



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN TIPO ORUGA IMPLEMENTADO A UN MOTOCULTOR

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

GUANOLUISA ACERO GUIDO ANDRÉS

guido.guanoluisa@epn.edu.ec

MONTENEGRO CUSCO MATEO SAMAEL

mateo.montenegro@epn.edu.ec

DIRECTOR:

ING. WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO, Ph.D.

wilson.guachamin@epn.edu.ec

Quito, septiembre 2021

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores GUANOLUISA ACERO GUIDO ANDRÉS y MONTENEGRO CUSCO MATEO SAMAEL, bajo mi supervisión.

Ing. Wilson Iván Guachamín Acero, Ph.D.

DIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Guido Andrés Guanoluisa Acero y Mateo Samael Montenegro Cusco**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Guido Andrés Guanoluisa Acero

Mateo Samael Montenegro Cusco

DEDICATORIA

Segundo Guanoluisa y Gladys Acero

El presente trabajo de titulación se lo dedico a mis padres, los mismos que han sido mi motivación y mi apoyo para poder lograr esta meta.

Guido Guanoluisa

Vicente Montenegro y Judith Cuzco

El presente trabajo de titulación lo dedico con mucho aprecio y afecto a mis padres, quienes han sido mi motivación para alcanzar esta meta tan anhelada; gracias a sus enseñanzas y apoyo incondicional he logrado llegar a este punto de mi vida, donde se cierra una etapa y surgen nuevos objetivos, los cuales estoy seguro de poder cumplirlos con su apoyo.

Mateo Montenegro

AGRADECIMIENTO

Dedico mis agradecimientos a toda mi familia, primeramente, a mis padres, a mi mamá por apoyarme en cada paso y ser ejemplo de perseverancia. A mi padre por siempre estar conmigo en todo momento y demostrarme que con esfuerzo y trabajo duro todo es posible. A mis abuelos que me apoyaron con lo que haya estado a su alcance y con sus palabras de aliento cuando fue necesario, a mi hijo que fue el sostén y gran parte de la motivación para alcanzar esta meta.

Guido Guanoluisa

Dedico mis agradecimientos a mis padres, primeramente, a mi mamá por sus palabras de aliento y empatía que me ayudaron a levantarme en los momentos más difíciles durante la carrera. A mi padre por sus consejos de moral y ética sirvieron para mi formación no solo académica sino como persona, por su arduo trabajo día tras día sin descanso para garantizar el bienestar de nuestra familia.

Mateo Montenegro

Un agradecimiento muy especial al Ingeniero Wilson Guachamín, por su confianza en nosotros para el desarrollo del presente proyecto. Gracias por su tiempo y paciencia, siempre brindándonos su apoyo y conocimiento para la realización íntegra del presente proyecto de titulación.

Gracias a todos nuestros amigos y compañeros que fuimos haciendo en el transcurso de esta carrera, siempre apoyándonos con consejos o con palabras de ánimo se pudo forjar una sólida amistad. Gracias por todos los recuerdos que conservaremos, por los momentos tanto de alegría como de tristeza que pudimos compartir, les deseamos éxitos en su vida profesional y esperamos que nunca se pierdan estos lazos y logren perdurar en el tiempo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS.....	x
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general	2
Objetivos específicos	2
1. Marco teórico.....	3
1.1. Estado del arte de la situación agrícola en el Ecuador.....	3
1.2. Mecanización y propiedades del suelo agrícola.....	4
1.2.1. Variables físicas del suelo.....	4
1.2.2. Labranza del terreno.....	5
1.3. El motocultor y sus componentes.....	8
1.4. Mecanismo de tracción.....	12
1.4.1. Propiedades básicas del suelo.....	12
1.4.2. Interacción del suelo con el sistema de tracción.....	13
1.4.3. Resistencia al rodamiento y compactación.....	14
1.4.4. Mecanismo de tiro de un motocultor.....	16
1.5. Sistemas de tracción de neumáticos y oruga.....	18
1.5.1. Comparación entre neumáticos y sistema de oruga.....	19
1.5.2. Tipos de sistemas de tracción tipo oruga.....	19
1.6. Factores de inestabilidad.....	20
1.6.1. Centro de gravedad.....	21
1.6.2. Riesgo de vuelco lateral.....	22
1.6.3. Inestabilidad en pendiente.....	23
1.7. Benchmarking maquinaria agrícola.....	24
1.8. Mantenimiento.....	25
1.8.1. Mantenimiento correctivo.....	25
1.8.2. Evaluación del sistema.....	26
1.9. Diseño mecánico.....	27
1.9.1. Diseño de ejes.....	27
1.9.2. Selección de rodamientos.....	31
1.9.3. Diseño de juntas soldadas.....	33
1.9.4. Compresión en columnas cortas.....	37
1.9.5. Cálculo de la tensión en las bandas.....	39

2. Metodología.....	41
2.1. Mantenimiento y restauración.....	43
2.1.1. Chasis.....	44
2.1.2. Motor.....	45
2.1.3. Sistema de transmisión de potencia.....	47
2.1.4. Sistema de manejo y control.....	51
2.2. Diseño del sistema de tracción: determinación de las especificaciones técnicas.....	54
2.2.1. Consideraciones iniciales.....	54
2.2.2. La casa de la calidad.....	55
2.3. Evaluación y selección de alternativas.....	58
2.3.1. Análisis de alternativas para cada módulo.....	59
2.3.2. Estudio y selección de alternativas.....	64
2.3.3. Modelo seleccionado.....	67
2.4. Cálculo de componentes y selección de materiales.....	68
2.4.1. Análisis de torque y velocidad lineal.....	68
2.4.2. Cálculo de la carga en cada oruga.....	70
2.4.3. Cálculo del eje principal fijado a la rueda motriz.....	73
2.4.4. Cálculo de los ejes del búmeran principal al chasis.....	76
2.4.5. Cálculo de los ejes de las ruedas guías traseras en contacto con el suelo.....	78
2.4.6. Cálculo del eje del búmeran trasero ubicado en el chasis.....	82
2.4.7. Selección de ruedas tipo garrucha del búmeran delantero en contacto con la banda	84
2.4.8. Cálculo del eje del búmeran delantero ubicado en el chasis.....	85
2.4.9. Cálculo del eje de las ruedas guía elevadas.....	87
2.4.10. Cálculo de la resistencia de los agujeros en la rueda motriz.....	89
2.4.11. Cálculo de los dientes de la oruga.....	93
2.4.12. Cálculo del esfuerzo en la banda.....	94
2.4.13. Simulaciones numéricas usando el método de elementos finitos.....	95
2.5. Construcción y montaje.....	98
2.5.1. Construcción de la rueda motriz.....	99
2.5.2. Construcción de los bumeranes principales y secundarios.....	100
2.5.3. Construcción del chasis.....	100
2.5.4. Construcción de los ejes.....	101
2.5.5. Construcción de la banda de rodadura.....	102
2.5.6. Ensamble de la estructura soporte.....	103

2.5.7. Ensamble del eje principal, ruedas y banda.....	103
2.5.8. Montaje de las ruedas tensoras y banda.....	104
2.6. Protocolo de pruebas.....	104
2.6.1. Inspección visual de los elementos y juntas.....	105
2.6.2. Dimensiones generales y peso total de la oruga.....	105
2.6.3. Prueba de compactación del suelo.....	105
2.6.4. Prueba de funcionamiento.....	106
2.6.5. Prueba de estabilidad.....	107
2.7. Análisis de costos.....	108
2.7.1. Costos de materiales.....	108
2.7.2. Elementos normalizados y mecánicos.....	110
2.7.3. Mano de obra.....	111
2.7.4. Costos totales.....	113
3. Resultados y discusión.....	114
3.1. Resultados.....	114
3.2. Discusión.....	114
4. Conclusiones y recomendaciones.....	116
4.1. Conclusiones.....	116
4.2. Recomendaciones.....	117
5. Bibliografía.....	118

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Porcentaje de participación de uso del suelo.....	3
Figura 1.2. Labranza del terreno mediante motoazada.....	5
Figura 1.3. Arado de disco para motocultor.....	6
Figura 1.4. Herramienta para arado rastra para tractor.....	6
Figura 1.5. Herramientas para el arado de surco para motocultor.....	7
Figura 1.6. Herramienta para multiarado de corte horizontal para tractor.....	7
Figura 1.7. Partes y componentes principales del motocultor.....	10
Figura 1.8. Tren de transmisión de potencia del motocultor en general.....	10
Figura 1.9. Velocidades de transmisión.....	11
Figura 1.10. Manija de dirección.....	11
Figura 1.11. Prueba de corte directa en “caja de corte”.....	12
Figura 1.12. Ángulo de fricción y cohesión mediante pruebas de corte directo.....	13
Figura 1.13. Superficie cortante en un tren de rodadura y rueda.....	14
Figura 1.14. Influencia del suelo en la distribución de esfuerzos.....	15
Figura 1.15. Efecto del paso de neumáticos y orugas en suelo agrícola.....	16
Figura 1.16. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de un motocultor.....	16
Figura 1.17. a) Tractor de orugas de cadena. b) Tractor con orugas de goma.....	18
Figura 1.18. Oruga triangular y rectangular.....	20
Figura 1.19. Oruga triangular y rectangular.....	20
Figura 1.20. DCL del motocultor sin complemento en reposo.....	22
Figura 1.21. Esquema motocultor en pendiente.....	23
Figura 1.22. DCL motocultor estático en pendiente.....	23
Figura 1.23. Características motocultor con ruedas de paletas.....	24
Figura 1.24. Características del tractor compacto agrícola.....	24
Figura 1.25. Características minitractor de ruedas.....	25
Figura 1.26. Características orugas de goma para motocultor.....	25
Figura 1.27. Pasos del mantenimiento correctivo.....	26
Figura 1.28. Metodología para la toma de decisiones.....	27
Figura 1.29. Diagrama esfuerzo – vida para el acero UNS G41300.....	28
Figura 1.30. Caracterización esfuerzo fluctuante.....	28
Figura 1.31. Terminología de soldadura de filete.....	34
Figura 1.32. Conexión de un tubo a flexión con soldadura de filete.....	34
Figura 1.33. Conexión de una tubería que soporta torsión pura.....	36
Figura 1.34. Curvas de Euler para columnas.....	37
Figura 1.35. Condiciones de inestabilidad de columnas.....	38
Figura 1.36. Tensiones en banda de transmisión.....	40
Figura 1.37. Control inicial de la tensión con el método de deflexión.....	40
Figura 2.1. Diagrama de flujo de la metodología.....	43
Figura 2.2. Diagrama jerárquico motocultor.....	44
Figura 2.3. Estado del chasis.....	44
Figura 2.4. Corrosión en el interior del cilindro.....	45
Figura 2.5. Árbol lógico de toma de decisiones motor.....	46
Figura 2.6. Poleas y correas de transmisión.....	47
Figura 2.7. Procedimiento para corregir la desalineación.....	48
Figura 2.8. Tensión de las bandas.....	48
Figura 2.9. Motor y correas de transmisión.....	49

Figura 2.10. Árbol lógico de toma de decisiones freno y embrague.....	49
Figura 2.11. Engranajes de la caja de cambios.....	50
Figura 2.12. Neumáticos del motocultor.....	51
Figura 2.13. Componentes del embrague motocultor.....	52
Figura 2.14. Ajuste del freno.....	53
Figura 2.15. Ajuste de la dirección.....	53
Figura 2.16. Ajuste palanca acelerador.....	54
Figura 2.17. Función global.....	58
Figura 2.18. Descomposición de funciones.....	59
Figura 2.19. Modelo conceptual para el sistema de tracción tipo oruga.....	68
Figura 2.20. Centro de gravedad del motocultor con orugas.....	70
Figura 2.21. DCL en la región de contacto de la banda con el suelo.....	72
Figura 2.22. a) DCL en la rueda motriz. b) Fuerza resultante en el eje principal.....	73
Figura 2.23. a) Balance de fuerzas en el búmeran principal. b) Fuerza aplicada en el eje del búmeran principal al chasis.....	76
Figura 2.24. a) Balance de fuerzas en el búmeran ruedas traseras. b) Fuerza aplicada en los ejes.....	78
Figura 2.25. a) Esquema de los ejes de las ruedas guías traseras. b) Esquema de los rodamientos en el eje rueda guía trasera.....	79
Figura 2.26. Garrucha con cubierta de poliuretano.....	82
Figura 2.27. a) DCL búmeran trasero. b) Fuerza aplicada en el eje.....	82
Figura 2.28. a) Balance de las cargas en el búmeran ruedas delanteras. b) Fuerza soportadas por cada par de ruedas.....	84
Figura 2.29. Esquema de las garruchas ubicadas en el búmeran ruedas delanteras.....	85
Figura 2.30. a) DCL búmeran ruedas delantero. a) Esquema del eje búmeran delantero.....	85
Figura 2.31. a) DCL de la rueda guía elevada. b) Esquema del eje elevado.....	87
Figura 2.32. DCL de los agujeros de acople en la rueda motriz.....	89
Figura 2.33. Esquema de los dientes en la rueda motriz.....	91
Figura 2.34. Incorporación del sistema de tracción en un motocultor.....	93
Figura 2.35. Esquema del diente de la oruga.....	93
Figura 2.36. Esquema de configuración de los pernos y banda.....	94
Figura 2.37. Geometría búmeran principal.....	96
Figura 2.38. Resultado de la simulación del búmeran principal por el MEF.....	97
Figura 2.39. Rueda motriz.....	98
Figura 2.40. a) Bumeranes secundarios. b) Bumeranes principales y secundarios.....	100
Figura 2.41. a) Estructura principal. b) Chasis con ejes de transferencia y bumeranes principales.....	101
Figura 2.42. Maquinado de los agujeros en el chasis.....	101
Figura 2.43. a) Maquinado de los ejes. b) Ejes traseros y delanteros.....	101
Figura 2.44. Soldadura de placa a eje principal.....	102
Figura 2.45. Maquinado y ensamble de los dientes de la oruga.....	102
Figura 2.46. Ensamble de la estructura de soporte y bumeranes secundarios.....	101
Figura 2.47. Montaje del eje principal en la estructura.....	103
Figura 2.48. Pintura de la estructura y dientes de la oruga.....	103
Figura 2.49. Ensamble de ruedas pintadas y ejes.....	104
Figura 2.50. Preensamble de banda y rueda motriz.....	104
Figura 2.51. Sistema de tracción tipo oruga ensamblado.....	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Características técnicas del motor y motocultor.....	8
Tabla 1.2. Probables parámetros de resistencia al corte para suelos parcialmente saturados sin drenaje.....	14
Tabla 1.3. Coeficientes típicos de resistencia a la rodadura.....	15
Tabla 1.4. Comparación entre neumáticos, banda neumática y cadenas de acero.....	19
Tabla 1.5. Ecuaciones para el diseño de ejes.....	29
Tabla 1.6. Intervalos máximos permisibles de deflexión angular para rodamientos.....	31
Tabla 1.7. Valores orientativos de vida especificada para varias aplicaciones.....	32
Tabla 1.8. Ecuaciones para cálculo de rodamientos.....	32
Tabla 1.9. Especificación de electrodos para aceros al carbono para soldadura SMAW.....	35
Tabla 1.10. Propiedades flexionantes de la soldadura de filete.....	35
Tabla 1.11 Ecuaciones para el diseño de soldadura.....	33
Tabla 1.12. Propiedades torsionales de soldadura circular de filete.....	37
Tabla 2.1. Especificaciones de los requerimientos de la máquina.....	57
Tabla 2.2. Soluciones para la función soportar el peso.....	60
Tabla 2.3. Soluciones para la función absorber impactos.....	60
Tabla 2.4. Soluciones para la función de transmitir la potencia del eje motriz a la oruga.....	61
Tabla 2.5. Solución para la función de tensionar la banda de rodadura.....	62
Tabla 2.6. Soluciones para la función de distribuir el peso al suelo.....	63
Tabla 2.7. Soluciones para la función de transmitir la tracción al suelo.....	63
Tabla 2.8. Matriz morfológica para el sistema de soporte.....	64
Tabla 2.9. Conclusiones del módulo sistema de soporte.....	65
Tabla 2.10. Matriz morfológica del sistema de transmisión de potencia.....	65
Tabla 2.11. Conclusiones del módulo sistema de transmisión de potencia.....	66
Tabla 2.12. Matriz morfológica para el sistema generador de tracción.....	66
Tabla 2.13. Conclusiones del módulo sistema generador de potencia.....	67
Tabla 2.14. Matriz morfológica conjunta.....	67
Tabla 2.15. Velocidad de avance del motocultor con neumáticos.....	69
Tabla 2.16. Dimensiones del motocultor basadas en la Figura 1.16.....	71
Tabla 2.17. Parámetros característicos del motocultor con neumáticos.....	71
Tabla 2.18. Parámetros de diseño para cada oruga.....	72
Tabla 2.19. Procedimiento para el cálculo del eje principal.....	73
Tabla 2.20. Procedimiento para el cálculo de los ejes de soporte al chasis.....	77
Tabla 2.21. Procedimiento para el cálculo del eje de la rueda guía trasera.....	80
Tabla 2.22. Procedimiento para el cálculo del eje del búmeran trasero ubicado en el chasis.....	83
Tabla 2.23. Procedimiento para el cálculo del eje del búmeran delantero.....	86
Tabla 2.24. Procedimiento para el cálculo del eje de la rueda de seguimiento elevada.....	88
Tabla 2.25. Procedimiento para el cálculo de los dientes de la rueda motriz.....	91
Tabla 2.26. Procedimiento para el diseño a rotura de la banda.....	95
Tabla 2.27. Resultados de las simulaciones de los componentes principales.....	96
Tabla 2.28. Equipos, herramientas e instrumentos de medición.....	98
Tabla 2.29. Materiales usados en la construcción.....	99

Tabla 2.30. Resultados protocolo de pruebas dimensionales y de peso.....	105
Tabla 2.31. Resultados de la prueba de compactación del suelo.....	104
Tabla 2.32. Resultados de la prueba de funcionamiento.....	106
Tabla 2.33 Resultados de la prueba de estabilidad.....	107
Tabla 2.34. Área neta de la plancha de acero de 5 mm de espesor.....	108
Tabla 2.35. Longitudes aproximadas de los ejes a ser maquinados.....	109
Tabla 2.36. Longitud total de varilla cuadrada.....	109
Tabla 2.37. Longitud necesaria viga IPE-80.....	110
Tabla 2.38. Materiales principales.....	110
Tabla 2.39. Elementos normalizados.....	111
Tabla 2.40. Costos de mano de obra.....	112
Tabla 2.41. Costos totales para la fabricación de dos orugas.....	113

RESUMEN

La maquinaria agrícola con sistemas de tracción tipo oruga, que reemplazan a los neumáticos convencionales, son cada vez más populares en la agricultura y la silvicultura; principalmente en pequeños tractores utilizados para realizar trabajos de preparación del suelo de cultivo. Los sistemas de tracción tipo oruga se utilizan para reducir la presión en el suelo, evitar hundimientos y aumentar la transitabilidad. El presente proyecto trata sobre el diseño y construcción de un sistema de tracción tipo oruga el cual será adaptado a un motocultor de 16 hp de potencia, el mismo que se encuentra fuera de uso. Primero se realizó la restauración y mantenimiento del motocultor basado en la metodología para la gestión integral del sistema; en el cual se evaluó el estado de cada componente y mediante un árbol lógico se determinó la acción de mantenimiento. A continuación, se diseñó un sistema de orugas de acuerdo con las solicitudes del cliente. Para la construcción se utilizó perfiles de acero y materiales disponibles en el mercado, aplicando la metodología de diseño concurrente para el diseño del nuevo producto. El motocultor integrado con el sistema de tracción tipo oruga mostró mayor eficiencia y estabilidad en suelos suaves con pendientes pronunciadas, en comparación con los neumáticos tradicionales.

Palabras clave: motocultor, oruga, estabilidad, tracción, restauración.

ABSTRACT

Agricultural machinery with track-type traction systems, which replace conventional tires, are becoming popular in agriculture and forestry; mainly in small tractors used to carry out work during preparation of cultivation soils. Track-type traction systems are used to reduce ground pressure, prevent sinking, and increase walkability. This project deals with the design and construction of a track-type traction system, which will be adapted to a 16 hp walking tractor, that is out of use. First, the restoration and maintenance of the walking tractor was carried out based on a methodology for the integral management of the system; in which the status of each component was evaluated, and the maintenance action was determined by using of a logical tree. Next, a track system was designed according to the customer's requests. Steel profiles and materials available on the market were used for the construction, applying the concurrent design methodology for the design of a new product. The walking tractor integrated with the track-type traction system showed greater efficiency and stability on soft ground with steep slopes when compared to traditional tires.

Keywords: walking tractor, track-type traction system, stability, traction, restoration.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN TIPO ORUGA IMPLEMENTADO A UN MOTOCULTOR

INTRODUCCIÓN

Los países desarrollados utilizan maquinaria industrial para la preparación de la tierra, el cultivo, el mantenimiento y la cosecha de productos agrícolas. Esto es debido a las ventajas productivas y económicas que se logran alcanzar; sin embargo, en el Ecuador se puede evidenciar que, en sectores del país se continúan utilizando herramientas manuales (azadón, machete, etc.). Este método conlleva un gran esfuerzo físico para los agricultores, principalmente en la zona andina formada por laderas, valles y montes.

La región Sierra posee únicamente el 17.5 % del total de hectáreas en el país destinadas para cultivos permanentes y transitorios (ESPAC, 2016); por esta razón, el uso de maquinaria es indispensable para el desarrollo económico del sector. El motocultor es una máquina agrícola automotriz de un único eje; en el cual, se debe acoplar un implemento según la labor deseada de trabajo. Por su diseño, dimensiones y versatilidad se ha convertido en una máquina imprescindible para las explotaciones hortofrutícolas (Eransus et al., 2000).

El motocultor es una fuente de riesgos y accidentes, debido al vuelco de la máquina y la pérdida de tracción. El vuelco de la máquina puede deberse a varios factores: intrínsecos a la máquina, como la altura del centro de gravedad y ancho de vía del eje; externos, como la configuración irregular del terreno o desniveles (NTP 259, 1997).

El desempeño del motocultor depende de la fuerza de tracción entre el suelo y los neumáticos, que determina la fuerza de tiro máxima que puede ejercer la máquina sin deslizamiento. Varios estudios han informado sobre el bajo desempeño de los motocultores. Narang y Varshney (2006), reportaron una potencia de tiro de 0.47 kW correspondiente a un motocultor de 9 kW, operado sobre suelo labrado, indicando cerca del 90% de pérdida de potencia. Por lo tanto, los motocultores no son recomendados en operaciones agrícolas de alto tiro. Para aumentar la versatilidad de los motocultores, es necesario mejorar su tracción. Se ha demostrado que las orugas de goma son una alternativa eficaz para mejorar la tracción y la estabilidad (Esch et al., 1990).

Los motocultores con neumáticos trabajan mejor en áreas compactadas y terrenos llanos; mientras que, el sistema de orugas es superior en condiciones de suelo con alta humedad e inclinación variable, donde el estado del terreno podría impedir que un motocultor de neumáticos convencionales pudiese trabajar de manera óptima y segura.

Sin embargo, los motocultores de orugas inicialmente son de mayor precio, más costosos de mantener y están limitados a operar en condiciones fuera de carretera.

El objetivo del presente trabajo inicia con la restauración y puesta a punto de un motocultor, que usaremos como medio para la implementación y prueba de un sistema de tracción tipo oruga, diseñado y fabricado con materiales disponibles comercialmente. La solución debe ser técnicamente viable en terrenos que aún no han sido explotados en la región Sierra de nuestro país, donde se dificultan las tareas de labranza.

Objetivo general

Diseñar y construir un sistema de tracción tipo oruga para ser implementado en un motocultor de 16 hp.

Objetivos específicos

- Restaurar y poner a punto el motocultor.
- Seleccionar la alternativa que mejor se adapte a los requerimientos establecidos para el sistema de tracción tipo oruga.
- Diseñar y seleccionar los diferentes elementos, según las solicitudes a los que están sometidos.
- Construir los elementos no normalizados y ensamblar el mecanismo de tracción tipo oruga en base a los planos de taller y montaje.
- Probar el funcionamiento del motocultor en distintas condiciones de trabajo.
- Realizar el análisis económico del proyecto.

CAPÍTULO 1

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Estado del arte de la situación agrícola en el Ecuador

El Ecuador es un país pequeño con una superficie de 277000 km² y cerca de 17 millones de habitantes, lo que lo convierte en uno de los países de mayor densidad poblacional de América del Sur. Gracias a la diversidad geográfica, en el Ecuador se cultivan la mayoría de los productos que abastecen el consumo interno y externo (Fiallo, 2017).

En la actualidad el sector agropecuario es esencial por las siguientes razones:

- Aporta al crecimiento económico, contribuyendo con alrededor del 9% del producto interno bruto.
- Genera empleo para el 26% de la población económicamente activa y de este porcentaje el 62% se dedica a la agricultura según el Instituto Nacional de Estadísticas y Censo (2019).
- Fundamental para la generación de valor agregado.

Utilización del suelo agrícola dentro del territorio nacional

El uso del suelo a cargo de los productores a nivel nacional fue aproximadamente 12.3 millones de hectáreas en el 2019, de las cuales 5.1 millones de hectáreas se usan para labores agropecuarias (permanentes, transitorios, pastos cultivados y naturales) y 7.2 millones sin ningún uso (montes, bosques, páramos, descanso y otros usos no agropecuarios). En la Figura 1.1, se observa que cerca del 50% del suelo corresponde a montes y bosques, ubicados mayormente en la región Sierra.

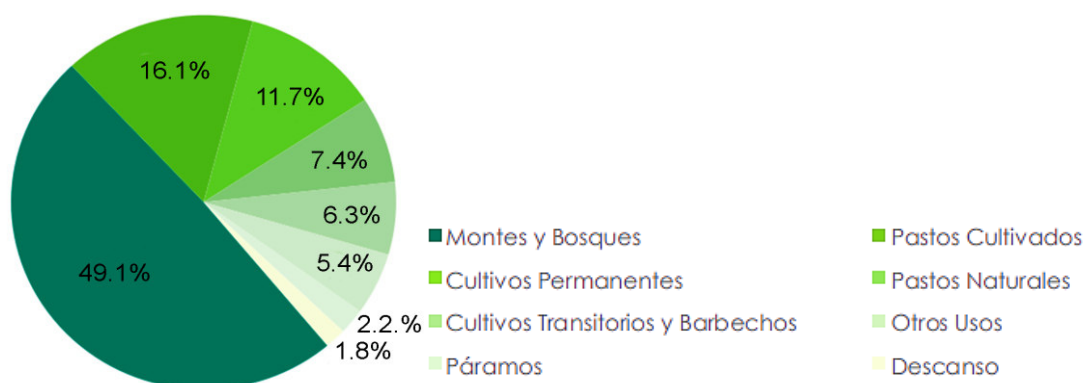


Figura 1.1. Porcentaje de participación de uso del suelo.
Fuente: ESPAC (2019)

En 2019, el sector agrícola tuvo un área cercana a 1.4 millones de hectáreas para cultivos permanentes, concentrándose mayoritariamente en la región Costa con un 72.6 %, la región Sierra con 17.5% y la Amazonia con el 9.9%. Una distribución similar se tiene para los cultivos transitorios. Además, el 89% del total de predios destinados a la agricultura pertenecen a pequeños y medianos agricultores con un rango de 3.3 ha hasta 20 ha; a este grupo pertenecen cerca de 425 000 familias (MAGAP, 2016).

En el Ecuador, el nivel tecnológico presente en actividades agrícolas es bajo. La gran mayoría de pequeños y medianos agricultores cuentan con poca o nula tecnología, lo cual favorece a un pobre rendimiento de los suelos destinados a labores agrícolas, donde la principal causa es que, la gran mayoría de la maquinaria agrícola debe ser importada, lo cual provoca dependencia (Pino et al, 2017).

1.2. La mecanización y el suelo agrícola

La mecanización es un proceso mediante el cual se incorporan toda clase de máquinas, equipos y herramientas en el proceso productivo de los cultivos, con el objetivo de alcanzar un mayor rendimiento económico por área de cultivo. La mecanización comprende la maquinaria agrícola accionada por medios mecánicos que utilizan la energía que proviene de motores de combustión interna, gas natural o combustibles sólido. El motor diésel destaca como principal fuente motriz utilizada en la mayoría de los tractores, motocultores, cosechadoras, etc., debido a su gran torque a bajas revoluciones.

La mecanización agrícola se incluye en todas las fases de adecuación de los terrenos: siembra, producción, cosecha, postcosecha y transformación de las materias primas. Esto ha permitido la expansión o crecimiento de las áreas destinadas a la producción de alimentos y la obtención de varias cosechas al año, influenciando en los cambios socioeconómicos de las regiones (Polanco, 2017).

1.2.1. Variables físicas del suelo

Pendiente

La pendiente es una forma de medir el grado de inclinación de un terreno y se utiliza para la evaluación de la capacidad de explotación agrícola; por ende, constituye un factor que incide directamente en las diferentes prácticas de mecanización para el cultivo (MAGAP-PRAT, 2008). En el Anexo A (ver Tabla A-1) se describe los diferentes tipos de pendiente.

Pedregosidad

Se refiere a la presencia o ausencia de fragmentos rocosos superficiales presentes en los horizontes del suelo que afecten a la mecanización y desarrollo de las plantas, descritos en términos de porcentaje de cobertura (IEE, 2013). Según el grado de presencia de rocas, se determina la capacidad del terreno para ser explotado, Anexo A (ver Tabla A-2).

Textura del suelo

El suelo se clasifica de acuerdo con el porcentaje en peso de los componentes minerales, así como la forma y tamaño de las partículas que lo conforman, dando lugar a la textura como se indica en el Anexo A (ver Tabla A-3). La textura es la propiedad física más importante en la agricultura, debido a que, de esta dependen las características del suelo, por ejemplo: aireación, drenaje, mecanizado, entre otras (Fernández, 2007).

1.2.2. Labranza del terreno

Es la etapa en la cual se mueve y voltea la tierra para mezclar sus componentes y permitir la entrada de aire, fomentando el crecimiento y desarrollo de las raíces, mejorando la movilización y absorción de nutrientes. En pequeños terrenos se utiliza herramientas manuales como el azadón, mientras que para medianas y grandes extensiones se suele utilizar maquinaria agrícola o tracción animal, ver Figura 1.2.



Figura 1.2. Labranza del terreno mediante motoazada.
Fuente: Bcsagricola (2021)

Arado de disco

El arado de disco se utiliza para remover y voltear la tierra, mediante la utilización de la herramienta mostrada en la Figura 1.3, donde se observan los discos de acero (1), este tipo de arado requiere una gran fuerza de tiro, por lo que se acopla a un tractor o motocultor, a través del enganche o toma de fuerza (2). Mediante un sistema de perno y rosca (3) se puede ajustar el nivel de penetración en el suelo y la dirección de avance

de la herramienta (4). Este tipo de arado se recomienda para terrenos con una alta adherencia, también es usado en suelos secos y muy duros, donde es difícil la penetración.

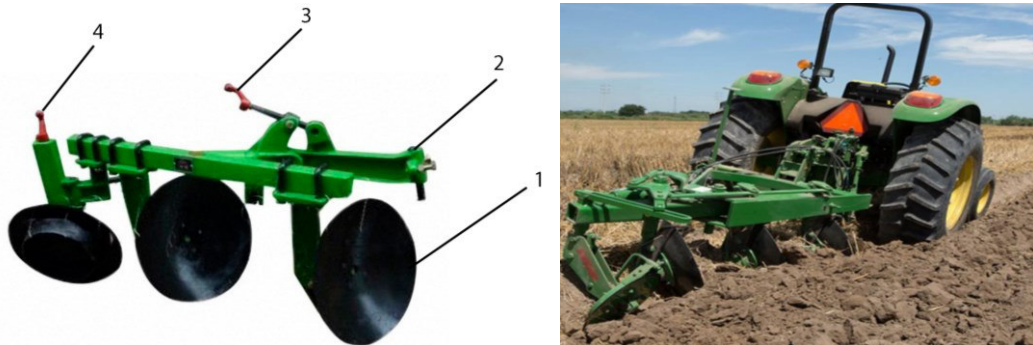


Figura 1.3. Herramienta de arado de disco.
Fuente: maquituls.es (2021)

Arado rotatorio de rastra

Posee un conjunto de discos con cuchillas montados en un único eje o bastidor. Este tipo de arado posee una menor capacidad de penetración que el arado de disco; y se usa principalmente en suelos arenosos o sueltos. Este tipo de arado abarca una mayor área de trabajo en comparación al arado de disco, un ejemplo de esta herramienta se observa en la Figura 1.4.

