

$$K_{ts} = 1.72 \text{ (Ver Anexo D4, Fig. A-15-8)}$$

$$q_s = 0.87 \text{ (Ver Anexo D5, Fig. 6-21)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.7 * (2 - 1)$$

$$K_f = 1.7$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.87 * (1.72 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.626$$

Se aplica nuevamente el criterio de Gerber

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16 * K_f * M_a}{d^3 * \pi * S_e} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{(\sqrt{3}) K_{fs} T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{16 * 1.7 * 72301.6 \text{ N.mm}}{(30)^3 * \pi * 154.076 \text{ MPa}} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{(\sqrt{3}) * 1.626 * 254962 \text{ Nmm} * 154.076 \text{ MPa}}{1.7 * 72301.6 \text{ N.mm} * 570 \text{ MPa}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]$$

$$n_f = 2.3$$

Debido a que $n_f > N$, el material AISI 1045 y el diámetro de 30 mm cumplen para las exigencias de trabajo del eje.

3.2.14. Selección de rodamientos para el eje

$$R_{Ax} = 2425.65 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1578.61 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{((2425.65 \text{ N})^2 + (1578.61 \text{ N})^2)}$$

$$R_A = 2894.095 \text{ N}$$

$$FR_z = 804.78 \text{ N}$$

El eje se encuentra sometido bajo cargas radiales y cargas axiales.

Nomenclatura:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos

C_o = Capacidad de carga estática [KN]

P_o = Carga estática equivalente [KN]

C = Capacidad de carga dinámica [KN]

P = Carga dinámica equivalente [KN]

p = Exponente de vida

X = Factor radial para carga dinámica

Y = Factor axial para carga dinámica

a_1 = Factor para la probabilidad de fallo

a_{23} = El factor para la determinación de la vida ampliada

T = Temperatura de servicio

s = Factor de limpieza

Datos:

$d = 30 \text{ mm}$

$H = 19.35 \text{ HP}$ (Ver ítem 3.2.6)

$L_p = 3000 \text{ h}$ (Ver Robert Mott, pp.396).

$n = 540 \text{ RPM}$

$T = 30 \text{ °C}$

Cálculos:

Carga estática equivalente

$$P_o = F_r \quad \left(\text{Para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0.8 \right) \text{ (Ver catálogo FAG pp.148)}$$

Donde:

$$F_r = R_A = 2894.095 \text{ N} = 2.894 \text{ KN}$$

$$F_a = FR_z = 804.78 \text{ N} = 0.804 \text{ KN}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.804 \text{ KN}}{2.894 \text{ KN}} = 0.278$$

Entonces:

$$P_o = F_r = 2.894KN$$

Ec. 3-28

$$C_o = f_s * P_o$$

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas (Ver catálogo FAG pp. 30)

$$C_o = 2 * 2.894 KN$$

$$C_o = 5.788 K$$

Carga dinámica

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$X = 1$ (Ver catálogo FAG pp. 148)

$Y = 0$ (Ver catálogo FAG pp. 148)

$$P = 1 * 2.894KN + 0 * 0.804KN$$

$$P = 2.894KN$$

$$C = P * \frac{f_L}{f_n} * \sqrt[p]{\frac{1}{a_1 * a_{23}}}$$

Ec. 3-29

Datos:

$$f_L = 1.71 \text{ (Ver Anexo E1)}$$

$$f_n = 0.431. \text{ (Ver Anexo E2)}$$

$p = 3$ Para rodamiento rígido de bolas (Ver catálogo FAG pp. 31)

$$P = 2.894KN$$

Se asume una confiabilidad del 98 %

$$R = 98 \%$$

$$a_1 = 0.33 \text{ (Ver catálogo FAG pp. 40)}$$

$$a_{23} = 1 \text{ (Asumido)}$$

Resolviendo la Ec. 29 se obtiene:

$$C = 2.894KN * \frac{1.71}{0.431} * \sqrt[3]{\frac{1}{0.33 * 1}}$$

$$C = 16.615 \text{ kN}$$

De acuerdo a la carga dinámica determinada se selecciona un rodamiento 6206 del catálogo FAG. (Ver Anexo E5)

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 62 \text{ mm}$$

$$C_{tab} = 19.3 \text{ kN}$$

Comprobación

$$d_m = \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = 46 \text{ mm}$$

$$v_1 = 200 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ (Ver figura 3.23)}$$

$$T = 30^\circ$$

$$v = 110 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ (Ver figura 3.23)}$$

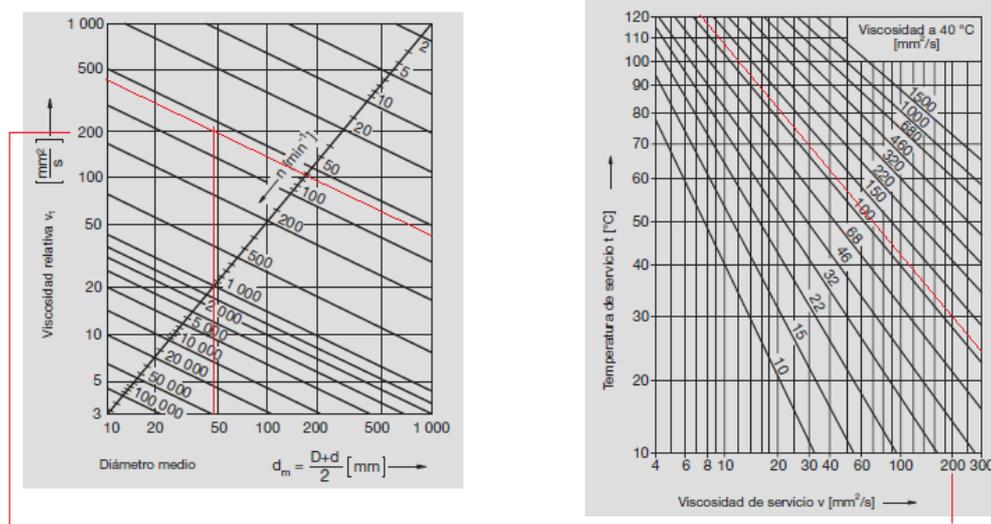


Figura 3-57: Selección de viscosidades [20]

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = 0.575$$

$$K_1 = 0, K_2 = 0 \quad (\text{Ver Anexo E 3})$$

$$K = K_1 + K_2$$

$$K = 0$$

$$a_{23II} = 1.25 \quad (\text{Ver Anexo E 4})$$

$$a_{23} = a_{23II} * S$$

El factor a_{23} cuantifica los efectos de la contaminación. Para una limpieza normal según el catálogo de rodamientos FAG S siempre = 1, es decir:

$$a_{23} = 1.25$$

Nuevamente se aplica la Ec. 3-29 se determina que el rodamiento soportara la carga dinámica de:

$$C = 2.894 \text{KN} * \frac{1.71}{0.431} * \sqrt[3]{\frac{1}{0.33 * 1.25}}$$

$$C = 15.42 \text{ kN}$$

El rodamiento seleccionado es el correcto ya que se cumple la relación:

$$C_{tab} > C$$

$$19.3 > 15.42 \text{ kN}$$

Del anexo E5 se selecciona un rodamiento 6206 con las siguientes características:

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 62 \text{ mm}$$

$$C = 19.3 \text{ kN}$$

$$C_o = 8.8 \text{ kN}$$

3.2.15. Selección del acople tipo cardán del eje toma fuerza al implemento

Datos:

$$H = 48 \text{ Kw (Ver Anexo A4)}$$

$$D = 35 \text{ mm (Ver Anexo A4)}$$

$$n = 540 \text{ rpm (Ver Anexo A4)}$$

3.2.15.1. Selección del cardán

Para transmitir la potencia de salida del tractor hacia el implemento se hará uso del sistema de transmisión tipo cardán, el mismo que se selecciona utilizando el catálogo LA MAGDALENA.

Para la selección es necesario verificar la potencia de salida en el eje toma fuerza del tractor agrícola, para lo cual se toma como referencia la potencia de 48Kw. (Ver Anexo A4)

Se ingresa en la Figura 3-50 con la potencia del toma fuerza de 48Kw y las revoluciones de 540rpm, para seleccionar el modelo de cardán que logre acoplar al toma fuerza con el apero.

MODELO MODEL MODELE MODEL	540 r.p.m.				1000 r.p.m.				VALORES MAX. DINAMICOS MAXIMUM DYNAMIC VALUES VALEURS SUPERIEURES DYNAMIQUES MAX. DYNAMIKWERTE	
	KW	CV	Nm	in.lb	KW	CV	Nm	in.lb	Nm	in.lb
02	12	16	210	1860	18	24	175	1550	335	2960
03	16	22	290	2560	24	32	230	2030	460	4070
04	22	30	390	3450	35	47	330	2920	640	5660
05	26	35	460	4070	40	55	380	3360	780	6900
06	35	48	630	5570	54	74	520	4600	1100	9730
35	44	60	790	6980	72	98	690	6100	1440	12730
07	46	62	810	7160	73	100	700	6190	1450	12830
08	55	75	980	8670	85	115	810	7160	1800	15930
36	66	90	1180	10430	102	139	980	8660	2150	19020
09	68	92	1210	10700	108	147	1030	9110	2250	19900
10	105	143	1880	16600	168	228	1600	14150	3800	33620

Figura 3-58: Potencia y par a transmitir [21]

Con el modelo seleccionado de 08 se ingresa en el Anexo F1 para seleccionar la serie del cardán; con éste modelo encontramos para series de 100, 200, 300 y 500; se selecciona el cardán de serie 100 ya que se encuentran en el rango de la potencia a transmitir.

El cardán también debe ser seleccionado de acuerdo a la longitud requerida, la misma se selecciona del Anexo F2, de acuerdo a la esquematización del apero; la longitud del cardan es de 680 mm aproximadamente.

Con el modelo 08 y la serie de 100 seleccionamos el cardán de 700 mm, el mismo tendrá una longitud de trabajo máximo $L = 810 \text{ mm}$.

De igual forma determinamos el largo cerrado entre cruces del Anexo F3, siendo éste $L_1 = 460 \text{ mm}$.

El cardán seleccionado tiene los siguientes parámetros:

Modelo = 08

Serie = 100

Longitud de trabajo máximo (L) = 810 mm

Largo cerrado entrecruces (L₁) = 460 mm

Diámetro del tubo de cardán = 55 mm (Ver Anexo F1)

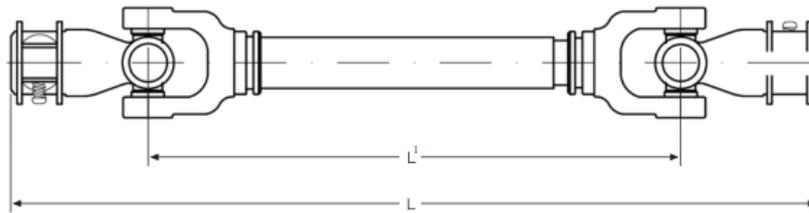


Figura 3-59: Esquema selección del cardán [21]

3.2.15.2. Selección de los rodamientos para el apoyo del cardán

El cardán se encuentra sometido únicamente bajo cargas radiales.

Nomenclatura:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos

C_o = Capacidad de carga estática [KN]

P_o = Carga estática equivalente [KN]

C = Capacidad de carga dinámica [KN]

P = Carga dinámica equivalente [KN]

p = Exponente de vida

X, Y = Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

a_1 = Factor para la probabilidad de fallo

a_{23} = El factor para la determinación de la vida ampliada

T = Temperatura de servicio

s = Factor de limpieza

Datos:

$D_{cardan} = 55 \text{ mm}$

$H = 48 \text{ KW}$ (Ver Anexo B1)

$L_p = 3000 \text{ h}$ (Ver Robert Mott, pp.396).

$n = 540 \text{ RPM}$

$T = 30 \text{ °C}$

Cálculos:

La fuerza que actúa sobre el cardan se determina:

$$H_C = \frac{F_C D_{cardan} n \pi}{60000}$$

$$F_C = \frac{H * 60000}{D_{cardan} n \pi}$$

$$F_C = \frac{48KW * 60000}{55mm * 540rpm * \pi}$$

$$F_C = 30.86 KN$$

Carga estática

$$P_o = F_C$$

$$C_o = f_s * P_o$$

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas (Ver catálogo FAG pp. 30)

$$C_o = 2.5 * 30.86$$

$$C_o = 77.15 kN$$

Carga dinámica

$$C = P * \frac{f_L}{f_n} * \sqrt[p]{\frac{1}{a_1 * a_{23}}}$$

Datos:

$$f_L = 1.71 \text{ (Ver Anexo E1)}$$

$$f_n = 0.431. \text{ (Ver Anexo E2)}$$

$$p = \frac{10}{3} \text{ Para rodamientos de rodillos (Ver catálogo FAG pp. 31)}$$

$$P = F_c = 30.86 \text{ kN}$$

Se asume una confiabilidad del 98 %

$$R = 98 \%$$

$$a_1 = 0.33 \text{ (Ver catálogo FAG pp. 40)}$$

$$a_{23} = 1 \text{ (Asumido)}$$

Resolviendo:

$$C = 30.86 \text{ kN} * \frac{1.71}{0.431} * \sqrt[10]{\frac{1}{0.33 * 1}}$$

$$C = 170.75 \text{ kN}$$

De acuerdo a la carga dinámica determinada se selecciona un rodamiento NU2311E.TVP2 del catálogo FAG. (Ver Anexo E6)

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$C_{tab} = 200 \text{ kN}$$

Comprobación

$$d_m = \frac{d + D}{2}$$

$$d_m = \frac{55 + 120}{2}$$

$$d_m = 87.5 \text{ mm}$$

$$v_1 = 30 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ (Ver figura 3-13)}$$

$$T = 30^\circ$$

$$v = 20 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ (Ver figura 3-13)}$$

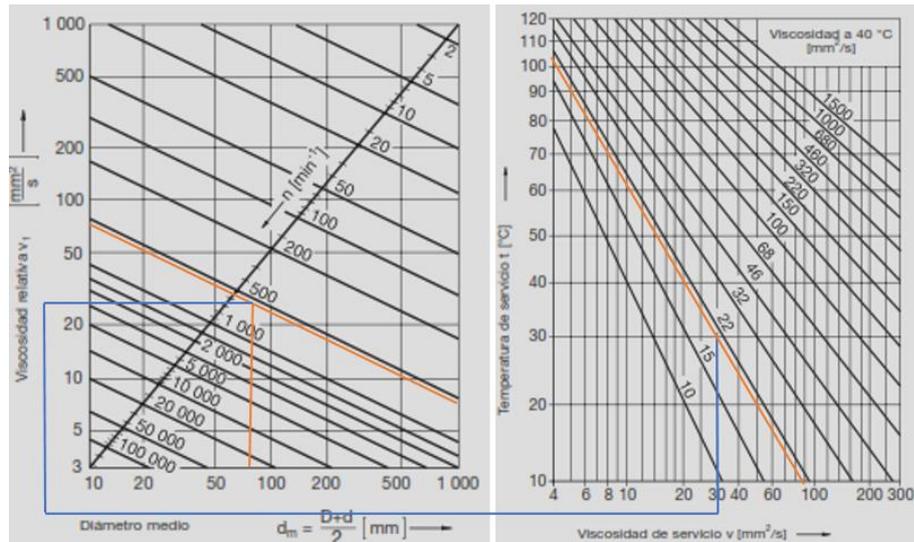


Figura 3-60: Diagrama selección de viscosidades [20]

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{20 \text{ mm}^2/\text{s}}{30 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

$$k = 0.67$$

$$K_1 = 1.8 \text{ (Ver catálogo FAG pp. 44)}$$

$$K_2 = 0 \text{ (Ver catálogo FAG pp. 44)}$$

$$K = K_1 + K_2$$

$$K = 1.8 + 0$$

$$K = 1.8$$

$$a_{23II} = 0.9 \text{ (Ver Anexo E4)}$$

$$a_{23} = a_{23II} * s$$

El factor a_{23} cuantifica los efectos de la contaminación. Para una limpieza normal según el catálogo de rodamientos FAG es siempre = 1, es decir:

$$a_{23} = 0.9$$

Se determina que el rodamiento soportara la carga dinámica de:

$$C = 176.23 \text{ kN}$$

El rodamiento seleccionado es el correcto ya que se cumple la relación:

$$C_{tab} > C$$

$$200 > 176.23 \text{ kN}$$

Entonces se ha seleccionado del catálogo FAG un rodamiento NU2311E.TVP2 con las siguientes características: (Ver Anexo E5)

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$C_{tab} = 200 \text{ kN}$$

3.2.15.3. Selección de chumaceras para el apoyo del cardán

Las chumaceras seleccionadas son soportes tipo cojinetes de apoyo con carga normal como se indica en el Anexo F4. Estos cojinetes de apoyo están formados por un rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera. La serie del soporte seleccionado es UCP211 cuyas dimensiones se especifican en el Anexo antes mencionado.

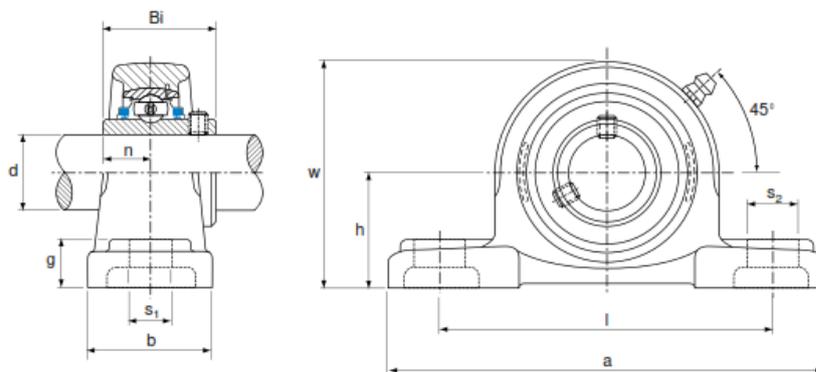


Figura 3-61: Esquema selección de chumacera [22]

3.2.16. Diseño de pernos [6]

La zona donde se genera los esfuerzos máximos para los pernos se encuentra en la unión del cardán y la polea superior, debido a la potencia generada por el toma fuerza del tractor. Por tal razón se procede a seleccionar los pernos adecuados que permitan acoplar de manera segura la junta cardán con la polea.

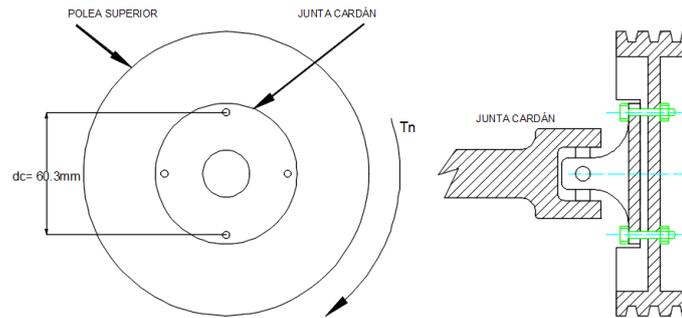


Figura 3-62: Diagrama de acople cardán polea

La distribución de los pernos dispuestos en el acople junta cardán con la polea se muestran en la Fig. 3-62.

Nomenclatura:

A_p = Área proyectada de un perno individual

t = Espesor de la placa más delgada

d = Diámetro del remache o perno.

W = Fuerza transmitida

S_p = Resistencia de prueba

n_d = Factor de diseño

S_y = Resistencia a la fluencia de material de las placas

τ = Resistencia al corte

A_r = Área del diámetro menor.

Datos:

$H = 48 \text{ KW} = 64.3 \text{ HP}$

$$T_n = 254.962 \text{ N/m}$$

$$d_c = 60.32 \text{ mm} = 2.375 \text{ in}$$

$$n = 540 \text{ rpm}$$

$$n_d = 2$$

$$d = \frac{1}{2} \text{ pulg.}$$

$$t = \frac{1}{4} \text{ pulg.}$$

Árbol de transmisión (cardán) = *AISI* 4340 (Ver ítem 2.2.7.3)

Cálculos

$$V = \frac{\pi * d_c * n}{12}$$

$$V = \frac{\pi * 2.375 \text{ in} * 540 \text{ rpm}}{12}$$

$$V = 335.7577 \text{ ft}/\text{min}$$

$$H = \frac{W * V}{33000}$$

$$W = \frac{H * 33000}{V}$$

$$W = \frac{64.36 \text{ HP} * 33000}{335.7577 \text{ ft}/\text{min}}$$

$$W = 6325.633 \text{ lbf}$$

Aplastamiento de los pernos, con todos los pernos cargados:

$$\sigma = \frac{W}{t * d} = \frac{S_P}{n_d}$$

$$S_p = \frac{n_d * W}{t * d}$$

$$S_p = \frac{2 * 6325.633 \text{ lbf}}{1/4 \text{ in} * 1/2 \text{ in}}$$

$$S_p = 101.21 \text{ Kpsi}$$

En base al cálculo del esfuerzo de prueba se ha seleccionado del Anexo G1 pernos con las siguientes características:

SAE Grado 8

$$d = \frac{1}{2} \text{ pulg.}$$

$$S_p = 120 \text{ Kpsi.}$$

Comprobación

Aplastamiento de los pernos, con todos los pernos cargados:

$$S_p = \frac{n_d * W}{t * d}$$

$$n_d = \frac{t * d * S_p}{W}$$

$$n_d = \frac{\frac{1}{4} * \frac{1}{2} * 120 \text{ Kpsi}}{6.325 \text{ Klb}}$$

$$n_d = 2.37$$

Aplastamiento de los elementos, todos los pernos activos:

$$S_y = 124 \text{ Kpsi. (Ver Anexo G2)}$$

$$S_y = \frac{n_d * W}{t * d}$$

$$n_d = \frac{t * d * S_y}{w}$$

$$n_d = \frac{\frac{1}{4} * \frac{1}{2} * 124 \text{ Kpsi}}{6.325 \text{ Klbf}}$$

$$n_d = 2.45$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos no se extienden en los planos de cortante para dos cuerpos:

$$\tau = \frac{W}{2\pi(d^2/4)} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{2\pi(d^2/4) * S_p}{W}$$

$$n_d = 0.577 \frac{2\pi \left(\left(\frac{1}{2} \text{ in} \right)^2 / 4 \right) * 120 \text{ Kpsi}}{6.325 \text{ Klbf}}$$

$$n_d = 4.29$$

Si las roscas de los pernos se extienden en uno de los planos:

$$\tau = \frac{W}{2A_r} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{2A_r * S_p}{W}$$

$$n_d = 0.577 \frac{2 * 0.1257 \text{ in}^2 * 120 \text{ Kpsi}}{6.325 \text{ Klbf}}$$

$$n_d = 2.75$$

En base al cortante del perno por aplastamiento de los elementos con todos los pernos activos, que es donde se genera mayor esfuerzo; tenemos un factor de diseño $n_d = 2.45$ con lo cual se afirma que el perno seleccionado cumple con las exigencias de carga generada.