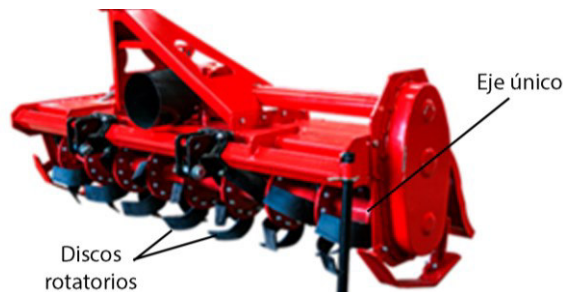


Figura 1.4. Herramienta para arado rastra para tractor.
Fuente: Ecured (2011)

Arado de surco

La herramienta de arado de surco está conformada por una o varias paletas de forma alargada de acero, que escarba las capas profundas del suelo. Esto permite el mejoramiento de la infiltración y drenaje natural de la lluvia, contribuyendo a reducir la erosión, mejorar el contenido de humedad, y desarrollo de las plantas.

La herramienta está conformada de: un enganche tipo perno (1), que se acopla en el punto de toma de fuerza del motocultor; un sistema de perno y rosca (2), que controla

la profundidad de arado; y las paletas (4). En la Figura 1.5a se observa el arado de doble surco, el cual permite realizar dos surcos por cada recorrido del motocultor; además, la distancia entre surcos se regula mediante la palanca (3), de esta forma se optimiza el tiempo de arado. El arado de un solo surco se observa en la Figura 1.5b, se utiliza este tipo de arado para sembrar rápidamente; además, permite la regulación del ángulo de las paletas mediante un sistema de palanca (5) con varios niveles.

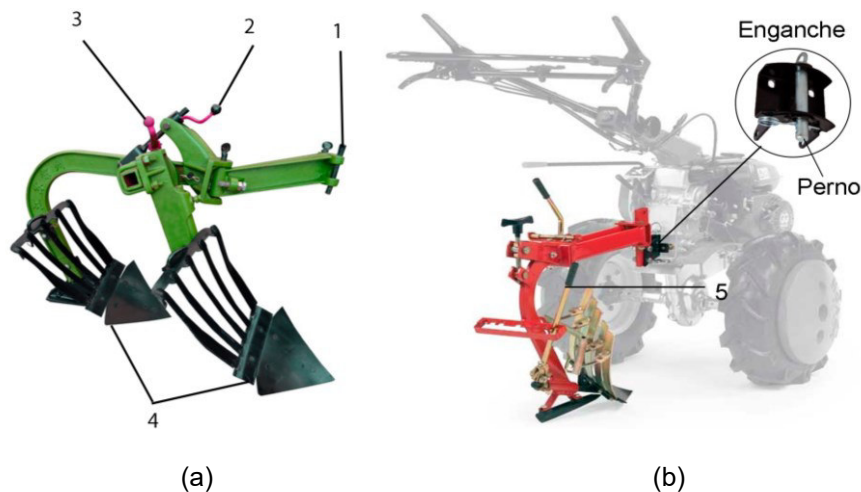


Figura 1.5. Herramientas para el arado de surco para motocultor. a) Herramienta de doble surco con rejilla, b) Herramienta de un solo surco.

Fuente: I.L.G.A. (2020)

Multiarado de corte horizontal

Este tipo de arado se basa en la utilización de implementos con la característica de no invertir o voltear el suelo, con lo cual se asegura que la capa más fértil del suelo permanezca en la superficie. Un ejemplo de esta herramienta se muestra en la Figura 1.6, en el cual la forma característica de las paletas reduce hasta un 50% la fuerza de trabajo que se requiere en comparación al arado de disco; y su uso es prácticamente en cualquier tipo de terreno.

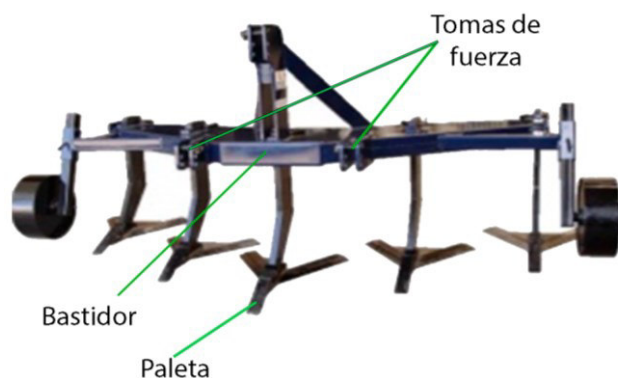


Figura 1.6. Herramienta para multiarado de corte horizontal para tractor.

Fuente: Ecured (2011)

1.3. El motocultor y sus componentes

El motocultor es una máquina agrícola motorizada de dos ruedas accionadas por un solo eje. Su manejo requiere de un operario y dispone de varios implementos o aperos según el tipo de labor requerida (ver Sección 1.2.2). Debido a su versatilidad, bajo costo y diferentes modelos que van desde los 7hp hasta los 18hp, se ha convertido en una herramienta ideal para pequeños y medianos agricultores. Las características técnicas del motocultor en el presente proyecto se muestran en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Características técnicas del motor y motocultor.

Motor			
Marca		Changfa S1100, 16 hp /2200 rpm- Horizontal 4 tiempos	
Diámetro x carrera	mm	100x115	
Radio de compresión		19.5:1	
Combustible		Diesel	
Tasa de potencia en 1 hora	hp	15.6	
Tasa de potencia en 12 hora	hp	15.3	
Enfriamiento		Radiador	
Arranque		Manual	
Motocultor			
Largo/ancho/altura	mm	2180/960/1250	
Distancia entre ruedas (trocha)	mm	960-980	
Mínimo radio de giro	mm	900	
Peso sin herramienta	Kg	360	
Especificación de llantas		6.00x12	
Presión de llantas	psi	14-17	
Capacidad de carga	Kg	1000	
Velocidad	Avance	Km/h	1.7, 2.6, 4.2, 5.3, 9.4, 15.3
	Retroceso	Km/h	1.3, 3.8

Fuente: Manual Mekatech (2015)

El motocultor está conformado por los siguientes componentes principales:

Motor: El motor de combustión interna utiliza la energía calorífica liberada en la combustión de la mezcla aire y combustible, y la convierte en energía mecánica. El movimiento rectilíneo alternante del pistón se transforma en movimiento rotatorio por medio del mecanismo de biela y manivela (Polanco, 2017). La potencia del motor es controlada por el acelerador ubicado en las manceras, como se observa en la Figura 1.7.

Palanca de embrague y freno: Mediante esta palanca (ver Figura 1.7) se conecta o desconecta potencia del motor. La acción se transmite mediante el uso de cables de acero que se conectan con el sistema de embrague y freno. Este sistema es de tipo fricción activado por medio de resortes (Manual Mekatech, 2015).

Diferencial: Ubicado en el centro del eje motriz, conformado por un conjunto de engranajes que distribuyen la potencia proveniente del motor hacia las ruedas. Este mecanismo permite que las ruedas se puedan mover de forma independiente, es decir, con distinta velocidad. Gracias a esto el motocultor puede girar al accionar la manija del diferencial.

Manija del diferencial: Permite el bloqueo de una de las ruedas: izquierda o derecha, lo que causa el motocultor gire en torno a la rueda bloqueada, esta acción se transmite mediante el uso de cables de acero que se conectan con el diferencial.

Chasis: Fabricado en perfilería de acero, es el cuerpo principal del motocultor en el cual se ensamblan todos los componentes principales como: motor, caja de cambios, manceras, etc.

Correas de transmisión: Permiten transmitir la potencia de la polea del motor a otra polea conectada al sistema de embrague mediante 4 correas tipo V. La relación entre los diámetros de las poleas conductora y conducida reduce la velocidad angular de salida del motor.

Caja de cambios: Consiste en una serie de engranajes que varían la velocidad angular del eje motriz dependiendo de la relación de transmisión entre engranajes. Además, permite el cambio de velocidad, utilizando la palanca de marcha (ver Figura 1.7), obteniéndose para el motocultor en el presente proyecto: 2 marchas y 8 velocidades en el eje motriz.

Manceras: Son los manubrios en los cuales se instalan los elementos para el manejo y control del motocultor; además permiten el apoyo del operario.

Enganche a la barra de tiro: Los implementos se conectan a la barra de tiro del motocultor mediante un pasador o perno, con lo cual son remolcados o arrastrados (ver Sección 1.2.2).

Implementos o aperos: Son todas las herramientas de labrado o cosecha que se instalan en la barra de tiro, como por ejemplo el subsolador, el arado de disco y arado rotatorio, este último se observa en la Figura 1.7.



Figura 1.7. Partes y componentes principales del motocultor.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

Funcionamiento del motocultor

La Figura 1.8 muestra las etapas de transformación de potencia, comenzando desde el motor de combustión interna; donde la potencia es transmitida desde la polea del motor hasta la polea del embrague mediante correas tipo V. La potencia finalmente se distribuye hasta la caja de transmisión, donde se varía el torque y la velocidad angular a la salida del eje motriz, mediante engranajes variables.

La potencia de la transmisión puede convertirse en dos formas de potencia para trabajo, la primera es la potencia de tiro, que es la más utilizada e indispensable en todos los procesos de mecanizado de los terrenos como: labrado, arado de disco, subsolador, que coincide con el motocultor de estudio. Por otro lado, la potencia de la transmisión puede convertirse en potencia rotacional, como es el caso de arado de rastra.

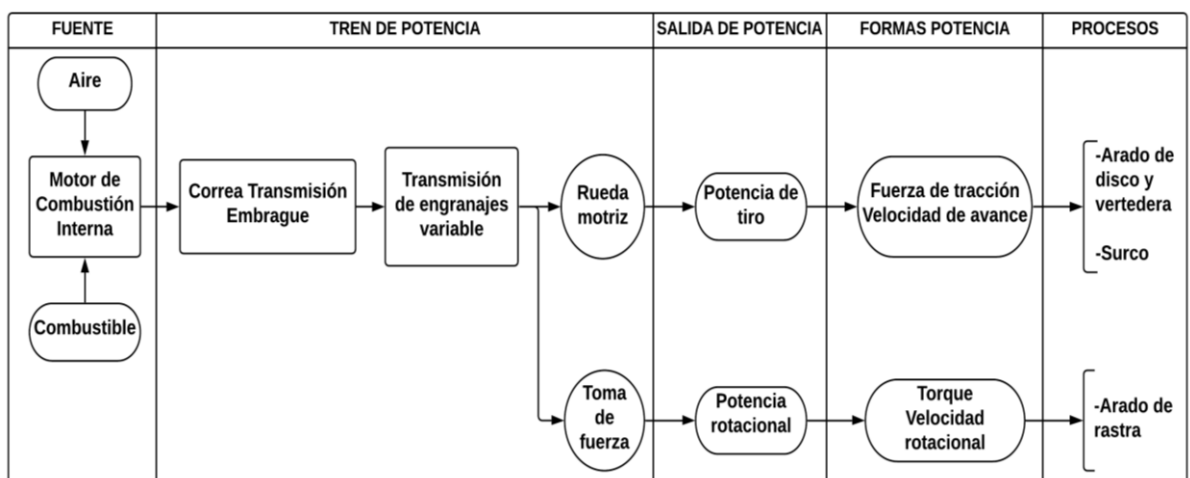


Figura 1.8. Tren de transmisión de potencia del motocultor en general.
Fuente: Propia

En el motocultor la caja de transmisión permite la adaptación a diferentes necesidades de trabajo o transporte de carga. Existen dos pasos de transmisión: bajo y alto, que se activan mediante la posición de la palanca de transmisión como se observa en la Figura 1.9, con lo que se tiene 6 velocidades de frente y 2 velocidades de reversa.

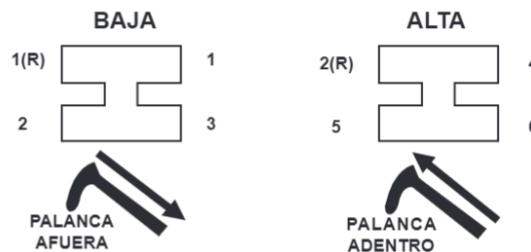


Figura 1.9. Velocidades de transmisión.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

La forma en la que se debe operar las marchas es la siguiente:

- Colocar la palanca freno-embrague en desconectado, luego seleccione la velocidad que se requiera con la palanca hacia afuera o adentro.
- Una vez seleccionada la velocidad, pasar la palanca del estado desconectado al estado conectado de forma lenta y continua; a medida que se mueve la palanca el motocultor empezara a moverse.

Las manijas de dirección (2) como se observa en la Figura 1.10, permite la desconexión de la potencia que se transfiere de la caja de transmisión a las llantas izquierda o derecha respectivamente, esta acción provoca el giro del motocultor.

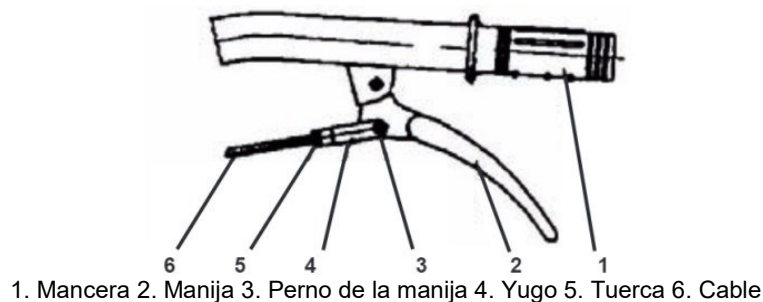


Figura 1.10. Manija de dirección.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

La potencia y aceleración del motor se controla mediante la manija de aceleración, por medio de un sistema de cables de acero, controla el acelerador del motor con la manija ubicada en las manceras (ver Figura 1.7), de esta forma el operador tiene la capacidad de variar la potencia del motor dependiendo del tipo de actividad que realice.

1.4. Mecanismo de tracción

Tracción es la transmisión de la fuerza del motor hacia el sistema de neumáticos u oruga, el cual se encuentra en contacto con el suelo. La manera en que se transmite la fuerza desde el sistema de tracción al suelo se conoce como principio de tracción.

El principio de tracción se fundamenta en la teoría de falla de Coulomb, que fue usado inicialmente para predecir el comportamiento de los neumáticos en contacto con el suelo en tractores. Esta teoría establece que, la fuerza de tiro máxima que un tractor alcanza es igual a la fuerza cortante máxima que resiste el suelo antes de que exista deslizamiento; depende a su vez de la carga normal aplicada en un área, que está definida por el tamaño de los neumáticos y el estado del suelo (Ashburner y Sims, 1984).

1.4.1. Propiedades mecánicas del suelo

Resistencia al corte

En 1776, Coulomb presento una teoría de ruptura de materiales. De acuerdo con esta teoría, la falla a través de un plano en un material ocurre por una combinación crítica de esfuerzos normales σ y cortantes τ , y no de forma independiente (Braja, 2019). La ecuación de falla propuesta por Coulomb se puede deducir mediante un simple experimento (ver Figura 1.11). La “caja de corte”, en la cual se coloca una muestra del suelo y se aplica una fuerza normal. La caja consta de dos partes una fija y una móvil, en esta última se aplica una fuerza cortante que se incrementa paulatinamente, hasta que se produce el fallo (Murthy, 2014).

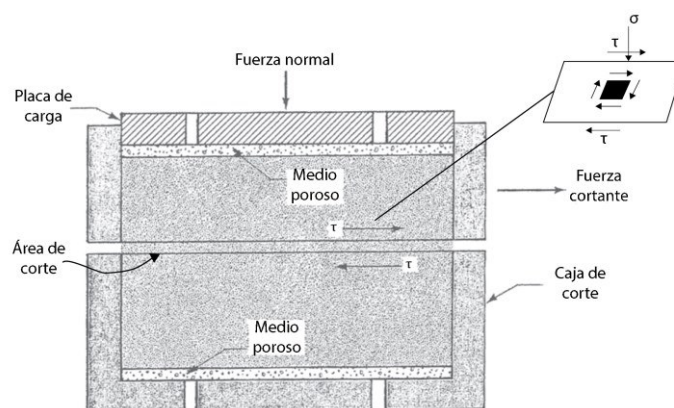


Figura 1.11. Prueba de corte directa en “caja de corte”.
Fuente: Adaptado de Braja (2019)

Los resultados de esta prueba se muestran en la Figura 1.12. La envolvente de falla puede ser determinada dibujando una línea recta a través de los puntos de prueba, que representa la Ec. (1.1) de Coulomb.

$$s = c + \sigma_n * \tan\varphi \quad (1.1)$$

Donde:

s: resistencia al corte, kPa

c: cohesión, kPa

σ_n : presión normal que actúa sobre el área de corte, kPa

φ : ángulo de fricción interna

Esta ecuación expresa que la cohesión es independiente de la presión normal que actúa sobre el área de corte.

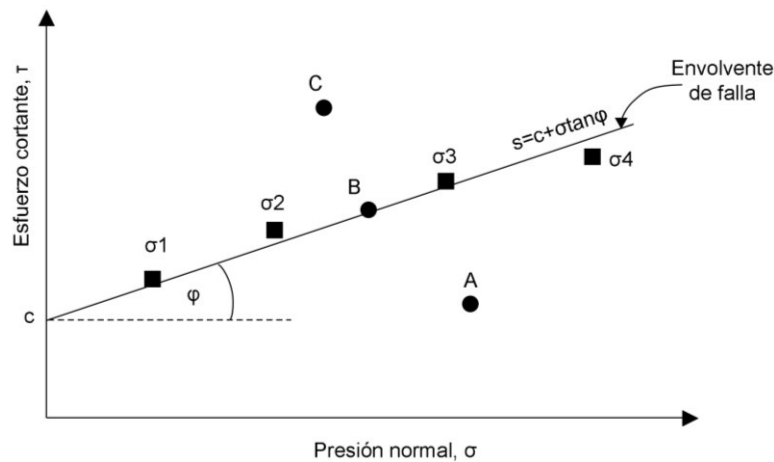


Figura 1.12. Ángulo de fricción y cohesión mediante pruebas de corte directo.
Fuente: Adaptado de Braja (2019)

Si los esfuerzos normal y cortante en un plano del suelo son tales que se trazan como el punto A, la falla por corte no ocurrirá. La falla por corte ocurrirá si se trazan como el punto B, que se ubica en la envolvente de falla. No puede existir un estado que se represente como el punto C, ya que está por encima de la envolvente de falla.

1.4.2. Interacción del suelo con el sistema de tracción

Cuando se aplica un torque T a un sistema de tracción en un vehículo, se produce un esfuerzo cortante en la interfaz entre sistema de tracción y suelo, en la denominada superficie de corte, ver Figura 1.13 (Wong, 2001).

La fuerza máxima que puede soportar la superficie de corte antes de fallar es igual a la fuerza máxima de tiro que el motocultor puede desarrollar sin deslizamiento. La fuerza de tiro máxima se la denomina tracción bruta F_u , que se calcula multiplicando la Ec. (1.1), por el área efectiva de corte A_c , entonces se tiene:

$$F_u = c * A_c + F_n * \tan \varphi \quad (1.2)$$

Donde:

F_u : tracción bruta, kN

F_n : fuerza normal que soporta el sistema de tracción, kN

A_c : área efectiva de corte, m^2

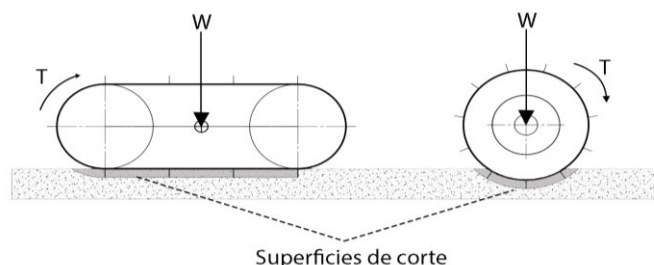


Figura 1.13. Superficie cortante en un tren de rodadura y rueda.
Fuente: Adaptado de Wong (2001)

Para la predicción de la tracción en la agricultura se tiene un terreno Franco-arcilloso medianamente saturado, en la Tabla 1.2 se muestran los valores recomendados por Wulfsohn y Way (2009).

Tabla 1.2. Probables parámetros de resistencia al corte para suelos parcialmente saturados sin drenaje.

Tipo de suelo	Contenido de agua, %	Cohesión c , kPa	Coefficiente de fricción ($\tan \phi$)
Franco-arcilloso	15.2	10.1	0.575
	39.9	28.5	0.162

Fuente: Adaptado de Wulfsohn y Way (2009)

1.4.3. Resistencia al rodamiento y compactación

Resistencia al rodamiento

Se define como el conjunto de fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, que se presentan en la interfaz entre el suelo y el sistema de tracción. Para el caso de los vehículos que se desplazan fuera de la carretera, las condiciones del suelo afectan significativamente la resistencia a la rodadura (Wong, 2001). El estado del suelo influye directamente en el hundimiento del sistema de tracción, la Figura 1.14 muestra las líneas de esfuerzo constante debajo de los neumáticos 12.4-28 de un tractor, donde se observa que el hundimiento es mayor en suelos suaves y húmedos, que en suelos duros y secos.

La compleja relación entre todas las variables de operación y diseño del sistema de rodaje, hacen que sea extremadamente difícil una estimación teórica; sin embargo, se han desarrollado varios métodos empíricos o semi empíricos para predecir dicho valor

(e.g., Wong, 2001; Renius, 2019; Bosch, 2002). La resistencia a la rodadura R_r puede ser expresada mediante la Ec. (1.3)

$$R_r \approx f * W_t \quad (1.3)$$

Donde:

f : coeficiente de resistencia a la rodadura

W_t : peso total del vehículo, N

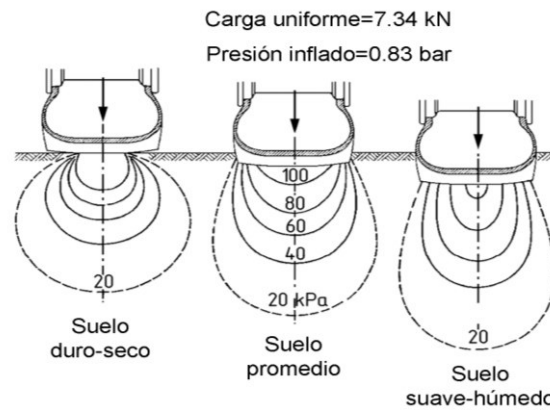


Figura 1.14. Influencia del suelo en la distribución de esfuerzos.
Fuente: Adaptado de Renius (2019)

El coeficiente f se obtiene de la Tabla 1.3, para varias condiciones de suelos.

Tabla 1.3. Coeficientes típicos de resistencia a la rodadura.

Superficie del camino	Coeficiente de resistencia a la rodadura f
Neumáticos tradicionales en:	
Camino pavimentado	0.013
Camino sin pavimentar	0.05
Campo	0.1-0.35
Oruga de tractor en:	
Campo	0.07-0.12

Fuente: Adaptado de Bosch (2002)

Compactación

En la Figura 1.15 se observa que, el neumático tiene un área de distribución de peso menor en comparación del sistema de tracción tipo oruga, lo que provoca que el neumático se hunda, desarrollando un surco. El avance del vehículo empuja el neumático contra la pared lateral del surco, hasta que logra pasarlo completamente, como resultado se obtiene un suelo compactado. El grado de presión o compactación durante la mecanización juega un papel importante en la producción agrícola, debido a que influye directamente en la aireación, retención de agua, nutrientes y crecimiento de las raíces.

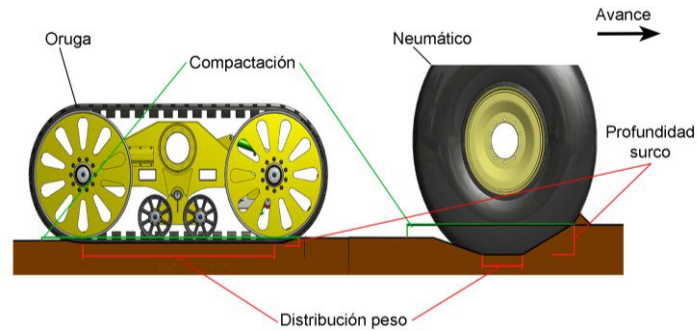


Figura 1.15. Efecto del paso de neumáticos y orugas en suelo agrícola.
Fuente: Elmer's (2016)

1.4.4. Mecanismo de tiro de un motocultor

Un motocultor se simplifica como un sólido rígido contenido en un plano, sin aceleración y operando en posición horizontal sin pendiente. En la Figura 1.16, se muestra las dimensiones características y las reacciones fundamentales en el motocultor.

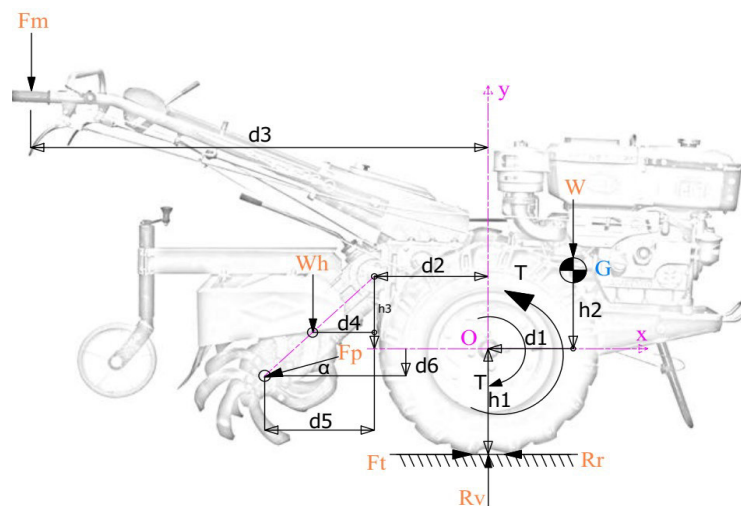


Figura 1.16. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de un motocultor.
Fuente: Propia

La fuerza de tiro F_p se determina mediante el equilibrio de fuerzas con respecto al eje x , como se expresa en la Ec. (1.4):

$$F_p \cdot \cos \alpha = F_t - R_r \quad (1.4)$$

La relación entre fuerza de tracción F_t y el torque T se expresa en la Ec. (1.5):

$$F_t = \frac{T}{h_1} \quad (1.5)$$

La fuerza F_m se determina del equilibrio de momentos con respecto al punto O , como se expresa en la Ec. (1.6):

$$F_m = \frac{F_p * \cos\alpha * d_6 + W * d_1 - T - F_p * \sin\alpha * (d_2 + d_5) - W_h * (d_2 + d_4)}{d_3} \quad (1.6)$$

La reacción vertical R_v sobre los neumáticos del motocultor se calcula mediante la expresión de la Ec. (1.7), derivada del equilibrio de fuerzas con respecto al eje y:

$$R_v = F_m + W_h + F_p * \sin\alpha + W \quad (1.7)$$

Donde:

F_p : fuerza de tiro de la herramienta, N

F_m : fuerza manual ejercida por el usuario, N

F_t : fuerza de tracción en el eje motriz, N

R_r : resistencia a la rodadura, N

T : torque, Nm

h_1 : radio de los neumáticos del motocultor, m

W_h : peso de la herramienta o contrapeso, N

W : peso del motocultor con neumáticos, N

R_v : reacción vertical sobre las ruedas, N

$d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6$: dimensiones, m

α : ángulo de la fuerza de tiro con el eje horizontal

G : centro de gravedad del motocultor sin herramienta

El torque en eje motriz T_w se determina con la Ec. (1.8):

$$T_w = \eta_t * T_m * q \quad (1.8)$$

Donde:

η_t : eficiencia de transmisión de la potencia desde el motor a las ruedas

T_m : torque del motor, Nm

q : relación de transmisión total

La relación de transmisión total se define como se muestra en la Ec. (1.9):

$$q = \frac{N_m}{N_w} \quad (1.9)$$

La velocidad de avance V_a se relaciona con la velocidad angular N_w mediante la expresión de la Ec. (1.10):

$$V_a = \frac{\pi}{60} * D * N_w \quad (1.10)$$

El torque del motor se determina con la Ec. (1.11):

$$T_m = \frac{H_m * 60}{2\pi * N_m} \quad (1.11)$$

Donde:

N_m : velocidad angular del motor, rpm

N_w : velocidad angular de las ruedas, rpm

V_a : velocidad de avance lineal, m/s

D : diámetro de las ruedas, m

H_m : potencia del motor, vatios

La eficiencia de tracción η_{Ft} cuando el motocultor trabaja a máxima potencia, se calcula mediante la siguiente Ec. (1.12):

$$\eta_{Ft} = \frac{F_u}{F_t - R_r} \quad (1.12)$$

1.5. Sistemas de tracción de neumáticos y oruga

A principios de los años 90 se fabricaron los primeros tractores prácticos de orugas de acero como se observa Figura 1.17a, donde fueron utilizados principalmente para la agricultura. Las orugas se utilizaron en áreas donde los tractores de ruedas funcionaban ineficientemente como en pendientes empinadas y suelos blandos (Esch, 1990). Las orugas se utilizan en áreas agrícolas donde se requiere la máxima fuerza de tiro. La imposibilidad de los tractores de orugas de acero para moverse por carreteras pavimentadas ha dado paso al desarrollo de un tractor equipado con innovadores sistemas de orugas de caucho, ver Figura 1.17b; con el fin de combinar la alta eficiencia de tracción, la baja compactación, y permitir mejor maniobrabilidad.



(a)

(b)

Figura 1.17. a) Tractor de orugas de cadena. b) Tractor con orugas de goma.

Fuente: Ruiz (2017)

Taylor y Burt (1973) informaron los resultados de un estudio de tracción usando orugas de acero, orugas de bandas neumáticas y neumáticos. Las orugas de acero y bandas neumáticas en tractores mostraron eficiencias de tracción de aproximadamente 80%;

sin embargo, los neumáticos alcanzaron únicamente el 55%. Además, se observó con las orugas menor deslizamiento que con los neumáticos.

1.5.1. Comparación entre neumáticos y sistema de oruga

Los motocultores constituyen solo una pequeña parte de todos los equipos de potencia agrícola disponibles en el mercado. Por lo tanto, existe una escasez de información sobre sus características de tracción en comparación con los tractores. En la Tabla 1.4 se describe las principales características de los sistemas de tracción comúnmente utilizados en las máquinas agrícolas.

Tabla 1.4. Comparación entre neumáticos, banda neumática y cadenas de acero.

	Neumáticos	Banda neumática	Cadenas de acero
Tipo de Suelo	Suelo pavimentado, arado, seco	Pavimentado, arado, seco, lodoso	Arado, lodoso, seco, alta pedregosidad
Durabilidad de la rodadura	Tiempo de vida moderado	Moderado	Alto
Peso	Liviano (incluye aro)	Ligeramente pesado	Pesado
Flotabilidad	Depende del número de ruedas, se hunde con facilidad en suelos húmedos y arados	Se hunde ligeramente en el suelo húmedo y arado	Se hunde en menor medida que las llantas, pero mayor a la banda de goma
Mantenimiento	Nulo	Periódico largo	Periódico corto
Tracción	Bajo	Alto	Ligeramente mayor a las bandas
Deslizamiento	Depende del tipo de suelo, alto en suelos arados, bajo en suelos duros pavimentados	Bajo en cualquier tipo de suelo	Bajo en cualquier tipo de suelo
Maniobrabilidad	Fácil	Difícil	Muy difícil
Costo	Bajo	Mediano	Alto

Fuente: Propia

1.5.2. Tipos de sistemas de tracción tipo oruga

Las orugas se diferencian según la forma que toma la banda de rodadura en dos grandes grupos:

Orugas triangulares y rectangulares: Las orugas triangulares y rectangulares, como se observa en la Figura 1.18, son las más comunes en maquinaria. Estas son utilizadas en el proceso de cosecha ya que permiten una distribución del peso igual en toda la longitud de la banda de rodadura en contacto con el suelo. Debido a esto se obtiene alta eficiencia tractiva y baja compactación del suelo (Todoagro, 2019).

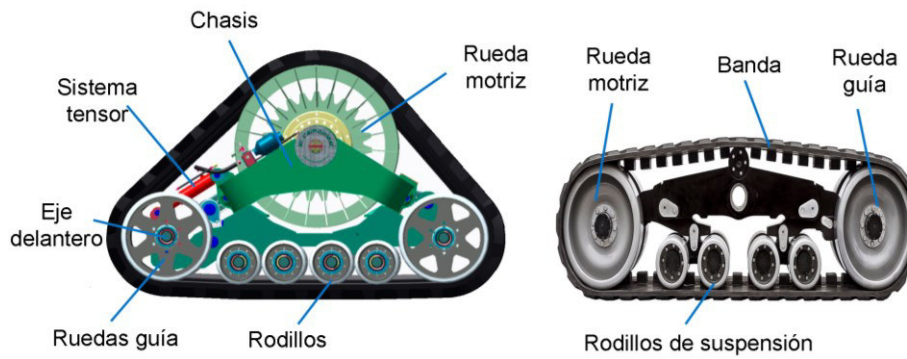


Figura 1.18. Oruga triangular y rectangular.
Fuente: Adaptado de Todoagro (2019)

La principal limitación de estos sistemas es que tienden a estancarse en terrenos fangosos; a pesar de su excelente flotabilidad y distribución del peso. Esto sucede si el hundimiento del sistema en el suelo supera la altura del eje delantero.

Orugas trapezoidales escalenos: Se caracterizan por presentar una rueda delantera suspendida por encima de la línea inferior de rodillos de suspensión (ver Figura 1.19). Su principal característica es su excelente funcionalidad en suelos barrocos. Esto se debe a que, con la rueda suspendida, se permite incrementar la transitabilidad de las orugas a pesar de existir un hundimiento pronunciado; debido a la geometría delantera que asemeja a una rueda de gran diámetro (Todoagro, 2019).

Su principal desventaja es que tiene un área para la distribución del peso inferior a los sistemas de orugas triangulares y rectangulares, por lo que suelen producir compactación en pequeños relieves del suelo.

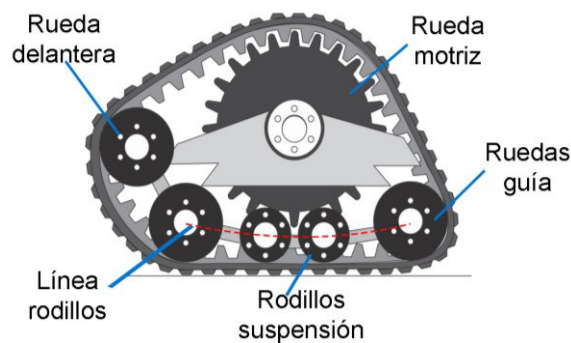


Figura 1.19. Oruga triangular y rectangular.
Fuente: Adaptado de Todoagro (2019)

1.6. Factores de inestabilidad

Las razones por las cuales se dificulta la operación del motocultor dependen de los siguientes aspectos (Goering, 2003):

- Los suelos agrícolas sobre los que opera el motocultor son débiles; es decir, se deslizan (deforman) cuando se aplica una carga horizontalmente y se comprimen cuando se carga verticalmente.
- Las condiciones de carga en el motocultor varían de un trabajo a otro, según el tipo de suelo, condiciones de temperatura, humedad, y restos de cultivos que dificultan su operación.
- Las superficies del suelo son irregulares e inclinadas, por lo que el control del motocultor y del implemento se dificulta.

1.6.1. Centro de gravedad

El centro de gravedad (G) es un punto ubicado en el interior o exterior de un cuerpo sólido, el cual se comporta como si toda la fuerza de gravedad estuviera actuando en este punto. El centro de gravedad es uno de los parámetros requeridos para el análisis de la estabilidad de una máquina. Debido a la gran cantidad de piezas que contiene el motocultor muchas de ellas de forma irregular, es difícil determinar analíticamente el centro de gravedad; sin embargo, existen varios métodos experimentales para obtener la ubicación con gran exactitud. Uno de estos métodos se detalla a continuación.

Método de pesaje

Este método consiste en colocar el motocultor en reposo en una superficie plana horizontal. Posteriormente mediante un dispositivo se mide la fuerza que se aplica en las manceras F_o para que el motocultor se mantenga nivelado.

El valor de F_o junto con el peso total del motocultor se reemplaza en la Ec. (1.13) obtenida del análisis de equilibrio estático (ver Figura 1.20). Con esto se despeja la componente horizontal del centro de gravedad d_1 .

$$d_1 = \frac{F_o * d_3}{W} \quad (1.13)$$

Donde:

F_o : Fuerza en las manceras, N

d_1, d_3 : distancias, m

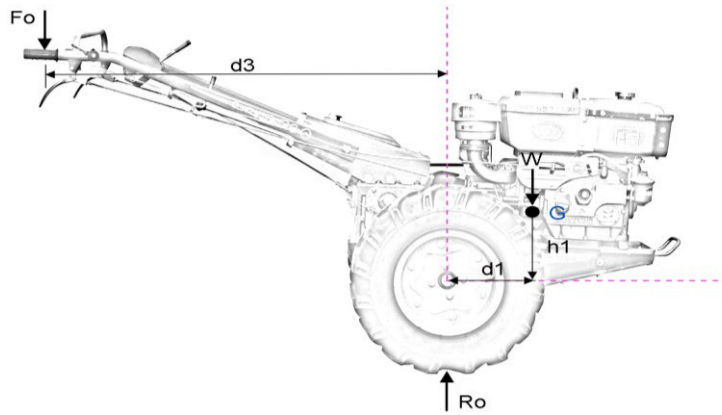


Figura 1.20. DCL del motocultor sin complemento en reposo.
Fuente: Adaptado de Goering (2003)

Sin embargo, la determinación de la componente vertical (h_1) es más compleja. Por lo tanto, una forma sencilla de calcular esta componente es mediante una representación en software CAD.

1.6.2. Riesgo de vuelco lateral

Los vuelcos laterales son la clase más común de vuelco en la agricultura, ocurren por varias causas entre las cuales destaca.

Transitar por una pendiente pronunciada

Cuanto mayor sea el ángulo de la pendiente (β), mostrado en la Figura 1.21, mayor es el riesgo de accidente. Por lo general, los tractores y en sí máquinas agrícolas se diseñan para obtener una distribución uniforme del peso alrededor del centro de gravedad, lo que proporciona estabilidad.

Operar el motocultor cerca de suelo inestable, puede provocar el hundimiento de la rueda del lado que soporta mayor peso en una pendiente pronunciada, el hundimiento produciría el atasco o en el peor de los casos el volcamiento del motocultor. La estabilidad de operación segura del motocultor está directamente influenciada por la altura del centro de gravedad G_y , ancho de vía S y el ángulo de la pendiente (NTP 259, 1997). El límite de vuelco se puede determinar del esquema de la Figura 1.21.

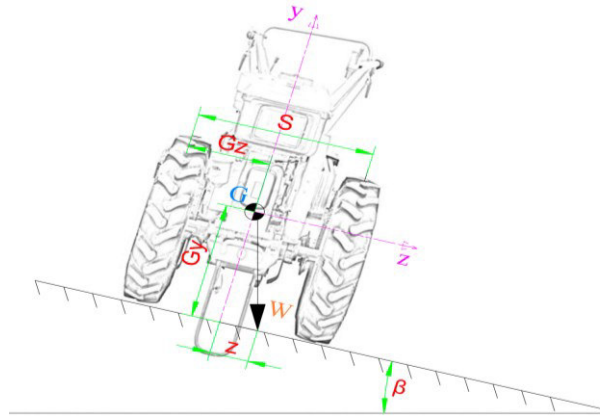


Figura 1.21. Esquema motocultor en pendiente.
Fuente: Propia

Entonces:

$$\tan \beta = \frac{z}{Gy} \quad (1.14)$$

Conociendo que el vuelco se produce cuando:

$$z \geq \frac{S}{2}; \tan \beta \geq \frac{S}{2 * Gy} \quad (1.15)$$

Por lo tanto, de las ecuaciones (1.14) y (1.15) se deduce que para mejorar la estabilidad se requiere aumentar S o disminuir Gy.

1.6.3. Inestabilidad en pendiente

El riesgo inminente de la pérdida de tracción en las ruedas del motocultor es un efecto que ocasiona inconvenientes al momento de realizar labores de mecanizado del suelo. El problema principal radica, en el posible deslizamiento de las ruedas del motocultor en pendientes pronunciadas, cuando el sistema de frenos esté activado. El deslizamiento ocasionaría la pérdida del control de la máquina y pone en riesgo la integridad física del operario.

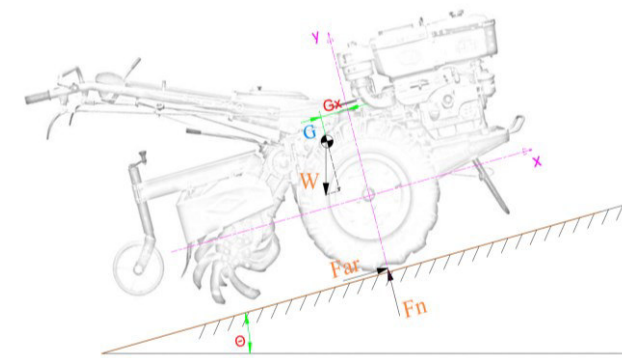


Figura 1.22. DCL motocultor estático en pendiente.
Fuente: Propia

La Figura 1.22 muestra las fuerzas en el motocultor para un ángulo de inclinación (θ), de la cual se deduce la fuerza de agarre mínima (F_{ar}) que debe existir entre las ruedas y el suelo para evitar el deslizamiento, como se muestra en la Ec. (1.16):

$$F_{ar} = W * \text{sen } \theta \quad (1.16)$$

1.7. Benchmarking maquinaria agrícola

En el país la distribución de maquinaria agrícola es escasa, con lo cual se detallan las características técnicas que poseen los motocultores y tractores presentes en el mercado. La distribución y comercialización de los sistemas de tracción tipo oruga puede llegar a ser nula; por lo cual, se tomó en cuenta maquinaria de características similares presentes en otros países.

Motocultor con ruedas de paletas: Es un motocultor diseñado con ruedas metálicas tipo paleta como se observa en la Figura 1.23, con lo que se evita el atascamiento en terrenos fangosos.



Características	
Marca	Shandong
Motor	8.83 Kw/ 12 hp
Combustible	Diesel
Dimensiones	2170*890*1150mm
Tracción	Paletas de acero
Peso Aprox.	500 Kg
Distancia al suelo	210mm
Semieje	520mm
Precio	\$ 3100

Figura 1.23. Características motocultor con ruedas de paletas.
Fuente: AgroRuiz (2018)

Tractor compacto. - En muchos casos los motocultores son comparados con los tractores compactos donde es posible evidenciar ciertas diferencias. El costo de estos tractores puede llegar a ser diez veces más que los motocultores (ver Figura 1.24).



Características	
Marca	John Deere
Motor	36 hp/2800rpm
Combustible	Diesel
Distancia entre ejes	1574 mm
Tracción	4 ruedas
Peso Aprox.	1200 Kg
Tocha trasera	1130 mm
Precio	\$ 18000

Figura 1.24. Características del tractor compacto agrícola.
Fuente: Mascus (2015)

Orugas Agrizeta: Es una oruga de goma para uso profesional, que posee protección contra piedras e ideal para trabajos en zonas con alta pedregosidad (ver Figura 1.25).



Características

Marca	AGRIZETA
Longitud	580mm
Altura del eje	270mm
Peso Aprox.	60 Kg
Reducción de velocidad	45%
Precio	\$ 1860

Figura 1.25. Características oruga Agrizeta para motocultor.
Fuente: Machine MaM (2008)

Orugas para motocultor. - Es una oruga fabricada en caucho ideal para motocultores, motosegadoras, desbrozadoras, cuenta con protección contra piedras e ideal para suelos suaves y húmedos (ver Figura 1.26).



Características

Marca	AgroRuiz
Material	Banda de caucho
Dimensiones	210*950*800mm
Peso Aprox.	70 kg
Precio	\$ 1450

Figura 1.26. Características orugas de goma para motocultor.
Fuente: AgroRuiz (2018)

1.8. Mantenimiento

1.8.1. Mantenimiento correctivo

El mantenimiento debido en una avería total es una forma de mantenimiento basado en fallas, que determina si un sistema se encuentra en buenas condiciones, y restaura el sistema a su estado original, después de que ocurre una falla parcial o total en el sistema (Xu, J., y Xu, L., 2017). Puede incluir uno o todos los siguientes pasos establecidos en la Figura 1.27.

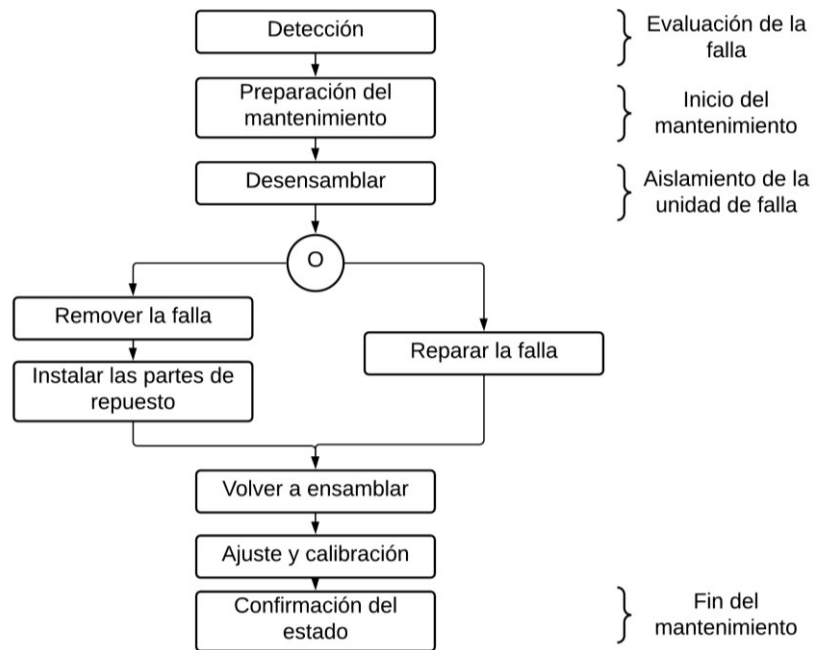


Figura 1.27. Pasos del mantenimiento correctivo.
 Fuente: Adaptado de Xu, J., y Xu, L. (2017)

1.8.2. Evaluación del sistema

La decisión de reemplazar o ajustar un elemento es sin duda la parte fundamental para la restauración y el mantenimiento óptimo de un sistema. La Figura 1.28 muestra la aplicación sistemática del método de sistema integral (Xu, J., Xu, L., 2017). Este método consiste en primer lugar, el análisis del funcionamiento y operación de la máquina, que es el primer paso para realizar la evaluación del estado de los elementos que la componen. Luego se realiza un pronóstico tomando en consideración el tiempo de vida útil especificado. Toda esta información se utiliza finalmente para la toma de decisiones que garanticen la confiabilidad del sistema.





Figura 1.28. Metodología para la toma de decisiones.
Fuente: Adaptado de Xu, J., y Xu, L. (2017)

1.9. Diseño mecánico

El diseño mecánico se lo define como una tarea compleja, para la cual es necesaria muchas habilidades, las cuales van más allá de la aplicación de las matemáticas y de la ciencia. La complejidad del diseño mecánico requiere de la implementación de una secuencia de pasos iterativos los cuales van desde la presentación y revisión de ideas, hasta el diseño de elementos y su posterior fabricación. Donde el equipo encargado del diseño tiene a disposición recursos de apoyo como son manuales y fuentes de información. Otras herramientas las cuales son usadas frecuentemente son las herramientas para el diseño asistido por computadora (CAD), herramientas para el análisis por elementos finitos y hoy en día es posible incorporar la utilización de impresiones 3D.

1.9.1. Diseño de ejes

Un eje es un elemento rotatorio, que por lo general presenta una sección transversal circular. En los ejes no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos, siendo suficiente hacerlo en las partes críticas, donde el esfuerzo es máximo. El procedimiento de diseño de un eje se detalla a continuación (Budynas y Nisbett, 2008).

El diseño de un elemento a fatiga se basa en el método esfuerzo – vida (S-N), que es uno de los métodos menos exactos, pero más usado en aplicaciones de alto ciclaje. Para este método existen gran cantidad de datos como resultado de investigaciones. El resultado del experimento para el acero UNS G41300 se muestra en la Figura 1.29, en la cual se observa que la curva se vuelve horizontal después de que el material se sometió a un determinado esfuerzo durante un cierto número de ciclos, esta zona es denominada zona de vida infinita.

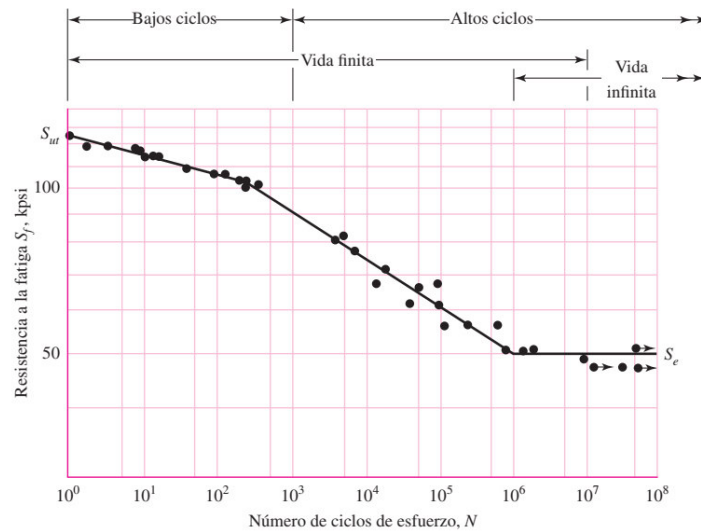


Figura 1.29. Diagrama esfuerzo – vida para el acero UNS G41300.
Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

El método S-N tiene como primer punto un análisis mediante la aplicación de las ecuaciones de equilibrio, de donde se obtendrán las reacciones presentes en el eje, una vez obtenidas las reacciones se procede a graficar los diagramas de fuerzas internas: la fuerza cortante V (Ec. (1.17)), el momento flexionante M (Ec. (1.18)) y en caso de existir el par de torsión T_c (Ec. (1.19)). Una vez obtenido estos valores en los diferentes planos se determina la sección donde las fuerzas internas sean máximas (sección crítica).

En la Figura 1.30 se observa los diferentes esfuerzos: máximos $\sigma_{\text{máx}}$ y mínimos $\sigma_{\text{mín}}$, los cuales se pueden simplificar para una carga de flexión en: esfuerzos flexionantes medios σ_m (Ec. (1.20)) y alterantes σ_a (Ec. (1.21)). Es posible incluir factores por sobrecarga de la Tabla A-4 del Anexo A, debido a golpes o condiciones de trabajo (Ec. (1.22)).

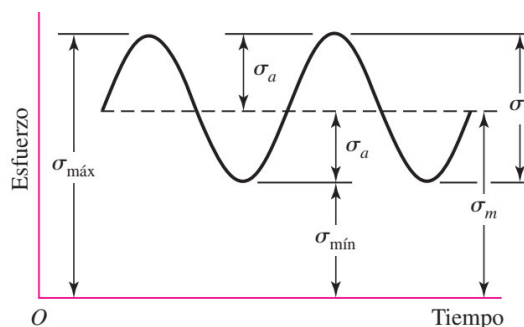


Figura 1.30. Caracterización esfuerzo fluctuante
Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

Debido a la existencia de irregularidades o discontinuidades es necesaria la implementación de un factor de concentración de esfuerzo K_t , el cual se obtendrá de la

utilización de la Figura C-1 del Anexo C. Otro factor es la constante de Neuber, que puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden por fatiga (Ec. (1.23)). Una vez obtenidos dichos factores se obtienen K_f (factor de concentración de esfuerzo por fatiga) mediante la Ec. (1.24).

Posteriormente se obtiene el límite de resistencia a la fatiga de la probeta (Ec. (1.25)). La resistencia a la fatiga del elemento se modifica de acuerdo con los factores:

- Factor de modificación de la condición superficial k_a , se determina mediante la Ec. (1.26), cuyos parámetros son evaluados en la Tabla C-1 del Anexo C.
- Factor de modificación del tamaño k_b , donde es necesario tener en consideración el diámetro del eje como se muestra en la Ec. (1.27).
- Factor de modificación de la carga k_c , para este factor se toma en consideración tres casos: $k_c = 1$ para flexión, $k_c = 0.85$ para carga axial y $k_c = 0.59$ para torsión.
- Los siguientes factores: factor de modificación de la temperatura k_d , factor de confiabilidad k_e y factor de modificación de efectos varios k_f se los ha tomado como valor igual a la unidad debido a que no son relevantes en este trabajo.

Una vez que se han obtenido todos los factores se procede al cálculo de la resistencia a la fatiga en la sección crítica (Ec. (1.28)). A continuación, se puede utilizar los criterios de falla, siendo el utilizado para el presente trabajo el criterio de falla de Goodman modificado (Ec. (1.29)) para obtener el factor de seguridad a fatiga n_f . Además, es posible comprobar la falla del elemento debido a la fluencia aplicado la Ec. (1.30) y el aplastamiento del eje con placas soporte se determina con la Ec. (1.31). El procedimiento descrito se resume en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5. Ecuaciones para el diseño de ejes.

Ecuaciones		Parámetros	
Fuerza cortante, N	$V = \frac{dM}{dx}$	M: momento flexionante, Nm X: distancia, m	Ec. (1.17)
Momento flexionante, Nm	$M = F * r$	F: fuerza aplicada, N r: distancia, m	Ec. (1.18)
Par de torsión, Nm	$T_c = \frac{H}{N}$	H: potencia, Vatios N: velocidad angular, rad/s	Ec. (1.19)
Esfuerzos de Von Mises medios, Pa	$\sigma_m = \left[\left(\frac{32 * K_f * M_m}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * K_{fs} * T_m}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$		Ec. (1.20)
	K_f : factor de concentración de esfuerzo por fatiga (flexión) K_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por fatiga (torsión)		

	M_m : momento medio, Nm T_m : par de torsión medio, Nm d : diámetro del eje, m		
Esfuerzos de Von Mises alternantes, Pa	$\sigma_a = \left[\left(\frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * K_{fs} * T_a}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$		Ec. (1.21)
	M_a : momento alternativo, Nm T_a : par de torsión alternativo, Nm d : diámetro del eje, m		
Esfuerzos y momentos debido a sobrecarga	$\sigma_{sob} = K_o * \sigma$ $M_{sob} = K_o * M$	σ : esfuerzo, Pa M : momento, Nm K_o : factor por sobrecarga (Tabla A-4)	Ec. (1.22)
Constante de Neuber, $\sqrt{\text{pulg}}$	$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2}) * S_{ut} + 0.150874(10^{-4}) * S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7}) * S_{ut}^3$		Ec. (1.23)
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$	K_t : factor de concentración de esfuerzo r : radio de filete, mm	Ec. (1.24)
Límite de resistencia a la fatiga, MPa	$S'_e = 0.5 * S_{ut}$	S_{ut} : Resistencia última a la tracción, MPa	Ec. (1.25)
Factor de modificación de la condición superficial	$k_a = a * S_{ut}^b$	a : factor dependiente del acabado b : exponente	Ec. (1.26)
Factor de modificación del tamaño	1) $k_b = 1.52 * d^{-0.157}$ $2.7 < d < 51 \text{ mm}$ 2) $k_b = 1.24 * d^{-0.107}$ $51 < d < 254 \text{ mm}$	d : diámetro, mm	Ec. (1.27)
Resistencia a la fatiga, MPa	$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$	k_c : factor de carga k_d : factor de temperatura k_e : factor de confiabilidad k_f : efectos varios	Ec. (1.28)
Criterio de Goodman modificado	$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_f}$	S_y : límite de fluencia, MPa n_f : factor de seguridad a fatiga para vida infinita	Ec. (1.29)
Factor de seguridad por fluencia	$\sigma_y = \frac{F}{A}$ $n_y = \frac{S_y}{\sigma_y}$	σ_y : esfuerzo puede ser medio o alternativo, MPa F : fuerza, N A : área de aplicación de la fuerza, mm ² n_y : factor de seguridad fluencia	Ec. (1.30)
Factor de seguridad de aplastamiento del eje con una placa soporte	$\sigma_{ap} = \frac{F}{A_{ap}} = \frac{F}{t * d}$ $n_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}}$	σ_{ap} : esfuerzo debido a aplastamiento, MPa F : fuerza, N A_{ap} : área de aplastamiento, mm ² t : espesor de la placa, mm d : diámetro del agujero, mm n_{ap} : factor de seguridad en aplastamiento	Ec. (1.31)

Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

Deflexiones lineales y angulares

La deflexión de vigas está presente en la mayoría de los problemas de diseño mecánico, a menudo en ejes fijos, rotatorios, palancas, etc. El análisis de la resistencia mecánica detallada anteriormente comprende una parte esencial del diseño; sin embargo, para ciertos elementos (ejes que alojan rodamientos o engranajes) se requiere el análisis de deflexiones.

Las deformaciones o deflexiones excesivas pueden provocar fallas de funcionamiento, sin que necesariamente se haya alcanzado la falla por resistencia mecánica. Para una viga sometida a una carga de flexión se tiene que la deflexión angular θ y deflexión lineal δ en cualquier punto se determina mediante las ecuaciones (1.32) y (1.33):

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (1.32)$$

$$\delta = \int \frac{dy}{dx} \quad (1.33)$$

Estas ecuaciones se pueden derivar de la ecuación del momento flexionante M (Ec. (1.34)):

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (1.34)$$

donde, E es el módulo de Young e I es el segundo momento de área de la sección. Existen muchos casos prácticos de vigas, para los cuales los resultados de las ecuaciones de deflexión lineal y angular se encuentran tabulados (ver Tabla C-4 del Anexo C). Sin embargo, para ejes escalonados es preferible el uso de un software especializado de elementos finitos (Budynas y Nisbett, 2008). En la Tabla 1.6 se muestra los valores permisibles de deflexión angular para varias clases de rodamientos.

Tabla 1.6. Intervalos máximos permisibles de deflexión angular para rodamientos.

Tipo de elemento rodante	Pendiente permisible, rad
Rodillo cilíndrico	0.0008-0.0012
Bolas con ranura profunda	0.001-0.003
Bolas auto-alineante	0.026-0.052

Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

1.9.2. Selección de rodamientos

La vida útil de un rodamiento no termina por una rotura debido al sobrepasar los límites de resistencia del metal del que están fabricados, sino por los esfuerzos cíclicos a los que se encuentra sometido. Por lo tanto, la selección de un rodamiento se realiza según

el número de horas de vida requeridas y capacidad de carga dinámica, en la Tabla 1.7 se detallan valores referenciales de vida especificada para ciertas aplicaciones.

Tabla 1.7. Valores orientativos de vida especificada para varias aplicaciones.

Tipo de máquina	Vida especificada, horas
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, equipos médicos	300-3000
Herramientas eléctricas, equipos para la construcción, dispositivos de elevación	3000-8000
Ascensores, grúas, motores eléctricos	8000-12000

Fuente: Manual SKF (2015)

Basándose en el manual SKF para selección de rodamientos se procede a calcular la vida nominal de un rodamiento L_{10h} (Ec. (1.35)) cuyas unidades serán expresadas en horas, debido a la consideración de una velocidad constante. Posteriormente se procede a utilizar la carga dinámica equivalente F_{eq} (Ec. (1.36)); en ciertos casos que no exista cargas axiales, se toma únicamente en cuenta la carga radial, utilizando los factores de carga radial $X=1$ y carga axial $Y=0$ (Manual SKF, 2015). Adicionalmente, si el anillo interior del rodamiento predomina en el giro, el factor de rotación V_r toma un valor de uno; en el otro caso, si el anillo exterior predomina el giro, V_r toma un valor de 1.2. El valor de V_r modifica la magnitud de la carga dinámica equivalente.

Una vez calculada la carga dinámica equivalente se procede a determinar la capacidad de carga dinámica básica C mediante la utilización de la Ec. (1.37), misma que será comparada con la carga dinámica del catálogo C_{10} , donde se debe comprobar que la carga dinámica básica sea menor a la establecida en el catálogo para el rodamiento seleccionado. Finalmente, se calcula la vida nominal teórica del rodamiento en horas mediante la utilización de la Ec. (1.38).

Tabla 1.8. Ecuaciones para el cálculo de rodamientos.

	Ecuación	Parámetros	
Vida nominal de un rodamiento	$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * N} L_{10}$	L_{10} : vida nominal básica, millones de revoluciones L_{10h} : vida nominal básica, horas de funcionamiento N : velocidad angular, rpm	Ec. (1.35)
Carga dinámica equivalente	$F_{eq} = X * V_r * F_r + Y * F_a$	F_r : carga radial, kN F_a : carga axial, kN V_r : factor de rotación X, Y : factores de carga	Ec. (1.36)
Carga dinámica básica	$C = L_{10}^{1/a} * F_{eq}$	C : capacidad de carga dinámica básica, kN F_{eq} : carga dinámica equivalente, kN	Ec. (1.37)

		a: parámetro 3 para cojinetes de bolas, 10/3 para cojinetes de rodillos	
Vida nominal teórica del rodamiento	$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * N} \left(\frac{C_{10}}{F_{eq}} \right)^a$	C ₁₀ : clasificación de carga dinámica de catálogo, kN	Ec. (1.38)

Fuente: Manual SKF (2015)

1.9.3. Diseño de juntas soldadas

Soldadura es un proceso industrial que permite la unión permanente de materiales metálicos por medio de una interfaz que fusiona las partes a unir con o sin la utilización de material de aporte. Si el electrodo es revestido el proceso se denomina soldadura de arco con electrodo revestido (SMAW). La Tabla 1.9 resume los tipos de electrodos utilizados en el proceso SMAW, para varios materiales base, según la AWS.

Tabla 1.9. Especificación de electrodos para aceros al carbono para soldadura SMAW.

Metal base	Clasificación	Resistencia última a la tracción		Resistencia a la fluencia	
		ksi	MPa	ksi	MPa
ASTM A36, A53 grado B, A500 grados A y B, A501, A529, y A570 grados 30 a 50	AWS A5.1				
	E6010 E6011	60	430	48	330
	E7014 E7018	70	490	58	400

Fuente: Adaptado de AWS D1.1

Soldadura de filete

Es recomendado para cargas ligeras, ya que requiere poca preparación de la junta, reduciendo los costos de producción. Se debe especificar el tamaño del lado del filete de soldadura w . La garganta efectiva se toma como la mínima distancia desde la raíz de la junta a la cara teórica de la soldadura como se muestra en la Figura 1.31. La longitud efectiva L de la soldadura de filete recto será la longitud total del filete de tamaño completo o cordón de soldadura, es decir sin ninguna reducción (AWS D1.1, 2020). Las soldaduras se especifican con precisión en los planos de trabajo de un proyecto, para lo cual se ha establecido un conjunto de símbolos estandarizados por la AWS, como se muestra en la Figura B-1 del Anexo B.

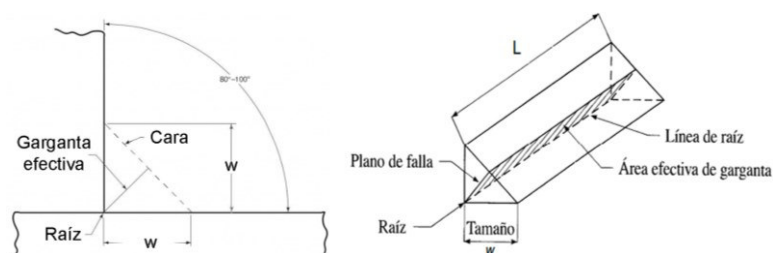


Figura 1.31. Terminología de soldadura de filete.

Fuente: Adaptado de AWS D1.1

Resistencia de la soldadura

El cálculo de la resistencia de la soldadura se basa en un método conservativo, el cual considera que las fuerzas externas producen únicamente esfuerzos de corte en el área efectiva de la garganta (Budynas y Nisbett, 2008).

Esfuerzos en uniones soldadas a flexión

En la Figura 1.32 se establece una viga en voladizo soldado a un soporte mediante soldaduras de filete, sometida a una carga F . La carga produce dos reacciones en el soporte: una fuerza cortante V y un momento flector M .

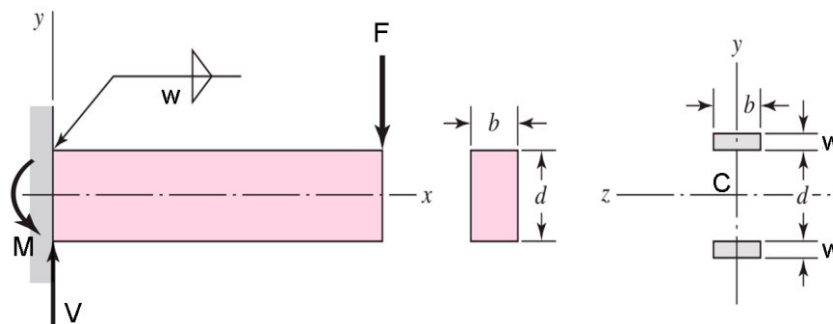


Figura 1.32. Conexión de un tubo a flexión con soldadura de filete.