Por tanto, se ha seleccionado un perno serie gruesa UNC de ½ in de acuerdo al Anexo G3.

3.2.17. Construcción

Una vez concluido con el dimensionamiento de los elementos mecánicos y la estructura del apero se procede con la construcción y el montaje, la cual se llevará a cabo en un taller mecánico donde se dispone de máquinas y herramientas necesarias para la fabricación de los diferentes componentes.

Los componentes que conforman el apero se construyen de acuerdo a los planos elaborados y considerando la disponibilidad en el mercado nacional se seleccionan los materiales y elementos mecánicos.

La estructura donde se ensamblarán los componentes que conforman el apero estará construida por un canal tipo U y una pletina de acero de espesor 20 mm, también estará acoplada el timón que será construido con pletinas de 10 mm de espesor de acuerdo a los planos de taller.

Todos los planos del apero están dispuestos de acuerdo a las especificaciones de trabajo en el campo y acople al tractor. Además, el apero posee las dimensiones adecuadas que permiten el correcto funcionamiento durante el proceso de cosecha.

El proceso de construcción se lo realiza de tal forma que no se requiera de equipos especiales o mano de obra especializada, evitando así; un incremento en el costo total. Las actividades principales construcción implican procesos de corte, soldadura, doblado y maquinado.

3.2.17.1. Requerimientos para la construcción

Para el proceso de construcción de los componentes que conforman el apero se requiere de materiales, equipos, herramientas, instrumentos, etc. que se detallan a continuación:

a). Máquinas y equipos

- Torno

- Taladro de pedestal
- Tronzadora
- Soldadora
- Esmeril
- Amoladora
- Motortool
- Equipo de pintura

b). Herramientas

- Utensilios para torneear
- Brocas
- Rayador
- Discos de corte
- Discos de pulir
- Limas
- Martillo
- Juego de llaves
- Hoja de sierra

c). Instrumentos de medición y verificación

- Micrómetro
- Calibrador pie de rey
- Flexómetro
- Escuadra

d). Materia prima

- Plancha de acero negro ASTM A 36 en espesores de 20, 10 y 6 [mm].
- Barra de acero de espesor de 40 [mm].
- Ejes AISI 1045 de 38 [mm] de diámetro.
- Ángulo de 100 X 100 X 10 [mm].

e). Elementos normalizados

- Pernos

- Tuercas
- Arandelas planas
- Arandelas de presión
- Poleas
- Bandas
- Árbol de transmisión
- Juntas de cardán
- Chumaceras
- Rodamientos

3.2.17.2. Construcción de partes y piezas

El proceso de construcción del apero se ha dividido en subprocesos, los mismos se detallan a continuación:

a). Construcción de elementos mecánicos

- Preparación de materiales
- Transportar los materiales hacia al torno
- Tornear el material para el eje
- Tornear el material para el bocín
- Maquinar base del eje
- Soldar la base del eje
- Pulir las superficies soldadas
- Transportar hacia la mesa de ensamble

b). Estructura principal

Base Principal

- Cortar pletina de espesor 20 mm
- Cortar canal tipo U
- Trasladar la pletina hacia el taladro de pedestal
- Taladrar agujeros en la pletina
- Verificar de acuerdo al plano
- Soldar el canal tipo U con la pletina

- Pulir superficies soldadas

Brazo de refuerzo

- Preparar el material
- Trasladar el material a la tronzadora
- Cortar el material
- Trasladar el material cortado al área de soldadura
- Soldar el brazo de refuerzo (canal en U, pletina de 10 mm y refuerzos)
- Pulir el brazo de refuerzo

Timón

- Preparar el material
- Cortar las pletinas de espesor 10 mm
- Trasladar las pletinas cortadas al área de soldadura
- Soldar los componentes del timón
- Pulir el timón

Seguido se realizará el acople de la estructura principal

- Soldar el brazo de refuerzo con la base principal y el timón
- Verificar las dimensiones de acople con el plano
- Pulir las superficies soldadas
- Trasladar la estructura principal hacia el área de ensamble

c). Soporte porta disco, soporte de vertedera y brazo de vertedera

- Preparar el material
- Cortar el material
- Trasladar el material al área de soldadura
- Verificar las dimensiones de acuerdo al plano
- Soldar las bases con el brazo porta disco
- Soldar las pletinas para el soporte de vertedera
- Soldar la base para la polea tensora
- Trasladar los componentes fabricados al área de ensamble

DIAGRAMA DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL APERO						
Material	<input checked="" type="checkbox"/>	Operario	<input type="checkbox"/>	Máquina	<input type="checkbox"/>	
Proceso: Construcción del apero						
Comienza en: Preparación del material			Metodo Actual			<input type="checkbox"/>
Termina en: Pruebas de funcionamiento			Método Propuesto			<input type="checkbox"/>
Realizado por: Eduardo Alcaciega						

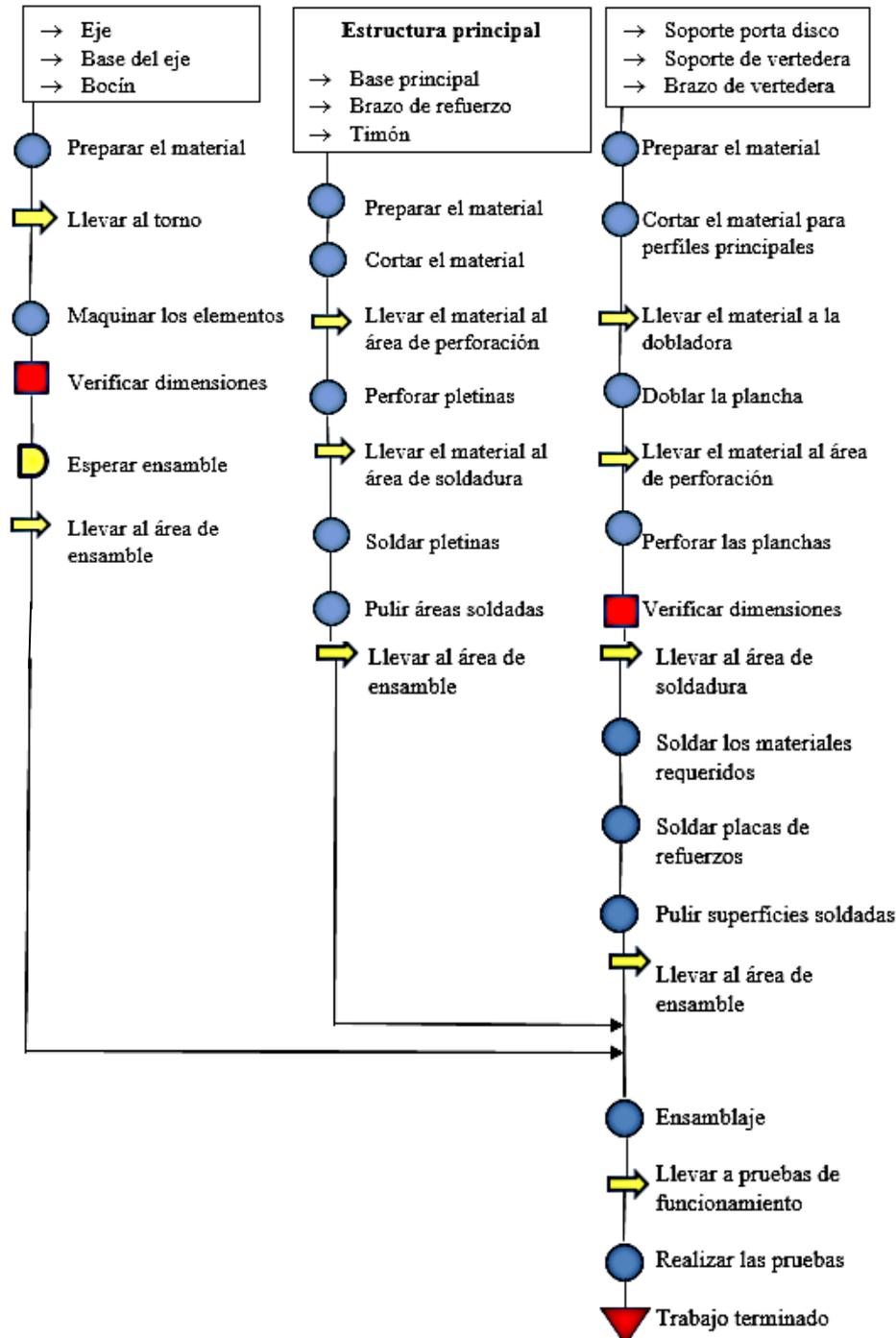


Figura 3-63: Diagrama del proceso de construcción

Brazo porta disco

Se construye de acuerdo a las especificaciones obtenidas en el ítem 3.2.8, el material que se utiliza es Acero A36.



Figura 3-64: Brazo porta disco

Bandas y poleas

Seleccionados en el ítem 3.2.9, las bandas son 5V de sección angosta con un largo total de 85 in y las poleas PQ 3-5V235 del catálogo INTERMEC de 9.25 in de diámetro.

Brazo soporte y vertedera

Diseñados en el ítem 3.2.10, el material a utilizar es Acero A36 con un espesor $e = 10$ (mm).



Figura 3-65: Brazo soporte y vertedera

Estructura principal

Se construye de acuerdo a las especificaciones del ítem 3.2.11 para lo cual se utiliza Acero A36 de diferentes espesores tanto para el timón como para el soporte y los refuerzos como se detalla en los planos adjuntos.



Figura 3-66: Estructura principal

Eje

El diseño del eje realizado en el ítem 3.2.13 indica el material a utilizar, el cual es un acero AISI 1045 con diámetro de 30 (mm); dicho eje debe ser capaz de transmitir la potencia necesaria desde la polea inferior hacia el disco.



Figura 3-67: Eje

Base para eje (Bocín)

Para la construcción se toma en cuenta la selección de rodamientos del ítem 3.2.14, donde se selecciona un rodamiento 6206 del catálogo FAG con las siguientes características $d = 30 (mm)$ y $D = 62 (mm)$.



Figura 3-68: Base de eje

Montaje del apero

El procedimiento de montaje del apero se lo realiza una vez que todos los prefabricados se encuentran en el área de ensamble de acuerdo al plano constructivo.

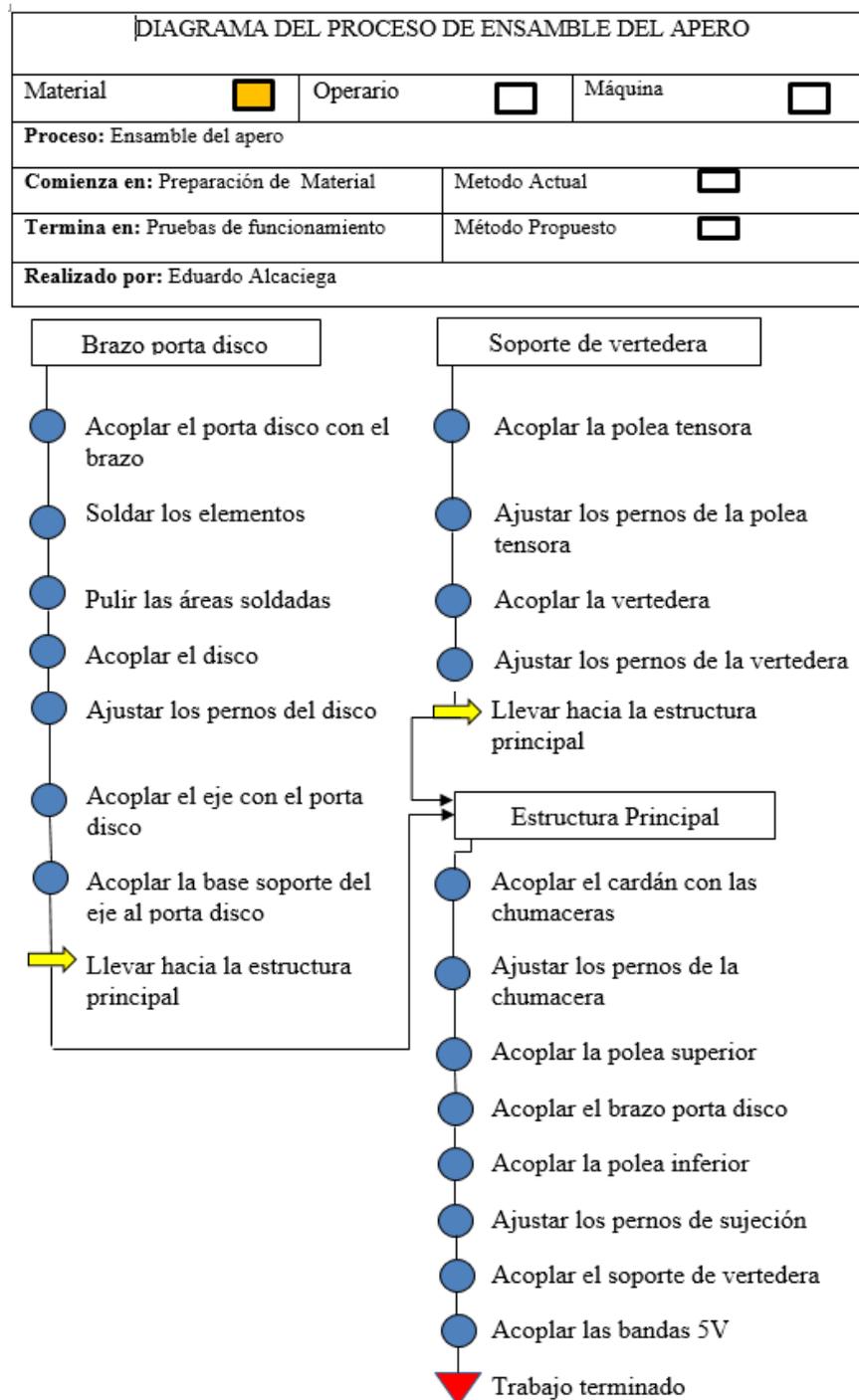


Figura 3-69: Diagrama del proceso de ensamble

3.2.18. Pruebas de campo

Una vez concluida con la construcción y el montaje de todos los componentes que conforman el apero, es necesario realizar la prueba de campo; la cual tiene como objetivo principal verificar el correcto funcionamiento, las condiciones de diseño y posibles fallas existentes durante el desarrollo del trabajo.

Análisis de las pruebas de campo

La prueba de funcionamiento consiste en cosechar la parcela de papas, utilizando el apero acoplado al tractor New Holland de 90 HP con pasadas de surco en surco, el tractor antes mencionado es el más utilizado en las zonas de producción de papas.

Realizado las primeras pruebas de funcionamiento se tienen las siguientes observaciones:

- Para mejorar el funcionamiento del apero se puede colocar un disco de mayor diámetro, ya que; aumenta considerablemente la capacidad de dispersión de la tierra.
- El nivel de ruido es óptimo
- Para evitar la acumulación de tierra en el disco se puede colocar un sistema de limpieza en la parte superior.
- Las poleas se encuentran bien alineadas.
- Para la lubricación de los principales elementos móviles se dispone de graseros que permitan dar el correcto mantenimiento después de las horas de trabajo.
- Los acoples de tres puntos son adecuados de acuerdo a los requerimientos del tractor.
- Para optimizar la cosecha utilizando el apero se hace necesario regular adecuadamente la posición inicial de acuerdo a la configuración del surco.
- Todos los componentes mecánicos tienen un funcionamiento óptimo.
- Para mantener estable el apero una vez desacoplado del tractor se necesita de un apoyo desmontable.
- Para evitar lesiones durante las labores se necesita protección para el sistema banda-poleas.

Correcciones y pruebas finales

De las observaciones encontradas se realizaron las siguientes correcciones:

- Antes de empezar el trabajo se procede a regular la posición del apero utilizando los acoples a tres puntos.
- Se coloca un sistema de limpieza en la parte superior del disco.
- Se adiciona un pie de apoyo para mantener el apero desacoplado estable.
- Se coloca la protección adecuada para el sistema banda-poleas.

Realizadas las correcciones mencionadas, las pruebas finales se realizan sin más novedades, con lo cual finaliza su construcción y se garantiza el correcto funcionamiento.

3.3. Análisis económico

Los costos que se toman en cuenta para el diseño y construcción de un apero para cosechar papas son los siguientes:

1. Materia prima
2. Mano de obra
3. Ingeniería

3.3.1. Materia prima

Tabla 3-23: Costos de materia prima

Descripción	Cantidad	V. Unitario (\$)	V. Total (\$)
Eje AISI 1045 - 300 X Ø38 (mm)	1	18	18
Plancha de acero A36 - 500 X 1500 X 6 (mm)	1	35	35
Plancha de acero A36 - 200 X 1500 X 10 (mm)	1	40	40
Plancha de acero 200 X 1200 X 20 (mm)	1	75	75
Ángulo 3 X ¼ X 40 (pulg.)	1	10	10

Ángulo 2 X ¼ X 20 (pulg.)	1	7,50	7,50
Electrodo 7018 (lb)	4	3,50	14
Electrodo 6011 (lb)	4	3	12
Grata	1	4,50	4,50
Disco para pulir	1	4	4
Disco de corte 9" Metal	1	5,50	5,50
Broca 5/8" (cobalto)	2	6	12
Broca 3/8" (cobalto)	2	4,50	9
Pernos 5/8 X 2 (pulg.)	16	1,35	21,60
Pernos 5/8 X 1 1/2 (pulg.)	7	1,20	8,40
Pernos 3/8 X 1 1/2 (pulg.)	8	0,60	4,80
Pernos 3/8 X 1 (pulg.)	8	0,45	3,60
Arandelas de presión (1/2 lb)	5	0,40	2
Chumaceras	4	20	80
Poleas	3	25	75
Bandas	3	10	30
Sistema cardán	1	180	180
Disco de arado 26 pulg.	1	75	75
Porta disco	1	120	120
Rodamiento 6206	2	10	20
Acople tipo cardán	1	35	35
Pintura verde (lt)	2	9	18
Pintura amarilla (lt)	1	9	9
Pintura de fondo (lt)	1	7	7
Tiñer (lt)	5	0,8	4
Guaípe, lijas	1	3	3
Mascarilla, guantes	1	5	5
		TOTAL	\$ 947,90

3.3.2. Mano de Obra

Tabla 3-24: Costos mano de obra

Descripción	Cantidad	V. Unitario (\$)	V. Total (\$)
Torneado de eje y base	1	20	30
Maquinado de base para poleas	3	10	30
Armado de la estructura principal	1	300	300
Construcción del soporte de vertedera	1	100	100
Construcción del brazo porta disco	1	25	30
Ensamble final	1	50	50
Pintado del apero	1	60	60
		TOTAL	600

3.3.3. Ingeniería

Tabla 3-25: Costos de ingeniería

Descripción	Valor (\$)
Diseño y selección de elementos mecánicos	100
Análisis estructural de la máquina	120
Elaboración de planos	150
TOTAL	370

3.3.4. Costos totales

Tabla 3-26: Costos totales

Descripción	Valor (\$)
Materia prima y componentes mecánicos	947,0
Mano de obra	600
Ingeniería	370
SUB TOTAL	1917
I.V.A. (14%)	268,38
TOTAL	2185,38

3.4. Especificaciones técnicas

Concluido con el diseño y la construcción del apero, se procede con la descripción de las principales características técnicas con las que trabajará el mencionado apero.

Tabla 3-27: Especificaciones técnicas del apero

Característica	Magnitud
Ancho de trabajo	80 mm
Profundidad de trabajo	20 mm
Acople al tractor	3 puntos y toma fuerza
Velocidad del disco	540 rev/min
Ángulo de ataque máximo	45°
Ángulo de penetración máximo	25°
Dimensiones (largo x ancho x alto)	1400 x 1100 x 1300 mm
Tiempo máximo de trabajo continuo	8 horas

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

Una vez finalizado con el diseño y construcción del apero para cosechar papas en campos agrícolas y terminado satisfactoriamente con las pruebas de funcionamiento se concluye lo siguiente:

- Analizado las distintas alternativas para el proceso de cosecha, se establece que el apero se conforma de un sistema de dispersión tipo disco y una transmisión de potencia por bandas – poleas, los cuales cumplen con los requisitos técnicos para la construcción del mencionado apero.
- Los parámetros de diseño como la velocidad del toma fuerza (540 rpm), potencia del tractor (100 HP), velocidad de avance del tractor (7,5 Km/h), ángulo de ataque (45°), ángulo de penetración (25°) y diámetro del disco resultan adecuados para la construcción y funcionamiento óptimo del apero.
- Los materiales seleccionados para los principales elementos que conforman el apero como: estructura principal (ASTM A36) / brazo soporte de vertedera (ASTM A36) / brazo porta disco y eje (AISI 1045), se determinaron con un factor de seguridad mayor a 2, garantizando así el óptimo funcionamiento de dicho apero.
- El suelo ligero y arenoso optimiza el funcionamiento del apero debido, a que no se pega al disco aumentando así el esparcimiento del producto.
- La cosecha de papas se puede realizar utilizando un esfuerzo mínimo del personal, puesto que los trabajadores solo recogen y clasifican las papas.
- Los componentes mecánicos utilizados para la construcción del apero no son especiales, lo cual aporta al costo y mantenimiento económico del implemento.