Fuente: Adaptado de Budynas y Nisbett (2008)

La fuerza cortante produce un esfuerzo primario τ' en las soldaduras que se calcula con la Ec. (1.39):

$$\tau' = \frac{K_{fs} * V}{A_w} \quad (1.39)$$

Donde:

A_w : área de la garganta de todas las soldaduras (ver Tabla 1.10), m^2

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzo a fatiga, ver Tabla C-2 del Anexo C

El momento flector produce un esfuerzo cortante secundario τ'' dado por la Ec. (1.40):

$$\tau'' = \frac{K_{fs} * M * r_c}{I} \quad (1.40)$$

Donde:

r_c : la distancia desde el centroide de las soldaduras, hasta un punto más alejado del centroide, m

I : segundo momento de inercia del área de las soldaduras respecto al eje neutro, m^4

Una forma práctica para hallar I es considerar la soldadura como líneas, es decir, con un tamaño de soldadura igual a la unidad, por lo que se obtiene el segundo momento

de inercia unitario del área I_u , que se aplica para cualquier tamaño de soldadura. La Ec. (1.41) relaciona I con I_u :

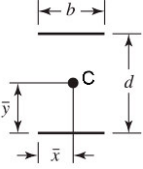
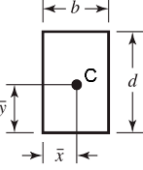
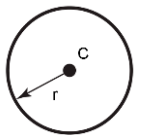
$$I = 0.707 * w * I_u \quad (1.41)$$

Donde:

w : tamaño de la soldadura, m

I_u : segundo momento unitario del área, m^3

Tabla 1.10. Propiedades flexionantes de la soldadura de filete.

Configuración soldadura	Área de la garganta A_w	Ubicación del centroide C	Segundo momento unitario del área I_u
	$A_w = 1.414 * w * d$	$\bar{x} = \frac{b}{2}$ $\bar{y} = \frac{d}{2}$	$I_u = \frac{b * d^2}{2}$
	$A_w = 1.414 * w * (b + d)$	$\bar{x} = \frac{b}{2}$ $\bar{y} = \frac{d}{2}$	$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d)$
	$A_w = 1.414 * \pi * w * r$		$I_u = \pi * r^3$

Fuente: Adaptado de Budynas y Nisbett (2008)

Ambos esfuerzos τ' y τ'' se suman vectorialmente cuya magnitud se calcula con la Ec. (1.41). Las ecuaciones (1.42) a (1.49) determinan el procediendo para el cálculo a fatiga similar a lo establecido anteriormente para ejes.

Tabla 1.11. Ecuaciones para el diseño de soldadura.

Esfuerzo total cortante	$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}}$	Ec. (1.42)
Límite resistencia a fatiga del material	$S_e' = 0.5 * S_{ut}$	Ec. (1.25)
Factor de superficie	$k_a = a * S_{ut}^b$ $a = 272 \text{ MPa}, b = -0.995$	Ec. (1.43)
Factor de tamaño	Para un esfuerzo cortante uniforme: $k_b = 1$	Ec. (1.44)
Factor de carga	$k_c = 0.59$	Ec. (1.45)
Factores varios de modificación	$k_d = k_e = k_f = 1$	Ec. (1.46)
Resistencia de fatiga por corte	$S_{se} = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$	Ec. (1.47)
Criterio de falla Goodman-modificado	$\frac{\tau}{S_{se}} = \frac{1}{n_f}$	Ec. (1.48)

Factor de seguridad estático utilizando el criterio de energía de distorsión	$n_{sy} = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\tau}$	Ec. (1.49)
--	---	------------

Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

Esfuerzos en uniones soldadas a torsión

La soldadura de la conexión de la Figura 1.33 está sometida a una carga de torsión T_c , que provoca que la unión soporte un momento torsor, cuya aplicación se considera en el centroide de las soldaduras. El torque produce un esfuerzo cortante τ_c en las soldaduras, que se calcula con la ecuación Ec. (1.50):

$$\tau_c = \frac{K_{fs} * T_c * r_c}{J} \quad (1.50)$$

Donde:

r_c : distancia desde el centroide de las soldaduras hasta un punto de las soldaduras más alejado, m

J : segundo momento polar del área respecto al centroide de las soldaduras, m^4

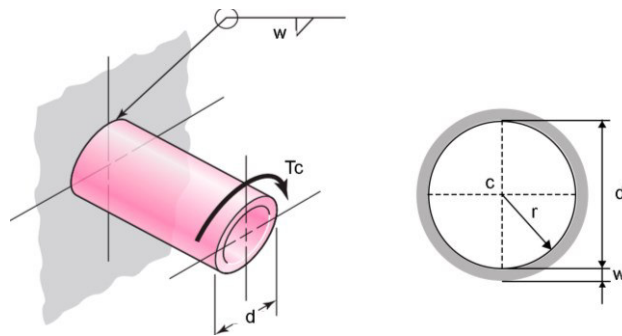


Figura 1.33. Conexión de una tubería que soporta torsión pura.
Fuente: Adaptado de Budynas y Nisbett (2008)

Una forma práctica para hallar J es considerar la soldadura como líneas, es decir, con un tamaño de soldadura igual a la unidad, por lo que se obtiene el segundo momento polar unitario del área J_u , el cual está tabulado (ver Tabla 1.12). La Ec. (1.51) relaciona J con J_u :

$$J = 0.707 * w * J_u \quad (1.51)$$

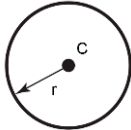
Donde:

w : tamaño de la soldadura, m

J_u : segundo momento polar unitario del área, m^3

Las ecuaciones (1.42) a (1.49) determinan el procedimiento para el cálculo a fatiga similar a lo establecido anteriormente para ejes.

Tabla 1.12. Propiedades torsionales de soldadura circular de filete.

Configuración soldadura	Área de la garganta A_w	Segundo momento polar unitario J_u
	$A_w = 1.414 * \pi * w * r$	$J_u = 2\pi * r^3$

Fuente: Adaptado de Budynas y Nisbett (2008)

1.9.4. Compresión en columnas cortas

El análisis de elementos que se encuentren sometidos a compresión es diferente a que, si se encontraran sometidos a tensión o torsión, debido a que cuerpos de diferentes longitudes presentarían diferentes comportamientos. Según la carga y longitud de los elementos sometidos a pandeo se clasifican en cuatro grupos: columnas largas con carga centrada, columnas de longitud intermedia con carga centrada, columnas con carga excéntrica y puntales o columnas cortas con carga excéntrica (Budynas y Nisbett, 2008).

Mediante ensayos mecánicos realizados en columnas se ha demostrado que la carga crítica señalada por las ecuaciones de Euler y de la secante puede ser superior a la carga crítica real necesaria para pandear una columna, como muestra en la Figura 1.34.

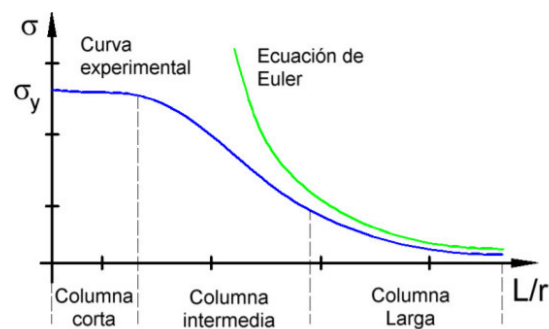


Figura 1.34. Curvas de Euler para columnas.

Fuente: Universidad de los Andes (2012)

Para el presente trabajo se evaluará la relación de esbeltez mediante la Ec. (1.52):

$$\frac{L}{k} \quad , \quad \left(\frac{L}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 * C * E}{S_y}\right)^{1/2} \quad (1.52)$$

Donde:

L: longitud de la columna, m

k: radio de giro mínimo de la sección, m

E: módulo de elasticidad 200 GPa, Pa

C: constante de condiciones en extremos

S_y : límite de fluencia, Pa

En el caso de que $\left(\frac{L}{k}\right) > \left(\frac{L}{k}\right)_1$ se considera una columna esbelta. Para el caso de columnas largas con carga centrada, el procedimiento de diseño es el siguiente. Como primer paso se identifica el tipo de condición en la que se encuentre la columna (ver Figura 1.35).

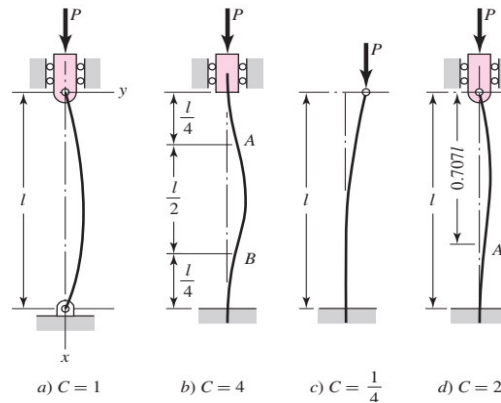


Figura 1.35. Condiciones de inestabilidad de columnas.
Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

Luego de obtener la condición de los extremos, se utiliza la ecuación de Euler para columnas (Ec. (1.53)).

$$P_{cr} = \frac{C * \pi^2 * E * I}{L^2} \quad (1.53)$$

Donde:

P_{cr} : carga crítica, N

I: segundo momento del área, m^4

Una vez obtenida la carga crítica P_{cr} se procede a compararla con la carga aplicada P a la que estará sometido el elemento, mediante la Ec. (1.54), obteniendo el factor de seguridad a pandeo n_p .

$$n_p = \frac{P_{cr}}{P} \quad (1.54)$$

Para el caso de columnas cortas o intermedias el procedimiento de diseño es el siguiente. Como primer paso se procede a calcular la relación de esbeltez limitante mediante la Ec. (1.55):

$$\left(\frac{L}{k}\right)_2 = 0.282 \left(\frac{A * E}{P}\right)^{1/2} \quad (1.55)$$

Donde:

A: área de la sección transversal, m^2

Posteriormente se compara las relaciones de esbeltez de las ecuaciones (1.52) y (1.55), en caso de que la Ec. (1.52) < Ec. (1.55) se aplica la Ec. (1.56):

$$\sigma_{cr} = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{e * c}{k^2} \right) \quad (1.56)$$

Donde:

σ_{cr} : esfuerzo crítico, Pa

e: excentricidad, m

c: distancia hasta el punto más alejado del eje neutro, m

Si Ec. (1.52) > Ec. (1.55) se aplica la Ec. (1.57) de la secante:

$$\sigma_{cr} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{e * c}{k^2} \sec \left(\frac{1}{2k} \sqrt{\frac{P}{E * A}} \right) \right] \quad (1.57)$$

Una vez obtenido el esfuerzo crítico se procede a obtener el factor de seguridad por aplastamiento en columna mediante la Ec. (1.58):

$$n_{cr} = \frac{S_y}{\sigma_{cr}} \quad (1.58)$$

1.9.5.Cálculo de la tensión en las bandas

La tensión en la banda es la componente de la carga que influye en el diseño, por lo tanto, la expresión que relaciona las tensiones sin pretensión en la banda de la polea impulsora se expresa en la Ec. (1.59)

$$F_e = (F1' - F2') = \frac{T}{r_p} \quad (1.59)$$

Donde:

r_p : radio de paso de la polea, m

F_e : tensión efectiva, N

$F1'$: tensión en el lado tenso, N

$F2'$: tensión en el lado flojo (ver Figura 1.36), N

T: torque rueda impulsora, Nm

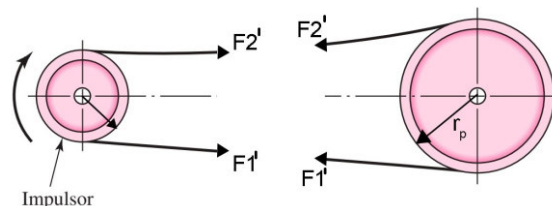


Figura 1.36. Tensiones en banda de transmisión.
Fuente: Adaptado de Budynas y Nisbett (2008)

Para los sistemas de tracción con bandas de caucho es necesario una pretensión F_i , de modo que asegure el posicionamiento de la banda de rodadura, según Liu, Cheng y Wang (2018) la tensión inicial o pretensión se puede aproximar utilizando la Ec. (1.60):

$$F_i = \frac{1}{10} W \quad (1.60)$$

donde W es el peso del motocultor. Para el diseño se tiene que adicionar la pretensión inicial a las tensiones F_1' y F_2' como sigue:

$$F_1 = F_1' + F_i \quad (1.61)$$

$$F_2 = F_2' + F_i \quad (1.62)$$

Tensión de las correas por el método de deflexión

Este método se utiliza para controlar la tensión inicial de la correa de transmisión de potencia tomando como referencia el valor de la fuerza F de control, proporcionada por el fabricante, ver Tabla A-5 del Anexo A. La fuerza provoca una deflexión (y) constante de 16 mm por cada metro de distancia entre poleas como se observa en la Figura 1.37.

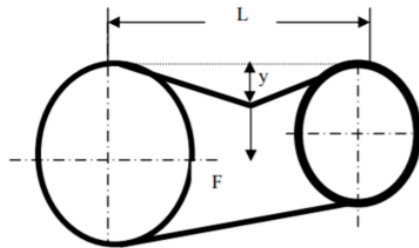


Figura 1.37. Control inicial de la tensión con el método de deflexión.
Fuente: Manual Instalación Correas Gates (2015)

Para una distancia entre los centros de las poleas L , la deflexión se calcula con la Ec. (1.63):

$$y = \frac{16}{1000} L \quad (1.63)$$

Una vez que se aplica la deflexión en la banda, se procede con medición de la fuerza aplicada mediante el uso de un dinamómetro. Si la fuerza es diferente a la especificada por el fabricante se deben reajustar las bandas.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En el presente capítulo se detalla el proceso para el mantenimiento y restauración del motocultor como etapa inicial; así como también el proceso para el diseño de elementos mecánicos y selección de elementos normalizados que serán utilizados en la construcción de un sistema de tracción tipo oruga. El mismo que estará basado en prototipos previamente estudiados, de donde se procederá a seleccionar alternativas de solución, los cuales cumplirán con los criterios evaluados mediante la ingeniería concurrente.

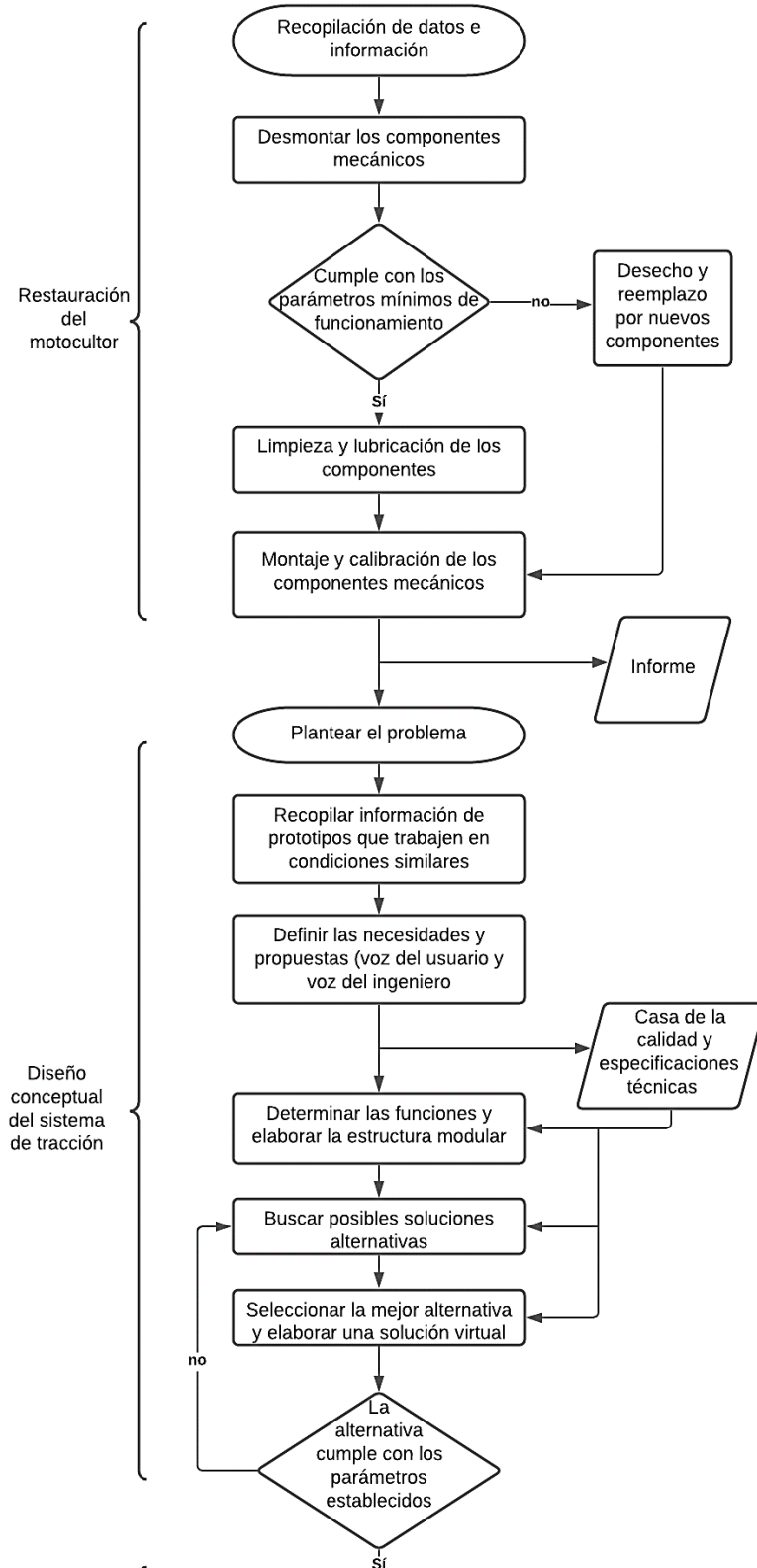
Siguiendo estas consideraciones, la etapa de mantenimiento y restauración empieza con el desmantelamiento de los sistemas presentes en el motocultor, con el objetivo de evaluar los elementos que lo componen, basándonos en la documentación proporcionada por el fabricante y el criterio del autor. Esto se realiza con el fin de determinar si los elementos cumplen con los parámetros mínimos que garanticen la funcionalidad del motocultor.

Una vez que el motocultor se encuentre en condiciones óptimas, se procede a la etapa de diseño conceptual para el sistema de tracción, que inicia con el estudio de las principales características de los suelos, así como también las diferencias que existen en los distintos tipos sistemas de tracción. El análisis de la información recopilada permite acoplarla a las necesidades del cliente y el criterio del ingeniero, para poder desarrollar la casa de la calidad y obtener las especificaciones técnicas del sistema.

El diseño conceptual debe tener en consideración las especificaciones técnicas para proseguir con el desarrollo de un análisis funcional y estudio de la estructura modular. Posteriormente se desarrolla un conjunto de alternativas para cada módulo, en donde es posible evidenciar el funcionamiento de todas las partes que componen el sistema de tracción. A continuación, se evalúa y selecciona la alternativa óptima para cada módulo, basados en el método ordinal corregido de criterios ponderados. La solución virtual es representada por medio de un modelo virtual 3D, mediante la utilización de un software CAD.

Después de haber obtenido una solución virtual se seleccionan los materiales normalizados, y se diseñan los elementos mecánicos que compondrán el sistema de tracción, mismos que serán modificados hasta la obtención de un diseño óptimo, el cual se representa detalladamente en los planos de conjunto y taller.

Posteriormente se realiza un análisis económico y se procede a la construcción del sistema. Finalmente, en la fase de pruebas, se someterá el sistema de tracción a condiciones de uso reales. La metodología descrita se evidencia en el diagrama de flujo en la Figura 2.1.



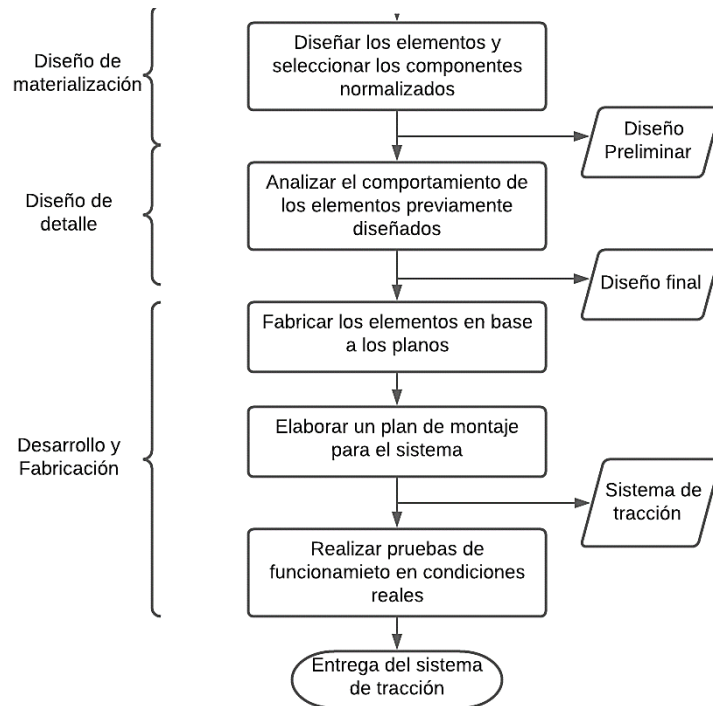


Figura 2.1. Diagrama de flujo de la metodología.
Fuente: Propia

2.1. Mantenimiento y restauración

El motocultor al componerse de un gran número de piezas y mecanismos interconectados entre sí, se considera como un sistema complejo, el cual requiere de un mínimo de acciones que garanticen su efectividad en el tiempo estimado de vida útil.

El mantenimiento correctivo que considera la avería total del sistema es ideal para el presente caso, debido a que no se conoce el motivo de falla específico o las posibles formas de falla; y se aplica a través de la metodología detallada en la Sección 1.8.2.

La primera parte consiste en la recolección de datos mediante los cuales se pretende comprender a profundidad el funcionamiento del motocultor y sus principales partes o componentes (Sección 1.3). Tomando en cuenta esta información junto con la referencia de antecedentes de mantenimiento, reparaciones y el análisis del estado actual de los componentes, permiten obtener un diagnóstico.

Posteriormente, la información adquirida sirve como marco de referencia para la conformación de posibles soluciones, en el caso de que no exista una solución clara, se representará las posibles alternativas mediante un árbol lógico de decisiones. Finalmente, se toma la decisión sobre la base de datos técnicos y experiencia de técnicos especializados. La implementación de las soluciones se realiza siguiendo los pasos de la Figura 1.27, según se requiera para cada actividad de mantenimiento.

Evaluación y mantenimiento del sistema

Para la evaluación del estado del motocultor se utiliza el diagrama jerárquico de la Figura 2.2, el cual muestra una división del motocultor en subsistemas que comprenden el primer nivel de descomposición, a su vez estos subsistemas se dividen en componentes o nuevos sistemas, que comprenden el segundo nivel de descomposición. La descomposición detallada permite el análisis de los principales componentes del motocultor.

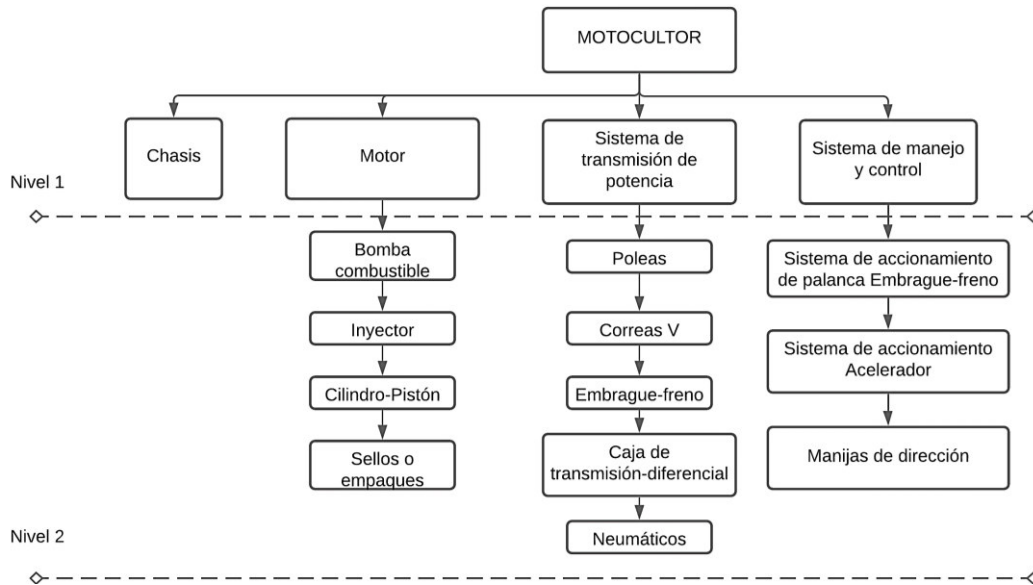


Figura 2.2. Diagrama jerárquico motocultor.
Fuente: Propia

2.1.1. Chasis

Al desmontar el motor del chasis es posible evidenciar que no presenta daños como deformaciones o fracturas en los elementos soldados, tampoco se observa grietas en la región cercana a la soldadura. Sin embargo, se observa corrosión en la base de asentamiento del motor y la zona más cercana al suelo, como se observa en la Figura 2.3.



Figura 2.3. Estado del chasis.
Fuente: Propia

Reparación y mantenimiento

El chasis es la parte del motocultor que se encuentra expuesto a la humedad y calor que irradia el motor, los cuales aceleran el proceso de corrosión. Por lo cual debe estar protegida con un recubrimiento orgánico.

Procedimiento: Remover toda la pintura y compuestos productos de la corrosión con el uso de un cepillo de metal y lijas. Posteriormente limpiar la superficie con un trapo empañado en solvente como alcohol o thinner.

La superficie preparada se cubre mediante el uso de imprimante, y después se cubre todas las zonas con pintura anticorrosiva durante dos pasadas, este procedimiento se realiza en un ambiente con baja humedad y sin presencia de viento.

2.1.2. Motor

El motor Changfa de la serie S1100, presenta deterioro de sus elementos como resultado del normal funcionamiento durante su vida, además esta situación se vio acelerada por el inadecuado lugar de almacenaje, expuesto principalmente a la humedad, agua y polvo.

Al ser un motor de camisa húmeda, la superficie externa del cilindro se encuentra en contacto directo con el líquido refrigerante (agua), después de una inspección se pudo constatar la presencia de agua y combustible en la cámara de combustión producto de fugas en el empaque del cabezote. Esta filtración ocasionó desgaste por cavitación y corrosión, como se observa en la Figura 2.4.

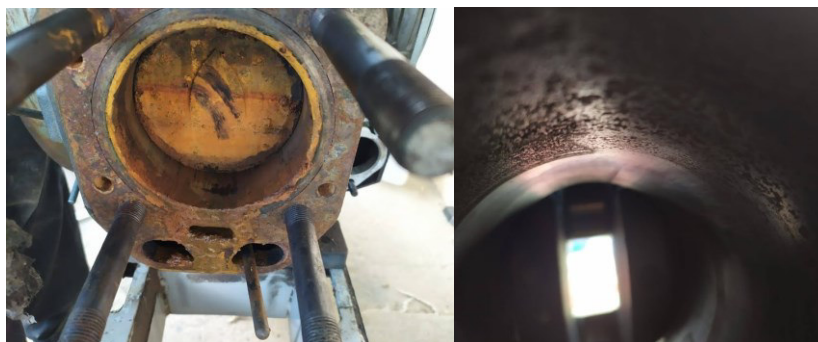


Figura 2.4. Corrosión en el interior del cilindro.
Fuente: Propia

Otras partes importantes del motor son: inyector y la bomba de combustible. La bomba de combustible presenta obstrucción en los canales de salida y entrada, producto de elementos ajenos al combustible (polvo). El inyector es la parte encargada de proporcionar el combustible, el cual se encuentra corroído.

Reparación y mantenimiento

EL diagrama lógico de decisiones de la Figura 2.5, nos indica las posibilidades del motor en torno al cilindro, ya que se considera que es el elemento que más influye en la decisión de reparación.

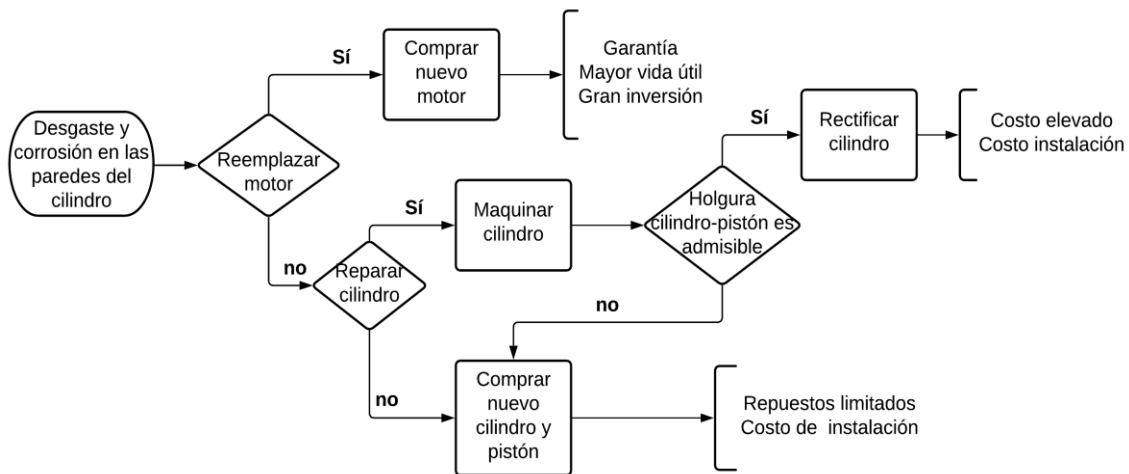


Figura 2.5. Árbol lógico de toma de decisiones motor.
Fuente: Propia

Considerando que el desgaste normal del cilindro, sumado al daño por corrosión y más una posible remoción de material por rectificación, ocasionaría una holgura entre cilindro-pistón mayor a la recomendada por el fabricante; por consiguiente esta opción es descartada. La opción de comprar un nuevo cilindro y pistón vendría a ser la más adecuada por costo, pero a causa de la no disponibilidad de repuestos para este tipo de motores debido a que han sido descontinuados, sumado con el hecho de que partes como filtro de aceite e inyector requieren reparación o repuestos, se concluye que la mejor opción es reemplazar el motor.

Procedimiento: Reemplazar el motor.

- Aflojar los pernos del bloque del motor que unen el mismo con el chasis.
- Retirar con cautela las correas de la polea del motor, hasta que el motor se encuentre libre y pueda ser removido.
- Colocar el reemplazo del motor, el cual debe poseer una potencia y características similares al que va a ser reemplazado.
- Ajustar los pernos de sujeción del bloque una vez que las correas hayan sido colocadas.
- Tensionar las correas nuevamente con la ayuda del perno de tensado ubicado al frente del chasis (ver Sección 1.9.5).

2.1.3. Sistema de transmisión de potencia

Poleas y correas de transmisión

Las correas tipo V son aquellas que se conectan de la polea del motor a la polea de la transmisión, las mismas presentan desgaste y degradación a causa de su uso normal y de un inadecuado almacenamiento. Los canales donde se sitúan las correas se encuentran en buen estado, presentando un mínimo de corrosión superficial mismo que puede ser fácilmente retirado como se observa en la Figura 2.6.

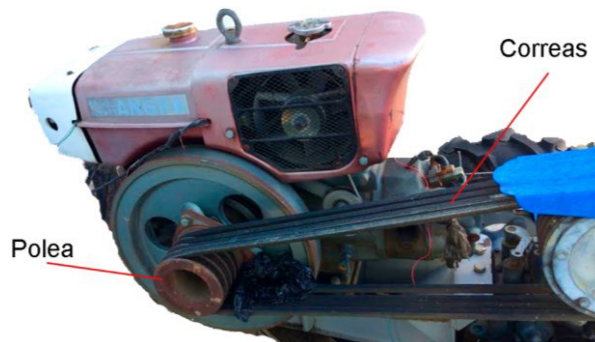


Figura 2.6. Poleas y correas de transmisión.
Fuente: Propia

Reparación y mantenimiento

El desgaste de las correas requiere que sean sustituidas por nuevas unidades que garanticen su funcionamiento. Es recomendable revisar la alineación y el adecuado montaje de las correas con las respectivas poleas: motriz y conducida, debido a que la desalineación de las poleas acorta la vida de las correas.

Procedimiento: Reemplazar y alinear las correas.

- Aflojar los pernos de sujeción del motor y mover el motor hasta que la correa se afloje para poder retirarla sin esfuerzo.
- Colocar correctamente las correas de recambio en los canales de la polea, asegurándose de seleccionar la adecuada y constatar de nunca mezclar correas nuevas con usadas.
- Montar la correa entre la polea motriz y conducida, esta instalación se debe realizar sin tensionar la banda.
- Girar la polea manualmente con el fin de observar el guiado correcto de la correa.
- Verificar que las poleas estén debidamente instaladas y comprobar que no exista desalienación paralela y angular. Este procedimiento se detalla a continuación.

Para inspeccionar la alineación se seguirán los pasos a continuación:

- 1) Se necesita de una regla o una cuerda rígida. Se alinea la regla o cuerda a lo largo del lado liso de ambas poleas como se muestra en la Figura 2.7.
- 2) La desalineación se observará como una holgura entre el lado liso de la polea y la regla o cuerda.
- 3) Se debe corregir la desviación de la polea donde se presente la holgura.
- 4) Se ajustan las poleas una vez alineadas.

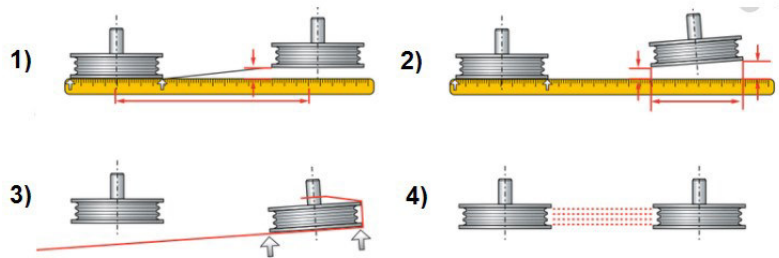


Figura 2.7. Procedimiento para corregir la desalineación.
Fuente: Manual Instalación Correas Gates (2015)

A mayor desalineación mayor es la posibilidad de que se produzca un fallo en la transmisión por la inestabilidad o desgaste anormal de la misma. Como regla general, la desviación entre poleas en sistemas de transmisión por correas trapezoidales debe ser menor de $1/2^\circ$ o 5 mm por cada 500 mm de distancia entre ejes (Manual Instalación Correas Gates, 2015).

Ajustar la tensión de la correa, mediante el giro de la tuerca ubicada en la parte delantera del chasis. La tensión debe ser la mínima requerida para que las poleas puedan transmitir la potencia máxima, el procedimiento se verifica de la siguiente manera (Manual Mekatech, 2015):

- El largo de las tres bandas B1800 tipo V deberá ser igual.
- Una vez que las bandas han sido tensadas mediante el perno tensor (ver Figura 2.8), se presiona en medio de las bandas con 4 dedos, aplicando una fuerza de 2 N a 3 N. La tensión será la apropiada si las bandas ceden de $y=10$ a 15 mm (ver Sección 1.9.5).

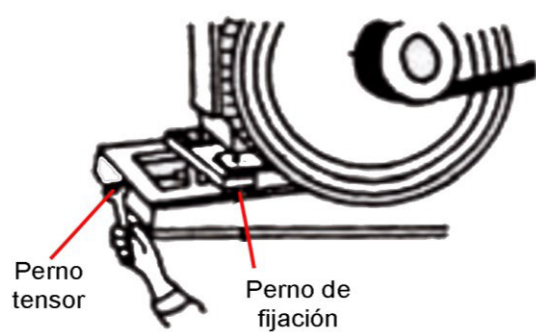


Figura 2.8. Tensión de las bandas.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

Embrague y freno

El sistema de embrague funciona correctamente, al momento de accionar la palanca de embrague se observa que los discos de fricción actúan de manera normal permitiendo cambiar marchas y transmitir la potencia, ver Figura 2.9.

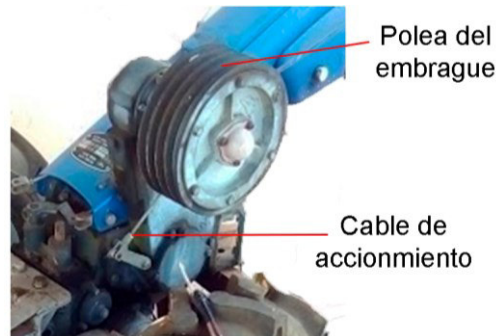


Figura 2.9. Motor y correas de transmisión.
Fuente: Propia

El sistema de freno presenta un desgaste normal debido a su normal uso, en este sistema es posible realizar un ajuste de los discos de fricción permitiendo que el motocultor se detenga, contrarrestando el efecto del desgaste.

Reparación y mantenimiento

El desgaste de los discos de fricción requiere que sean ajustados o sustituidos por nuevas unidades que garanticen su funcionamiento. El diagrama lógico de decisiones de la Figura 2.10 nos muestra las posibles alternativas.

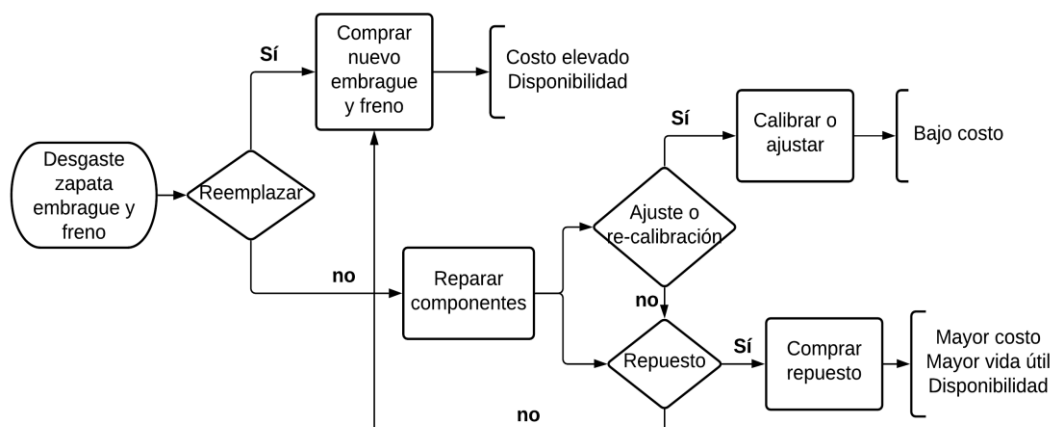


Figura 2.10. Árbol lógico de toma de decisiones freno y embrague.
Fuente: Propia

Teniendo en consideración que la opción más viable respecto al apartado de costos es la calibración o ajuste de las piezas más importantes, debido al costo elevado de los

componentes y al estado de las piezas que en su mayoría son reutilizables, se procede a seleccionar la opción de ajuste y calibración del embrague y freno.

Procedimiento: Ajuste del embrague y freno.

- El procedimiento para su ajuste es descrito en la Sección 2.1.4.

Transmisión y diferencial

En primer lugar, se procede a purgar el aceite de transmisión comprobando su buen estado, es decir conservaba su viscosidad. En la Figura 2.11 se muestra que los dientes de los piñones de la transmisión no presentan deformaciones, tampoco fracturas.

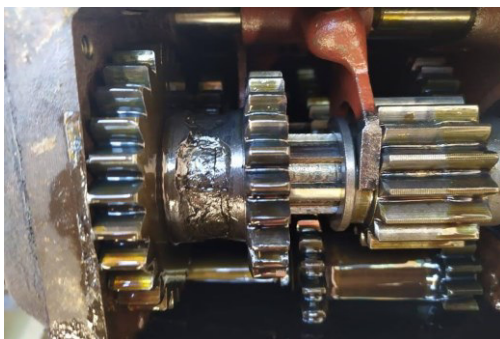


Figura 2.11. Engranajes de la caja de cambios.
Fuente: Propia

Reparación y mantenimiento

Los dientes y el sistema de cambio de marcha de la transmisión se encuentran en buen estado, por lo que solo requieren un mantenimiento preventivo según lo sugiere el manual del motocultor.

Procedimiento: Limpieza y lubricación de caja de transmisión.

- Purgar el sistema del aceite, para ello se retira el tapón ubicado en la parte inferior del bloque de la transmisión, permitiendo que el aceite fluya fuera de la caja completamente, este aceite al haber cumplido con su tiempo de utilidad se desecha.
- Remover los tornillos que sostiene la tapa en el bloque de la caja transmisión, al realizarlo se debe reemplazar el empaque, para esto se utiliza papel victoria.
- Colocar el nuevo empaque y fijar la tapa con los tornillos.
- Colocar nuevamente el tapón y verter el nuevo aceite de denominación SAE 15W20 para caja de cambios, en un volumen igual al volumen de aceite usado.

Neumáticos

Se presentan en perfecto estado, no existen desgarros, pinchazos y con el labrado de la banda de rodadura en buen estado. Únicamente es posible evidenciar oxidación en el aro metálico siendo netamente superficial y de fácil remoción como se observa en la Figura 2.12.



Figura 2.12. Neumáticos del motocultor.
Fuente: Propia

Reparación y mantenimiento

Se requiere únicamente comprobar la presión del aire en la cámara 14/17 psi (Manual Mekatech, 2015). La oxidación presente en el aro metálico será removida y tratada.

Procedimiento: Comprobación de presión y mantenimiento del aro

Inflar la cámara de aire del neumático a la presión previamente preestablecida. El procedimiento de mantenimiento del aro metálico es igual al establecido para el chasis.

2.1.4. Sistema de manejo y control

El sistema de manejo y control consta del sistema de accionamiento de palanca de freno-embrague el cual se encuentra en un estado aceptable, debido a que únicamente presenta problemas de suciedad y polvo acumulado por el incorrecto almacenamiento. Otro de los apartados de este sistema es el acelerador cuya manija se encuentra rota debido a la acción de deterioro producto de las condiciones ambientales a las que fue expuesta. El sistema de bloqueo del diferencial activado por las manijas de dirección no funciona correctamente a causa de piezas faltantes, por lo que se requiere nuevas piezas como repuestos y un ajuste del sistema.

Reparación y mantenimiento

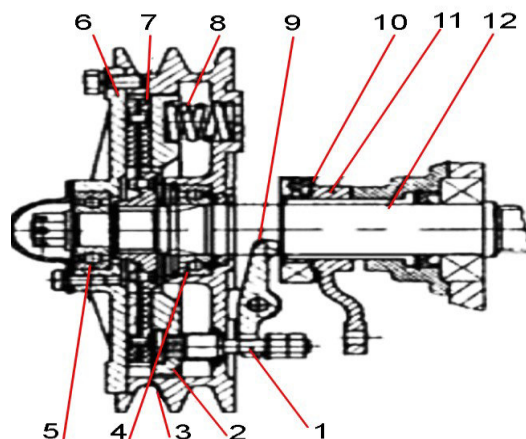
El sistema de embrague y freno para considerarse en buen estado es necesario realizar un ajuste del sistema, así como también una limpieza de las partes que lo componen. En cuanto al sistema de aceleración al no contar con la manija se procederá a la

fabricación de esta, posteriormente se realizará un ajuste y calibración. Para el sistema de bloqueo diferencial es necesario el reemplazo de la pieza faltante, así como una limpieza de óxido y calibración de los cables presentes en el sistema.

Procedimiento: Calibración del sistema de embrague y freno. El sistema se calibra mediante las siguientes etapas:

a) El ajuste de la separación entre el balancín y el balero (ver Figura 2.13):

- Colocar la palanca freno-embrague en posición de conectado (ver Figura 2.14).
- Revisar o medir la distancia de separación entre el balancín (9) y el balero (10) que debe estar en el rango de 0.3 a 0.5 mm para ello se utiliza un calibrador de espesores (Manual Mekatech, 2015).
- Aflojar las tuercas de seguro y la de ajuste (1), y posteriormente mover el balancín hasta obtener la separación mencionada.
- Ajustar el tornillo de ajuste (1).

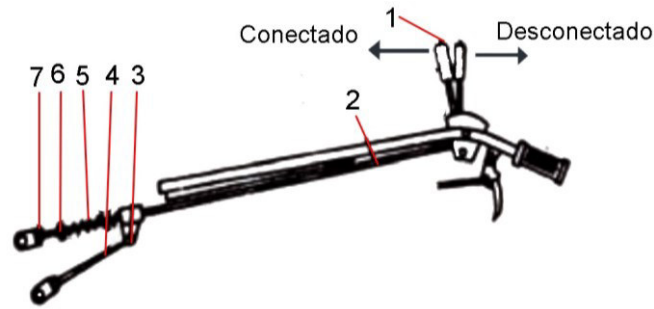


1. Tornillo de ajuste 2. Plato de embrague 3. Polea 4. Balero 5. Balero 6. Tapa de la polea 7. Plato guía embrague 8. Resorte embrague 9. Balancín 10. Balero 11. Quijada embrague 12. Flecha

Figura 2.13. Componentes del embrague motocultor.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

b) El ajuste del cable embrague-freno (ver Figura 2.14):

- Colocar la palanca freno-embrague (1) en posición de conectado.
- Revisar que exista una separación o juego de 20 a 30 mm (ver Figura 2.14), entre el asiento del embrague-freno y la palanca (Manual Mekatech, 2015).
- Aflojar la tuerca de la quijada del embrague (6) (ver Figura 2.14) y girar el cable (2) hasta obtener dicho juego.
- Ajustar la tuerca con firmeza.



1. Palanca del freno-embrague 2. Cuerda del embrague 3. Tuerca de seguridad 4. Varilla de freno 5. Resorte 6. Tuerca de ajuste embrague 7. Tuerca de seguridad embrague

Figura 2.14. Ajuste del freno.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

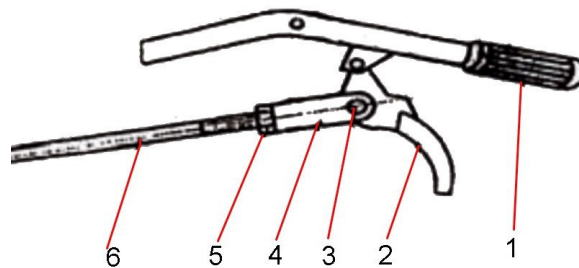
c) Ajuste del freno (ver Figura 2.14):

- Colocar la palanca de freno-embrague en modo desconectado.
- Aflojar la tuerca de seguridad (3), luego se tiene que estirar el resorte (5) hasta que la varilla de freno (4) este tenso, una vez logrado se ajusta nuevamente la tuerca de seguridad (3).
- Halar la palanca una distancia de 20-30 mm a la posición de freno, detrás de la posición de desconectado, esta acción debe producir un frenado progresivo del motocultor (Manual Mekatech, 2015).

Procedimiento: Calibrar las manijas de dirección.

- Fabricar e instalar las piezas faltantes y reconectar las mismas en el sistema.
- Comprobar el funcionamiento adecuado mediante el siguiente procedimiento para calibración y ajuste:

El método se aplica tanto para la manija izquierda como para la derecha. Primero remover los pernos (3), permitiendo que el yugo (4) quede libre, después aflojar la tuerca (5) y rotar el yugo hasta que el perno (3) ingrese nuevamente en el yugo, pero esta vez con la manija totalmente hacia abajo como se observa en la Figura 2.15.



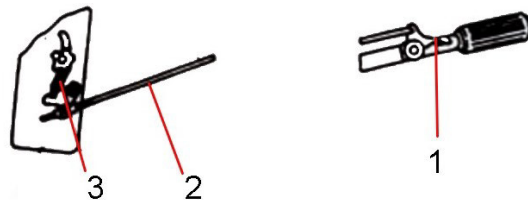
1. Mango 2. Manija de dirección 3. Perno manija 4. yugo de unión 5. Tuerca de seguridad 6. Cuerda.

Figura 2.15. Ajuste de la dirección.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

Comprobar que cuando ambas manijas de dirección (2) estén presionadas al máximo, el engrane de potencia quede desconectado del eje central de transmisión de modo que el motocultor permanecería sin movimiento en el eje de las ruedas.

Procedimiento: Calibrar el acelerador.

- Ajustar la cuerda que acciona la palanca del acelerador, primero se afloja las tuercas del lado que se conecta con el motor (3).
- Colocar la palanca (1) hacia arriba como se observa en la Figura 2.16, revisando que al mismo tiempo la palanca de acelerador del motor este en posición más baja es decir con menor ingreso de combustible a la cámara.
- Volver a apretar las tuercas (3).



1. Palanca aceleradora 2. Cuerda de transmisión 3. Tuerca de ajuste

Figura 2.16. Ajuste palanca acelerador.
Fuente: Manual Mekatech (2015)

2.2. Diseño del sistema de tracción: determinación de las especificaciones técnicas

2.2.1. Consideraciones iniciales

Para obtener las especificaciones técnicas del sistema de tracción, es necesario analizar la información referente a diseños existentes en el mercado, con características similares. Adicionalmente a esto, el comprender el funcionamiento del motocultor (Capítulo 1) permitirá idear las bases para la elaboración de una concepción inicial, tomando en cuenta la voz del ingeniero y la voz del usuario.

El presente motocultor cuenta con neumáticos convencionales que no han logrado satisfacer las necesidades del cliente: Ing. Pablo Benalcázar; debido a que los terrenos donde se utiliza presentan baja humedad y pendientes pronunciadas. Por lo tanto, existe la necesidad de implementar un sistema de tracción más eficiente y seguro.

2.2.2. La casa de la calidad

Mediante el uso de la casa de la calidad se determina las especificaciones técnicas del sistema de tracción. Se define a la casa de la calidad como una herramienta que tiene como función principal obtener los requerimientos del cliente y plasmarlos en el producto final.

Para obtener un producto que satisfaga las necesidades del cliente se debe tener en consideración las necesidades del cliente y el criterio técnico del ingeniero. La asimilación de ambas partes se logra con la aplicación de la casa de calidad.

Voz del usuario

De acuerdo con las experiencias y criterio del usuario, el sistema de tracción debe de poseer las siguientes características:

- Que el peso del sistema de tracción tipo oruga no llegue a ser perjudicial al momento del arado
- Que el sistema de tracción sea de fácil montaje y desmontaje
- Que al implementarse en el motocultor no exista un incremento significativo en el tiempo de arado
- Que al implementarse el sistema de tracción, no se vea incrementado en gran medida el consumo de combustible
- Que en caso de avería del sistema de tracción el mismo sea de fácil reparación
- Que las dimensiones del motocultor no se vean incrementadas en gran medida para facilitar su transporte
- Que el sistema de tracción sea de un precio accesible
- Que el sistema de tracción ayude a impedir los atascos y patinaje
- Que el sistema de tracción no afecte a la maniobrabilidad del motocultor para facilidad del operario
- Que el sistema de tracción sea de fácil mantenimiento
- Que el sistema de tracción tenga una larga vida útil
- Que el motocultor no tienda a volcarse con facilidad
- Que dure mucho tiempo
- Que sea seguro

Voz del ingeniero

Los requerimientos del usuario son la base para que el ingeniero establezca las características o especificaciones técnicas que le permita alcanzar dichos requerimientos.

- Peso
- Complejidad de ensamble
- Tiempo de arado
- Consumo de combustible
- Disponibilidad de repuestos
- Dimensiones
- Precio
- Fuerza de tracción
- Maniobrabilidad
- Mantenimiento
- Vida útil
- Altura del centro de gravedad

Resultados de la casa de la calidad

Para la obtención de la matriz de la casa de la calidad se utilizó la metodología propuesta por Riba (2002). Debido a la escasa información acerca de sistemas de tracción tipo oruga en el país se calificó la columna de la competencia con parámetros de motocultores de similares características, pero modernos y con sistemas de tracción tipo paletas como puede apreciarse en la Figura 1.23.

Como resultado del análisis de casa de la calidad se considera los siguientes aspectos importantes:

- El peso del sistema de tracción tipo oruga deberá ser lo más cercano a un sistema de tracción convencional con neumáticos.
- Para incrementar el área de contacto y distribuir de mejor manera la fuerza, se diseñará la geometría de forma que se eviten atascos y deslizamientos.
- A fin de evitar que un exceso en el ancho de la oruga afecte en curvas o pendientes pronunciadas, se diseñará con una maniobrabilidad similar al de neumáticos de caucho.
- La altura del centro de gravedad estará orientada a que se encuentre lo más bajo posible a fin de evitar volcamientos y accidentes.

Conclusiones del análisis a la casa de la calidad

Los resultados obtenidos de la casa de la calidad (ver Tabla C-5 del Anexo C) permiten establecer las especificaciones técnicas de mayor interés para el diseño del sistema de tracción; además, constituyen una guía para el cumplimiento de las demandas y deseos de los usuarios durante las posteriores etapas de diseño y desarrollo. La Tabla 2.1 establece las especificaciones técnicas para el sistema de tracción, utilizando como referencia el formato de Riba (2002).

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas de los requerimientos de la máquina.

Empresa/cliente: Sr. Benalcázar		Producto:		Fecha inicial:	10/11/2020
Diseñadores: Guanoluisa Guido Montenegro Mateo		Sistema de tracción tipo oruga.		Ultima Revisión:	
Pagina 1/1					
Especificaciones					
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción	
Función	10 de Noviembre de 2020	C	R	Sistema de conversión de tracción capaz de proporcionar estabilidad para la labranza del terreno en laderas.	
Fuerzas	10 de Noviembre de 2020	D	R	Capacidad de tiro del punto de toma de fuerza 10% mayor que usando ruedas.	
Dimensiones	10 de Noviembre de 2020	C	R	El peso del sistema de tracción no debe duplicar al de las llantas convencionales para evitar un mayor consumo de combustible.	
Materiales	10 de Noviembre de 2020	D	D	Elaborado en base a perfiles de acero y materiales de fácil adquisición.	
Vida útil y mantenimiento	10 de Noviembre de 2020	C	R	De fácil montaje y desmontaje, para facilitar mantenimientos preventivos y correctivos.	
Energía	10 de Noviembre de 2020	C	D	Evitar un incremento mayor al 50% en el consumo de combustible.	
Seguridad y Ergonomía	10 de Noviembre de 2020	C	R	Bajar el centro de gravedad para evitar volcamientos, mantener la maniobrabilidad y ergonomía.	
Propone: M=Marketing, D=Diseño, P=Producción, F=Fabricación, C=Cliente					R/D:
R=Requerimiento, D=Deseo, MR= Modificación de Requerimiento					

Fuente: Propia

2.3. Evaluación y selección de alternativas

Análisis funcional

El análisis funcional es una técnica, la cual se encuentra orientada a encontrar diferentes soluciones para un mismo problema, con esta técnica se busca el obtener mejores productos a un menor costo. El análisis funcional establece una descomposición de las funciones de un producto en primarias y secundarias, siendo las primarias aquellas funciones que permiten establecer la función o finalidad principal del producto, y las secundarias son el conjunto ordenado de actividades o subfunciones, sin las cuales no se podrían ejecutar las funciones primarias. La función global o propósito principal es permitir el desplazamiento del motocultor como se observa en la Figura 2.17, además de mejorar la adherencia, fricción y aumentar la estabilidad.

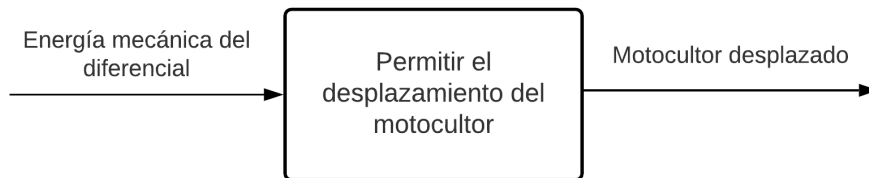


Figura 2.17. Función global.
Fuente: Propia

Las funciones secundarias que deberá cumplir es motocultor se observan en la Figura 2.18. Estas funciones son agrupadas dentro de los siguientes módulos:

- Modulo 1: sistema de soporte
- Modulo 2: sistema de transmisión de potencia
- Modulo 3: sistema generador de tracción

La división modular se realiza con la finalidad de facilitar la elaboración de soluciones por cada módulo, con lo cual se pretende optimizar procesos de fabricación, ensamblaje y mantenimiento.

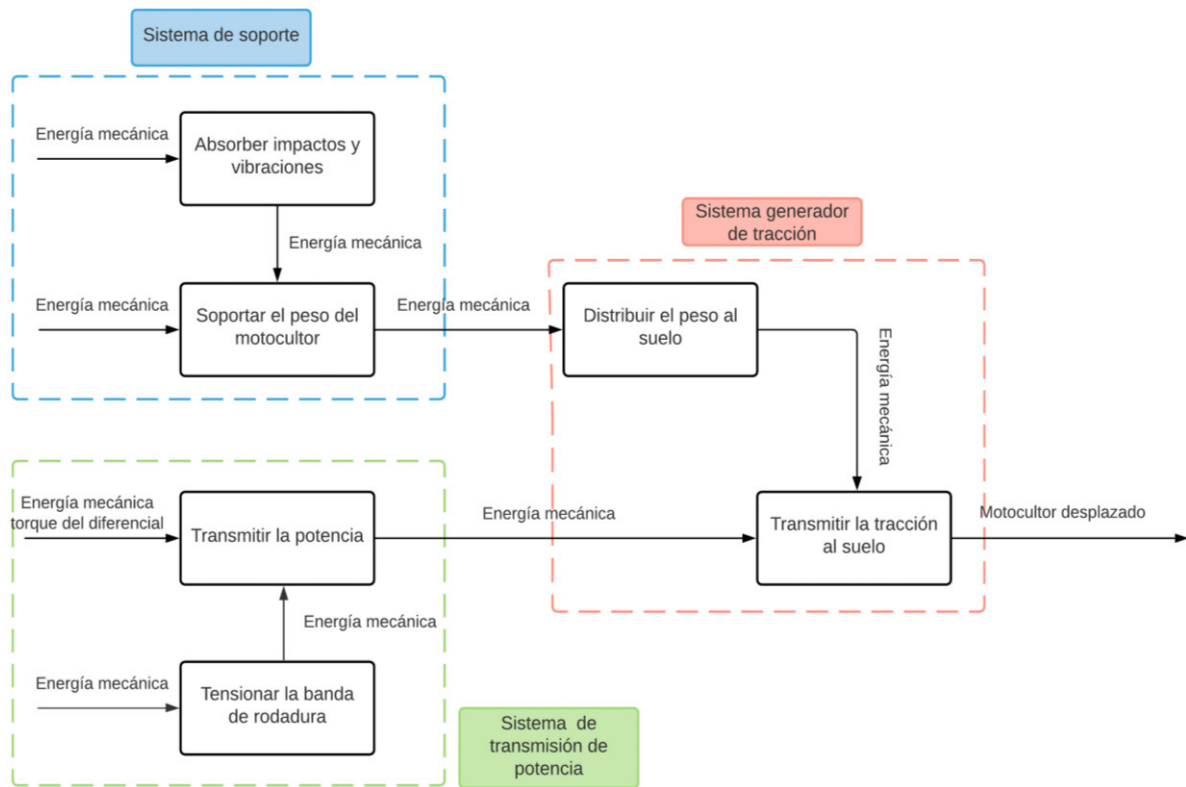


Figura 2.18. Descomposición de funciones.
Fuente: Propia

2.3.1. Análisis de alternativas para cada módulo

Se establecen posibles soluciones para cada una de las funciones que integran los módulos, dichas soluciones deben formularse acorde con las especificaciones técnicas (ver Tabla 2.1).

Modulo 1: sistema de soporte

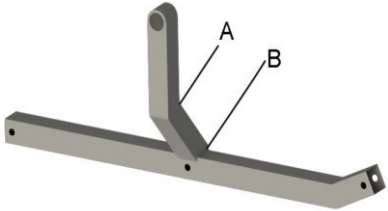
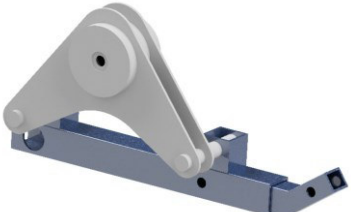
Es el módulo encargado de proveer una estructura sólida, en la cual se acoplarán todos los elementos que permitan el correcto funcionamiento del sistema, por lo que debe ser capaz de soportar el peso de máquina, fuerzas estáticas y dinámicas debido al movimiento y operación del motocultor. Este módulo abarca las funciones de:

- Soportar el peso del motocultor
- Absorber impactos y vibraciones

Soportar el peso del motocultor

Comprende el chasis principal del sistema de tracción, en el cual descansa el peso propio de la máquina, es el lugar donde se ensamblan todas las demás piezas del mecanismo. Debe ser lo suficientemente robusto para resistir esfuerzos estáticos y dinámicos. En la Tabla 2.2 se detallan las posibles soluciones.

Tabla 2.2. Soluciones para la función soportar el peso.

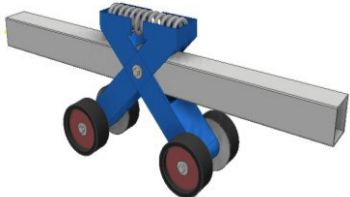
<p>Alternativa 1</p>	<p>Base soporte 1.- Fabricado con perfilería, presenta una forma simple con inclinaciones para acoplarse al tamaño de la rueda motriz, que facilitara movimientos dependiendo la inclinación</p>	
	<p>Ventajas</p>	<p>Desventajas</p>
	<p>Bajo costo Construcción sencilla No requiere mantenimiento</p>	<p>Pesado Soldadura crítica en los puntos A y B Presenta concentradores de esfuerzos elevados</p>
<p>Alternativa 2</p>	<p>Base soporte 2.- Fabricado con perfilería, el motocultor será soportado en dos búmeran que transmiten el peso al chasis, mantiene una forma recta con inclinaciones en la parte delantera para facilitar el ascenso por obstáculos</p>	
	<p>Ventajas</p>	<p>Desventajas</p>
	<p>Mecanismo sencillo Resistente No requiere mantenimiento</p>	<p>Mayor peso con respecto a la alternativa 1 Mayor complejidad de ensamble Fabricación más compleja en comparación de la alternativa 1</p>


Fuente: Propia

Absorber impactos y vibraciones

Consiste en un sistema que permita reducir los movimientos bruscos de la máquina al atravesar un obstáculo; es decir, absorber o reducir golpes en la máquina, evitando que los impactos y vibraciones se trasmitan directamente al eje y a la estructura soporte. A continuación, en la Tabla 2.3 se detallan las posibles soluciones.

Tabla 2.3. Soluciones para la función absorber impactos.

<p>Alternativa 1</p>	<p>Barras de absorción en "X". - Fabricado con perfilería, resortes, dispuestos en forma cruzada, para absorber los impactos</p>	
	<p>Ventajas</p>	<p>Desventajas</p>
	<p>Costo moderado Fácil montaje Absorbe impactos mediante resortes</p>	<p>Mayor peso en comparación con la alternativa 2 Requiere mayor espacio para su instalación Mantenimientos frecuentes</p>
<p>Alternativa 2</p>	<p>Barra de absorción triangular. - Fabricado con perfilería, dispuestos en forma triangular</p>	

	Ventajas	Desventajas
	Bajo costo Fácil montaje Construcción sencilla No requiere mantenimientos	Absorbe impactos pequeños Cuando las pendientes son muy elevadas presenta dificultad para acoplarse al terreno

Fuente: Propia

Modulo 2: sistema de transmisión de potencia



Este módulo tiene la función de transmitir la potencia que proviene del motor al eje motriz, y convertir esta potencia de forma que resulte utilizable para accionar el mecanismo de transporte de la banda o cadena de eslabones, que genera tracción al hacer contacto con el suelo. Este módulo abarca las funciones:

- Transmitir la potencia del eje motriz a la oruga
- Tensionar la banda de rodadura

Transmitir la potencia del eje motriz a la oruga

Es el elemento o mecanismo capaz de tomar el torque en el eje motriz y convertirlo en energía que se trasmite a la banda de rodadura generando así su movimiento. En la Tabla 2.4 se establecen las posibles soluciones.

Tabla 2.4. Soluciones para la función de transmitir la potencia del eje motriz a la oruga.

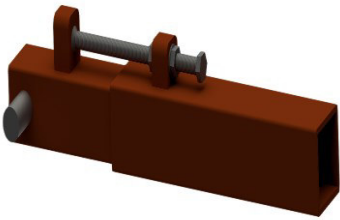
Alternativa 1	Rueda motriz dentada. - Fabricado con placas y perfiles, los cuales serán unidos mediante soldadura	
	Ventajas	Desventajas
	Construcción de baja complejidad Buena resistencia Costo moderado	Peso elevado Partes soldadas susceptibles a separación
Alternativa 2	Rueda motriz. - Fabricado con placas y mecanizado mediante oxicorte y soldadura	
	Ventajas	Desventajas
	Buena resistencia Costo moderado	Peso elevado Eleva el nivel de complejidad de la banda Construcción compleja

Fuente: Propia

Tensionar la banda de rodadura

Posee la función de tensar el sistema de rodaje de forma que garantice su posicionamiento y alineación, en la Tabla 2.5 se muestra la única alternativa considerada para el proyecto.

Tabla 2.5. Solución para la función de tensionar la banda de rodadura.