4.2. Recomendaciones

- Las dimensiones de los elementos mecánicos a construir deben ser tomadas con la mayor precisión posible, evitando así posibles inconvenientes durante el proceso de ensamblaje.
- Antes de utilizar el apero, verificar que se encuentre ajustado correctamente todos los pernos que sujetan los distintos componentes.
- También se recomienda lubricar adecuadamente todos los elementos móviles del apero.
- Durante las horas de trabajo se recomienda una distancia prudente por parte de los trabajadores y evitar así posibles lesiones a su integridad.
- El operario experimentado del tractor será el único capacitado para regular las condiciones iniciales del apero.
- Una vez puesto en marcha el apero evitar cualquier contacto, ya que; cuenta con elementos móviles que pueden atrapar la ropa del operario o trabajadores y causar serias lesiones.
- Terminando con las labores es necesario realizar una adecuada limpieza del apero, siempre y cuando se encuentre estabilizado y desacoplado del tractor.
- El mantenimiento se lo debe realizar periódicamente, en especial la lubricación de las partes móviles utilizando los respectivos graseros.
- Para el acople a tres puntos y el mantenimiento, el operario debe utilizar obligatoriamente un equipo de protección personal como guantes, overol, botas de seguridad, etc.

Materiales de referencia

Bibliografía

- [1] B. G. Sims, J. Zambrano A y G. Orbe, «Comparación de tres métodos de cosecha en el cultivo de papa,» *INIAP*, n° Boletín técnico N: 20, pp. 1-5, 1980.
- [2] J. Inostroza F y P. Mendez L, «Cosecha de papas,» *Manual de papa para la Araucanía: Manejo de cultivo, enfermedades y almacenaje*, p. 71, 2009.
- [3] D. Atiencia, Bayas I., C. Carrión, J. Lascano, E. Pacha, M. Paredes y W. Santos, *Diseño y construcción de una abonadora centrífuga para la comunidad de Santa Lucia, ubicada en el cantón Tisaleo, provincia de Tungurahua*, Ambato-Ecuador, 2012.
- [4] L. Gutierrez Moreno , *Capacidad de trabajo del tractor agrícola*, Trujillo-Perú, 2013.
- [5] J. E. Ashburner y B. G. Sims, *Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza*, San José Costa Rica: IICA, 1984.
- [6] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica*, México: McGRAW-HILL, 2008.
- [7] G. Orbe C y G. Plaza R, «Consideraciones Básicas para la selección de Maquinaria Agrícola,» *INIAP*, pp. 4-6, 1988.
- [8] A. Alvarado Chaves, *Maquinaria y Mecanización Agrícola*, San José Costa Rica: EUNED, 2004.
- [9] F. Núñez Castellanos, *Diseño de un banco de pruebas para discos de arado*, Buenavista México: UAAAN, 2002.
- [10] J. Carrasco J, «Equipos de labranza primaria,» 1998.

- [11] F. Spedo, *Proforma EL HUERTO N: 070*, Ambato, 2016.
- [12] C. d. s. DOORO, *Proforma KIOTI N: 0111*, Latacunga, 2016.
- [13] ESCAÑUELA, *Cosechadora de papas tipo disco*, Argentina, 2016.
- [14] C. Riba Romeva, *Diseño Concurrente*, Barcelona: UPC, 2002.
- [15] CEJAROSU, «MecanESO,» 2005. [En línea]. Available: <http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/index.htm>. [Último acceso: 17 Noviembre 2016].
- [16] H. M. Durán García, «EFECTO DE LA HUMEDAD EN LA RESISTENCIA MECANICA DE UN SUELO FRANCO,» México, UASLP, 2000, pp. 227-228.
- [17] Baldan, «Catálogo de arados Baldan,» [En línea]. Available: www.baldan.com.br. [Último acceso: 5 Ene 2017].
- [18] I. Catálogo, *Transmisión de potencia*, Bogotá, 2013.
- [19] M. d. I. Serna, *Catálogo Técnico Diseño y Fabricación de transmisiones cardan y sus componentes*, Zaragoza, 2000.
- [20] FAG, *Rodamientos FAG*, Barcelona: GmbH, 2000.
- [21] L. M. Catálogo Cardán, *Arbolesde transmisión a cardán*, España, 2016.
- [22] C. Catálogo Técnico, *Power Transmission*, España, 2016.
- [23] J. García Ramos, «Evolución de las tomas de fuerza,» Escuela Politécnica Superior de Huesca, Madrid, 2004.
- [24] SKF, *Correas SKF Xtra Power, PUB PT/P2 10552 ES*, 2010.
- [25] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, México: Pearson Educación, 2006.

- [26] R. Romero Moreno, P. España Martínez y M. Suárez de Cepeda, Maquinaria de Producción Agrícola, Cuenca: Castilla - La Mancha, 2002.
- [27] J. Artigas Campás, «FAMAЕ,» 01 02 2014. [En línea]. Available: http://famae.es/articulos/Historia_tomas_fuerza_tractores.html. [Último acceso: 15 01 2017].

Planos

1 2 3 4 5 6 7 8

A

A

B

B

C

C

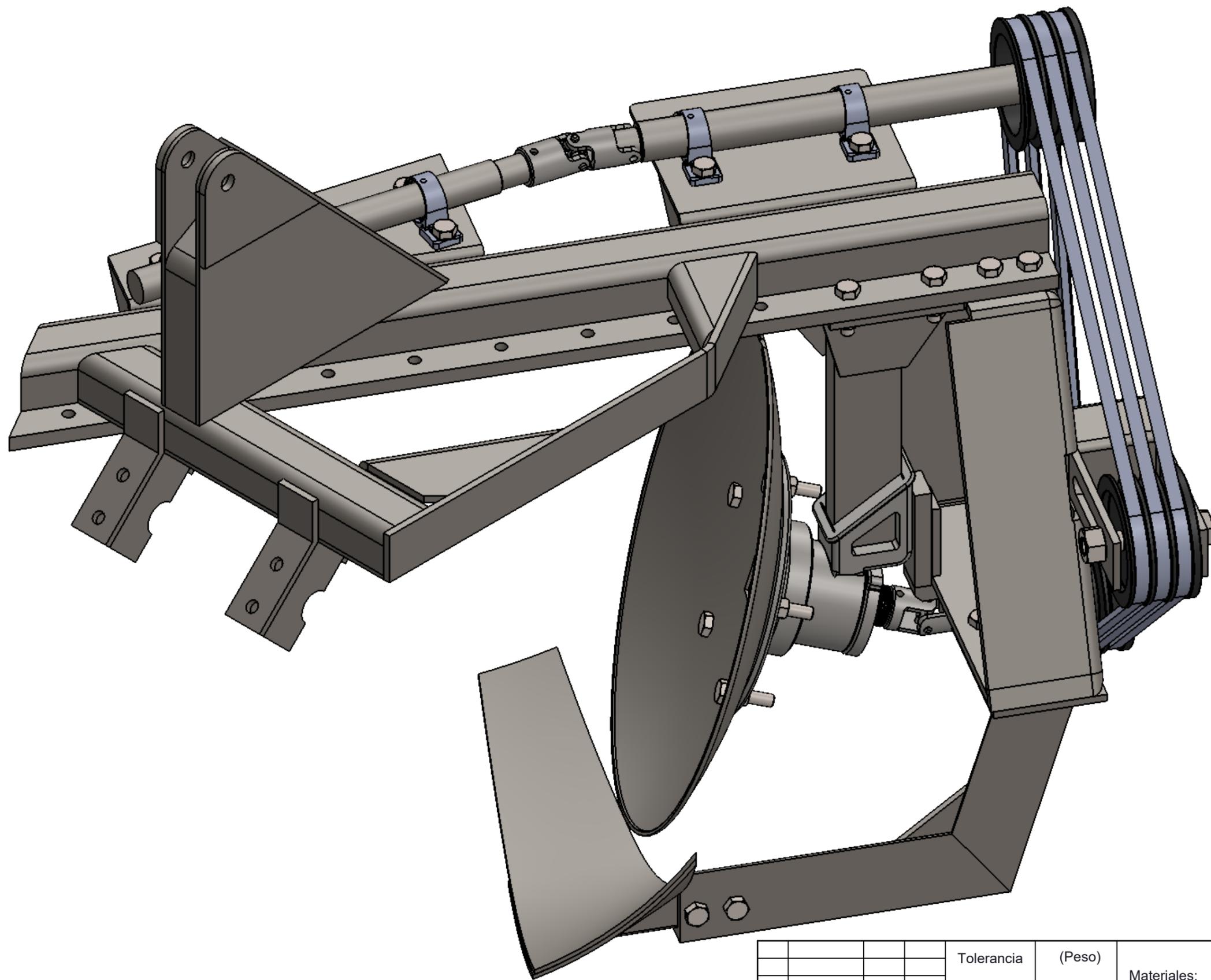
D

D

E

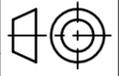
E

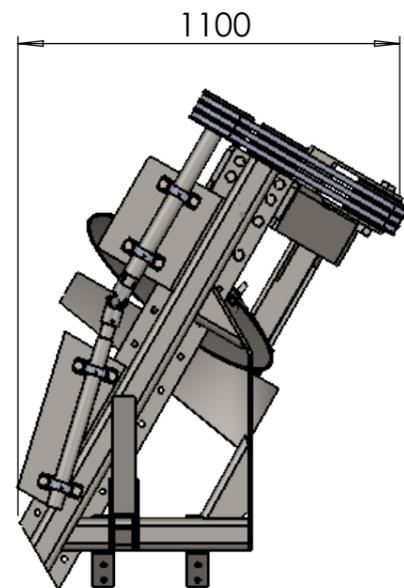
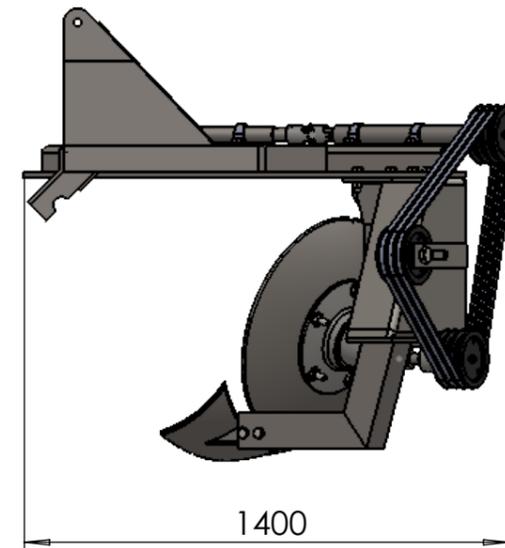
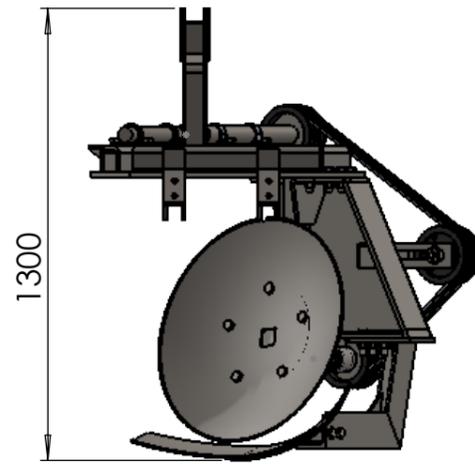
F



					Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO	
					±0,1	270 Kg		
						Fecha	Nombre	Denominación: APER0
					Dib.	07/03/17	Alcacioga Eduardo	
					Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
					Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	Número del dibujo: 01-16 (Sustitución)
					UTA Ing. Mecánica			
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre					Escala: 1:5

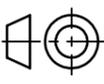
1 2 3 4

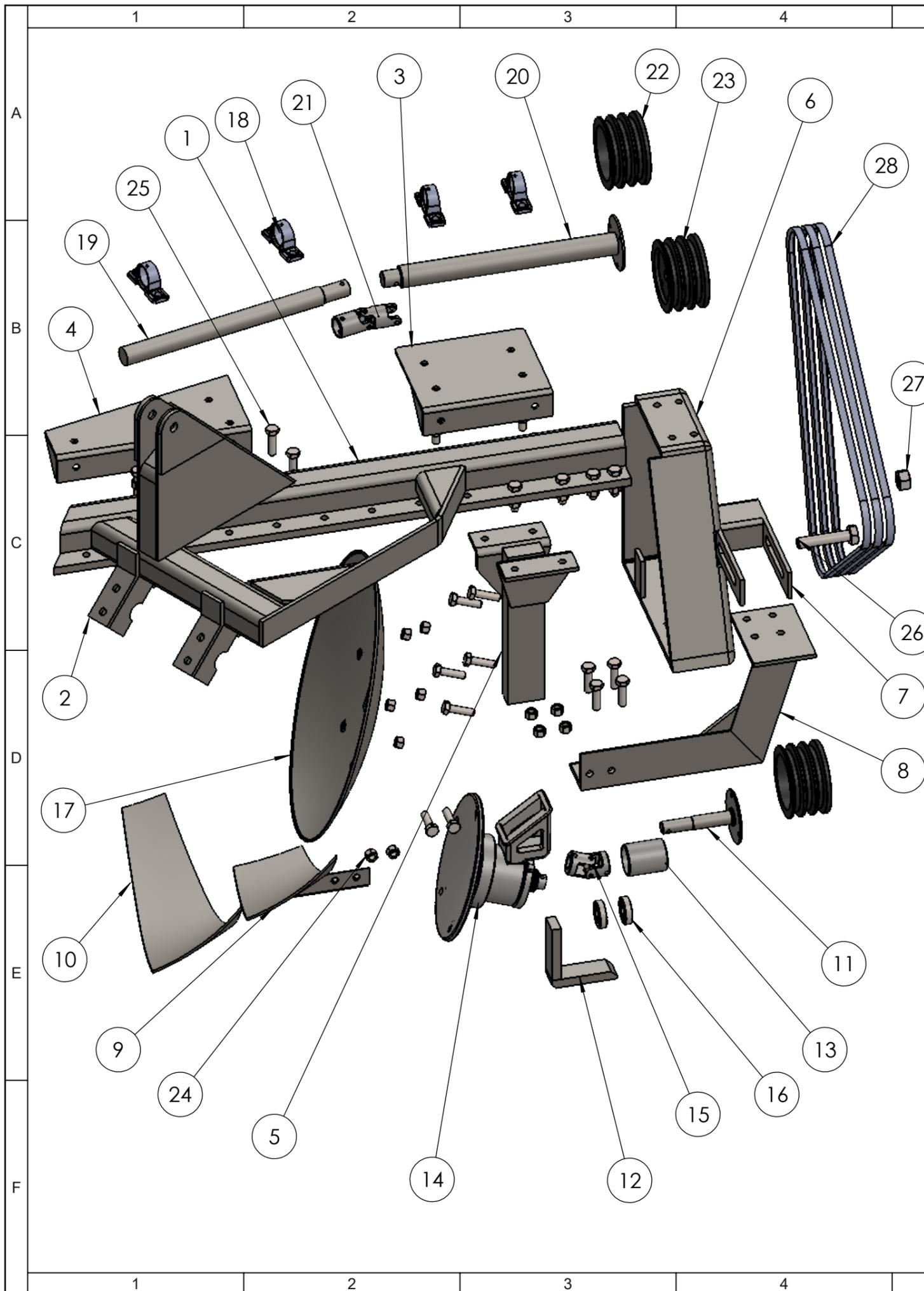




Tiempo máximo de trabajo continuo	8 Horas
Dimensiones (largo-ancho-alto)	1400X1100X1300
Ángulo de penetración máximo	25°
Ángulo de ataque máximo	45°
Velocidad del disco	540 RPM
Acople al tractor	3 puntos al toma fuerza
Profundidad de trabajo	20 mm
Ancho de trabajo	80 mm
CARACTERÍSTICA	
MAGNITUD	

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO	
				±0,1	270 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
				Dib. 07/03/17	Alcaciega Eduardo		
				Rev. 07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro. 07/03/17	Ing. Guamanquispe	Número del dibujo: 02-16	
				UTA Ing. Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				Escala: 1:20
							(Sustitución)

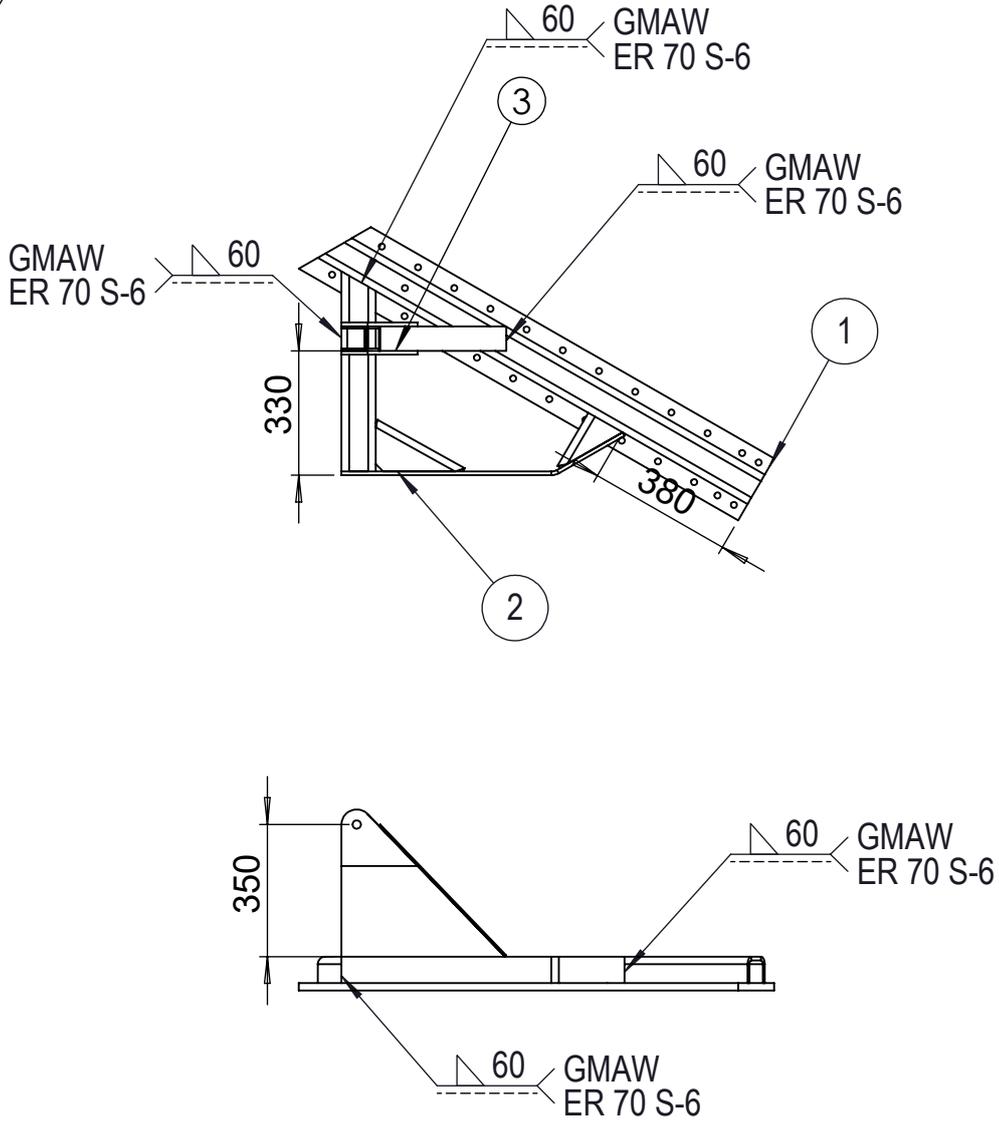




N° de Piezas	Denominación	N° de Norma/ Dibujo	Material	N.º de Orden	N° del Modelo/Semiproducto	Peso kg/pieza	Observaciones
3	Correa 5V	-	-	28	5V	-	Adquirido
1	Tuerca M24	SAE	Acero	27	M24	-	Adquirido
1	Perno M24X150	SAE GR. 8	Acero	26	M24X150	-	Adquirido
26	Tuerca M16	-	Acero	25	M16	-	Adquirido
32	Perno M16x50	-	Acero	24	M16x50	-	Adquirido
1	Polea tensora	-	Fundición	23	PQ 3-5V 235	8	Adquirido
2	Polea	-	Fundición	22	PQ 3-5V 235	8	Adquirido
1	Junta cardan doble	-	Acero	21	2220A	-	Adquirido
1	Eje - cardan y acople	-	Acero	20	08-1008	-	Adquirido
1	Eje - cardan	-	Acero	19	08-1008	-	Adquirido
4	Chumacera	JIS G 5501	Fundición Gris	18	UCP 211	-	Adquirido
1	Disco	AISI 1045	Acero	17	AF D 26"	-	Adquirido
2	Rodamiento	JIS G 5501	-	16	-	-	Adquirido
2	Junta cardan	-	Acero	15	2015A-F51	-	Adquirido
1	Portadisco	ASTM A36	-	14	-	-	Adquirido
1	Bocin	16-16	AISI 1045	13	-	1.1	Torneado
1	Barra soporte de eje	15-16	ASTM A36	12	-	2.4	Soldado
1	Eje de polea	14-16	AISI 1045	11	-	1.4	Torneado
1	Vertedera	13-16	ASTM A36	10	-	5.3	Barolado
1	Base de vertedera	12-16	ASTM A36	9	-	3.6	Barolado
1	Brazo de vertedera	11-16	ASTM A36	8	-	15.4	Soldado
1	Base de polea tensora	10-16	ASTM A36	7	-	3.6	Soldado
1	Soporte de vertedera	09-16	ASTM A36	6	-	4.3	Soldado/ Taladrado
1	Soporte portadisco	08-16	ASTM A36	5	-	15	Soldado/ Taladrado
1	Base de cardan posterior	07-16	ASTM A36	4	-	-	Soldado/ Taladrado
1	Base de cardan	06-16	ASTM A36	3	-	5.3	Soldado/ Taladrado
2	Acople	05-16	ASTM A36	2	-	3	Soldado/ Taladrado
1	Estructura principal	04-16	ASTM A36	1	-	88.2	Soldado

Tolerancia		(Peso)		Materiales: VARIOS	
±0,1		270 Kg			
Fecha		Nombre		Denominación:	
Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		LISTA DE MATERIALES	
Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		Escala:	
Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		1:10	
UTA Ing. Mecánica				Número del dibujo: 03-16	
				(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre		