Alternativa 1	Sistema tensor. - Fabricado con placas soldadas a perfiles cuadrados por el cual pasara un perno roscado que ajustara la distancia entre las placas	
	Ventajas	Desventajas
	Bajo costo Buena resistencia No requiere mantenimiento	Perno susceptible a corrosión

Fuente: Propia

Modulo 3: sistema generador de tracción



Comprende la distribución del peso en la banda de rodadura, la cual depende de la cantidad de ruedas, el área que esté en contacto con suelo y de los componentes de la banda de rodadura en contacto directo con la superficie del suelo. Los mismos son los responsables de generar tracción, indispensable para el desplazamiento de la máquina. Este módulo abarca las siguientes funciones:

- Distribuir el peso al suelo
- Transmitir la tracción al suelo

Distribuir el peso al suelo

Debe ser capaz de distribuir uniformemente el peso del motocultor al suelo, debe presentar una buena resistencia mecánica y resistencia al desgaste; debido a su constante contacto con la banda y perfiles. En la Tabla 2.6 se muestran las posibles soluciones.

Tabla 2.6. Soluciones para la función de distribuir el peso al suelo.

Alternativa 1	Posicionamiento 1. - Tres pares de ruedas en contacto, frontal, intermedia y trasera de seguimiento	
	Ventajas	Desventajas
	Construcción de baja complejidad Buena resistencia Bajo costo	Presión ejercida únicamente en tres puntos Movilidad limitada
Alternativa 2	Posicionamiento 2. - Arreglo de cuatro pares de ruedas.	
	Ventajas	Desventajas
	Buena resistencia Mejor distribución de peso Mejor adaptabilidad a cambios de suelo	Peso elevado Costo moderado

Fuente: Propia

Transmitir la tracción al suelo

Para aumentar el agarre con el suelo suave agrícola es necesario el uso de zapatas que se entierran en el suelo, mejorando la estabilidad, frenado y capacidad de tiro. En la Tabla 2.7 se muestran las posibles soluciones.

Tabla 2.7. Soluciones para la función de transmitir la tracción al suelo.

Alternativa 1	Bandas tipo cadena y perfiles en L. - Fabricado con perfiles unidos mediante bisagras, en el parte superior soldado con perfiles en L	
	Ventajas	Desventajas
	Mayor vida útil Excelente resistencia Mantenimiento complejo	Peso elevado Eleva el nivel de complejidad de la banda Aumenta el costo de fabricación de la rueda motriz
Alternativa 2	Bandas de caucho y perfiles en T. - Fabricado con 2 bandas de caucho vulcanizado y perfiles en T, sujetos mediante pernos	
	Ventajas	Desventajas
	Construcción de baja complejidad Buena resistencia Bajo costo	Partes susceptibles a separación o desgarres Difícil reparación Número elevado de piezas

Fuente: Propia

2.3.2. Estudio y selección de alternativas

Selección de la alternativa para el sistema de soporte

Para la selección de la alternativa más adecuada para el módulo 1, se procede a la elaboración de una matriz morfológica para establecer las posibles soluciones. A continuación, en la Tabla 2.8 se presenta la matriz morfológica para el sistema de soporte.

Tabla 2.8. Matriz morfológica para el sistema de soporte.

Función	Alternativas	
Soportar el peso del motocultor	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Base metálica soldada</div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Base metálica con búmeran</div>
Absorber impactos y vibraciones	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Barra en x con resorte amortiguador</div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Barra triangular</div>
	Solución 1	Solución 2

Fuente: Propia

Evaluación de las soluciones propuestas al sistema de soporte

A continuación, se evaluarán las alternativas planteadas, mediante el uso de la matriz de criterios ponderados, ANEXO D. Donde cada alternativa es evaluada según las prioridades, y se procede a evaluarlas en función de los criterios que tengan más relevancia con este módulo los cuales son:

- Peso
- Costo
- Fiabilidad
- Facilidad de mantenimiento
- Complejidad

Teniendo en cuenta los resultados mostrados en la Tabla 2.9, podemos concluir que la solución que más se ajusta a los requerimientos buscados es la solución número 2.

Tabla 2.9. Conclusiones del módulo sistema de soporte.

Conclusiones	Peso	Costo	Fiabilidad	Fácil mantenimiento	Complejidad	Σ	Prioridad
Solución 1	0.33x0.14	0.67x0.17	0.33x0.26	0.5x0.26	0.5x0.17	0.46	2
Solución 2	0.67x0.14	0.33x0.17	0.67x0.26	0.5x0.26	0.5x0.17	0.54	1

Fuente: Propia

Selección de la alternativa al sistema de transmisión de potencia

A continuación, en la Tabla 2.10 se presenta las alternativas propuestas para solucionar cada una de las funciones de este módulo.

Tabla 2.10. Matriz morfológica del sistema de transmisión de potencia.

Función	Alternativas
Transmitir la potencia del eje motriz a la oruga	
Tensionar la banda de rodadura	
	Solución 1 Solución 2

Fuente: Propia

Evaluación de las soluciones propuestas al sistema de transmisión de potencia

Como es posible evidenciar en la matriz morfológica de la Tabla 2.10, la misma diverge únicamente en la función de transmitir la potencia del eje motriz a la oruga, donde la mayor parte del peso de la evaluación recaerá en la rueda motriz. A continuación, se procederá a evaluarlas en función de los criterios de mayor relevancia, mediante el uso de la matriz de criterios ponderados, ANEXO E. Los criterios que presentan más relevancia son:

- Complejidad
- Peso
- Costo
- Fiabilidad

Teniendo en cuenta los resultados mostrados en la Tabla 2.11, se puede concluir que la solución que más se ajusta a los requerimientos es la solución número 1.

Tabla 2.11. Conclusiones del módulo sistema de transmisión de potencia.

Conclusiones	Complejidad	Peso	Costo	Fiabilidad	Σ	Prioridad
Solución 1	0.67x0.2	0.33x0.3	0.67x0.15	0.5x0.35	0.51	1
Solución 2	0.33x0.2	0.67x0.3	0.33x0.15	0.5x0.35	0.49	2

Fuente: Propia

Selección de la alternativa al sistema generador de tracción

En la Tabla 2.12 se presentan las alternativas propuestas para solucionar cada una de las funciones del sistema generador de tracción.

Tabla 2.12. Matriz morfológica para el sistema generador de tracción.

Función	Alternativas	
Distribuir el peso al suelo	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Secuencia de tres pares de ruedas</div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Secuencia de cuatro pares de ruedas</div>
Transmitir la tracción al suelo	<div style="text-align: center;">↓</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Banda tipo cadena con perfiles tipo L</div>	<div style="text-align: center;">↓</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Banda de caucho con perfiles tipo T</div>
	Solución 1	Solución 2

Fuente: Propia

Evaluación de las soluciones propuestas al sistema generador de tracción

A continuación, se procederá a evaluar las propuestas en función de los criterios de mayor relevancia, mediante el uso de la matriz de criterios ponderados, ANEXO F. Los criterios que presentan más relevancia son:

- Facilidad de mantenimiento
- Ergonomía
- Peso
- Costo
- Durabilidad

Teniendo en cuenta los resultados mostrados en la Tabla 2.13, se puede concluir que la solución que más se ajusta a los requerimientos buscados es la solución número 2.

Tabla 2.13. Conclusiones del módulo sistema generador de potencia.

Conclusiones	Facilidad de mantenimiento	Ergonomía	Peso	Costo	Durabilidad	Σ	Prioridad
Solución 1	0.5x0.2	0.33x0.17	0.67x0.2	0.5x0.13	0.33x0.3	0.46	2
Solución 2	0.5x0.2	0.67x0.17	0.33x0.2	0.5x0.13	0.67x0.3	0.54	1

Fuente: Propia

2.3.3. Modelo seleccionado

Recopilando la evaluación de las alternativas propuesta en los anteriores apartados se realizó la siguiente matriz morfológica, y evaluando cada módulo según los criterios pertinentes se obtuvo como resultado la solución que se observa en la Tabla 2.14.

Tabla 2.14. Matriz morfológica conjunta.

Función	Alternativas
Soportar el peso del motocultor	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Base metálica soldada</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Base metálica con búmeran</div> </div>
Absorber impactos y vibraciones	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Barra en X con resorte amortiguador</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Barra triangular</div> </div>
Transmitir la potencia del eje motriz a la oruga	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Rueda motriz dentada</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Rueda motriz maquinada</div> </div>
Tensionar la banda de rodadura	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 60%; margin: 0 auto;">Sistema tensor</div>
Distribuir el peso al suelo	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Secuencia de tres pares de ruedas</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Secuencia de cuatro pares de ruedas</div> </div>
Transmitir la tracción al suelo	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Banda tipo cadena con perfiles tipo L</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;">Banda de caucho con perfiles tipo T</div> </div>
	Solución

Fuente: Propia

En la Figura 2.19 se presenta un modelo de la posible solución para el sistema de tracción tipo oruga tomando en consideración todas las especificaciones técnicas.

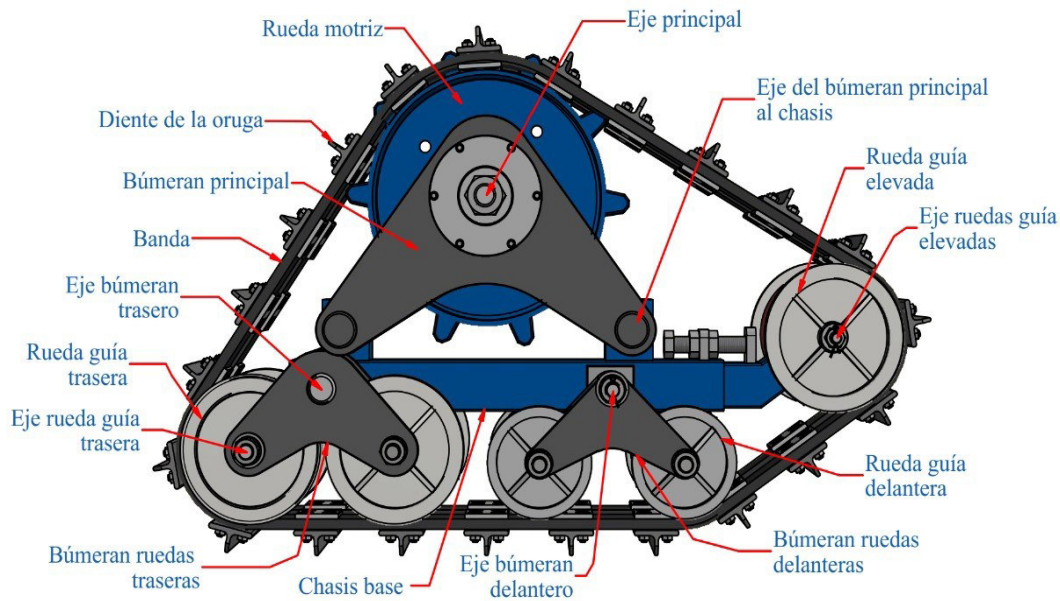


Figura 2.19. Modelo conceptual para el sistema de tracción tipo oruga.
Fuente: Propia

2.4. Cálculo de componentes y selección de materiales

2.4.1. Análisis del torque y velocidad lineal

Para el cálculo de la carga en cada oruga, primero se establece el torque y la velocidad angular a la salida de las ruedas motrices en primera marcha, debido a que en dicha marcha se obtiene el torque máximo para la realización de labores que requieren gran fuerza de tiro. En este estado, las fuerzas que actúan en los componentes del motocultor son máximas.

La potencia del motocultor recomendado para trabajo de arado es a 2000 rpm (Manual Mekatech, 2015); por lo tanto la potencia nominal es levemente inferior a la máxima (15.6 hp a 2200 rpm). Para determinar la potencia se considera una variación lineal del 1.6 hp por cada 200 rpm (Ficha técnica Hatz, 2016), obtenido del análisis de la curva de rendimiento para un motor diésel de características similares. De acuerdo a esto, se trabajará con la potencia nominal de 14 hp.

Cálculo de las velocidades angulares

Para determinar las velocidades angulares en primera y segunda marcha se tienen los datos en la Tabla 2.15.

Tabla 2.15. Velocidad de avance del motocultor con neumáticos.

Datos	Valor	Unidades
Velocidad lineal en primera marcha	0.47	m/s
Velocidad lineal en segunda marcha	0.72	m/s
Diámetro de las ruedas	0.6	m

Fuente: Propia

Reemplazando los datos de la Tabla 2.15 en la Ec. (1.10) se obtiene:

$$N_{w1} = 15 \text{ rpm}$$

$$N_{w2} = 22.92 \text{ rpm}$$

Cálculo de velocidad de avance lineal de la oruga

En el caso de las orugas, la velocidad lineal de avance V_{or} en primera y segunda marcha se calcula con la Ec. (1.10), con un diámetro de la rueda motriz (ver Figura 2.19) de la oruga de 0.25 m, obteniendo como resultado:

$$V_{or1} = 0.19 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{or2} = 0.30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad de 0.30 m/s es levemente inferior a 0.47 m/s, la cual es la velocidad normal de trabajo del motocultor en primera marcha cuando utiliza las ruedas convencionales; por consiguiente, para la realización de los cálculos posteriores se usará la segunda marcha como referencia para el cálculo de las orugas.

Cálculo del torque

Para determinar el torque en la salida del eje de las ruedas en segunda marcha, primero se determina la relación de transmisión total a partir de la Ec. (1.9), conociendo los valores de $N_m = 2000 \text{ rpm}$ y N_{w2} se obtiene:

$$q_2 = 87.26$$

El valor del torque del motor mediante la Ec. (1.11), utilizando los valores de q_2 , la potencia (10439.8 vatios), y la eficiencia de transmisión total. Esta eficiencia se compone de la eficiencia de transmisión por correas de 0.95 (Budynas y Nisbett, 2008) y la eficiencia de transmisión por engranajes 0.85 (Ferrari, 2015), resultando en una eficiencia de transmisión total de 0.80.

$$T_m = 49.84 \text{ Nm}$$

Para determinar el torque a la salida del eje motriz en segunda marcha se tiene los siguientes datos: T_m y q_2 . Reemplazando estos datos en la Ec. (1.8), se obtiene como resultado:

$$\therefore T_{w2} = 3479.23 \text{ Nm}$$

2.4.2. Cálculo de la carga en cada oruga

Análisis de estabilidad: Cálculo del centro de gravedad

Se determinó el centro de gravedad aproximado del motocultor con orugas utilizando el software Autodesk Inventor. En la Figura 2.20 se observa la ubicación del centro de gravedad, cuyas coordenadas son: $G_x=55.15 \text{ mm}$, $G_y= 554.10 \text{ mm}$ y $G_z=465.00 \text{ mm}$.

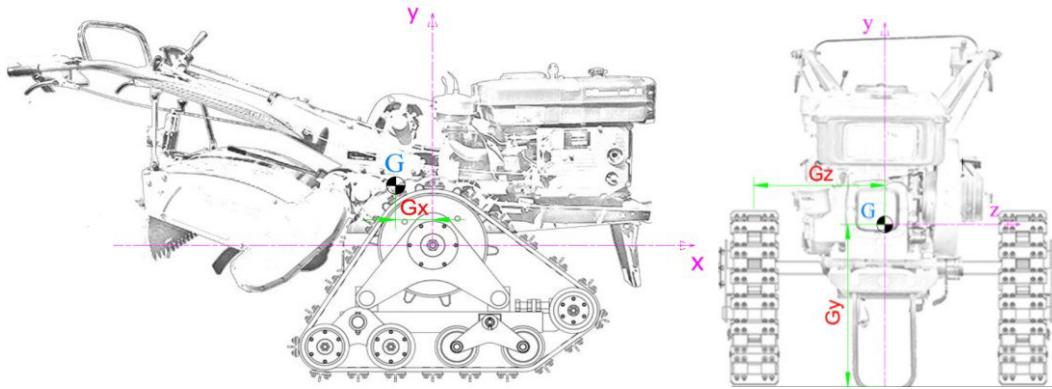


Figura 2.20. Centro de gravedad del motocultor con orugas.
Fuente: Propia

Cálculo del ángulo de la pendiente máxima lateral

Con los datos obtenidos anteriormente y para $S= 960 \text{ mm}$ (ver Tabla 1.1) y la Ec. (1.15) se tiene:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{S}{2 * G_y}\right)$$

$$\beta = 40.90^\circ$$

Según Martínez y Nájera (2019) el ángulo máximo es dos tercios el valor calculado anteriormente debido a efectos dinámicos e irregularidades, por lo que el ángulo máximo aproximado es 27° .

Análisis del deslizamiento en pendiente

La fuerza de agarre mínima para evitar el deslizamiento se calcula con la Ec. (1.16), considerando un ángulo de pendiente máximo de 27° .

$$F_{ar} = 1.78 \text{ kN}$$

La resistencia a la corte bruta del suelo se determina con la Ec. (1.2), utilizando los parámetros de resistencia del suelo para un suelo franco-arcilloso (ver Tabla 1.2) con un contenido de agua de 15.2%, se tiene:

$$F_u = 1.90 \text{ kN}$$

Para evitar el deslizamiento se debe cumplir que $F_{ar} < F_u$; por lo tanto, se deduce que el motocultor no sufrirá de pérdida de tracción en suelos suaves labrados con una inclinación límite de 27°.

Carga debido al peso y operación

Para calcular la reacción vertical que actúa sobre las ruedas del motocultor se utiliza los datos de la Tabla 2.16 establecidos para la Figura 1.16. La fuerza F_o se la obtiene experimentalmente mediante el uso de pesas manuales colocadas en las manceras hasta obtener la fuerza necesaria para equilibrar el motocultor, como resultado se obtuvo una fuerza de 0.34 kN. Este valor se reemplaza en la Ec. (1.13) dando como resultado:

$$d_1 = 0.205 \text{ m.}$$

Tabla 2.16. Dimensiones del motocultor basadas en la Figura 1.16.

$d_1 = 0.205 \text{ m}$	$h_1 = 0.3 \text{ m}$
$d_2 = 0.36 \text{ m}$	$h_2 = 0.25 \text{ m}$
$d_3 = 1.45 \text{ m}$	$h_3 = 0.21 \text{ m}$
$d_4 = 0.225 \text{ m}$	$W = 360 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3.52 \text{ kN}$
$d_5 = 0.45 \text{ m}$	$W_h = 40 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0.39 \text{ kN}$
$d_6 = 0.30 \text{ m}$	$\alpha = 10^\circ$

Fuente: Propia

Aplicando las ecuaciones (1.3) a (1.8) se obtienen como resultados los parámetros característicos del motocultor, mostrados en la Tabla 2.17.

Tabla 2.17. Parámetros característicos del motocultor con neumáticos.

Parámetro	Resultado	Ecuación
Torque en el eje motriz	$T_{w2} = 3479.23 \text{ Nm}$	Ec. (1.8)
Fuerza de tracción en el eje motriz	$F_t = 16.54 \text{ kN}$	Ec. (1.5)
Resistencia a la rodadura	$R_r = 1.37 \text{ kN}$	Ec. (1.3) y la Tabla 1.3
Fuerza de tiro	$F_p = 15.40 \text{ kN}$	Ec. (1.4)
Fuerza manual	$F_m = -1.66 \text{ kN}$	Ec. (1.6)
Reacción vertical	$R_v = 5.33 \text{ kN}$	Ec. (1.7)

Fuente: Propia

Los resultados de la Tabla 2.17, corresponden a las reacciones totales en el motocultor, dichas reacciones se procederá a dividir las a la mitad para obtener las reacciones individuales para cada oruga. Se toma en consideración de que las fuerzas que soporta el motocultor con neumáticos son iguales a las que soportaría el sistema de tracción tipo oruga. Los valores de diseño a utilizarse se especifican en la Tabla 2.18.

Tabla 2.18. Parámetros de diseño para cada oruga.

Parámetro de diseño	Valor
Torque en el eje motriz	$T_w = 1.74 \text{ kNm}$
Fuerza de tracción en el eje motriz	$F_t = 8.27 \text{ kN}$
Reacción vertical	$R_v = 2.66 \text{ kN}$

Fuente: Propia

Carga debido a la tensión de las bandas

Para el cálculo de las tensiones en las bandas se utilizan los valores obtenidos en la Tabla 2.18 y $r_p = 13.76 \text{ cm}$ (ver Sección 1.9.5). Estos datos se aplican en la Ec. (1.59), obteniéndose $F_e = 12.61 \text{ kN}$. La pretensión se calcula con la Ec. (1.60), dando como resultado $F_i = 0.4 \text{ kN}$.

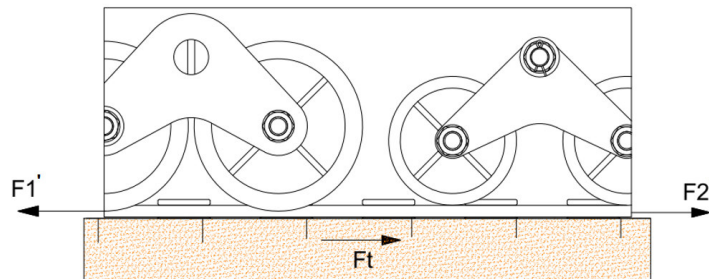


Figura 2.21. DCL en la región de contacto de la banda con el suelo.
Fuente: Propia

Del DCL de la Figura 2.21 se establece la siguiente expresión:

$$F1' - Ft = F2'$$

Al asumir un valor de $F2'$ igual a cero, de la expresión anterior se obtiene $F1' = 8.27 \text{ kN}$. Los valores de $F1'$ y $F2'$ se reemplazan en las ecuaciones (1.61) y (1.62), dando como resultado:

$$F1 = 8.67 \text{ kN}$$

$$F2 = 0.4 \text{ kN}$$

2.4.3. Cálculo del eje principal fijado a la rueda motriz

Para el cálculo de este eje (ver Figura 2.22b) es necesario tener en consideración la fuerza R_v , y las componentes de las tensiones en la banda aplicadas en la rueda motriz F_1 y F_2 .

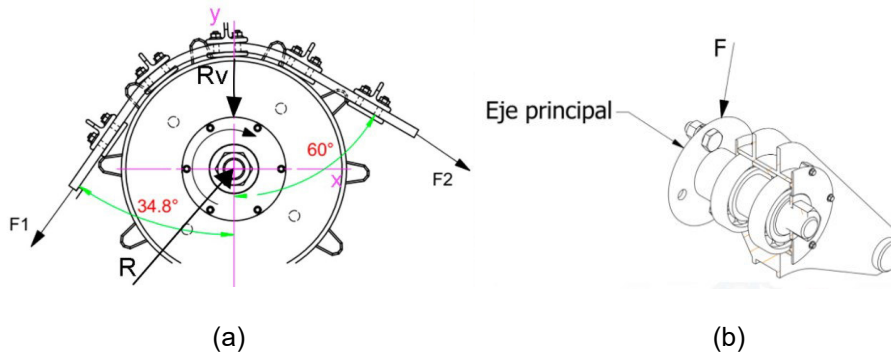


Figura 2.22. a) DCL en la rueda motriz. b) Fuerza resultante en el eje principal.
Fuente: Propia

De la Figura 2.22a se procede a la descomposición vectorial de las componentes que actúan sobre el eje principal.

$$\vec{F}_1 = (-4.94i - 7.11j) \text{ kN}$$

$$\vec{F}_2 = (0.34i - 0.20j) \text{ kN}$$

$$\vec{R}_v = -2.67j \text{ kN}$$

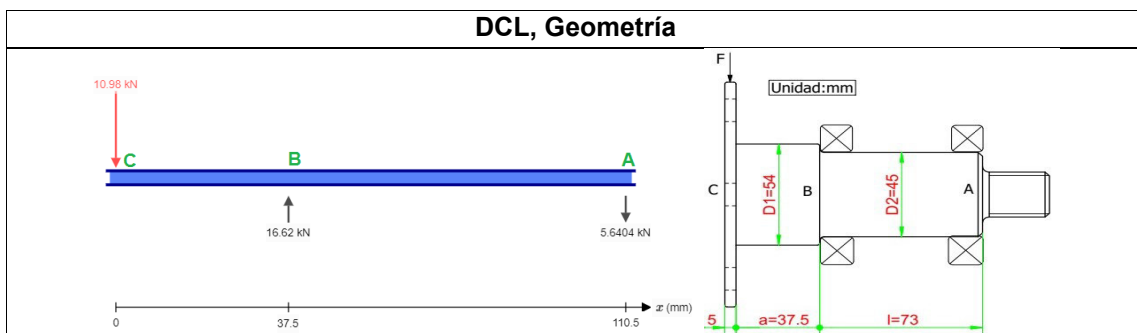
En la Figura 2.22b se observa la fuerza $\vec{F} = -\vec{R}$ que actúa en el eje principal, entonces se tiene:

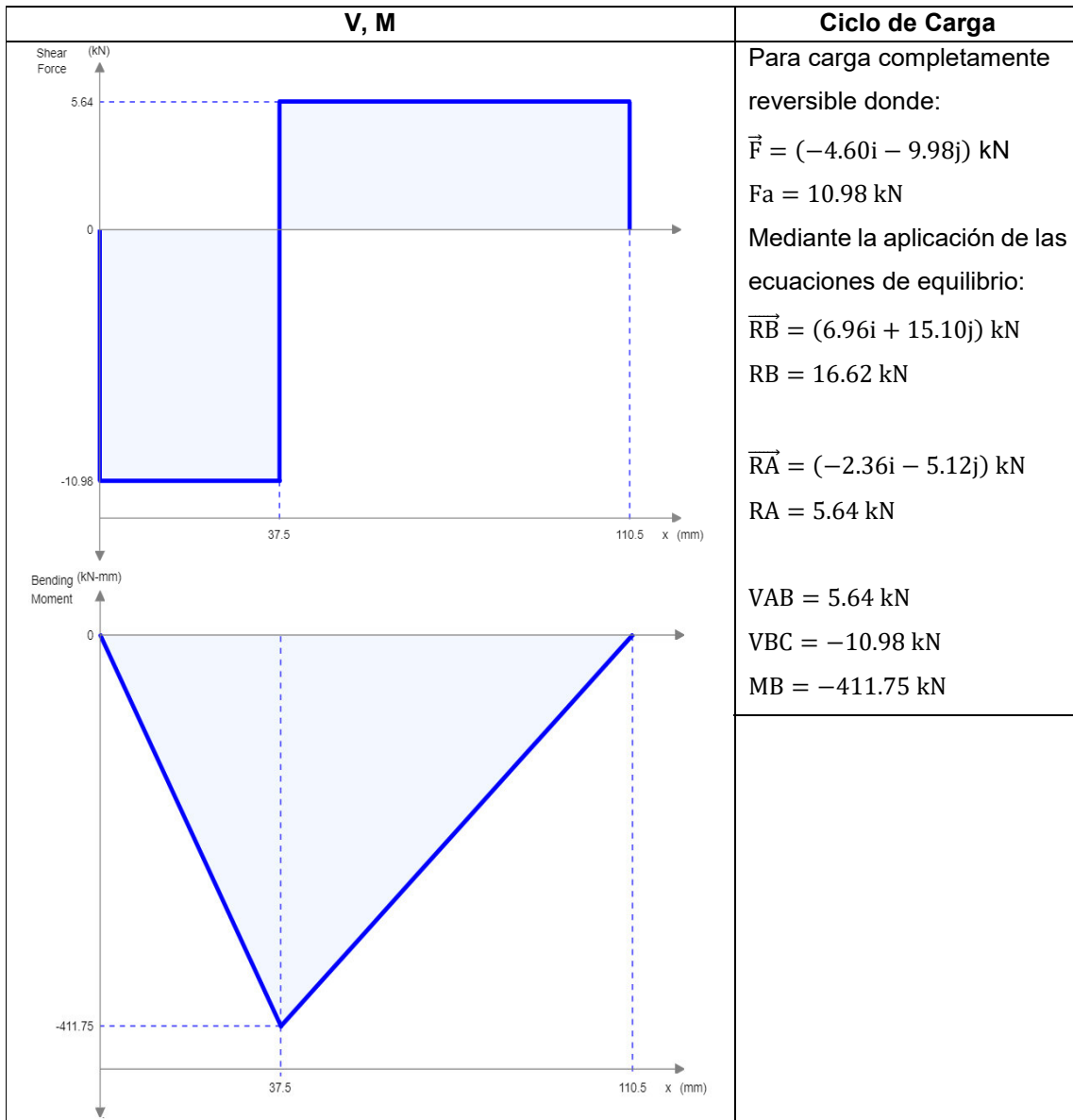
$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{R}_v = (-4.60i - 9.98j) \text{ kN}$$

$$F = 10.98 \text{ kN}$$

El diseño del eje principal es un procedimiento iterativo, con lo cual en la Tabla 2.19 se detalla únicamente la solución final, tomando las dimensiones $D_1=54 \text{ mm}$ y $D_2=45 \text{ mm}$ como datos iniciales.

Tabla 2.19. Procedimiento para el cálculo del eje principal.





Comentario:

- De los diagramas de cortante y momento flector se deduce que la sección B es la que soporta mayor carga; por lo tanto, el diámetro $D_2 = 45 \text{ mm}$, de la sección menor, es la que controla el diseño
- El diseño del motocultor comprende el diseño de dos orugas las mismas que por ser simétricas se procederá a realizar el cálculo de una sola oruga

a) Comprobación del eje: falla a fatiga del eje principal

El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$ y $S_y = 220 \text{ MPa}$ (Tabla C-3)

Límite de resistencia a la fatiga del eje principal	$S_e' = 200 \text{ MPa}$	Ec. (1-25)
Factor de superficie	$k_a = 0.92$	Ec. (1.26)
Factor de tamaño	$k_b = 0.82$	Ec. (1.27)
Factor de carga	$k_c = 1$	Condición de carga
Factores de modificación de resistencia a la fatiga	$k_d = k_e = k_f = 1$	
Resistencia a la fatiga del eje principal	$S_e = 150.88 \text{ MPa}$	Ec. (1.28)
Concentrador de esfuerzo	$K_t = 2.3$	De Figura C-1 $D/d = 54/45$ $r/d = 1/45$

Constante de Neuber	$\sqrt{a} = 0.5671\sqrt{\text{mm}}$	Ec. (1.23)
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	$K_f = 1.82$	Ec. (1.24)
Esfuerzo flexionante alternante	$\sigma_a = 83.76 \text{ MPa}$	Ec. (1.21)
Factor de seguridad a fatiga, Goodman modificado	$n_f = 1.80$	Ec. (1.29)
Factor de seguridad por fluencia	$n_y = 2.62$	Ec. (1.30)
Deflexión lineal C	$\delta = 0.016 \text{ mm}$	Ec. (1.33)
Deflexión angular en A Deflexión angular en B	$\theta_A = 0.00007 \text{ rad}$ $\theta_B = 0.0003 \text{ rad}$	Ec. (1.32)

Comentario:

- Mediante los cálculos realizados en la sección crítica B se afirma que el diámetro D2=45 mm resistirá la carga a fatiga con un factor de seguridad a fatiga de 1.8
- Con los cálculos realizados, se procede a seleccionar un eje de acero AISI 1018 cuyo diámetro será de 54 mm, en la sección más grande y 45 mm en la sección reducida

b) Comprobación de la soldadura a fatiga en el extremo C

Soldadura con electrodo E7018 con $S_{ut} = 490 \text{ MPa}$, $S_y = 400 \text{ MPa}$ (ver Tabla 1.9):

Caso 3 de la Tabla 1.10: $w=5 \text{ mm}$, $r=27 \text{ mm}$

Área de la garganta	$A_w = 599.69 \text{ mm}^2$	Tabla 1.10
Segundo momento unitario del área	$I_u = 61835.9 \text{ mm}^3$	Tabla 1.10
Segundo momento del área	$I = 218590.1 \text{ mm}^4$	Ec. (1.41)
Factor de concentración de esfuerzo a fatiga	$k_{fs} = 2.0$	Tabla C-2
Esfuerzo total cortante	$\tau = 36.62 \text{ MPa}$	Ec. (1.42)
Límite de resistencia a la fatiga del eje principal	$S_e' = 200 \text{ MPa}$	Ec. (1.25)
Factor de superficie	$k_a = 0.70$	Ec. (1.43)
Factor de tamaño	$k_b = 1$	Ec. (1.44)
Factor de carga	$k_c = 0.59$	Ec. (1.45)
Factores de modificación de resistencia a la fatiga	$k_d = k_e = k_f = 1$	Ec. (1.46)
Resistencia a fatiga por corte	$S_{se} = 82.6 \text{ MPa}$	Ec. (1.47)
Factor de seguridad por el criterio de falla Goodman-modificado	$n_f = 2.25$	Ec. (1.48)
Factor de seguridad por el criterio de energía de distorsión	$n_y = 3.46$	Ec. (1.49)

Comentarios:

- Mediante el análisis a fatiga se demuestra que la soldadura soportada a flexión puede soportar la carga

c) Selección de rodamientos

- Datos para la selección de rodamientos: diámetro interno $d=45 \text{ mm}$, carga dinámica máxima $R_B=16.62 \text{ kN}$ y velocidad angular $N=23 \text{ rpm}$, con respecto a estos valores, se selecciona el rodamiento 6209-2RSH, cuyas dimensiones y capacidades se encuentran especificadas en la Figura G-1 del Anexo G

Fuerza máxima aplicada	$R_B = 16.62 \text{ kN}$	
Factor de rotación	$V_r = 1$	Sección 1.9.2
Vida nominal del rodamiento	$L_{10} = 4.14 \text{ millones de revoluciones}$	Ec. (1.35)
Carga dinámica equivalente	$F_{eq} = 16.62 \text{ kN}$	Ec. (1.36)
Carga dinámica básica	$C = 26.68 \text{ kN}$	Ec. (1.37)
Si: $C < C_{10}$	$26.68 \text{ kN} < 35.1 \text{ kN}$	Sección 1.9.2

Vida nominal teórica del rodamiento seleccionado	$L_{10h} = 6825 \text{ h}$	Ec. (1.38)
Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> - La vida nominal del rodamiento que previamente establecimos cumple con los parámetros mínimos para una máquina dedicada a la agricultura (ver Tabla 1.7) - La carga dinámica básica calculada es menor a la carga del rodamiento 6209-2RSH, con lo cual se asegura que el rodamiento podrá resistir sin presentar fallos 		

Fuente: Propia

2.4.4. Cálculo de los ejes del búmeran principal al chasis

Para el cálculo de estos ejes es necesario tomar en consideración, que la distribución de la fuerza $F(-4.60i - 9.98j) \text{ kN}$, desde el eje principal hasta los ejes A y B (Figura 2.23a), es distinta en cada extremo.