N11



1	Timón	4.3-16	ASTM36	3	-	14.44	Soldado/Taladrado
1	Brazo de refuerzo	4.2-16	ASTM36	2	-	14.2	Soldado
1	Base principal	4.1-16	ASTM36	1	-	59.56	Soldado/Taladrado
Nº de Piezas	Denominación	Nº de Normal/ Dibujo	Material	N.º de Orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso kg/pieza	Observaciones

Tolerancia		(Peso)		Materiales: ACERO ASTM A36			
±0,1		88.2 Kg					
Fecha		Nombre		Denominación: Estructura Principal		Escala: 1:20	
Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo					
Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe					
Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe					
UTA Ing. Mecánica				Número del dibujo: 04-16			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)			

DESBASTADO



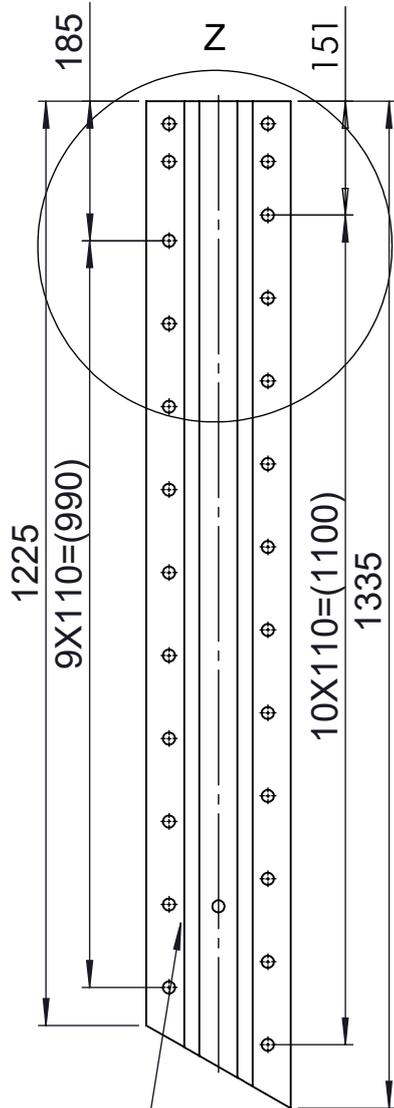
A

B

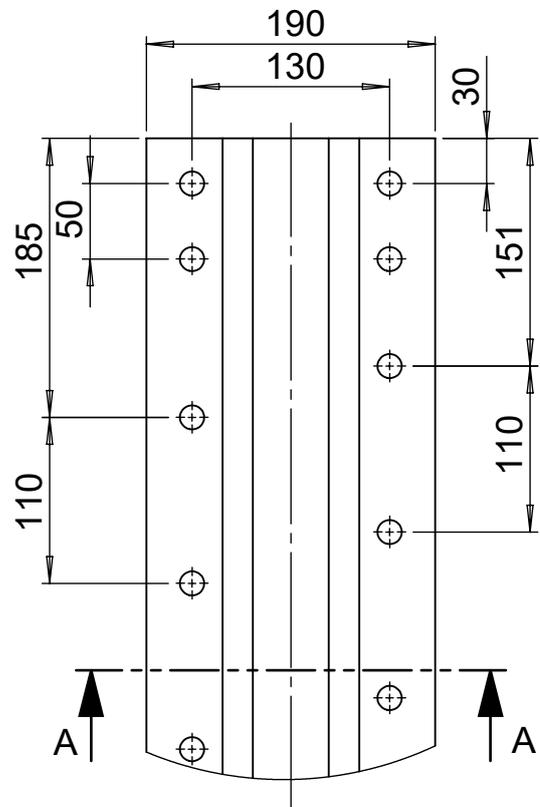
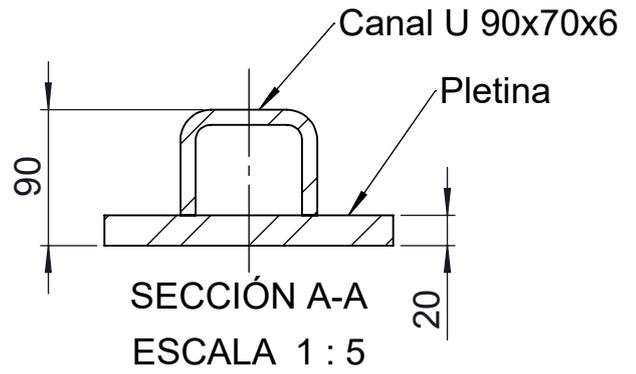
C

D

E



50-30 GMAW ER 70 S-6



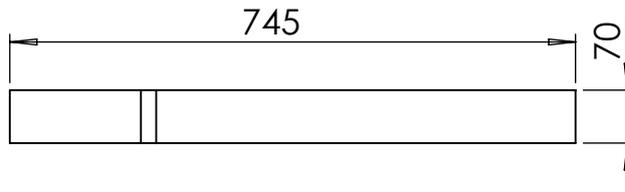
DETALLE Z
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36		
				±0,1	39 Kg	Denominación:		
				Fecha	Nombre	Base Principal		
				Dib. 07/03/17	Alcaciega Eduardo			Escala:
				Rev. 07/03/17	Ing. Guamanquispe			1:10
				Apro. 07/03/17	Ing. Guamanquispe	Número del dibujo: 4.1-16		
				UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

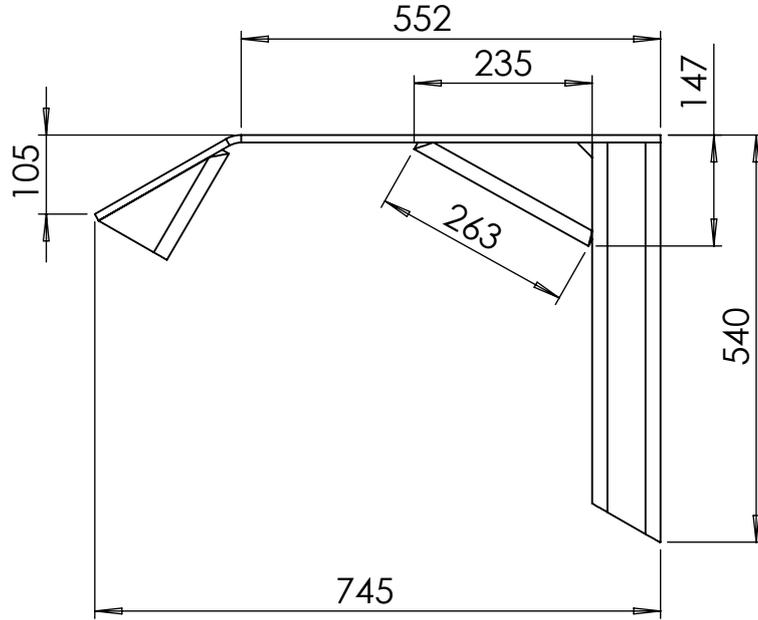
DESFASTADO

N9

A

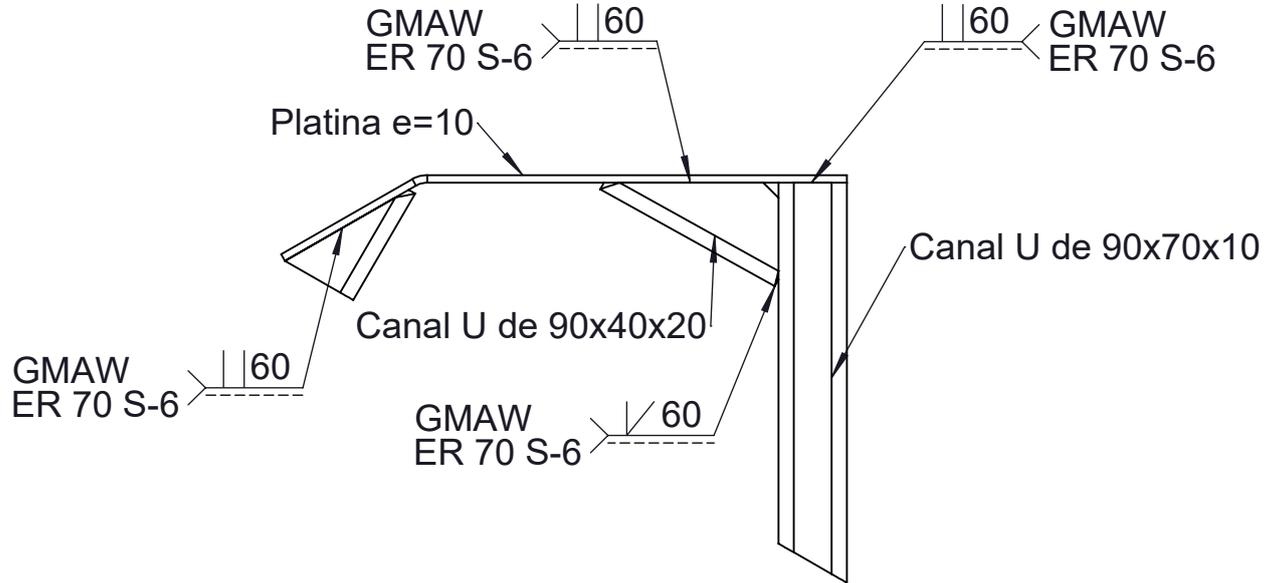


B



C

D

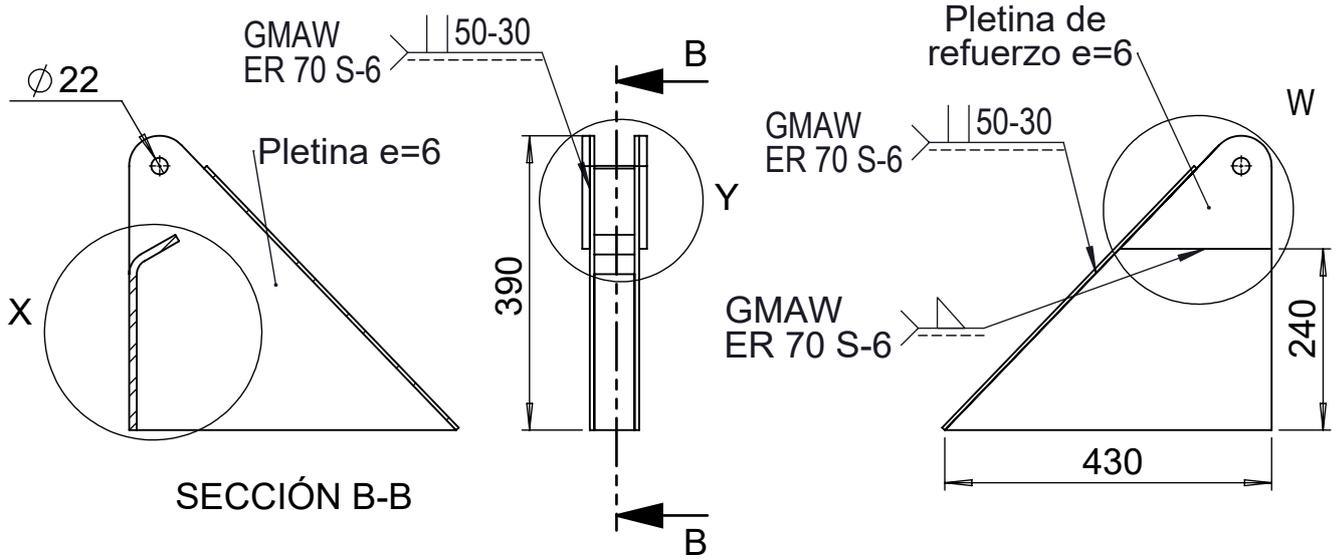


E

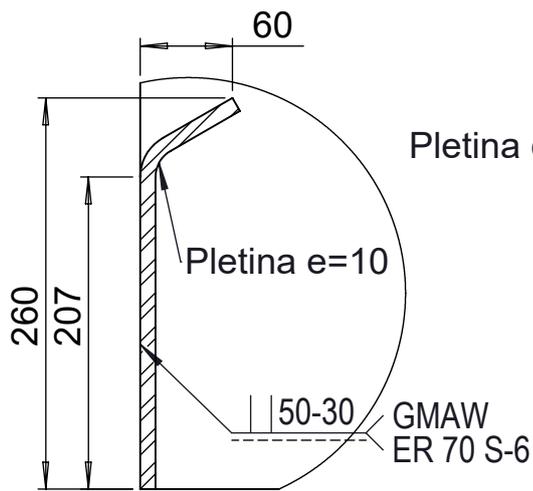
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	17 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: Brazo de refuerzo	Escala: 1:10
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
			Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 4.2-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

DESABASTADO

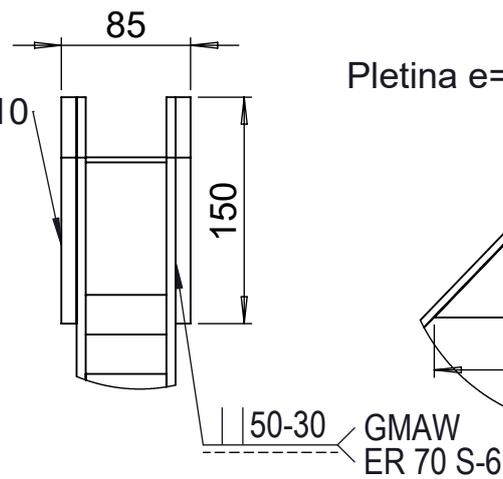
N9



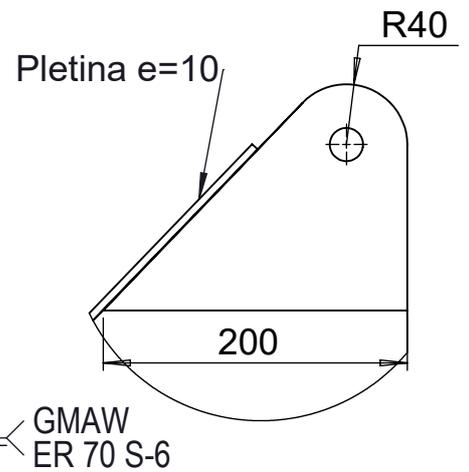
SECCIÓN B-B



DETALLE X
ESCALA 1 : 5

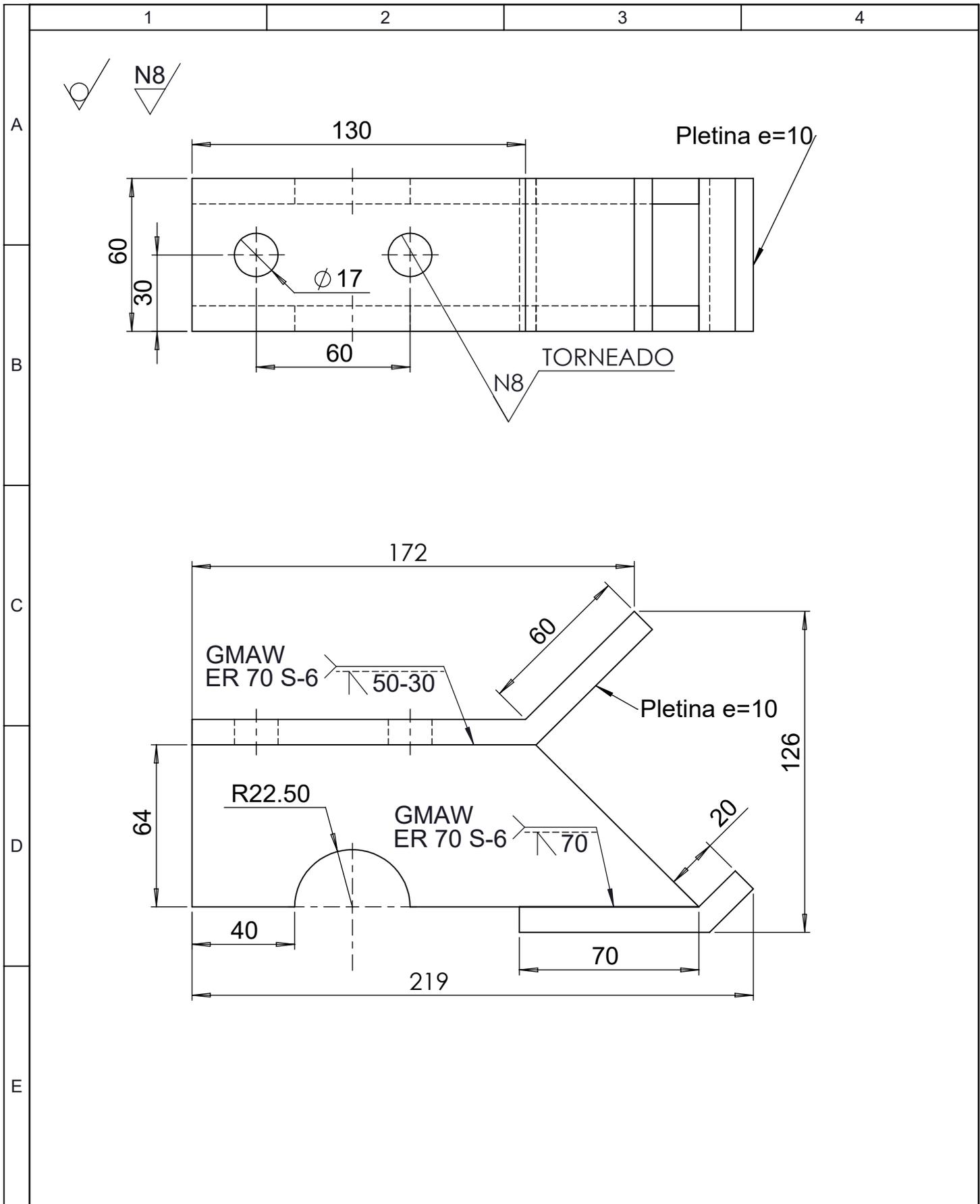


DETALLE Y
ESCALA 1 : 5



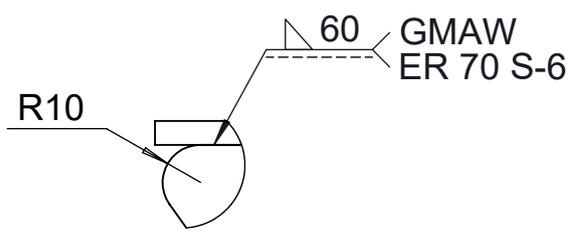
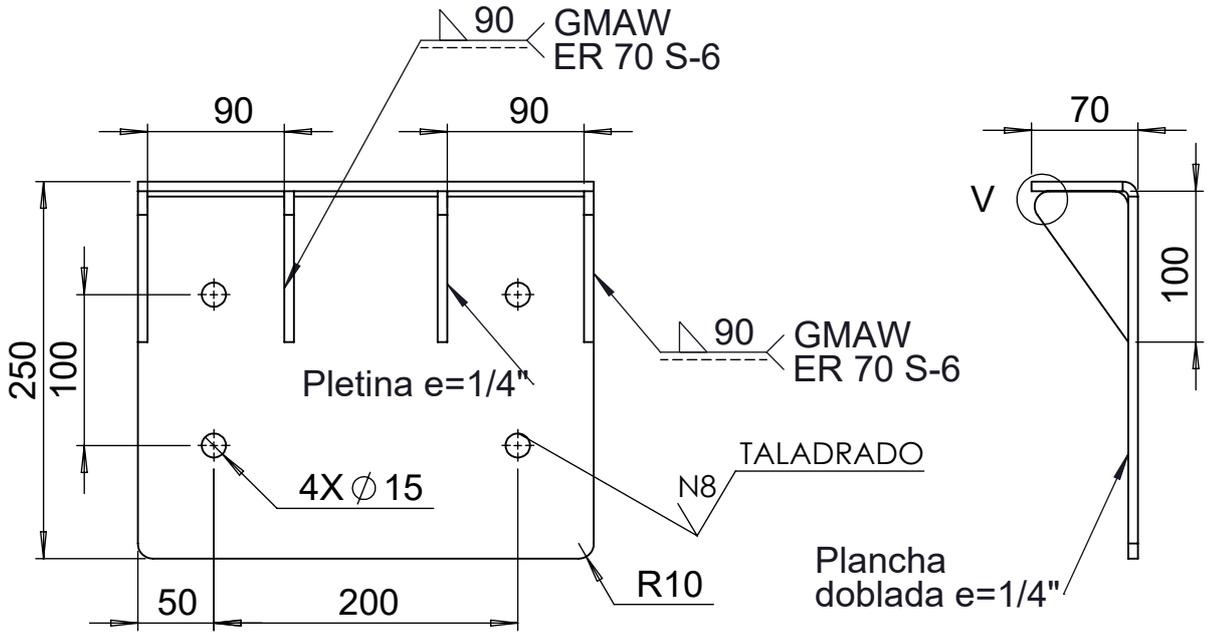
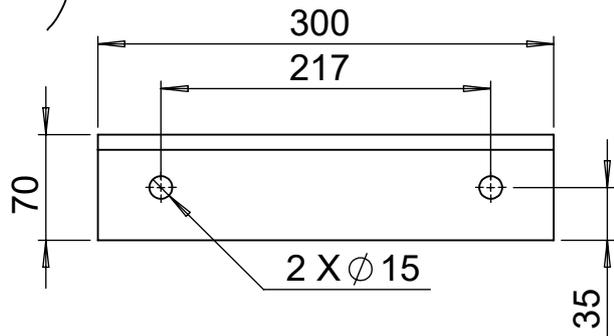
DETALLE W
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	14 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: TIMÓN	Escala: 1:10
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
			Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 4.3-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36		
				±0,1	3 Kg	Denominación:		
				Fecha	Nombre	Acople		
				Dib. 07/03/17	Alcaciega Eduardo			Escala:
				Rev. 07/03/17	Ing. Guamanquispe			
				Apro. 07/03/17	Ing. Guamanquispe	Número del dibujo: 05-16		
				UTA		(Sustitución)		
				Ing. Mecánica				
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

N10 / (N8)



DETALLE V
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	5.3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE DE CARDAN	Escala: 1:5
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 06-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N10 / (N8)