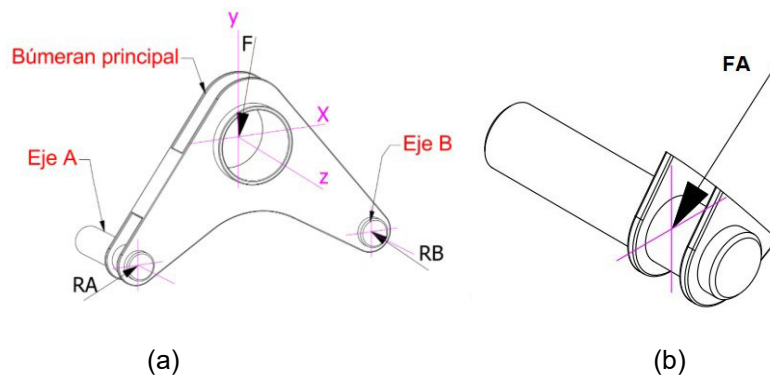


Figura 2.23. a) Balance de fuerzas en el búmeran principal. b) Fuerza aplicada en el eje del búmeran principal al chasis.

Fuente: Propia

Del balance de fuerzas de la Figura 2.23a se obtiene las siguientes reacciones:

$$\vec{R}_A = (7.61i + 6.91j) \text{ kN} = 10.27 \text{ kN}$$

$$\vec{R}_B = (-3.01i + 3.08j) \text{ kN} = 4.30 \text{ kN}$$

Al obtener las cargas resultantes, el cálculo se basará en el eje que soporte la mayor carga, siendo en este caso el eje A. En la Figura 2.23b se observa la fuerza $\vec{F}_A = -\vec{R}_A$ que actúa en el eje, entonces se tiene:

$$\vec{F}_A = (-7.61i - 6.91j) \text{ kN} = 10.27 \text{ kN}$$

El diseño del eje A se encuentra basado en la premisa que, será un eje sin cambios de sección y con un diámetro de $D=35 \text{ mm}$, en la Tabla 2.20 se detalla el procedimiento.

Tabla 2.20. Procedimiento para el cálculo de los ejes de soporte al chasis.

DCL, Geometría		
V, M		Carga
		<p>Para carga estática: $\vec{F} = (-7.61i - 6.91j)$ $\therefore F = 10.27 \text{ kN}$</p> <p>Mediante la utilización de suma de fuerzas y de momentos se obtendrán las siguientes reacciones:</p> <p>$\vec{R}_B = (18.67i + 16.95j) \text{ kN}$ $R_B = 25.19 \text{ kN}$ $\vec{R}_A = (-11.06i - 10.04j) \text{ kN}$ $R_A = -14.92 \text{ kN}$</p> <p>$V_{AB} = -14.92 \text{ kN}$ $V_{BC} = 10.27 \text{ kN}$ $M_B = -641.86 \text{ Nm}$</p>
Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> - De los diagramas de cortante y momento flector se deduce que la sección B es la sección que soporta mayor carga; por lo tanto, el diámetro $D = 35 \text{ mm}$, es el que controla el diseño - Este eje es un cuerpo sólido y no se encuentra girando, por tal motivo se comportará exactamente como una viga estática 		
a) Comprobación del eje		
El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$ y $S_y = 220 \text{ MPa}$ (ver Tabla C-3)		
Carga estática		
Esfuerzo flexionante	$\sigma = 152.73 \text{ MPa}$	Adaptado de Ec. (1.21)
Esfuerzo debido a sobrecarga	$\sigma_{sob} = 183.27 \text{ MPa}$	Ec. (1.22)
Factor de seguridad por fluencia	$n_y = 1.20$	Ec. (1.30)
Esfuerzo de aplastamiento en las placas del chasis	$\sigma_{ap} = 143.94 \text{ MPa}$	Ec. (1.31)

Factor de seguridad por aplastamiento	$n_{ap} = 1.53$	Ec. (1.31)
Análisis:		
<ul style="list-style-type: none"> - El diámetro que se asumió puede soportar las cargas, el análisis fue realizado en la sección crítica, donde el elemento presenta mayores esfuerzos - Debido a que el eje B soporta una carga menor, se seleccionará el mismo diámetro $D=35$ mm 		
b) Comprobación de la soldadura alrededor del perfil cuadrado que soporta los ejes del chasis		
Soldadura con electrodo E7018 con $S_{ut} = 490$ MPa, $S_y = 400$ MPa (ver Tabla 1.9) $w=5$ mm, $r=17.5$ mm		
Área de la garganta	$A_w = 707$ mm ²	Tabla 1.10
Segundo momento unitario del área	$I_u = 83333.33$ mm ³	Tabla 1.10
Segundo momento del área	$I = 294583.33$ mm ⁴	Ec. (1.41)
Esfuerzo cortante primario	$\tau' = 14.53$ MPa	Ec. (1.39)
Esfuerzo cortante secundario	$\tau'' = 71.47$ MPa	Ec. (1.40)
Esfuerzo total cortante	$\tau = 72.93$ MPa	Ec. (1.42)
Esfuerzo cortante debido a sobrecarga	$\tau_{sob} = 87.52$ MPa	Adaptado de Ec. (1.22)
Factor de seguridad por el criterio de energía de distorsión	$n_y = 1.45$	Ec.(1.49)
Comentarios:		
<ul style="list-style-type: none"> - El diseño fue considerado como una viga soldada en voladizo, para evitar fallos se procederá a maquinar agujeros en el chasis, donde se situarán los ejes para que el esfuerzo cortante disminuya 		

Fuente: Propia

2.4.5. Cálculo de los ejes de las ruedas guías traseras en contacto con el suelo

De la Figura 2.24a las componentes presentes son: la fuerza normal ($N = -0.66j$ kN) debido al peso del motocultor para un par de ruedas; las tensiones ($\vec{F1} = (4.94i + 7.11j)$ kN y $\vec{F1}' = 8.67i$ kN) presentes en la banda de la rueda de seguimiento y V que es la fuerza necesaria para mantener el equilibrio.

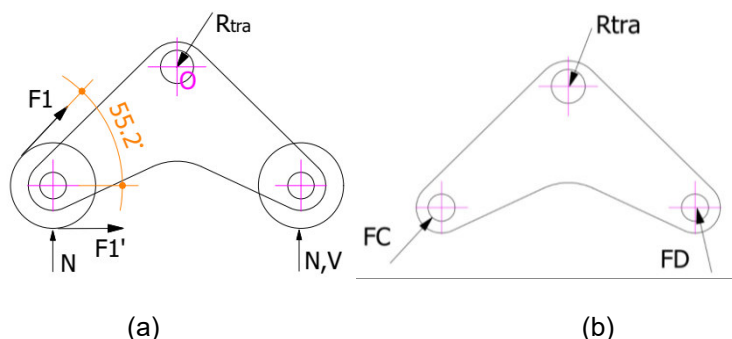


Figura 2.24. a) Balance de fuerzas en el búmeran ruedas traseras. b) Fuerza aplicada en los ejes.

Fuente: Propia

La fuerza V se calcula del equilibrio de momentos respecto a O en la Figura 2.24a, dando como resultado: $V = -3.60 \text{ kN}$.

Del balance de fuerzas en la Figura 2.24a se obtiene la reacción trasera:

$$\vec{R}_{\text{tra}} = (-13.61\mathbf{i} - 4.82\mathbf{j}) \text{ kN} = 14.43 \text{ kN}$$

Del balance de fuerzas en la Figura 2.24b se obtiene las cargas:

$$\vec{F}_{\text{C}} = \vec{F}_1 + \vec{F}_1' + \vec{N} = (13.61\mathbf{i} + 7.71\mathbf{j})\text{kN} = 15.66 \text{ kN}$$

$$\vec{F}_{\text{D}} = \vec{N} + \vec{V} = (-2.94\mathbf{j})\text{kN} = 2.94 \text{ kN}$$

En la Tabla 2.21 se muestra el procedimiento para el cálculo del eje C (ver Figura 2.25), debido a que presenta la mayor carga, en este eje utilizaremos un factor de seguridad igual a tres (Mott, 2006), debido a que es el eje donde las tensiones de la banda son máximas y está sometido a impactos.

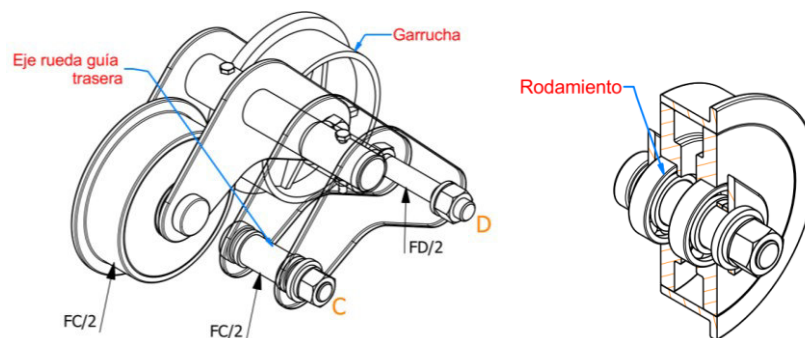


Figura 2.25. a) Esquema de los ejes de las ruedas guías traseras. b) Esquema de los rodamientos en el eje rueda guía trasera.

Fuente: Propia

En las ruedas guías traseras se ubicarán dos rodamientos para reducir la carga como se observa en la Figura 2.25b, siendo la carga aplicada en cada uno:

$$\vec{F} = \frac{\vec{F}_{\text{C}}}{4} = (3.40\mathbf{i} + 1.93\mathbf{j}) \text{ kN} = 3.92 \text{ kN}$$

Verificación en el eje C:

Tabla 2.21. Procedimiento para el cálculo del eje de la rueda guía trasera.

Geometría		
DCL, V, M		Carga
		<p>Para carga estática de:</p> $\vec{F} = (3.40i + 1.93j) \text{ kN}$ $\therefore F = 3.92 \text{ kN}$ <p>De las ecuaciones de equilibrio se obtiene:</p> $RA = 4.19 \text{ kN}$ $RD = 3.64 \text{ kN}$ $VAB = -4.19 \text{ kN}$ $VBC = -0.27 \text{ kN}$ $VCD = 3.64 \text{ kN}$ $MC = -60.21 \text{ Nm}$
Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> - De los diagramas de cortante y momento flector se observa que la sección C es la que soporta la mayor carga y es en la cual estará basado el diseño - El presente eje se encontrará fijo por tal motivo el diseño será estático y se procederá a incrementar un factor debido a sobrecarga de 1.2 		
a) Comprobación del eje		
El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$ y $S_y = 220 \text{ MPa}$ (ver Tabla C-3)		
Carga estática		
Momento máximo debido a sobrecarga	$MB = 72.25 \text{ Nm}$	Ec. (1.22)
Esfuerzo flexionante permisible	$\sigma = 73.33 \text{ MPa}$	Adaptado de Ec. (1.30)

Cálculo del diámetro mínimo del eje	$d = 21.06 \text{ mm}$	Adaptado de Ec. (1.21)
Esfuerzo de aplastamiento en las paredes del búmeran ruedas traseras	$\sigma_{ap} = 38.79 \text{ MPa}$	Ec. (1.31)
Factor de seguridad por aplastamiento	$n_{ap} = 5.6$	Ec. (1.31)
Deflexiones angulares en los rodamientos	$\theta_A = 0.0004 \text{ rad}$ $\theta_B = 0.0003 \text{ rad}$	Ec. (1.32)
Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> Mediante los cálculos realizados podemos afirmar que, con un factor de seguridad de 3 el diámetro debería de ser de 21.06 mm, para efectos prácticos y por facilidad de maquinado se selecciona un diámetro de 25 mm 		
b) Selección de rodamientos		
<ul style="list-style-type: none"> Para la selección de los rodamientos se toma en consideración que, el diámetro interno sea $d=25 \text{ mm}$, la carga dinámica máxima $R_B=R_C=3.92 \text{ kN}$ y la velocidad será $N=46 \text{ rpm}$, tomando esto en consideración el rodamiento que más se adaptó a nuestros requerimientos fue: 6005-2RSH, cuyas dimensiones y capacidades se encuentran especificadas en la Figura G-2 del Anexo G 		
Fuerza máxima aplicada	$R_B = 3.92 \text{ kN}$	
Factor de rotación	$V_r = 1.2$	Sección 1.9.2
Vida nominal del rodamiento	$L_{10} = 8.28 \text{ millones de revoluciones}$	Ec. (1.35)
Carga dinámica equivalente	$F_{eq} = 4.7 \text{ kN}$	Ec. (1.36)
Carga dinámica básica	$C = 9.5 \text{ kN}$	Ec. (1.37)
Si: $C < C_{10}$	$9.5 \text{ kN} < 11.9 \text{ kN}$	Sección 1.9.2
Vida nominal teórica del rodamiento seleccionado	$L_{10h} = 5880 \text{ h}$	Ec. (1.38)
Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> La vida nominal del rodamiento que seleccionamos se encuentra cumpliendo los parámetros de vida para maquinaria agrícola (ver Tabla 1.7) La carga dinámica básica calculada es menor a la carga del rodamiento 6005-2RSH, con lo cual se asegura que el rodamiento podrá resistir sin presentar fallos 		

Fuente: Propia

Verificación de la garrucha en el eje D:

Para el cálculo del eje D (ver Figura 2.25a) es necesario tomar en consideración que, por facilidades de construcción y costos, se procede a la selección de una rueda comercial normalizada como es la garrucha o rueda industrial, donde el dato principal para la selección es la fuerza que soporta.

$$\vec{F}_D = (-2.94j) \text{ kN} = 2.94 \text{ kN}$$

Esta fuerza representa la fuerza total en el par de ruedas, por lo que, la carga que soporta cada garrucha es aproximadamente la mitad con lo que se obtiene:

$$\vec{F} = \frac{\vec{F}_D}{2} = (-1.47j) \text{ kN} = 1.47 \text{ kN}$$

La carga máxima que soportará cada garrucha debe ser de 150 kg, por lo cual se procede a seleccionar una garrucha fundida de aluminio con cubierta de poliuretano similar a la mostrada en la Figura 2.26, que resisten una carga de 200 kg y cuyas dimensiones son: 5 in de diámetro y 2 in de ancho. La cubierta maciza es maquinada hasta obtener un sobresalto que servirá de guía a la banda.



Figura 2.26. Garrucha con cubierta de poliuretano.
Fuente: Ruedas y garruchas (2020)

2.4.6. Cálculo del eje del búmeran trasero ubicado en el chasis

La componente de la fuerza que actúan en el eje de la rueda trasera se debe a la fuerza debido al peso del motocultor en contacto con las ruedas (N) y a la tensión ejercida por las bandas ($\vec{F1}$ y $\vec{F1'}$), ver Figura 2.27a.

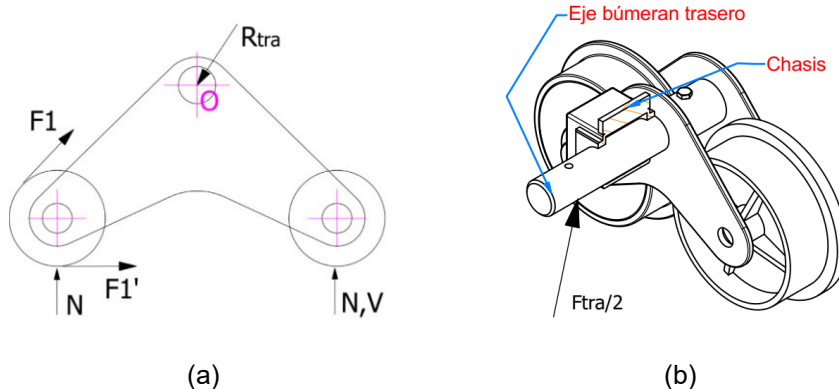


Figura 2.27. a) DCL búmeran trasero. b) Fuerza aplicada en el eje del búmeran trasero.
Fuente: Propia

De la Figura 2.27a, dados los valores de F1, F1', V y N, la fuerza resultante aplicada en el eje del búmeran trasero (ver Figura 2.27b) es:

$$\vec{F}_{tra} = -\vec{R}_{tra} = (13.61i + 4.82j) \text{ kN} = 14.43 \text{ kN}$$

El procedimiento de cálculo para el eje del búmeran trasero está descrito en la Tabla 2.22, donde la carga se encuentra distribuida en dos puntos de apoyo, por lo tanto:

$$\vec{F} = \frac{\vec{F}_{tra}}{2} = (6.80i + 2.41j) \text{ kN} = 7.21 \text{ kN}$$

Tabla 2.22. Procedimiento para el cálculo del eje del búmeran trasero ubicado en el chasis.

DCL, Geometría		
V, M		Carga
		<p>Para una carga de:</p> $\vec{F} = (6.80i + 2.41j)kN$ $\therefore F = 7.21 kN$ <p>Mediante la utilización de las ecuaciones de equilibrio se obtienen las siguientes reacciones:</p> $\vec{R}_B = \vec{R}_C = (-6.80i - 2.41j)kN$ $R_B = R_C = 7.21 kN$ $V_{AB} = 7.21 kN$ $V_{BC} = 0$ $V_{CD} = -7.21 kN$ $M_{BC} = 227.11 Nm$
Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> - De los diagramas de cortante y momento flector se deduce que existen dos secciones con similares características y esfuerzos, por lo que se procede a utilizar la sección B, utilizando un factor de seguridad de 2 para el diseño del eje (Mott, 2006) - El diseño del eje presente una geometría sin cambios de sección, la utilización de rodamientos no está prevista debido a que el movimiento del eje únicamente es de ¼ de revolución - Este eje es un cuerpo sólido y no se encuentra girando completamente, con lo cual se procede a la utilización de un factor debido a sobrecarga 		
a) Comprobación del eje		
El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut} = 400 MPa$ y $S_y = 220 MPa$ (ver Tabla C-3)		
Carga estática		
Momento máximo debido a sobrecarga	$M_B = 272.5 Nm$	Ec. (1.22)
Esfuerzo flexionante permisible	$\sigma = 110.00 MPa$	Adaptado de Ec. (1.30)
Cálculo del diámetro mínimo del eje	$d = 29.30 mm$	Adaptado de Ec. (1.21)
Esfuerzo de aplastamiento en las paredes del chasis	$\sigma_{ap} = 49.21 MPa$	Ec. (1.31)

Factor de seguridad por aplastamiento	$n_{ap} = 4.5$	Ec. (1.31)
Análisis:		
<ul style="list-style-type: none"> - Mediante los cálculos realizados se concluye que, con un factor de seguridad de 2 el diámetro debería de ser de 29.3 mm, para efectos prácticos y por facilidad de maquinado, se selecciona un diámetro de 30 mm - Al incrementar el diámetro hasta 30 mm incrementamos el factor de seguridad, disminuyendo posibles fallas y reduciendo desgaste 		

Fuente: Propia

2.4.7. Selección de ruedas tipo garrucha del búmeran delantero en contacto con la banda

Para la selección de las ruedas tipo garrucha en la parte delantera, la principal consideración es la carga que estarán soportando cada par de ruedas, para la obtención de la carga es necesario calcular las componentes ocasionadas por la normal (N) y la tensión de la banda en la parte inferior delantera (F2 y F2').

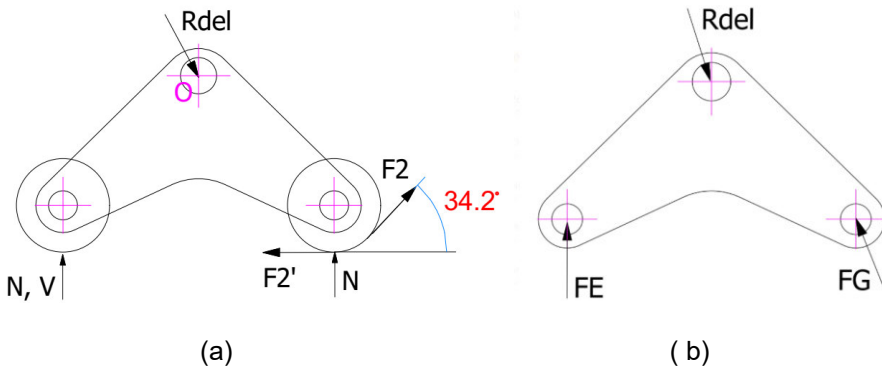


Figura 2.28. a) Balance de las cargas en el búmeran ruedas delanteras. b) Fuerza soportadas por cada par de ruedas.

Fuente: Propia

De la Figura 2.28a las componentes presentes son: la fuerza normal ($N = -0.66j$ kN) debido al peso del motocultor para un par de ruedas; las tensiones ($\vec{F2} = (0.33i + 0.22j)$ kN y $\vec{F2'} = -0.4i$ kN) presentes en la banda de la rueda de seguimiento y V que es la fuerza necesaria para mantener el equilibrio. La fuerza V se obtiene de la sumatoria de momentos en la Figura 2.28a con respecto al punto O, dando como resultado: $V = 0.15$ kN

Del balance de fuerzas en la Figura 2.28a se obtiene la reacción delantera.

$$\vec{Rdel} = (0.07i - 1.69j) \text{ kN} = 1.69 \text{ kN}$$

Del balance de fuerzas en la Figura 2.28b se obtiene las cargas:

$$\vec{FE} = \vec{N} + \vec{V} = (0.81j) \text{ kN} = 0.81 \text{ kN}$$

$$\vec{FG} = \vec{F2} + \vec{F2}' + \vec{N} = (-0.07i + 0.88j)\text{kN} = 0.88 \text{ kN}$$

En la Figura 2.29 se observa las garruchas E y G, siendo para el presente proyecto el caso más crítico en las garruchas G, soportando una carga de $\vec{FG} = 0.88 \text{ kN}$, por consiguiente, es la que determina la selección.

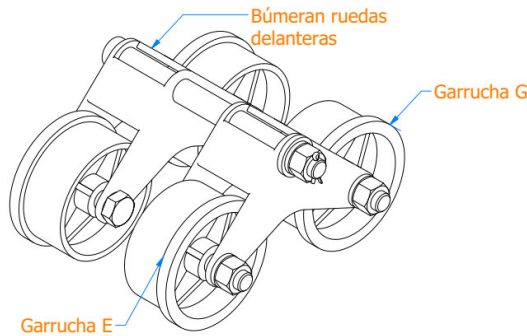


Figura 2.29. Esquema de las garruchas ubicadas en el búmeran ruedas delanteras.
Fuente: Propia

En la selección de las garruchas G se divide la reacción a la mitad obteniendo así la carga real en cada garrucha de 0.44 kN, con lo cual se selecciona una garrucha que soporte un máximo de 75 kg, cuyo diámetro es 4 in con un ancho de 1 in.

2.4.8. Cálculo del eje búmeran delantero ubicado en el chasis

Para el cálculo del eje delantero (ver Figura 2.30b) es necesario tomar en consideración la componente que se obtiene del par de ruedas en contacto con el piso más la tensión ejercida en la banda de las garruchas de goma delanteras.

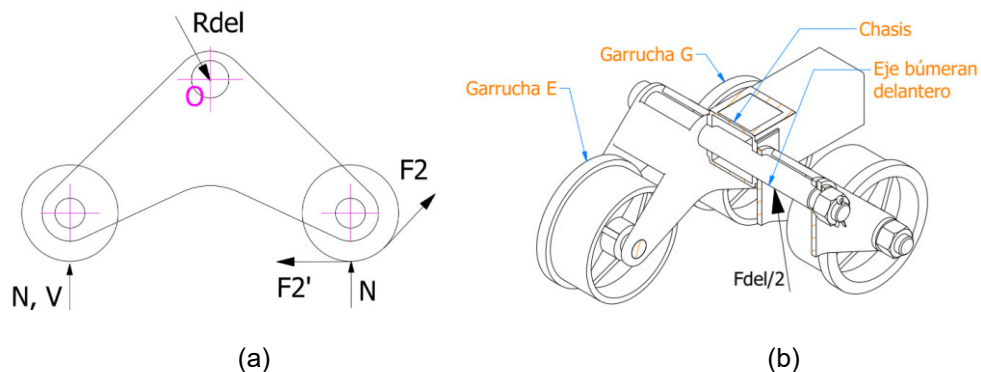


Figura 2.30. a) DCL búmeran ruedas delanteras. a) Esquema del eje búmeran delantero.
Fuente: Propia

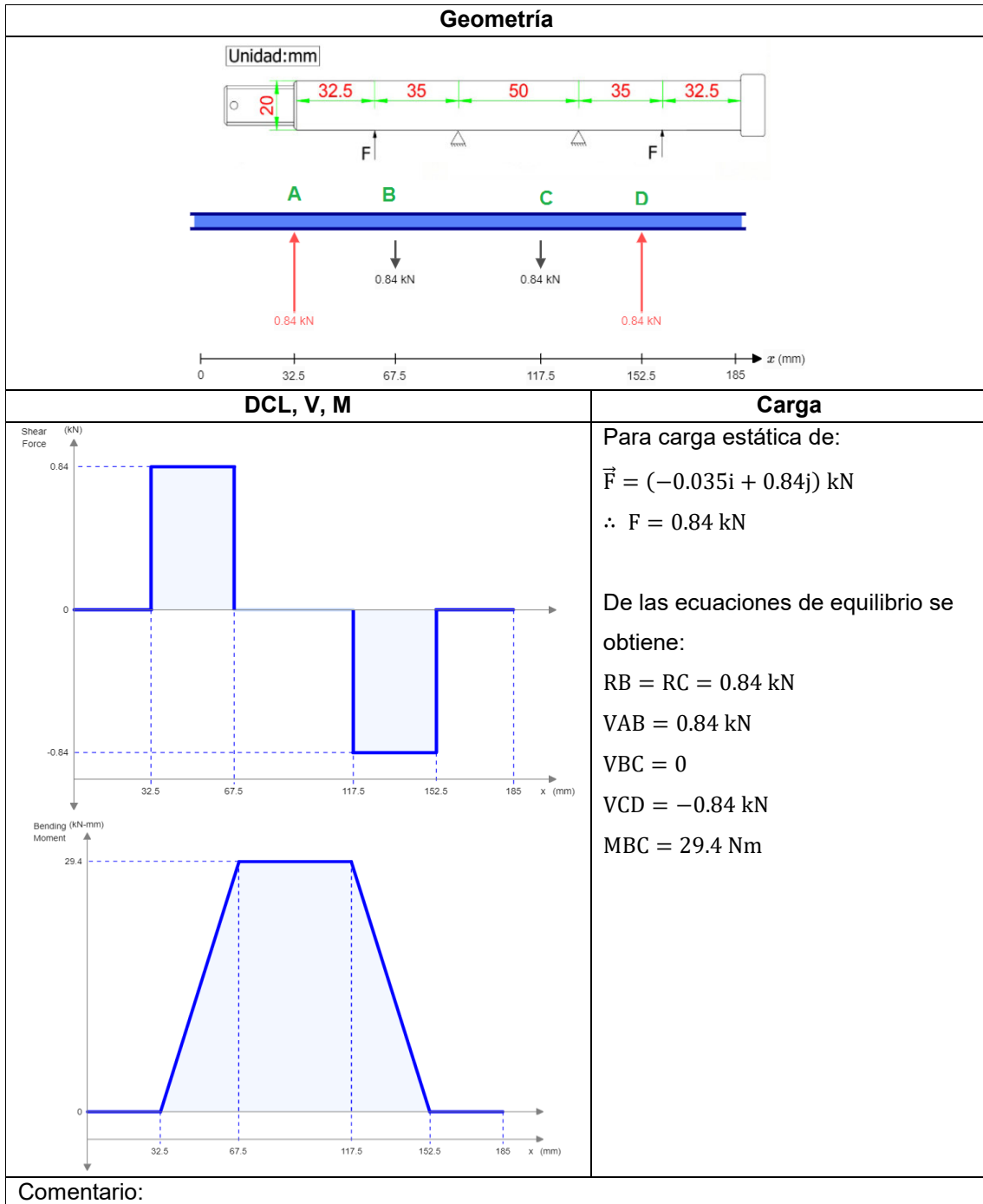
De la Figura 2.30a, dados los valores de $F2$, $F2'$, V y N , la fuerza resultante aplicada en el eje del búmeran delantero es:

$$\vec{Fdel} = -\vec{Rdel} = (-0.07i + 1.69j)\text{kN} = 1.69 \text{ kN}$$

En la Tabla 2.23 se describe el procedimiento de cálculo para el eje del búmeran delantero, en donde la carga se encuentra distribuida en dos puntos de apoyo, siendo la carga aplicada:

$$\vec{F} = \frac{\overrightarrow{F_{del}}}{2} = (-0.035i + 0.84j) \text{ kN} = 0.84 \text{ kN}$$

Tabla 2.23. Procedimiento para el cálculo del eje del búmeran delantero.



<ul style="list-style-type: none"> - De los diagramas de cortante y momento flector se observa que, la sección B soporta mayor carga, por lo tanto, se procede a usar un factor de seguridad de tres para el cálculo del diámetro del eje (Mott, 2006) - El diseño del eje presenta una geometría sin cambios de sección y el uso de rodamientos no está previsto, debido a que el movimiento que presenta el eje es de ¼ de revolución - Este eje se comporta como una viga estática, en el diseño se utiliza un factor por sobrecarga o golpes de 1.2 (ver Tabla A-4) 		
b) Comprobación del eje		
El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut}=400$ MPa y $S_y=220$ MPa (ver Tabla C-3)		
Carga estática		
Momento máximo debido a sobrecarga	$M_B = 35.3$ Nm	Ec. (1.22)
Esfuerzo flexionante permisible	$\sigma = 73.33$ MPa	Adaptado de Ec. (1.30)
Cálculo del diámetro mínimo del eje	$d = 17.00$ mm	Adaptado de Ec. (1.21)
Esfuerzo de aplastamiento en las paredes del chasis	$\sigma_{ap} = 8.4$ MPa	Ec. (1.31)
Factor de seguridad por aplastamiento en las paredes del chasis	$n_{ap} = 26$	Ec. (1.31)
Análisis:		
<ul style="list-style-type: none"> - Mediante los cálculos realizados podemos afirmar que con un factor de seguridad de 3, el diámetro debería de ser por lo menos de 17.00 mm, por motivos de facilidad de maquinado se selecciona un diámetro de 20 mm 		

Fuente: Propia

2.4.9. Cálculo del eje de las ruedas guía elevadas

Para el cálculo de este eje es necesario tomar en consideración la resultante que se obtiene del contacto de la banda con las llantas de seguimiento elevadas, mismas que obtenemos de la siguiente Figura 2.31.