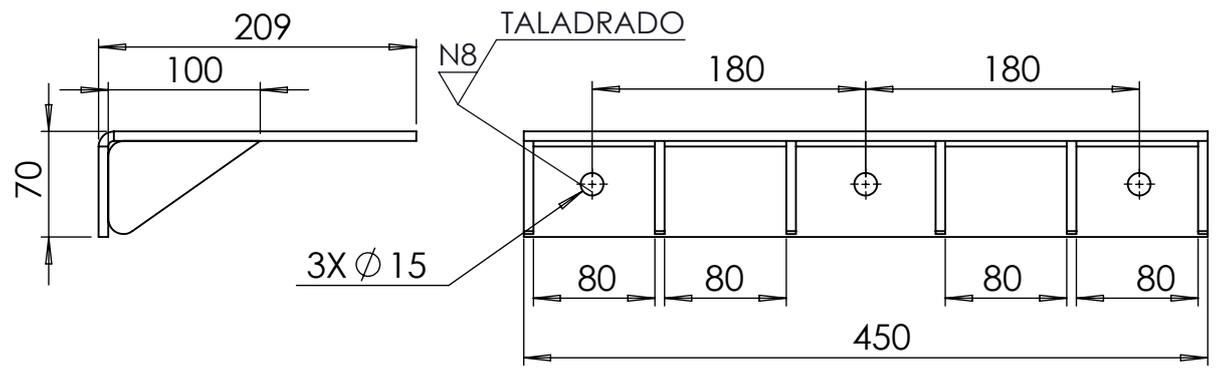
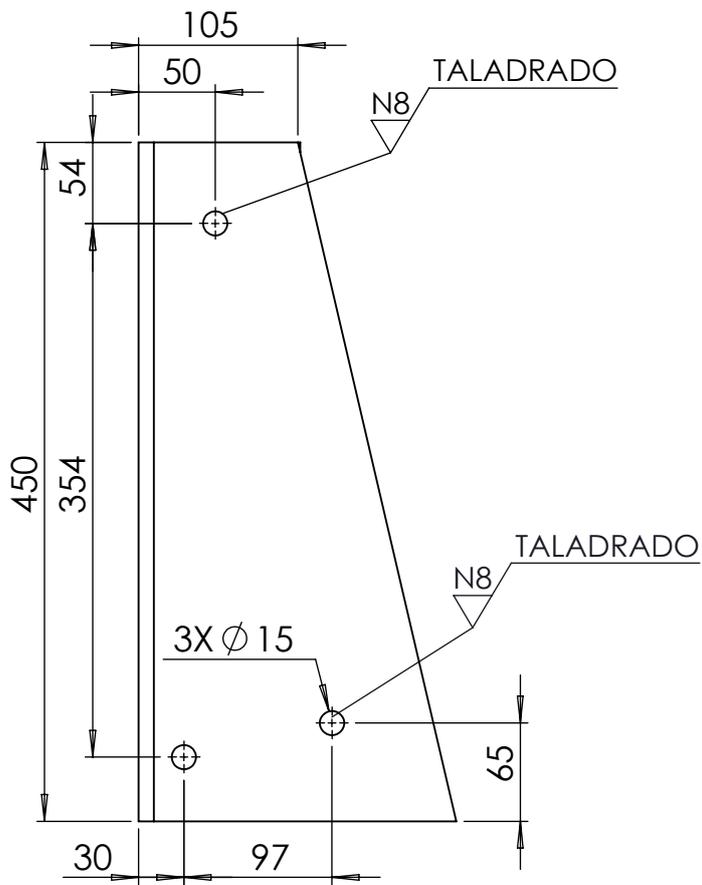
A

B

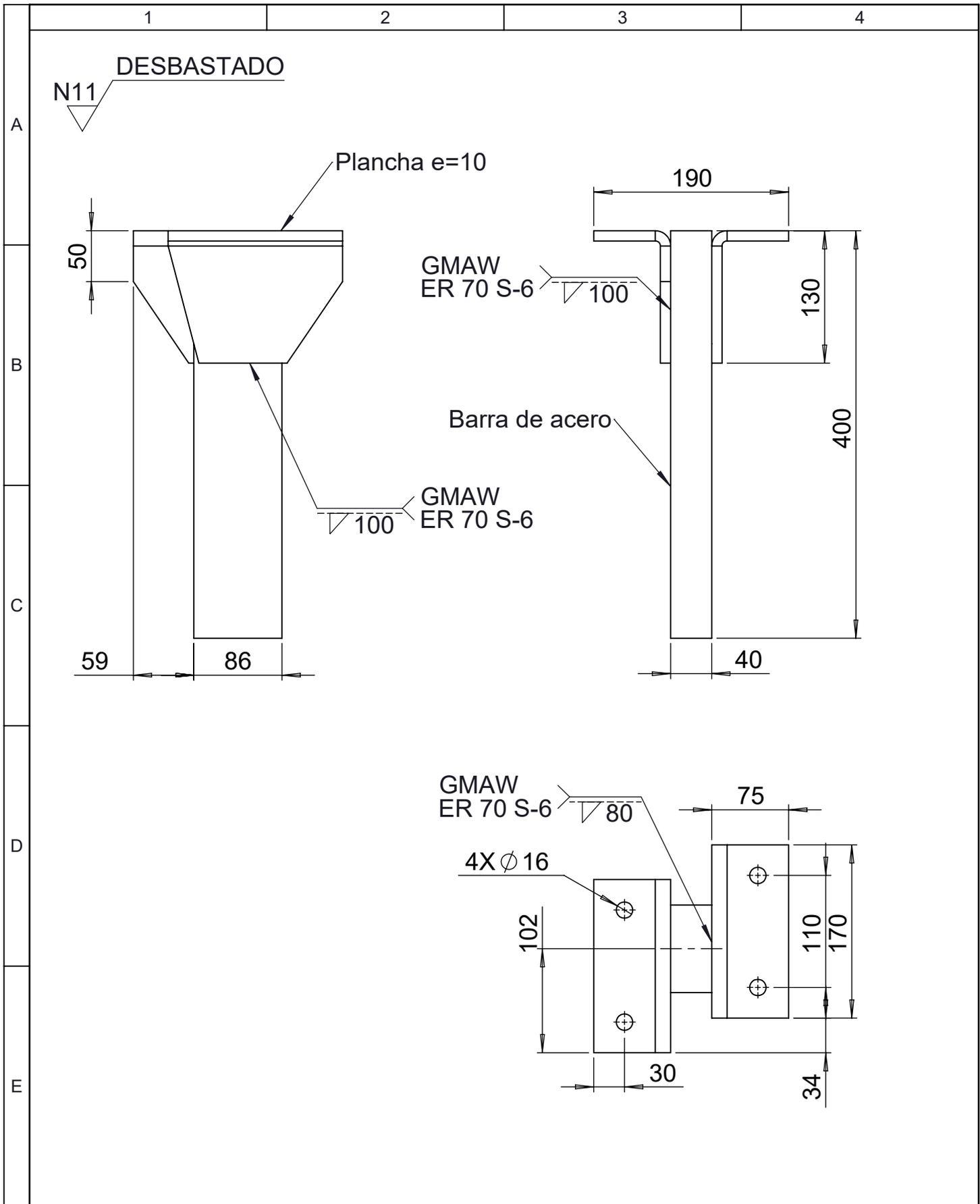
C

D

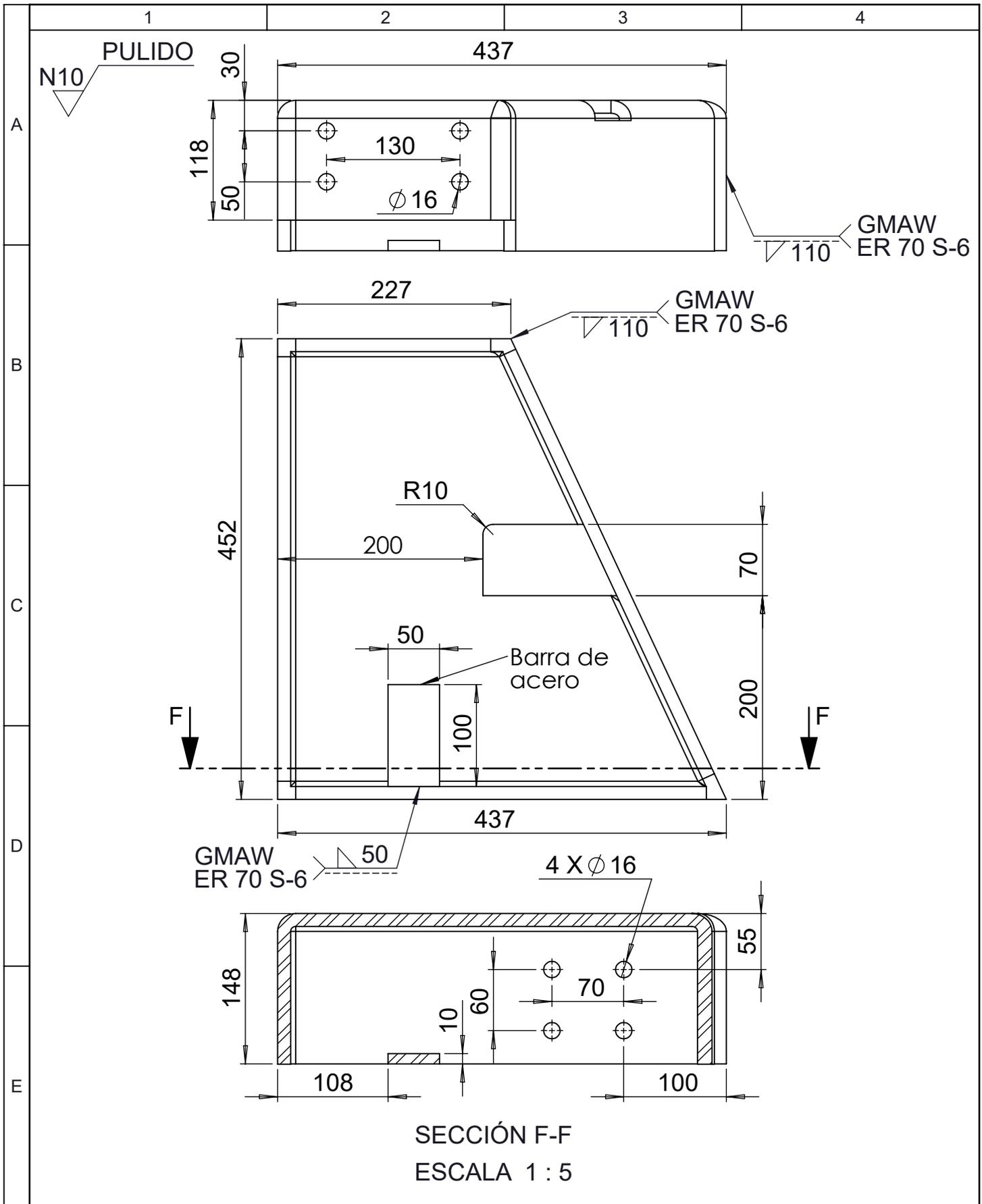
E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	5.3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE DE CARDAN	Escala: 1:5
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
			Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 07-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

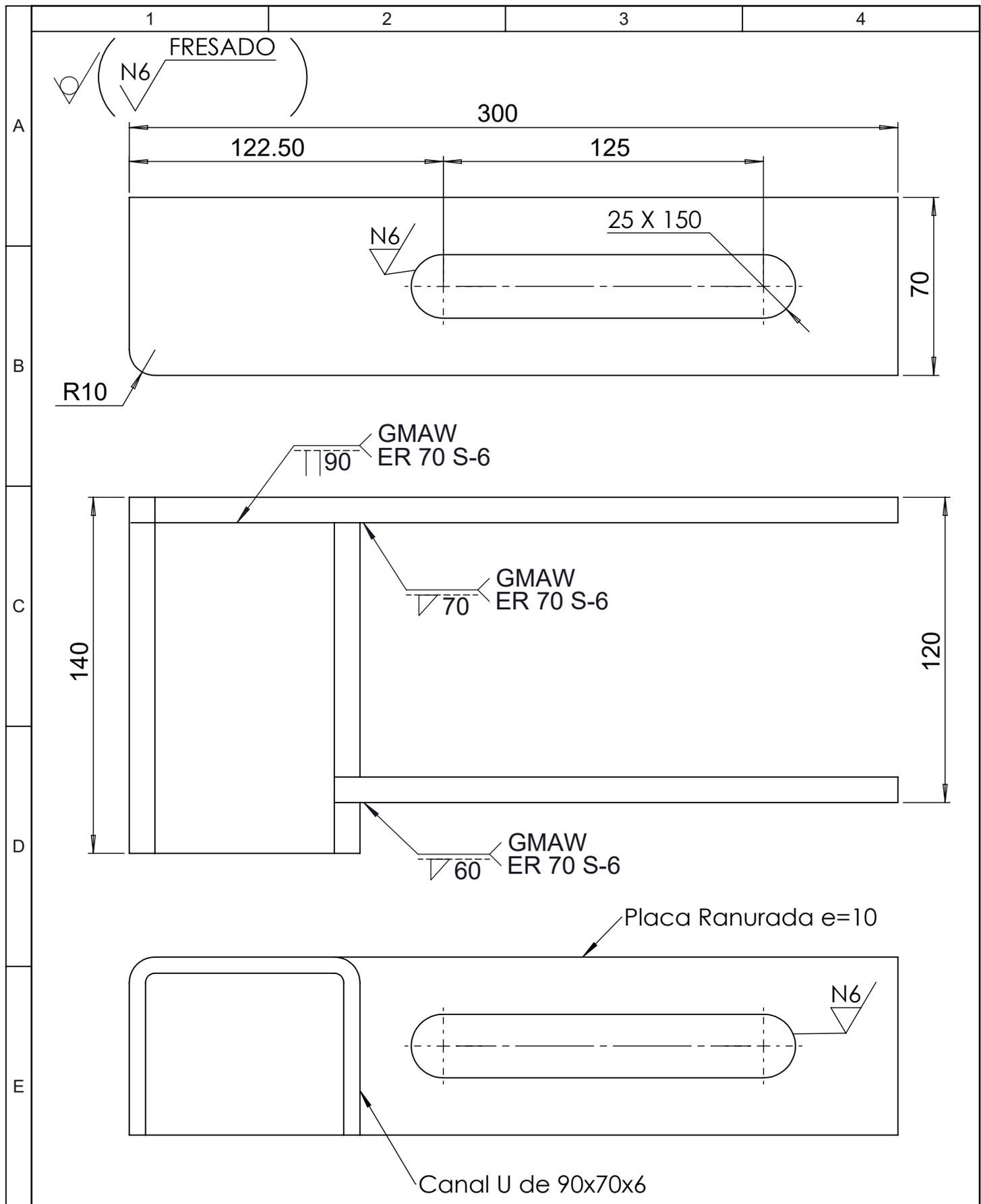


				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	15 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE PORTADISCO	Escala: 1:5
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 08-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

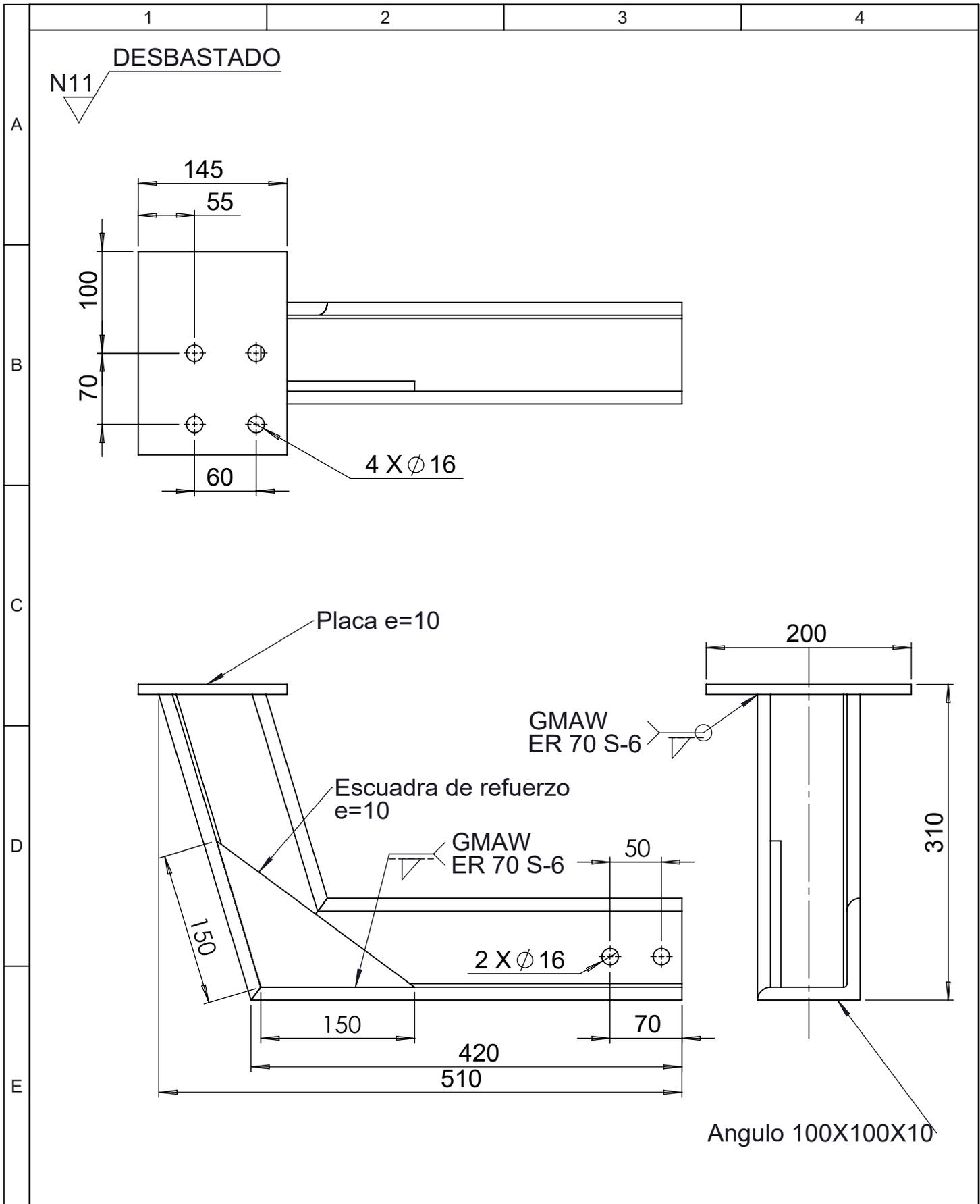


SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A 36	
				±0,1	4.3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 07/03/17	Alcaciega Eduardo	SOPORTE DE VERTEDERA	1:5
				Rev. 07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro. 07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 09-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	3.6 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE DE POLE TENSORA	Escala: 1:2
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 10-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A 36	
				±0,1	15.4 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo	BRAZO DE VERTEDERA	1:5
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
			Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 11-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

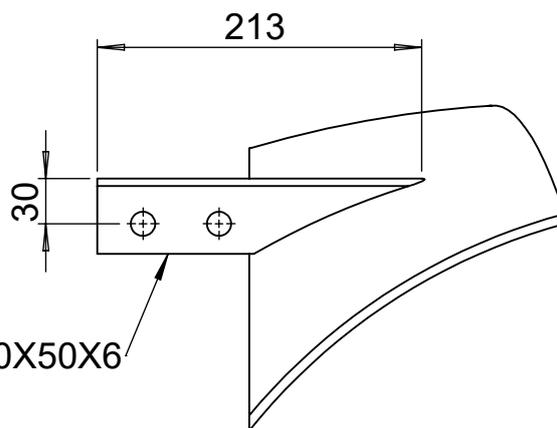
2

3

4

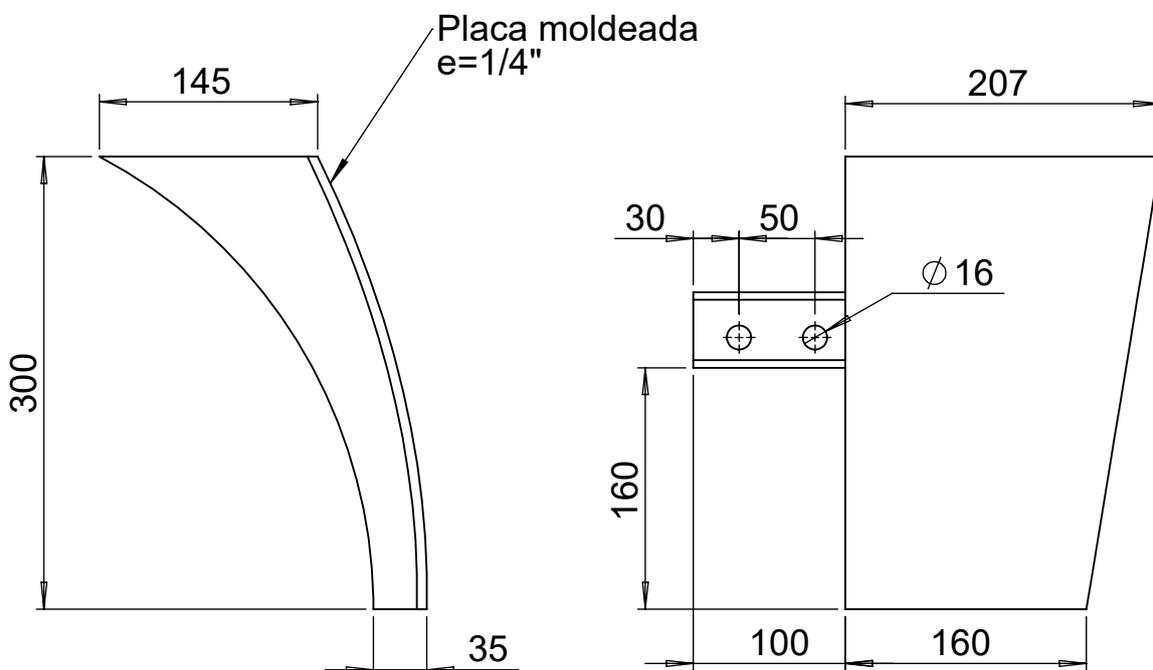
N9 PULIDO

A



B

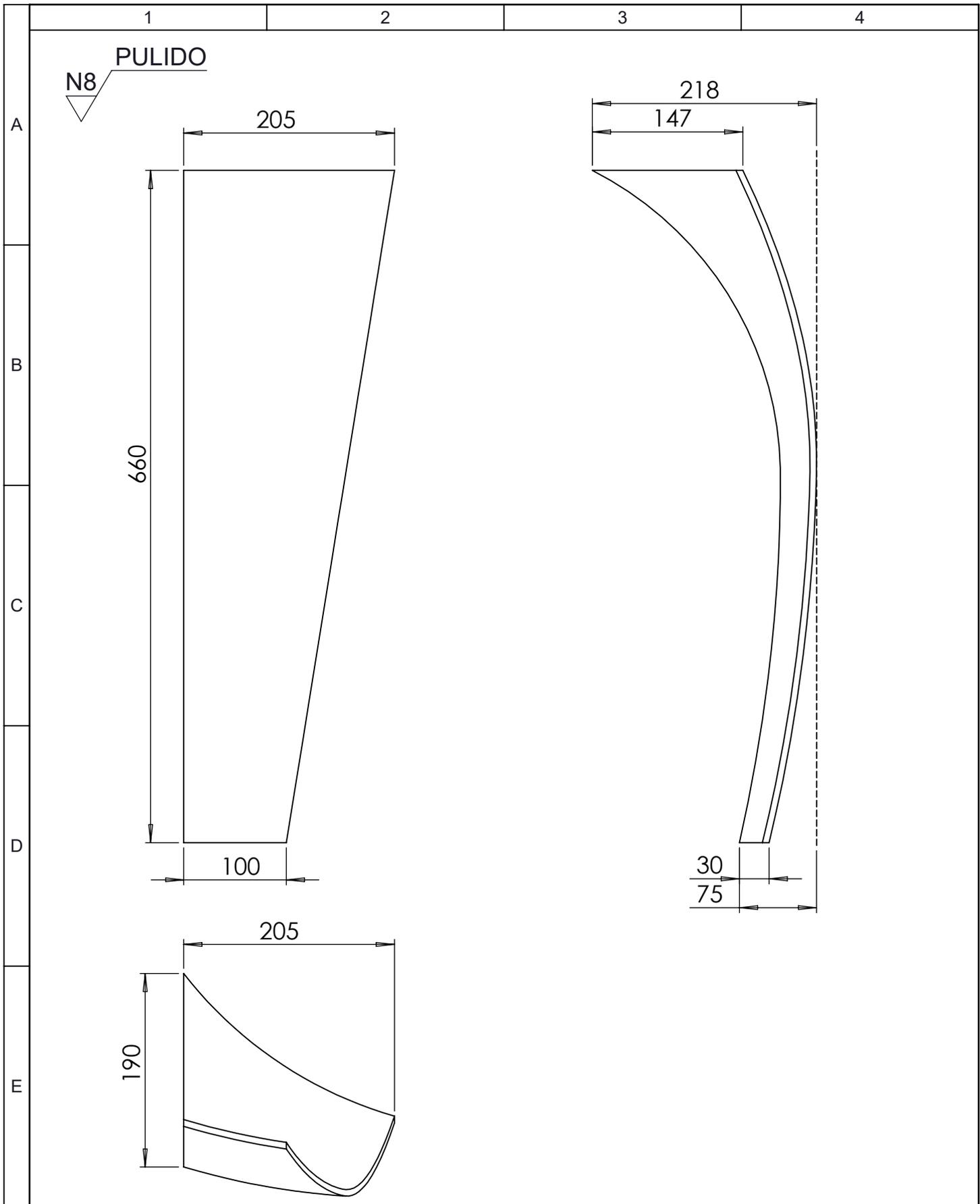
C



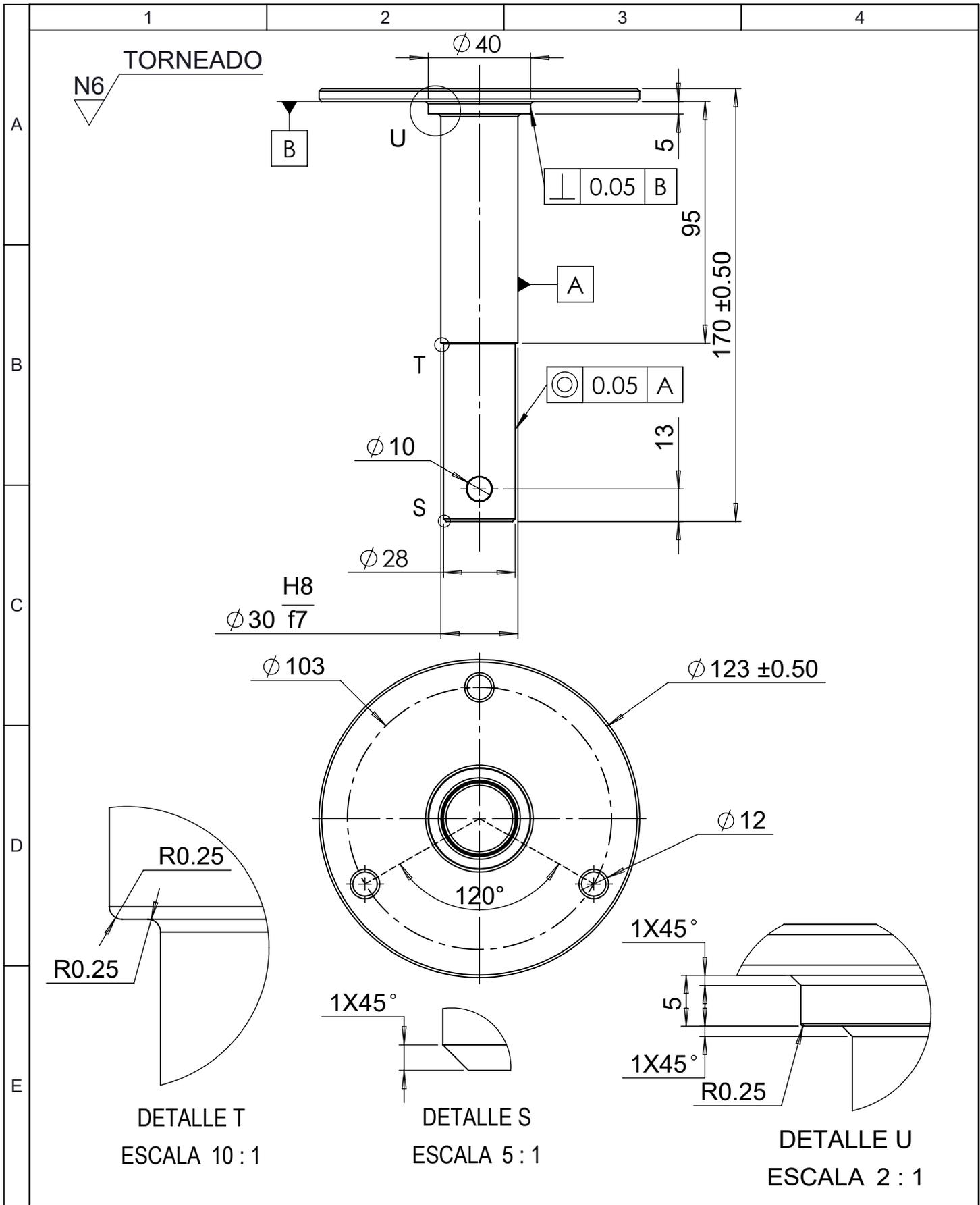
D

E

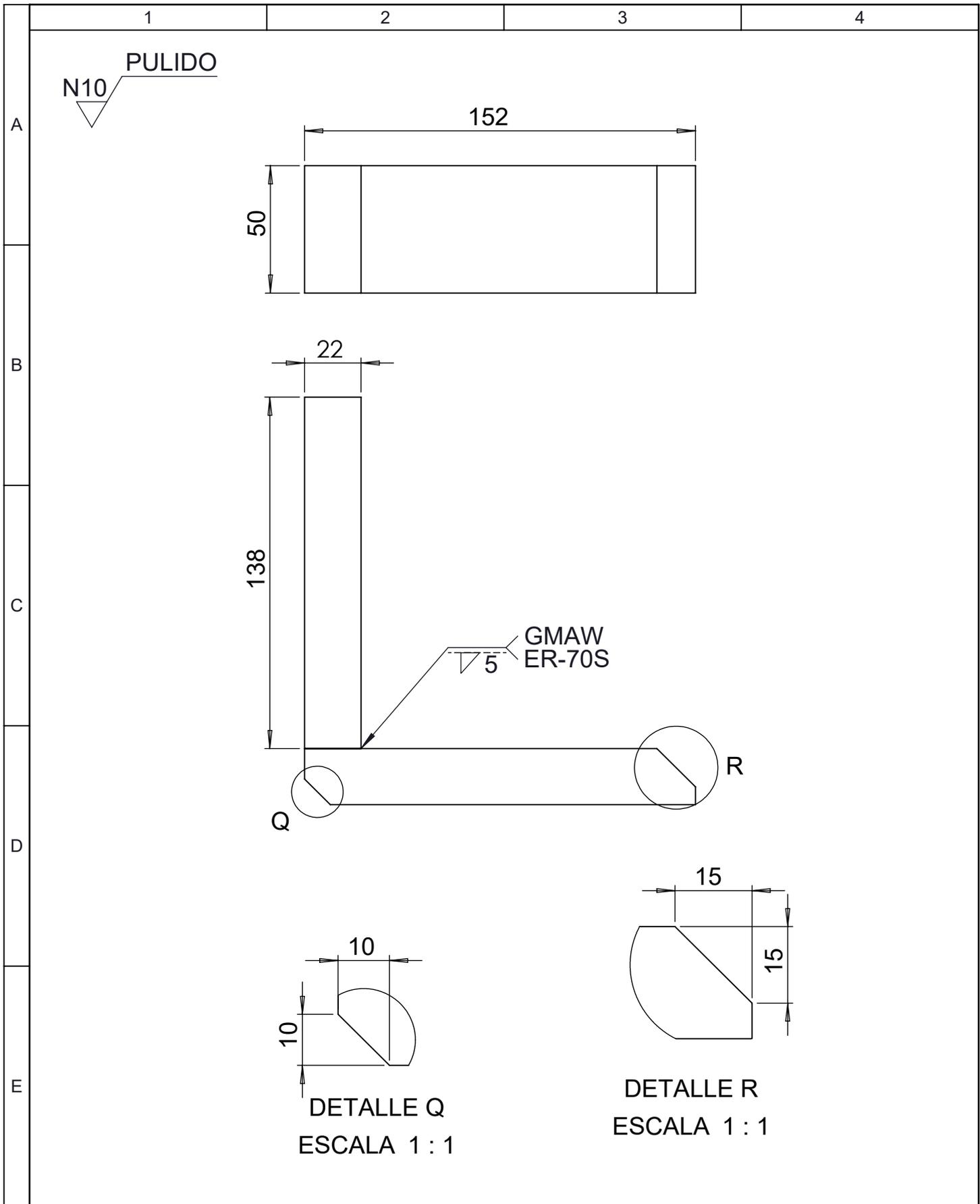
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A 36	
				±0,1	3.6 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE DE VERTEDERA	Escala: 1:5
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 12-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO	
				±0,1	5.3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: VERTEDERA	Escala: 1:5
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 13-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO AISI 1045	
				±0,1	1.5 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: EJE DE POLEA	Escala: 1:2
			Dib.	07/03/17	Alcacioga Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 14-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	
				±0,1	10 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BARRA	Escala: 1:2
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 15-16	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

TORNEADO

N5

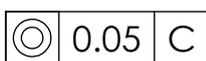
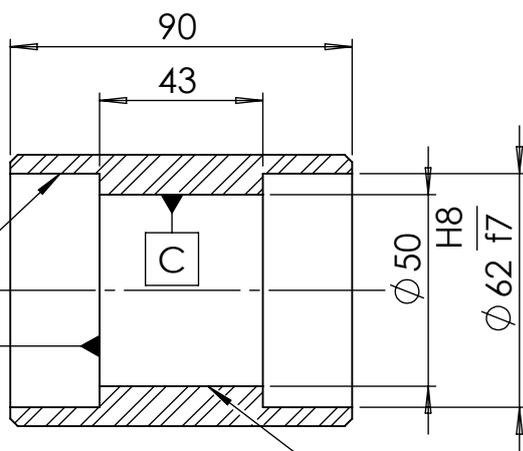
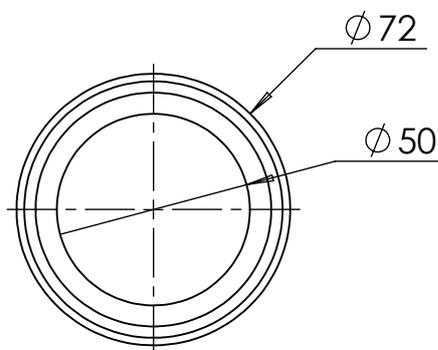
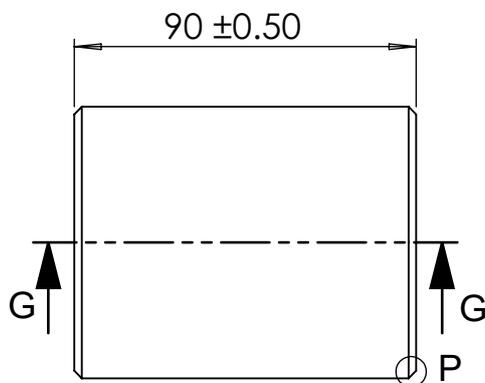
A

B

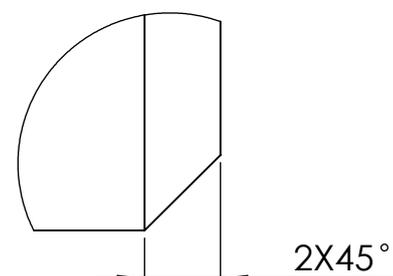
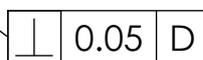
C

D

E



C



DETALLE P
ESCALA 5 : 1

SECCIÓN G-G

2X45°

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO AISI 1045	
				±0,1	10 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BOCIN	Escala: 1:2
			Dib.	07/03/17	Alcaciega Eduardo		
			Rev.	07/03/17	Ing. Guamanquispe		
				Apro.	07/03/17	Ing. Guamanquispe	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 16-16	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

Anexos

ANEXO A: Parámetros del suelo y especificaciones técnicas del tractor

Anexo A 1: Valores típicos de cohesión y ángulo de fricción interna. [5]

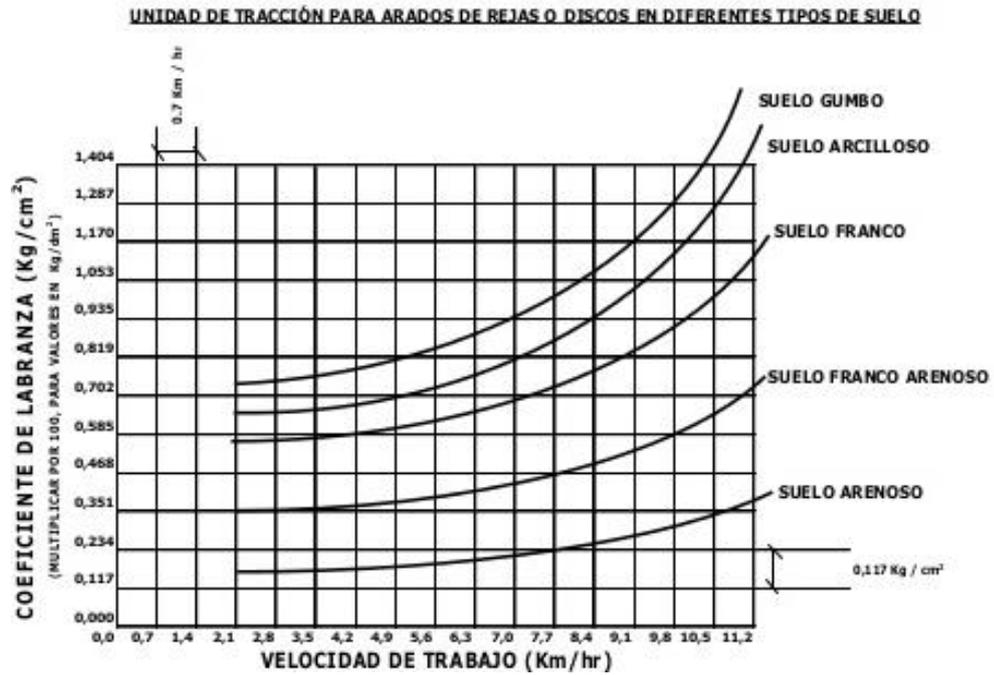
Tipo de suelo	Tamaño típico de partículas mm	Estado	Angulo de fricción	Cohesión kN/m ²
Arena con partículas medianas	1.1	Compactado	38°–40°	0
		Suelto	32°–35°	0
Arena fina con materia orgánica	0.5–0.8	Compactado	25°–30°	0
		Suelto	18°–22°	0
Franco arenoso	0.02–0.2	Friable	24°–28°	20–25
		Plástico	24°–28°	10–15
Franco	0.01	Friable	22°–26°	25–30
		Plástico	15°–19°	15–20
Arcilloso	0.002	Friable	17°–19°	40–60
		Plástico	10°–14°	25–30

Anexo A 2: Velocidad de operación [10]

	Intervalo (km/h)	Velocidad típica (km/h)
Laboreo:		
Subsolador	4-8	6
Cultivador rotativo accionado	2-8	6
Cultivador en línea	5-11	8
Grada de discos	5-10	9
Arado (discos o vertedera)	5-9	7
Cilindro desterronador	7-12	10
Grada rotativa de estrellas	8-16	13
Cultivador de púas	8-13	11
Fresadora	2-7	5
Abonado:		
Abonadora centrífuga.	8-16	11
Distribuidor de estiércol	5-8	7
Siembra:		
A chorrillo	6-10	8
Monograno:		
Maíz	5-9	7
Resto, incluido hortícolas	4-7	6
Tratamientos:		
Pulverizador	5-11	9
Recolección:		
Barra guadañadora	4-8,7	
Segadora rotativa	8-16	11
Segadora acondicionadora	6-10	8
Rastrillo	5-11	8
Hileradora	6-11	9
Picadora de cuchillas	4-7	6
Empacadora	5-10	8
Cosechadora de cereales grano	3-6,5	5
Cosechadora de remolacha	6-8	7
Cosechadora de patatas	3-6	4

(1) Del Anuario de la ASAE, modificado.

Anexo A 3: Coeficiente de labranza [5]



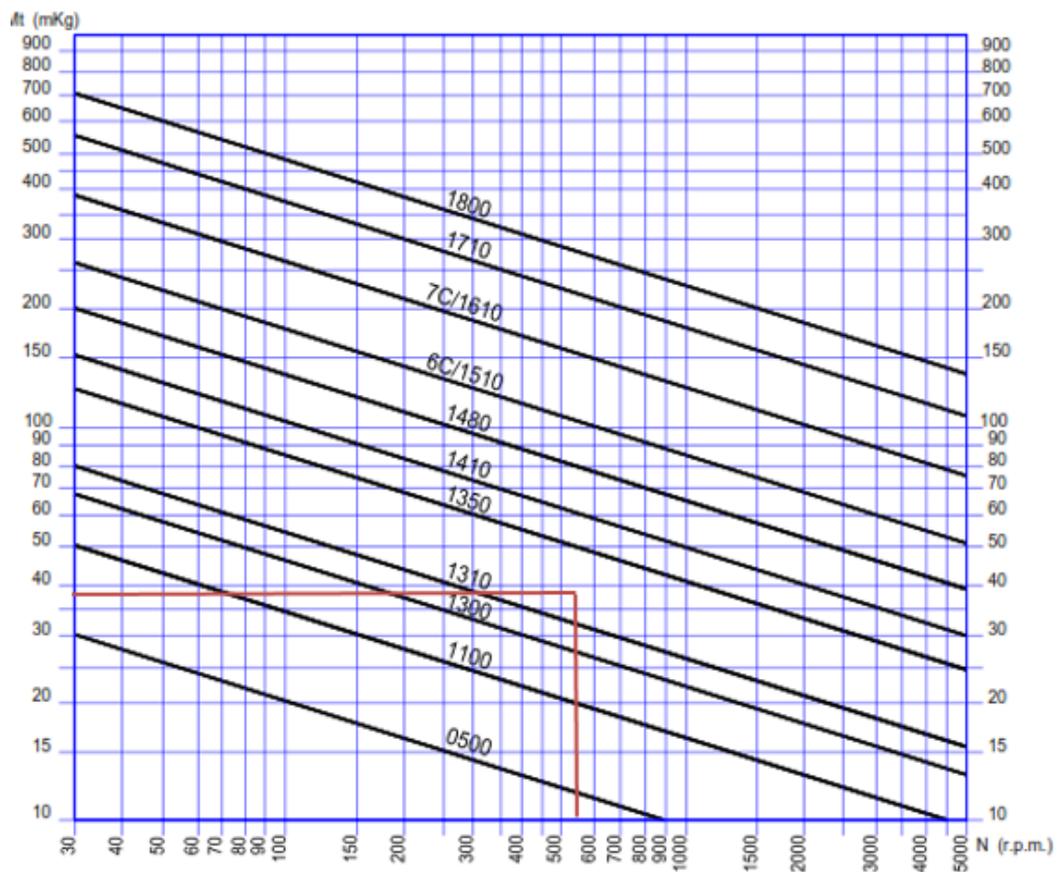
Anexo A 4: Valores de referencia del toma fuerza [23]

Tipo de t.d.f.	1	2	3	4
Sentido de giro		horario, visto desde atrás		
Régimen de giro, rev/min	540	1000	1000	1000
Diámetro nominal, mm	35	35	45	57
Número de acanaladuras	6	21	20	18
Potencia máxima kW [CV]	48 [65]	92 [125]	185 [252]	340 [462]
Altura al suelo [max-min, mm]	450 - 675	550 - 775	650 - 875	800 - 1060

Anexo A 5: Factor de choque en juntas de cardán [19]

Unidad conductora Drive Unit	K con acoplamiento elástico with rubber coupling	K sin acoplamiento elástico without rubber coupling
Motor eléctrico Electric motor	1	1
Motor de gasolina 1-3 cilindros Petrol engine 1-3 cylinders	1,5	2
Motor de gasolina 4 ó mas cilindros Petrol engine 4 or more cylinders	1,25	1,75
Motor diesel 1-3 cilindros Diesel engine 1-3 cylinders	2	2,5
Motor diesel 4 ó mas cilindros Diesel engine 4 or more cylinders	1,5	2

Anexo A 6: Capacidad de par máxima de la junta cardán [19]



Anexo A 7: Parámetros de la junta cardán serie 1310 [19]

SERIE SERIES	REFERENCIA PART NUMBER	Fig	A	B	C	d	L	D	† R	β° max
0500	1999-F.32	A - 1	77,0	60,3	44,4	6,5	69,0	26,7	65	18
	1999-F.45						79,0	43,0		
1.100	2001-F.51	A - 1	88,0	69,9	57,1	8,2	65,0	46,2	76	17
1.300	2003.1-F.51.1	A - 1	97,0	79,4	60,3	9,75	79,5	47,7	92	17
	2003-F.51					10,2		46,2		
	2003-F.63					78,5	58,6			
	2003-F.76.1						73,3			
1.310	2015-F.51	A - 1	97,0	79,4	60,3	10,2	78,0	46,2	97	20
	2015A-F.51	A - 2					84,5			30
	2015-F.63	A - 1					84,0	58,6		20
1.350	2004-F.63	A - 2	118,0	95,3	69,9	11,2	97,0	58,6	114	20
	2004.2.-F.63					12,2		71,2		
	2004-F.76					11,2				
	2004A-F.63	A - 1				127,0	58,6	28		
1.410	2005-F.63	A - 2	118,0	95,3	69,9	11,2	103,0	58,6	122	20
	2005-F.76.2						97,0			
	2005.2-F.76.2						12,2			

ANEXO B: Selección del porta disco [17]

Anexo B 1: Parámetros del modelo porta disco

Model	Nr of Discs	Working Width (mm)	Approx. Weight (kg)			Required Tractor Power (Hp)
			26"	28"	30"	
AF	2	600	308	319	325	40-50
AF	3	900	387	404	412	50-60
AF	4	1200	515	537	549	75-90
AF	5	1500	569	650	664	100-120

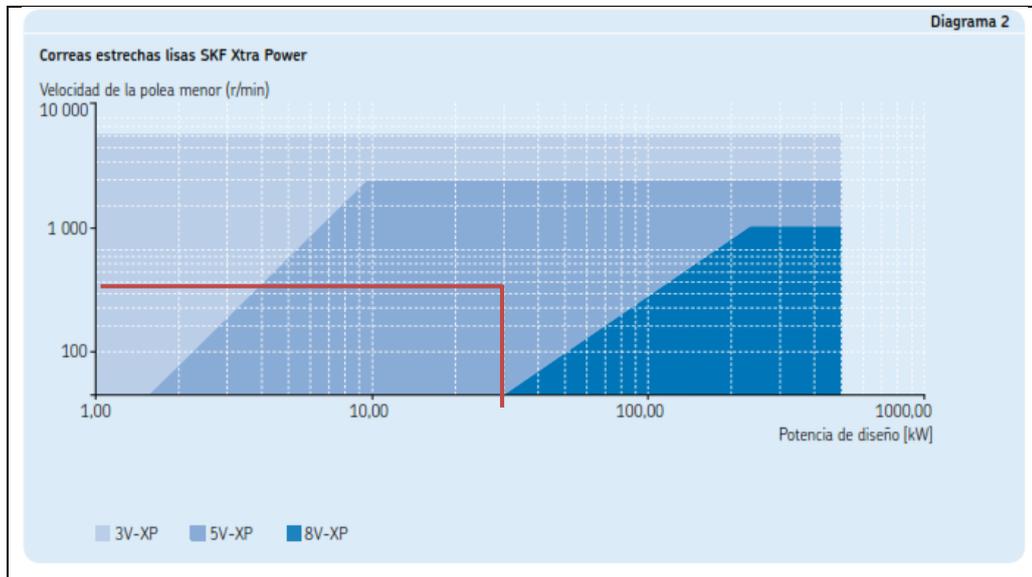
ANEXO C: Selección de bandas y poleas

Anexo C 1: Factores de servicio para bandas V [24]

Tabla 3

Tipos de máquina conducida	Arrancadores suaves			Arrancadores pesados		
	Tiempo de servicio h/día			Tiempo de servicio h/día		
	->10 incl.	10 -> 16 incl.	16 ->	->10 incl.	10 -> 16 incl.	16 ->
"Clase 1 Servicio liviano" Sopladores, extractores y ventiladores (hasta 7,5 kW), compresores centrífugos y bombas. Cintas transportadoras (con carga uniforme).	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
"Clase 2 Servicio medio" Agitadores (densidad uniforme), sopladores, extractores y ventiladores (más de 7,5 kW). Compresores rotativos y bombas (que no sean centrífugas). Cintas transportadoras (no cargadas uniformemente), generadores y excitadores, maquinaria de lavar, ejes de transmisión, máquinas herramienta, maquinaria de imprenta, de aserraderos y carpintería, cribas (giratorias).	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
"Clase 3 Servicio pesado" Agitadores y mezcladoras (densidad variable), maquinaria de ladrillos, elevador de canchales, compresores y bombas (alternativos), transportadores (serv.pesado). Grúas, molinos (de martillo), pulverizadores, punzones, prensas, cizallas, plantas-cantera, maquinaria de caucho, cribas (vibratorias), maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
"Clase 4 Servicio Extra pesado" Trituradoras (giratorias, de mandíbulas, de rodillos), molinos (de bolas, de rodillos, de barras).	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Anexo C 2: Selección de bandas en V [24]



Anexo C 3: Longitudes de bandas estándar 3V,5V y 8V [25]

TABLA 7-2 Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Anexo C 4: Capacidades de las bandas 5V [24]

Tabla 11

Velo- cidad del eje más rápido r/min	Potencia nominal por correa para diámetro de paso de polea menor (mm)														Potencia adicional por correa para ratio de velocidad				
	inch	7.10	7.50	8.00	8.50	9.00	9.25	9.75	10.30	10.90	11.80	12.50	13.20	14.00	1.00	1.06	1.25	> 1.59	
	mm	180	191	203	216	229	235	248	262	277	300	318	335	356	to 1.05	to 1.24	to 1.59		
		kW														kW			
100	1.08	1.18	1.30	1.42	1.55	1.61	1.73	1.86	2.01	2.23	2.39	2.56	2.75	0.01	0.04	0.07	0.09		
200	2.00	2.19	2.43	2.66	2.90	3.01	3.25	3.50	3.78	4.19	4.51	4.83	5.20	0.02	0.09	0.15	0.18		
300	2.86	3.14	3.49	3.83	4.17	4.34	4.68	5.05	5.46	6.06	6.53	6.99	7.52	0.03	0.13	0.22	0.28		
400	3.69	4.05	4.50	4.95	5.40	5.62	6.06	6.55	7.07	7.86	8.47	9.08	9.77	0.04	0.17	0.30	0.37		
500	4.49	4.93	5.48	6.03	6.58	6.86	7.40	8.00	8.64	9.61	10.36	11.10	11.94	0.05	0.21	0.37	0.46		
600	5.26	5.78	6.44	7.09	7.74	8.06	8.70	9.41	10.17	11.31	12.19	13.07	14.07	0.06	0.26	0.45	0.55		
700	6.01	6.61	7.37	8.12	8.86	9.24	9.98	10.79	11.67	12.98	13.99	15.00	16.14	0.07	0.30	0.52	0.64		
720	6.16	6.78	7.55	8.32	9.09	9.47	10.23	11.06	11.96	13.31	14.34	15.38	16.55	0.07	0.31	0.54	0.66		
800	6.74	7.43	8.28	9.13	9.97	10.39	11.22	12.14	13.13	14.61	15.75	16.88	18.16	0.08	0.34	0.60	0.73		
900	7.46	8.22	9.17	10.11	11.05	11.51	12.44	13.46	14.56	16.20	17.46	18.72	20.14	0.08	0.39	0.67	0.83		
960	7.88	8.69	9.69	10.69	11.69	12.18	13.16	14.24	15.41	17.14	18.48	19.80	21.31	0.09	0.41	0.72	0.88		
1 000	8.16	9.00	10.04	11.08	12.11	12.62	13.64	14.76	15.96	17.76	19.14	20.52	22.07	0.09	0.43	0.75	0.92		
1 100	8.85	9.76	10.90	12.03	13.15	13.70	14.81	16.03	17.34	19.29	20.79	22.28	23.96	0.10	0.47	0.82	1.01		
1 200	9.52	10.51	11.74	12.95	14.16	14.77	15.96	17.27	18.69	20.78	22.40	24.00	25.80	0.11	0.52	0.90	1.10		
1 300	10.18	11.24	12.56	13.87	15.16	15.81	17.09	18.49	20.01	22.25	23.97	25.68	27.60	0.12	0.56	0.97	1.19		
1 400	10.83	11.96	13.37	14.76	16.15	16.83	18.20	19.69	21.30	23.68	25.51	27.31	29.35	0.13	0.60	1.05	1.29		
1 440	11.09	12.25	13.69	15.12	16.53	17.24	18.64	20.16	21.81	24.24	26.11	27.96	30.04	0.14	0.62	1.08	1.32		
1 500	11.47	12.67	14.16	15.64	17.11	17.84	19.28	20.86	22.56	25.08	27.01	28.91	31.05	0.14	0.64	1.12	1.38		
1 600	12.09	13.36	14.94	16.50	18.05	18.82	20.35	22.01	23.80	26.45	28.47	30.46	32.70	0.15	0.69	1.20	1.47		
1 700	12.70	14.04	15.70	17.35	18.98	19.78	21.39	23.13	25.01	27.78	29.89	31.97	34.30	0.16	0.73	1.27	1.56		
1 800	13.30	14.71	16.45	18.18	19.88	20.73	22.41	24.23	26.19	29.08	31.28	33.44	35.85	0.17	0.77	1.34	1.65		
1 900	13.89	15.37	17.19	18.99	20.77	21.65	23.40	25.30	27.34	30.34	32.62	34.86	37.35	0.18	0.82	1.42	1.74		
2 000	14.47	16.01	17.91	19.79	21.64	22.56	24.38	26.35	28.46	31.57	33.92	36.23	38.79	0.19	0.86	1.49	1.84		
2 100	15.04	16.64	18.61	20.56	22.49	23.44	25.33	27.37	29.55	32.76	35.18	37.55	40.17	0.20	0.90	1.57	1.93		
2 200	15.59	17.25	19.30	21.32	23.32	24.30	26.25	28.36	30.61	33.91	36.40	38.82	41.50	0.21	0.95	1.64	2.02		

Anexo C 5: Factor de corrección [24]

Tabla 4

Factor de corrección de arco de contacto C_3

$\frac{D-d}{CC}$	Arco de contacto en polea menor	Factor de corrección de arco de contacto C_3
mm	*	-
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99
0,15	171	0,98
0,20	169	0,97
0,25	166	0,97
0,30	163	0,96
0,35	160	0,95
0,40	157	0,94
0,45	154	0,93
0,50	151	0,93
0,55	148	0,92
0,60	145	0,91
0,65	142	0,90
0,70	139	0,89
0,75	136	0,88
0,80	133	0,87
0,85	130	0,86
0,90	127	0,85
0,95	123	0,83
1,00	120	0,82
1,05	117	0,81
1,10	113	0,80
1,15	100	0,78
1,20	107	0,77
1,25	104	0,75
1,30	101	0,73
1,35	97	0,72
1,40	93	0,70

* D: diámetro de polea mayor
d: diámetro de polea menor
CC: distancia entre centros

Tabla 5

Factor de corrección de longitud de correa C_1

Long. correa	Factor de corrección (ISO, DIN)				
	SPZ 3V	SPA	SPB 5V	SPC	8V
mm	-				
400	0,50				
475	0,65				
530	0,74				
630	0,82	0,77			
710	0,84	0,79			
900	0,88	0,83	0,76		
1 000	0,90	0,85	0,78		
1 120	0,93	0,87	0,80		
1 250	0,95	0,89	0,82		
1 400	0,96	0,91	0,84	0,70	
1 600	1,00	0,93	0,86	0,74	
1 800	1,01	0,95	0,88	0,77	
2 000	1,02	0,96	0,90	0,80	0,78
2 240	1,05	0,98	0,92	0,83	0,80
2 500	1,07	1,00	0,94	0,86	0,80
2 800	1,09	1,02	0,96	0,88	0,82
3 150	1,11	1,04	0,98	0,90	0,84
3 550	1,13	1,06	1,00	0,92	0,86
4 000	1,13	1,08	1,02	0,94	0,89
4 500	1,13	1,09	1,04	0,96	0,91
5 000		1,09	1,06	0,98	0,94
5 600		1,09	1,08	1,00	0,96
6 300			1,10	1,02	0,99
7 100			1,12	1,04	1,02
8 000			1,14	1,06	1,04
9 000			1,14	1,08	1,07
10 000			1,14	1,10	1,09
11 200				1,12	1,12
12 500				1,14	1,15

Anexo C 6: Dimensiones de poleas de 3 canales 5V [18]

3 CANALES									
Ancho (F) = 60,3 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
4,4	110	PQ 3-5V110	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T1	5,5
4,6	120	PQ 3-5V120	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T1	6,5
4,9	125	PQ 3-5V125	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	7,0
5,2	130	PQ 3-5V130	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	7,5
5,5	140	PQ 3-5V140	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	8,0
5,9	150	PQ 3-5V150	SDS	42,9	1-11/16	35	80	T2	8,5
6,3	160	PQ 3-5V160	SK	54,0	2-1/8	50	100	T2	11,0
6,7	170	PQ 3-5V170	SK	54,0	2-1/8	50	100	T2	11,5
7,1	180	PQ 3-5V180	SF	57,1	2-1/4	52	120	T2	13,0
7,5	190	PQ 3-5V190	SF	57,1	2-1/4	52	120	T2	14,0
7,9	200	PQ 3-5V200	SF	57,1	2-1/4	52	120	T2	14,7
8,0	205	PQ 3-5V205	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	15,0
8,5	215	PQ 3-5V215	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	16,0
9,0	230	PQ 3-5V230	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	17,0
9,2	235	PQ 3-5V235	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	18,0
9,7	250	PQ 3-5V250	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	19,0
10,3	260	PQ 3-5V260	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	22,0
10,9	275	PQ 3-5V275	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	25,0
11,0	280	PQ 3-5V280	SF	57,1	2-1/4	52	120	T2	25,3
11,3	285	PQ 3-5V285	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	25,0
11,8	300	PQ 3-5V300	SF	57,1	2-1/4	52	120	T3	27,8
12,5	315	PQ 3-5V315	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	32,0
12,6	320	PQ 3-5V320	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	36,3
13,2	335	PQ 3-5V335	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	38,0
13,8	350	PQ 3-5V350	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	39,7
14,0	355	PQ 3-5V355	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	43,0
15,0	380	PQ 3-5V380	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	44,0
15,7	400	PQ 3-5V400	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	45,3
16,0	405	PQ 3-5V405	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	46,0
18,7	475	PQ 3-5V475	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	60,0
19,7	500	PQ 3-5V500	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	63,2
21,2	540	PQ 3-5V540	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	68,0
23,6	600	PQ 3-5V600	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	80,0
28,0	710	PQ 3-5V710	E	73,0	2-7/8	67	150	T3	92,0

Anexo C 7: Parámetros de las bandas en V [6]

Tabla 17-16

Algunos parámetros de bandas en V*

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

ANEXO D: Tablas de selección de parámetros para diseño del eje de transmisión de potencia. [6]

Anexo D 1

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia		Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
			a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)			
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Anexo D 2

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} 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

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Harger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Anexo D 3: Factores que modifican el límite de resistencia a fatiga

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_d correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_d
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

Anexo D 4

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

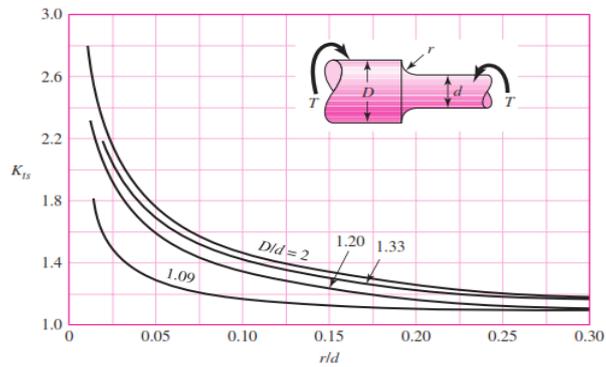
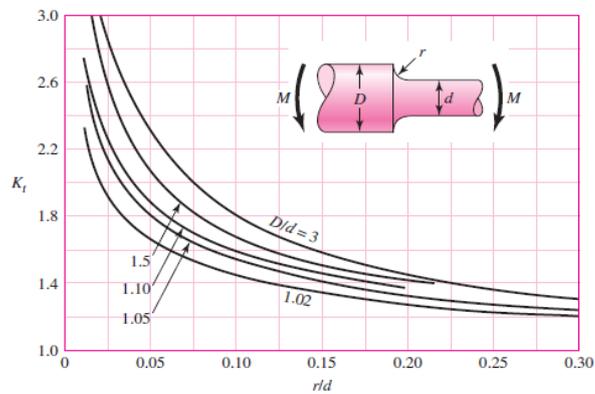


Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



Anexo D 5

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

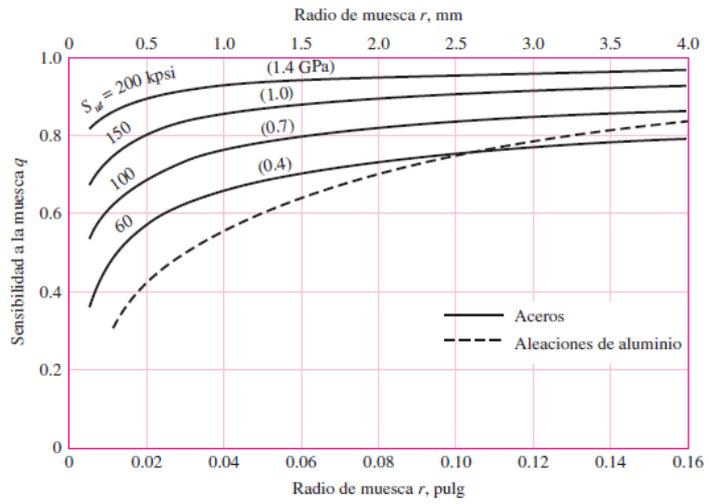
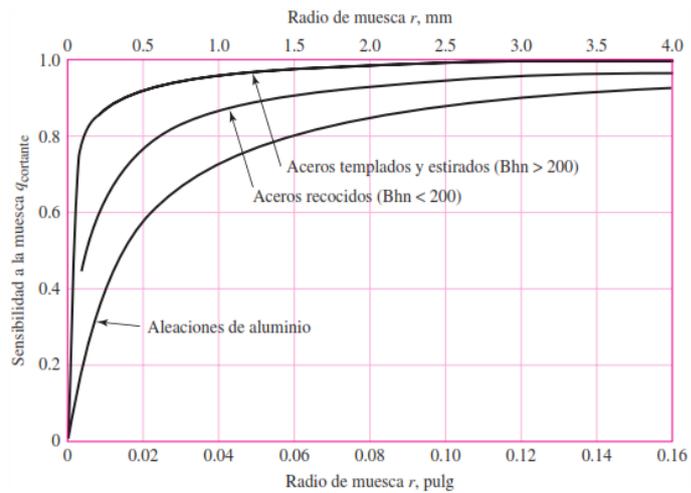


Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



ANEXO E: Parámetros selección de rodamientos [20]

ANEXO E 1

▼ Valores f_L para rodamientos de rodillos

$$f_L = \sqrt[10]{\frac{3}{3}} \sqrt{\frac{L_n}{500}} \frac{1}{f_L}$$

L_n	f_L	L_n	f_L	L_n	f_L	L_n	f_L	L_n	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

ANEXO E 2

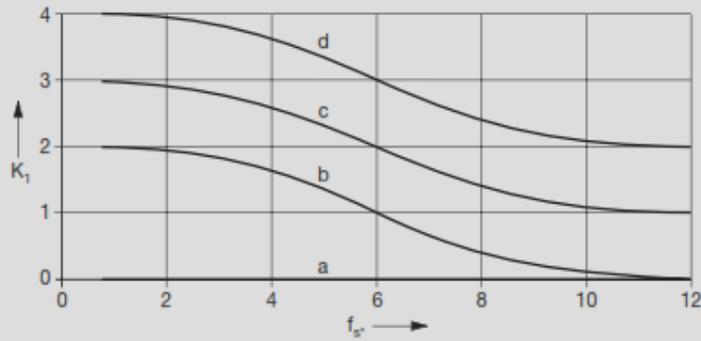
▼ Valores f_n para rodamientos de rodillos

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{3}{3}} \sqrt[3]{\frac{33}{3}} \frac{1}{n} \frac{1}{f_n}$$

n	f_n								
min ⁻¹									
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,270	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119
44	0,92	260	0,54	1400	0,326	7500	0,197	42000	0,117
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111

ANEXO E 3

▼ Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_{st} y del tipo de rodamiento



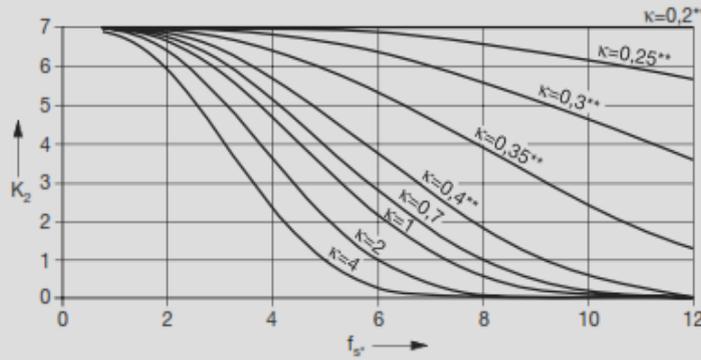
- a Rodamientos de bolas
- b Rodamientos de rodillos cónicos
- c Rodamientos oscilantes de rodillos
Rodamientos axiales oscilantes de rodillos³⁾
- d Rodamientos de rodillos cilíndricos^{1), 3)}
Rodamientos de rodillos cilíndricos llenos de rodillos^{1), 2)}

¹⁾ alcanzable sólo con lubricante filtrado correspondiente a $V < 1$; en otro caso, deberá tomarse $K_1 \geq 6$.

²⁾ al determinar v debe tenerse en cuenta que el rozamiento es por lo menos el doble que en rodamientos con jaula, lo que significa una mayor temperatura del rodamiento.

³⁾ Debe tenerse en cuenta la carga mínima (página 500).

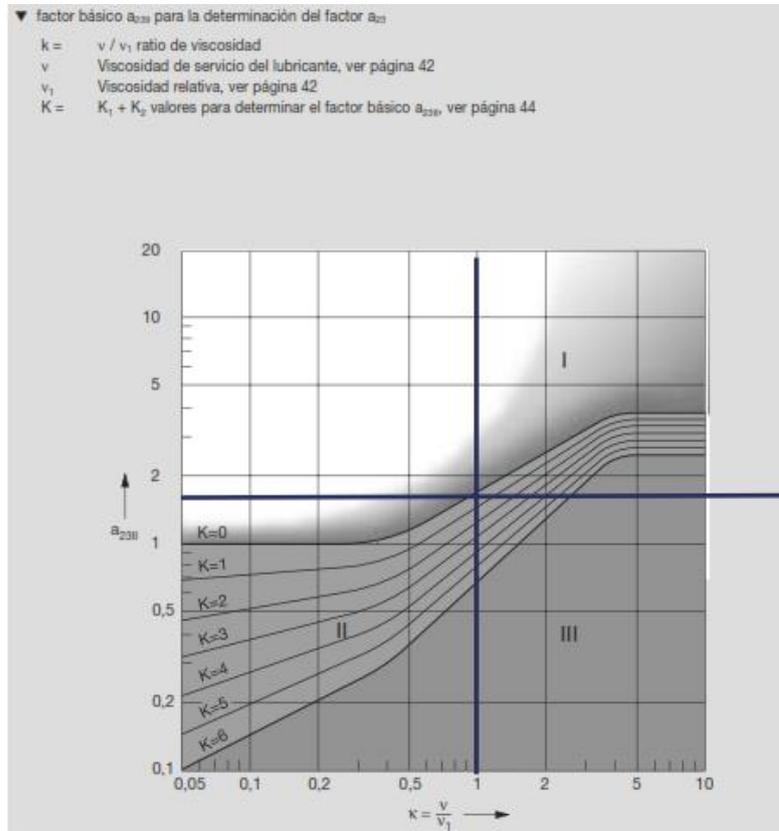
▼ Valor K_2 en función del factor f_{st}^* para lubricantes sin aditivos y para lubricantes con aditivos cuya eficacia en rodamientos no ha sido comprobada



K_2 es igual a 0 para lubricantes con aditivos de probada efectividad

** Con $\kappa \leq 0,4$ el desgaste dominará en el rodamiento si no es evitado a través de aditivos apropiados.

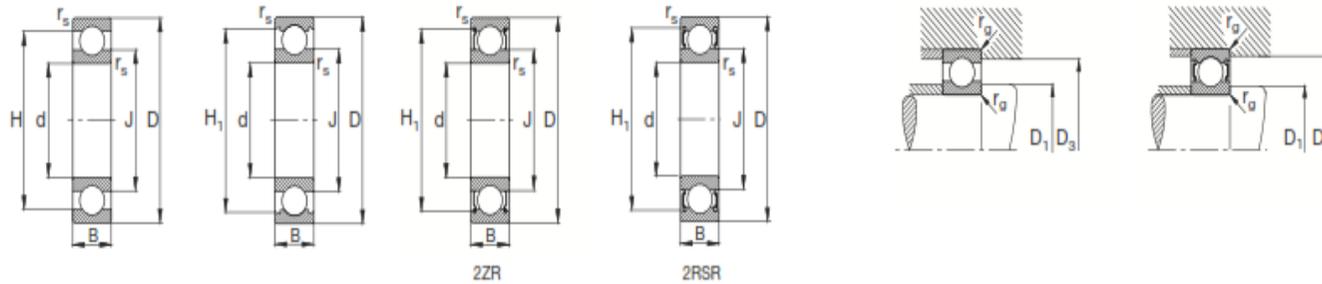
ANEXO E 4



ANEXO E 5

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar un tiempo de vida ilimitado, si $C_p/P_0 \geq 8$, ver P4

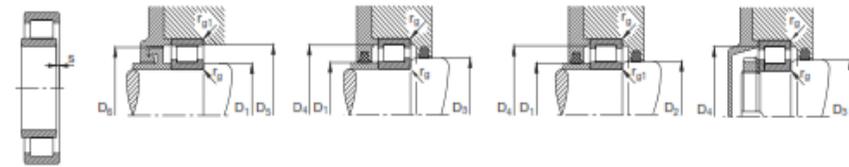
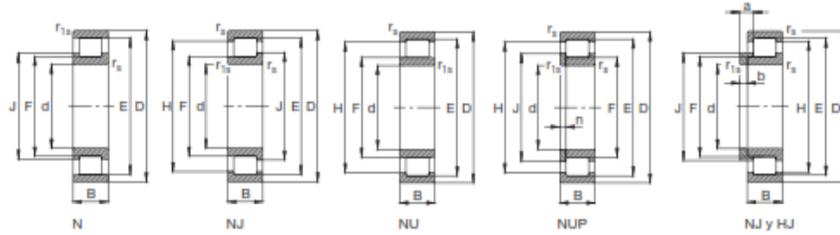


Eje	Dimensiones							Peso ~ kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r _s min	H ~	H ₁ ~	J ~		dyn. C kN	stat. C ₀				D ₁ min mm	D ₂ max	r _a max
30	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,195	19,3	11,2	14000	14000	6206	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,205	19,3	11,2	14000	14000	S6206.W203B	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	11000	14000	6206.2ZR	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	7500		6206.2RSR	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,211	19,3	11,2	7500		S6206.2RSR.W203B	35,6	56,4	1
	30	62	20	1	52,1	54,9	40	0,245	19,3	11,2	7500		62206.2RSR	35,6	56,4	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,355	29	16,3	24000	13000	6306	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,355	29	16,3	24000	13000	S6306.W203B	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,363	29	16,3	9500	13000	6306.2ZR	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6300		6306.2RSR	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6300		S6306.2RSR.W203B	37	65	1
	30	72	27	1,1	59,6	61,6	44,6	0,499	29	16,3	6300		62306.2RSR	37	65	1
30	90	23	1,5	70,1		50,1	0,76	42,5	23,2	19000	12000	6406	41	79	1,5	

ANEXO E 6

Rodamientos FAG de rodillos cilíndricos de una hilera

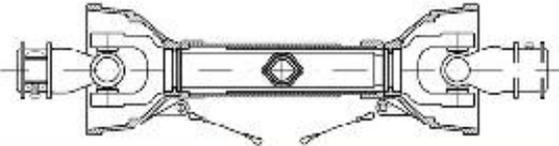
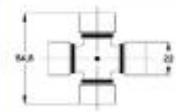
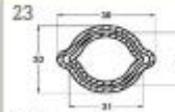
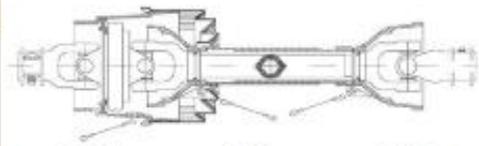
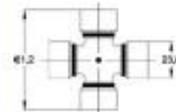
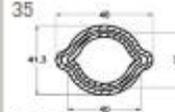
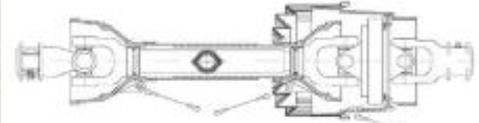
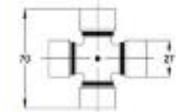
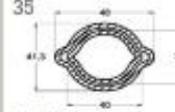
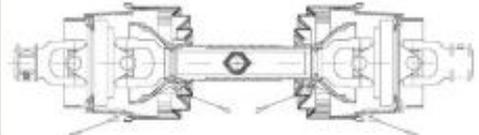
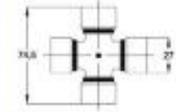
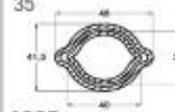
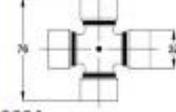
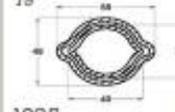
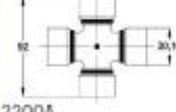
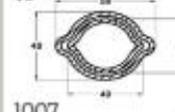
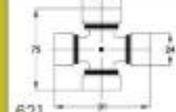
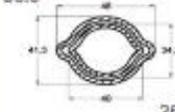
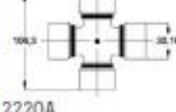
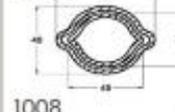
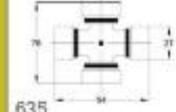
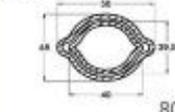
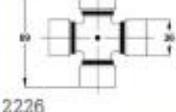
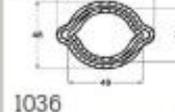
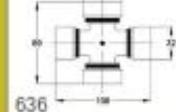
Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_0/P_0 \geq 8$, ver Pág.41.



Eje	Dimensiones										Peso		Capacidad de carga din. C	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares														
	d	D	B	r _s min	r _{s1} min	E	F	H	J	n	a	b					s ¹⁾	Rodamiento	Anillo angular FAG	D ₁ min	D ₁ max	D ₂ min	D ₃ min	D ₄ max	D ₅ min	D ₆ max	r _g max	r _{g1} max			
	mm										kg	kg	kN	min ⁻¹	min ⁻¹	FAG	FAG	mm													
55	55	90	18	1,1	1	80,5	64,5	77,3					2,4	0,45	41,5	90	14000	8000	NU1011M1			60	63	66	69	84					
	55	100	21	1,5	1,1	90	66		70,8				0,8	0,668	83	95	7000	6700	N211E.TVP2			62	65	68	73	91	91	89	1,5	1	
	55	100	21	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8	9,5	6		0,8	0,679	0,087	83	95	7000	6700	NJ211E.TVP2	HJ211E	62	65	68	73	91			1,5	1	
	55	100	21	1,5	1,1	90	66	86,6					0,8	0,665		83	95	7000	6700	NU211E.TVP2			62	65	68	73	91			1,5	1
	55	100	21	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8	3,5				0,693		83	95	7000	6700	NUP211E.TVP2			62	65	68	73	91			1,5	1
	55	100	25	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8	10	6		1,3	0,812	0,089	98	118	7000	5600	NJ2211E.TVP2	HJ2211E	62	65	68	73	91			1,5	1	
	55	100	25	1,5	1,1	90	66	86,6					1,3	0,796		98	118	7000	5600	NU2211E.TVP2			62	65	68	73	91			1,5	1
	55	100	25	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8	4				0,828		98	118	7000	5600	NUP2211E.TVP2			62	65	68	73	91			1,5	1
	55	120	29	2	2	106,5	70,5		77,5				1,8	1,48		134	140	5600	6700	N311E.TVP2			66	69	72	80	109	108	105	2	2
	55	120	29	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5	14	9		1,8	1,51	0,194	134	140	5600	6700	NJ311E.TVP2	HJ311E	66	69	72	80	109			2	2	
	55	120	29	2	2	106,5	70,5	101,4					1,8	1,48		134	140	5600	6700	NU311E.TVP2			66	69	72	80	109			2	2
	55	120	29	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5	5				1,54		134	140	5600	6700	NUP311E.TVP2			66	69	72	80	109			2	2
55	120	43	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5	15,5	9		3,3	2,27	0,202	200	228	5600	5300	NJ2311E.TVP2	HJ2311E	66	69	72	80	109			2	2		
55	120	43	2	2	106,5	70,5	101,4					3,3	2,23		200	228	5600	5300	NU2311E.TVP2			66	69	72	80	109			2	2	
55	120	43	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5	6,5				2,31		200	228	5600	5300	NUP2311E.TVP2			66	69	72	80	109			2	2	

ANEXO F: Selección del cardán

Anexo F 1: Series del cardán [21]

SERIE SERIES SERIES SERIE		100			
MODELO MODEL MODELE MODELL	DIMENSIONES Y CODIGO CODE AND DIMENSIONS DIMENSIONS ET CODE ABMESSUNGEN UND CODE		TIPO 60		
02	 403	 1002	 60105 60135 60136		
03	 840	 1003	TIPO 61  61105 61135 61136		
04	 406	 1004	TIPO 62  62105 62135 62136		
05	 2140A	 1005	MODELO MODEL MODELE MODELL		
35	 2224	 1035	DIMENSIONES Y CODIGO CODE AND DIMENSIONS DIMENSIONS ET CODE ABMESSUNGEN UND CODE		
07	 2200A	 1007	05	 621	 35.C
08	 2220A	 1008	35	 635	 79.C
36	 2226	 1036	36	 636	 79.C

Anexo F 2: Longitud máxima de trabajo [21]

LONGITUD MAXIMA DE TRABAJO
 MAXIMUM WORKING LENGTH
 LONGUEUR MAXIMALE DU TRAVAIL
 MAX. ARBETSLÄNGE

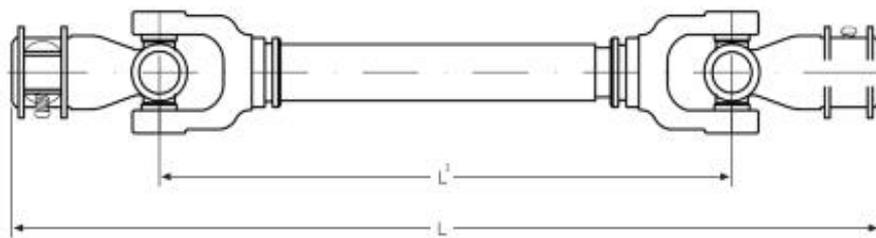
L.max.



MODELO MODEL MODELE MODEL	SERIE SERIES SERIES REHIE	TIPO TYPE TYPE TYP	L (mm)					
			700	800	900	1000	1100	1200
			L. max.					
02	100 - 200		880	1030	1180	1330	1480	1630
03	100 - 200		870	1020	1170	1320	1470	1620
04	100 - 200		870	1020	1170	1320	1470	1620
05	100 - 200		850	1000	1150	1300	1450	1600
		60-61	800	950	1100	1250	1400	1550
		62		900	1050	1200	1350	1500
06	200		830	980	1130	1280	1430	1580
35	100 - 300		840	990	1140	1290	1440	1590
		60-61	780	930	1080	1230	1380	1530
		62			1030	1180	1330	1480
07	100 - 200 - 300		830	980	1130	1280	1430	1580
	500		860	960	1060	1160	1250	1350
08	100 - 200 - 300		810	960	1110	1260	1410	1560
	500		860	960	1060	1160	1250	1350
36	100 - 300		820	970	1120	1270	1420	1570
		60-61	760	910	1060	1210	1360	1510
		62				1150	1300	1450
09	200 - 300		800	950	1100	1250	1400	1550
	500		860	960	1060	1160	1250	1350
10	300		780	930	1080	1230	1380	1530
	500		860	960	1060	1160	1260	1360

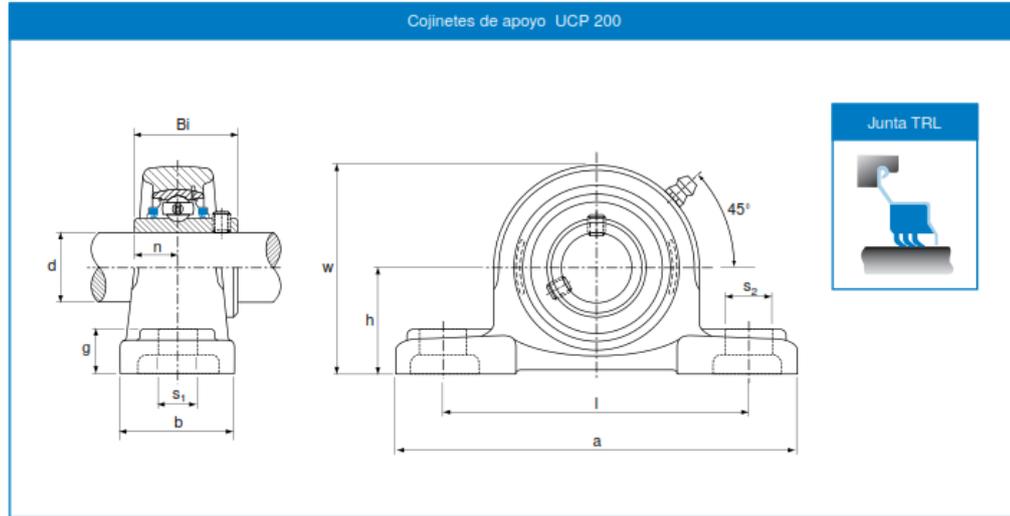
Anexo F 3:Largo cerrado entre cruces [21]

TABLA DE CONVERSION LARGO CERRADO ENTRE CRUCES
- LARGO CERRADO TOTAL
CONVERSION TABLE CLOSED LENGTH BETWEEN CROSSHEADS
- OVERALL LENGTH
TABLEAU DE CONVERSION DE LONGUEUR FERMÉE ENTRE CROISILLONS
- LONGUEUR TOTAL
UMRECHNUNGSTAFEL: GESCHLOSSENE LÄNGE ZWISCHEN KREUZKÖPFEN
- GESCHLOSSENE GESAMTLÄNGE



MODELO MODEL MODELE MODEL	L _i mm	410 mm	460 mm	510 mm	560 mm	610 mm	660 mm	710 mm	760 mm	810 mm	860 mm	910 mm	960 mm	1010 mm
02	L	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200
03	L	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200
04	L	610	660	710	760	810	860	910	960	1010	1060	1110	1160	1210
05	L	630	680	730	780	830	880	930	980	1030	1080	1130	1180	1230
06	L	630	680	730	780	830	880	930	980	1030	1080	1130	1180	1230
35	L	640	690	740	790	840	890	940	990	1040	1090	1140	1190	1240
07	L	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
08	L	670	720	770	820	870	920	970	1020	1070	1120	1170	1220	1270
36	L	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
09	L	680	730	780	830	880	930	980	1030	1080	1130	1180	1230	1280
10	L	690	740	790	840	890	940	990	1040	1090	1140	1190	1240	1290

Cojinetes de apoyo



Soportes cojinete UCP 200 (carga normal)

Soporte cojinete	Diam. eje d pulg	d mm	h	a	l	b	s ₂	s ₁	g	w	Bi	n	Tamaño perno pulg	mm	Inserto No.	Caja No.	Peso kgf
UCP 204		20															
UCP 204-12	3/4"	19.0	33.3	127	95	38	19	13	14	65	31.0	12.7	3/8	M10	UC 204 UC 204-12	P204	0.65
UCP 205		25															
UCP 205-16	1"	25.4	36.5	140	105	38	19	13	15	71	34.1	14.3	3/8	M10	UC 205 UC 205-16	P205	0.79
UCP 206		30															
UCP 206-18	1.1/8"	29.2	42.9	165	121	48	20	17	17	84	38.1	15.9	1/2	M14	UC 206 UC 206-18	P206	0.79
UCP 207		35															
UCP 207-20	1.1/4"	35.1	47.6	167	127	48	20	17	18	93	42.9	17.5	1/2	M14	UC 207 UC 207-20	P207	1.60
UCP 207-22	1.3/8"	35.1															
UCP 208		40															
UCP 208-24	1.1/2"	40.0	49.2	184	137	54	20	17	18	100	49.2	19.0	1/2	M14	UC 208 UC 208-24	P208	2.00
UCP 209		45															
UCP 209-28	1.3/4"	45.0	54.0	190	146	54	20	17	20	106	49.2	19.0	1/2	M14	UC 209 UC 209-28	P209	2.20
UCP 210		50															
UCP 210-32	2"	50.0	57.2	206	159	60	23	20	21	113	51.6	19.0	5/8	M16	UC 210 UC 210-32	P210	2.80
UCP 211		55															
UCP 211-32	2"	55.0	63.5	219	171	60	23	20	23	125	55.6	22.2	5/8	M16	UC 211 UC 211-32	P211	3.40
UCP 212		60															
UCP 212-36	2.1/4"	60.0	69.8	241	184	70	23	20	25	138	65.1	25.4	5/8	M16	UC 212 UC 212-36	P212	4.80
UCP 213		65															
UCP 213-40	2.1/2"	65.0	76.2	265	203	70	28	25	27	150	65.1	25.4	3/4	M20	UC 213 UC 213-40	P213	5.70
UCP 214		70															
UCP 214-44	2.3/4"	70.0	79.4	266	210	72	28	25	27	156	74.6	30.2	3/4	M20	UC 214 UC 214-44	P214	7.00
UCP 215		75															
UCP 215-48	3"	75.0	82.6	275	217	74	28	25	28	162	77.8	33.3	3/4	M20	UC 215 UC 215-48	P215	7.60
UCP 216		80															
UCP 216		80	88.9	292	232	78	28	25	30	174	82.6	33.3		M20	UC 216	P216	9.00

ANEXO G: Diseño de pernos [6]

ANEXO G 1

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, de prueba inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de bajo o medio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	

ANEXO G 2

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua.

ANEXO G 3

Tabla 8-2

Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF*

Designación de tamaño	Serie gruesa-UNC				Serie fina-UNF		
	Diámetro mayor nominal pulg	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{1}{2}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
1	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$1\frac{1}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$1\frac{1}{4}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$1\frac{3}{8}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$1\frac{1}{2}$	0.8750	9	0.462	0.420	14	0.500	0.472

ANEXO H: Proceso de construcción