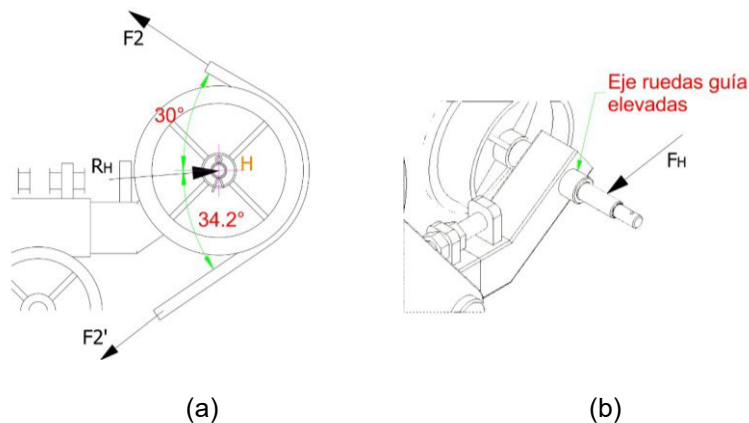


Figura 2.31. a) DCL de la rueda guía elevada. b) Esquema del eje elevado.

Fuente: Propia

Para obtener la carga que actúa sobre el eje se procede a descomponer las fuerzas que F_2 y F_2' en sus respectivas componentes, al no conocer el comportamiento real de la banda, se considera el caso ideal donde $F_2=F_2'=0.4$ kN, obteniéndose:

$$\vec{F}_2 = (-0.35i + 0.20j) \text{ kN}$$

$$\vec{F}_2' = (-0.33i - 0.22j) \text{ kN}$$

Una vez obtenidas las componentes F_2 y F_2' , se realiza un balance de cargas para obtener la reacción que actúa en el eje guía elevado.

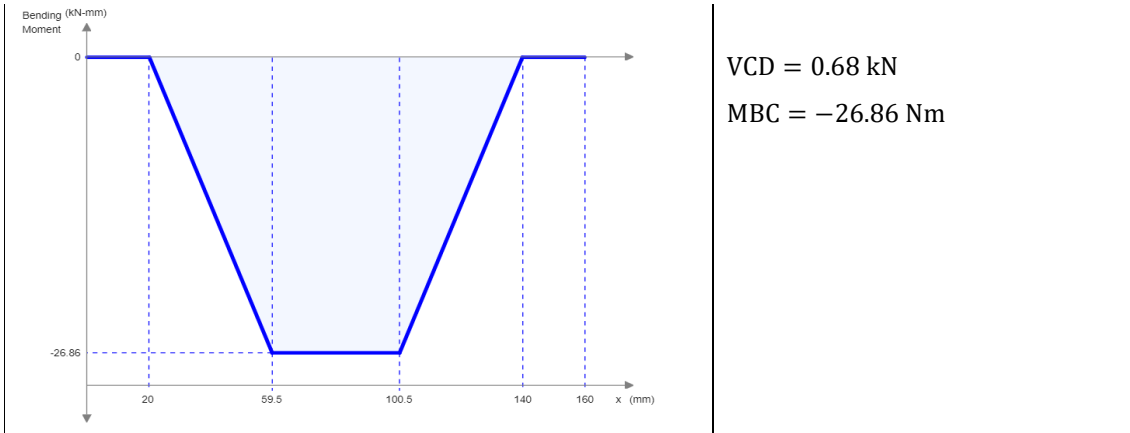
$$\vec{R}_H = (0.68i + 0.02j) \text{ kN} = 0.68 \text{ kN}$$

La fuerza que actúa en ese eje es $\vec{F}_H = -\vec{R}_H = 0.68 \text{ kN}$ es necesario tener en cuenta los impactos que se presentaran en la banda debido a las irregularidades u objetos presentes en el terreno, lo cual incrementara la tensión en la banda y por ende la fuerza resultante aplicada en el eje. Debido a que no podemos predecir cuanto será dicho incremento, se procede a duplicar el valor de la fuerza; por lo cual, en la configuración se colocan dos fuerzas de manera simétrica.

En la Tabla 2.24 se detalla el procedimiento para el cálculo del eje, donde los diámetros prestablecidos son $d=16 \text{ mm}$ y $D=25 \text{ mm}$.

Tabla 2.24. Procedimiento para el cálculo del eje de la rueda de seguimiento elevada.

Geometría	
DCL, V, M	Carga
	<p>Para una carga de:</p> $\vec{F} = (-0.68i - 0.02j) \text{ kN}$ $\therefore F = 0.68 \text{ kN}$ <p>De las ecuaciones de equilibrio se obtiene:</p> $\vec{R}_A = \vec{R}_D = (0.68i + 0.02j) \text{ kN}$ $R_A = R_D = 0.68 \text{ kN}$ $V_{AB} = -0.68 \text{ kN}$ $V_{BC} = 0$



Comentario:		
<ul style="list-style-type: none"> - De los diagramas de cortante y momento flector se deduce que las secciones B y C son las que soportan mayores esfuerzos - El diseño del eje presenta cambios de sección en la zona donde se instalará las ruedas de seguimiento; por lo tanto, se realizan el cálculo enfocado en concentración de esfuerzos y un factor debido a sobrecarga 		
a) Comprobación del eje		
El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut} = 400$ MPa y $S_y = 220$ MPa (ver Tabla C-3)		
Carga estática		
Momento máximo debido a sobrecarga	MB = 32.23 Nm	Ec. (1.22)
Concentrador de esfuerzo	$K_t = 2.1$	De Figura C-1: $D/d=25/16$ $r/d=1/20$
Esfuerzo flexionante	$\sigma = 168.31$ MPa	Adaptado de Ec. (1.21)
Factor de seguridad por fluencia	$n_y = 1.3$	Ec. (1.30)
Análisis:		
<ul style="list-style-type: none"> - Mediante los cálculos realizados podemos afirmar que, al duplicar la carga por efecto de impactos imprevistos, el eje puede resistir la carga, contando con un factor de seguridad de 1.3, garantizando su correcto funcionamiento 		

Fuente: Propia

2.4.10. Cálculo de la resistencia de los agujeros en la rueda motriz

Para el cálculo de la resistencia de los agujeros se procede a dividir la carga de manera equitativa en los 4 agujeros como se observa en la Figura 2.32.

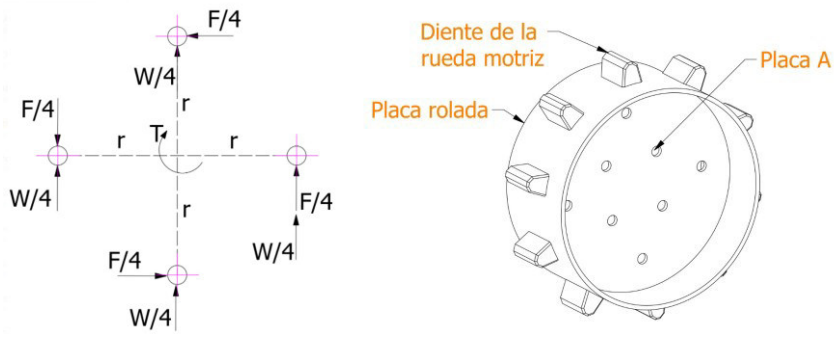


Figura 2.32. DCL de los agujeros de acople en la rueda motriz.
Fuente: Propia

Reemplazando los datos: $r = 85 \text{ mm}$ y $T = T_w = 1.74 \text{ kNm}$ (ver Tabla 2.18), en la Ec. (1.5), da como resultado la carga total aplicada en los agujeros $F = 20.47 \text{ kN}$.

Para este caso en específico nos centraremos en el diseño por aplastamiento de la placa A, que tiene un espesor de $t=5 \text{ mm}$, el diámetro de los agujeros $D=12 \text{ mm}$ y el peso del motocultor $W=2.66 \text{ kN}$, estos datos se reemplazan en la Ec. (1.31) obteniendo:

$$\sigma_{ap} = 96.38 \text{ MPa}$$

De la Ec. (1.31), se determina el factor de seguridad por aplastamiento en la placa A.

$$n_{ap} = 2.3$$

Mediante el diseño a corte se determina el esfuerzo cortante en los pernos que se ensamblan en los agujeros de la placa A. Se tiene como dato el diámetro de los pernos $D=12 \text{ mm}$.

$$\tau = \frac{\frac{F}{4} + \frac{W}{4}}{\left(\frac{\pi * D^2}{4}\right)} = 51.13 \text{ MPa}$$

A partir del esfuerzo cortante τ y con una resistencia mínima a fluencia a corte para los pernos clase 5.8: $S_{sy} = 0.577 * (420 \text{ MPa}) = 242 \text{ MPa}$ (Budynas y Nisbett, 2008), el factor de seguridad resultante es igual a 4.7.

Cálculo del diente soldado en la rueda motriz

Para el desarrollo de los cálculos en el diente, se asume que la fuerza que resulta del torque se aplicara únicamente en un solo diente. El radio donde se aplica la fuerza se observa en la Figura 2.33:

$$r = \text{Radio rueda motriz} + \text{espesor de la banda} + \text{espesor de la platina} + \text{espesor diente oruga}$$

$$r = 125 \text{ mm} + 10 \text{ mm} + 5 \text{ mm} + 2.6 \text{ mm} = 142.6 \text{ mm}$$

Para obtener la fuerza aplicada en el diente se tiene: r y $T_w = 1.74 \text{ kNm}$, estos valores se reemplazan en la Ec. (1.5), dando como resultado:

$$F = 12.20 \text{ kN}$$

Esta fuerza resultante es la fuerza que se aplica en el diente de la rueda motriz, otra consideración es el ángulo de presión del diente que será de 10 grados.

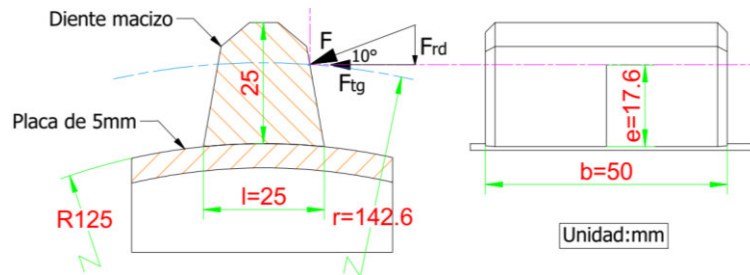


Figura 2.33. Esquema de los dientes en la rueda motriz.
Fuente: Propia

De la Figura 2.33 se obtiene las componentes de la fuerza:

$$F_{tg} = 12.01\text{kN}$$

$$F_{rd} = 2.11\text{kN}$$

En la Tabla 2.25 se procede a detallar los cálculos realizados para los dientes, que se encontraran soldados en la superficie de la rueda motriz, así como también la soldadura presente en la placa rolada.

Tabla 2.25. Procedimiento para el cálculo de los dientes de la rueda motriz.

a) Comprobación del diente: falla a fatiga del diente		
El material del eje es acero AISI 1018, con $S_{ut} = 400$ MPa y $S_y = 220$ MPa (ver Tabla C-3)		
Carga		
Parámetros	b = ancho del diente l = espesor del diente e = distancia donde se aplica la fuerza	b = 50 mm l = 25 mm e = 17.6 mm
Módulo de la sección del diente	$\frac{I}{c} = \frac{b * l^2}{6}$	$\frac{I}{c} = 5208.33 \text{ mm}^3$
Límite de resistencia a la fatiga del diente	$S_e' = 200$ MPa	Adaptado de Ec. (1.25)
Factor de superficie	$k_a = 0.94$	Adaptado de Ec. (1.26)
Diámetro equivalente	$d_e = 28.56$ mm	Adaptado de Ec. (1.27)
Factor de tamaño	$k_b = 0.86$	Adaptado de Ec. (1.27)
Factor de carga	$k_c = 1$	Sección 1.9.1
Factores de modificación restantes	$k_d = k_e = k_f = 1$	Sección 1.9.1
Resistencia a fatiga del diente	$S_e = 161.68$ MPa	Adaptado de Ec. (1.28)
Concentrador de esfuerzo	$K_t = 1.55$	De la Figura C-1: D/d=inf, D/d=3, r/d=5/25
Constante de Neuber	$\sqrt{a} = 0.5671\sqrt{\text{mm}}$	Ec. (1.23)
Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	$K_f = 1.45$	Ec. (1.24)
Esfuerzo flexionante máximo	$\sigma = 58.84$ MPa	Adaptado de Ec. (1.21)
Esfuerzo flexionante medio y alternante	$\sigma_a = \sigma_m = 29.43$ MPa	Ec. (1.20) y (1.21)
Factor de seguridad por Goodman-modificado	$n_f = 3.1$	Ec. (1.29)

Factor de seguridad por fluencia	$n_y = 3.7$	Ec. (1.30)
Análisis:		
<ul style="list-style-type: none"> - Mediante los cálculos realizados podemos afirmar que el diente macizo de 1 in podrá resistir la carga aplicada - Se procede a seleccionar una varilla cuadrada de acero AISI 1018 cuyo lado será de 25 mm 		

b) Comprobación de la soldadura del diente a flexión		
Soldadura con electrodo E7018 con $S_{ut} = 490$ MPa, $S_y = 400$ MPa (ver Tabla 1.9)		
Caso 1 de la Tabla 1.10: $w = 5$ mm, $b = 50$ mm, $d = 25$ mm		
Área de la garganta	$A_w = 353.5$ mm ²	Tabla 1.10
Segundo momento unitario del área	$I_u = 15625$ mm ³	Tabla 1.10
Segundo momento del área	$I = 55234.3$ mm ⁴	Ec. (1.41)
Esfuerzo cortante primario	$\tau' = 33.97$ MPa	Ec. (1.39)
Esfuerzo cortante secundario	$\tau'' = 47.84$ MPa	Ec. (1.40)
Esfuerzo total cortante	$\tau = 58.67$ MPa	Ec. (1.42)
Límite de resistencia a la fatiga del diente	$S_e' = 200$ MPa	Ec. (1.25)
Factor de superficie	$k_a = 0.70$	Ec. (1.43)
Factor de tamaño	$k_b = 1$	Ec. (1.44)
Factor de carga	$k_c = 0.59$	Ec. (1.45)
Factores de modificación de resistencia a la fatiga.	$k_d = k_e = k_f = 1$	Ec. (1.46)
Resistencia a fatiga por corte	$S_{se} = 82.6$ MPa	Ec. (1.47)
Factor de seguridad por Goodman- modificado	$n_f = 1.41$	Ec. (1.48)
Verificación según AWS D1.1	$\tau < 0.3 * S_{ut}$ Electrodo	$58.67 < 147$
	$\tau < 0.4 * S_y$ material	$58.67 < 88$
Comentarios:		
<ul style="list-style-type: none"> - Los esfuerzos aplicados en la soldadura cumplen con las especificaciones de la norma AWS D1.1 		

c) Comprobación de la soldadura de la placa circular A (ver Figura 2.32) soldada a la placa rolada		
Soldadura con electrodo E7018 con $S_{ut} = 490$ MPa, $S_y = 400$ MPa (ver Tabla 1.9)		
$w = 5$ mm, $r = 125$ mm (ver Tabla 1.12)		
Área de la garganta	$A_w = 2776.38$ mm ²	Tabla 1.12
Segundo momento unitario del área	$J_u = 12271846.3$ mm ³	Tabla 1.12
Segundo momento polar del área	$J = 43380976$ mm ⁴	Ec. (1.51)
Factor de concentración de esfuerzo a fatiga	$k_{fs} = 2.0$	Tabla C-2
Límite de resistencia a la fatiga de la placa rolada	$S_e' = 200$ MPa	Ec. (1.25)
Factor de superficie	$k_a = 0.70$	Ec. (1.43)
Factor de tamaño	$k_b = 1$	Ec. (1.44)
Factor de carga	$k_c = 0.59$	Ec. (1.45)
Factores de modificación de resistencia a la fatiga	$k_d = k_e = k_f = 0$	Ec. (1.46)
Resistencia a fatiga por corte	$S_{se} = 82.6$ MPa	Ec. (1.47)
Esfuerzo total cortante	$\tau = 10.03$ MPa	Ec. (1.50)
Factor de seguridad por Goodman- modificado	$n_f = 8.23$	Ec. (1.48)

Comentarios:

- Para el cálculo de la soldadura de la placa rolada se tomó la circunferencia total, dando un factor de seguridad de 8.23, con lo que será posible reducir el área soldada mediante una soldadura intermitente

Fuente: Propia

2.4.11. Cálculo de los dientes de la oruga

Verificación de pandeo

Para la evaluación del pandeo de los dientes de la oruga, la condición ideal es que, el motocultor este sobre una superficie plana, donde el peso del motocultor se encuentre distribuido únicamente sobre la superficie de los dientes.

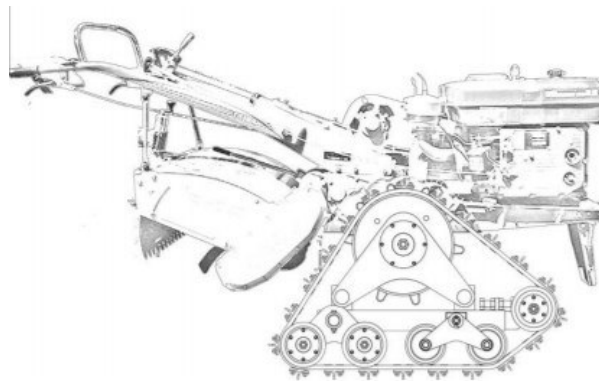


Figura 2.34. Incorporación del sistema de tracción en un motocultor.
Fuente: Propia

Para evaluar esa situación en específico, mediante los planos es posible evidenciar que la oruga siempre estará apoyada sobre 6 dientes como se observa en la Figura 2.34; sin embargo, en realidad son pocos los dientes que están apoyados en el suelo de manera activa durante el labrado. Por lo cual, se asume que el ancho de contacto será 17 mm que equivale al 10%.

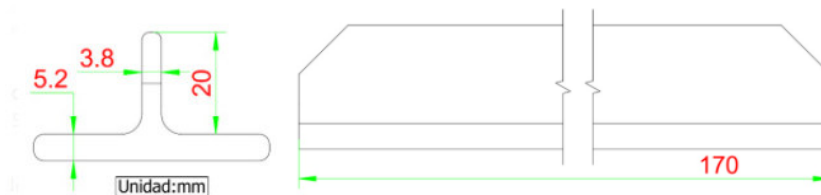


Figura 2.35. Esquema del diente de la oruga.
Fuente: Propia

Los dientes de la oruga se los tratará como columnas, donde primero se verifica que tipo de columna, con la utilización de las ecuaciones (1.52) y (1.55). Teniendo en cuenta los siguientes datos (ver Figura 2.35): $L=20$ mm, $k=1.096$ mm, $A=64.6$ mm², $E=200$ GPa,

$C=1/4$ (Sección 1.9.4), $P= 0.88$ kN y para un acero A572 Gr-50 con $S_y=345$ MPa. Por lo tanto, se obtiene:

$$\frac{L}{k} = 18.23$$

$$\left(\frac{L}{k}\right)_1 = 53.4$$

$$\left(\frac{L}{k}\right)_2 = 34.17$$

Debido a que $\left(\frac{L}{k}\right) < \left(\frac{L}{k}\right)_2$ (Sección 1.9.4), se determina la condición de una columna corta, con lo cual se procede a calcular el esfuerzo de compresión, asumiendo una $e=c=1.9$ mm y mediante la utilización de la Ec. (1.56).

$$\sigma_{cr} = 58.4 \text{ MPa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo de compresión se procede a calcular el factor de seguridad por aplastamiento en columnas mediante la Ec. (1.58).

$$n_{cr} = 5.9$$

2.4.12. Cálculo del esfuerzo en la banda

Debido a la configuración del sistema placa-banda-placa mostrado en la Figura 2.36, se observa que los pernos estarán trabajando a tensión, con lo cual el análisis se centrara en la banda de caucho, debido a que es el elemento con las propiedades más bajas del sistema.

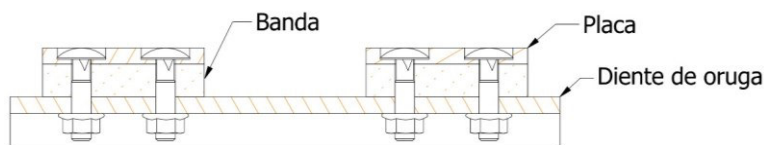
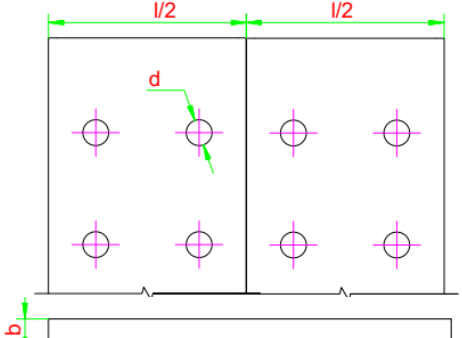


Figura 2.36. Esquema de configuración de los pernos y banda.
Fuente: Propia

Para el caso de las bandas de caucho es necesario tener en consideración que se propone la utilización de neumáticos reciclados de vehículos todo terreno, la información es muy reducida y los ensayos a tracción insuficientes por lo cual se procedió a la utilización de las propiedades de bandas de alta resistencia con una resistencia a la tracción máxima $S_u=800 \text{ Kg/cm}^2=78 \text{ MPa}$ (Bechtel, 2021).

Las deformaciones serán prominentes antes de llegar a la rotura, debido a esto se asigna un valor de resistencia a la rotura $S_u' = 0.4 * S_u = 31.2$ MPa. En la Tabla 2.26 se muestra el procedimiento para el cálculo a rotura de las bandas de caucho.

Tabla 2.26. Procedimiento para el diseño a rotura de la banda.

<p>a) Verificación de rotura de la banda de caucho: Espesor de la banda: $b = 10$ mm Diámetro de los agujeros: $d = 6$ mm Ancho de la banda: $l = 100$ mm</p> 		
Área neta	$A_n = l * b - (4 * d * b)$	$A_n = 7.60 * 10^{-4} \text{ m}^2$
Esfuerzo de tensión	$\sigma = \frac{F_{tg}}{A_n}$	$\sigma = 15.8 \text{ MPa}$
Factor de seguridad	$n = \frac{S_u'}{\sigma}$	$n = 1.97$
Comentario		
<ul style="list-style-type: none"> - Mediante esta verificación se observa que la banda podrá resistir la tensión; sin embargo, se deberá observar que las deformaciones sean mínimas 		

Fuente: Propia

2.4.13. Simulaciones numéricas usando el método de elementos finitos

Autodesk Inventor es un programa que ofrece la posibilidad de realizar simulaciones dinámicas y estáticas por el método de elementos finitos (MEF). El MEF está diseñado con el objetivo de dar solución a un número finito de ecuaciones diferenciales que define el comportamiento físico de un problema, cuya geometría generalmente es compleja. Este método es uno de los más utilizados en aplicaciones industriales (Pérez y Romero, 2017).

Por consiguiente, se procedió a la utilización del método estático lineal para la verificación de los esfuerzos de Von Mises, debido a la complejidad de ciertos componentes mecánicos y partes del diseño. El número de elementos que se obtiene como resultado de la discretización lo predetermina el mencionado programa, por lo que se obtiene un número de elementos necesarios para lograr una precisión ingenieril razonable en un tiempo razonable (Manual de simulación Autodesk Inventor, 2018). Los resultados de las simulaciones se muestran en la Tabla 2.27. Un ejemplo del procedimiento se describe a continuación:

Descripción del problema: La Figura 2.37 muestra el búmeran principal ensamblado junto a los ejes de transferencia al chasis. Se determina el esfuerzo de Von Mises máximo y el factor de seguridad, cuando se aplica una fuerza F .

Geometría del modelo:

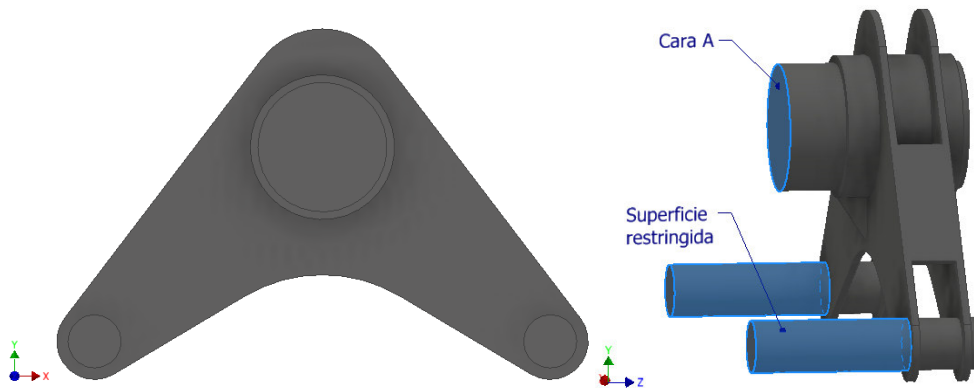


Figura 2.37. Geometría búmeran principal.
Fuente: Propia

Modelo: Modelado por elementos finitos, malla de elementos tetraédricos parabólicos, 75881 elementos.

Tipo de solución: Lineal estática

Unidades: Metro, Newton, Segundo

Propiedades del material:

- Módulo de Young: 200 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0.3
- Resistencia ultima a la traccion: $S_{ut} = 400$ MPa
- Resistencia a la fluencia: $S_y = 220$ MPa

Condiciones de borde: Mediante una malla continua las superficies de contacto se unen o sueldan. Para determinar la resistencia del ensamble búmeran principal la superficie de los ejes se restringen en las direcciones: traslación x , y , z , y rotación x , y , z . La fuerza $F = (-4.60i - 9.98j)$ kN se aplica en la cara A (ver Figura 2.37).

Resultados: El esfuerzo máximo de 150 MPa se localiza en la zona de unión por soldadura entre el eje de transferencia y el búmeran. En consecuencia se obtiene un factor de seguridad de 1.46, mostrado en la Figura 2.38.

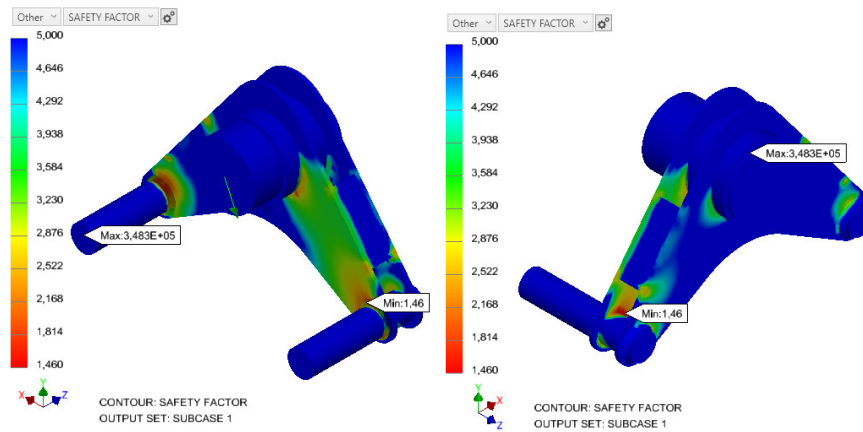
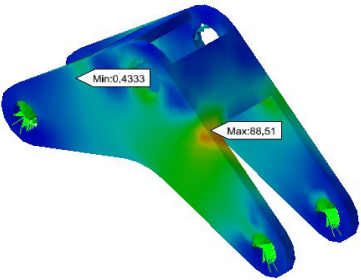
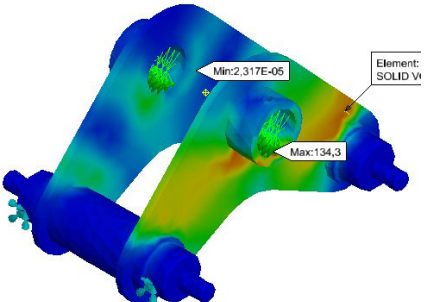
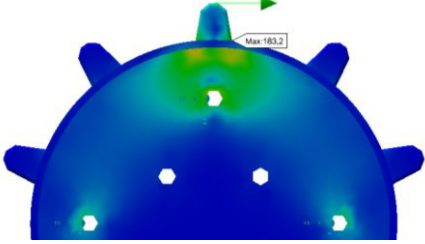
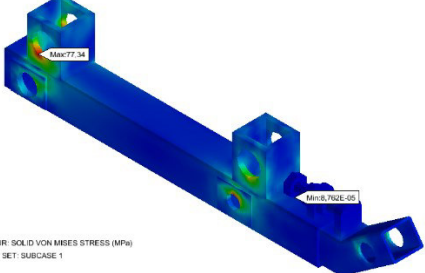


Figura 2.38. Resultado de la simulación del búmeran principal por el MEF.
Fuente: Propia

Debido a las condiciones de trabajo a las que se encontrará expuesto el sistema de tracción y a las condiciones que presentan los suelos, las cuales serán imposibles cuantificar, se procedió a un análisis estático tomando en consideración la fuerza máxima que podrá desarrollar un motocultor en condiciones ideales, observándose un factor de seguridad a la fluencia mínimo de 1.3 para la rueda motriz y un factor máximo de 2.8 para el soporte chasis. En condiciones reales de trabajo la fuerza que desarrolla el motocultor será menor, tomando en consideración esto, se espera que los factores de seguridad dinámicos sean menores o similares.

Tabla 2.27. Resultados de las simulaciones de los componentes principales.

Componente	Esfuerzo máximo de Von Mises	n_y
	El esfuerzo máximo 88.5 MPa está ubicado en la esquina derecha cerca de donde se situará la garrucha derecha	2.5
	El esfuerzo máximo de 134 MPa está ubicado en el interior del tubo maquinado, donde se ubicará el eje	1.6

<p>Rueda motriz</p> 	<p>El esfuerzo máximo de 183 MPa está ubicado en la zona de soldadura entre el diente y el cilindro</p>	<p>1.3</p>
<p>Soporte chasis</p>  <p>UJR: SOLID VON MISES STRESS (MPa) T SET: SUBCASE 1</p>	<p>El esfuerzo máximo de 77 MPa está ubicado en interior del agujero izquierdo en el cual se soldará el eje que transmitirá la carga del eje principal al chasis</p>	<p>2.8</p>

Fuente: Propia

2.5. Construcción y montaje

Para la construcción del sistema de tracción tipo oruga es necesario la colaboración de un taller técnico metal mecánico, el cual se encuentra ubicado en Tumbaco. En este taller se realizan todas las piezas maquinadas, y los procesos de soldadura requeridos. Una vez que se obtienen todas las piezas y componentes se realiza el montaje del sistema basándose en los planos de conjunto y subconjunto. En todas las fases de construcción y montaje es necesario el uso de equipos, herramientas e instrumentos de medición, los cuales se describen en la Tabla 2.28.

Tabla 2.28. Equipos, herramientas e instrumentos de medición.

Equipo	Herramientas	Instrumento de medición
Torno	Brocas	Escuadra
Fresadora	Machuelo	Flexómetro
Taladro de banco	Lima manual	Calibrador pie de rey
Taladro de mano	Sierra de mano	Nivel
Amoladora	Disco de corte	
Oxicorte	Disco de desbaste	
Soldadora SMAW	Combo	
Compresor	Tiza	
	Pinzas	
	Escuadras magnéticas	
	Cuchillas y fresas	

Fuente: Propia

Una vez detallado los equipos, herramientas e instrumentos que serán utilizados en la construcción se procede a detallar la materia prima y los elementos normalizados en la Tabla 2.29, los cuales serán necesarios para la construcción y ensamble del equipo.

Tabla 2.29. Materiales usados en la construcción.

Nro.	Material	Empleo
1	Plancha de acero A-36	Placa del eje principal, bumeranes principales y secundarios, tapas de ejes, placa central de la rueda motriz
2	Eje de acero AISI 1018	Eje rueda guía trasera, eje búmeran trasero, eje búmeran delantero, eje de transferencia búmeran principal, eje principal
3	Varilla cuadrada AISI 1018	Dientes de la rueda motriz
4	Viga perfil IPE-80	Dientes de la oruga
5	Tubo estructural cuadrado	Estructura de soporte chasis, estructura de tensado
6	Rodamiento SKF-6209 2RS	Ensamble del eje principal con los bumeranes principales, ensamble de las ruedas de seguimiento
	Rodamiento SKF-6005 2RS	
7	Tuerca Hexagonal, M24 x 3	Tapas de ejes, sistema de tensión de la banda y ensambles en general
	Perno hexagonal, M16 x 2 x 90	
	Arandela de Presión, D16 x 3.7	
	Arandela de Presión, D12 x 2.7	
	Tuerca Hexagonal, M12 x 1.75	
	Perno hexagonal, M12 x 1.75 x 30	
	Arandela redonda, D12 x 4.6	
	Tuerca Hexagonal, M16 x 2	
	Arandela redonda, D16 x 4.6	
	Perno de cabeza plana, M6 x 1 x25	
	Tuerca hexagonal con flancos, M6 x 1	
Tornillo cabeza Hexagonal, M4 x 0.7 x 8		
8	Ruedas de poliuretano, D=100 mm	Sistema de soporte y contacto con la banda
	Ruedas de poliuretano, D=125 mm	
9	Pasador de clavija, D3.2 x 20	Seguro de ejes

Fuente: Propia

2.5.1. Construcción de la rueda motriz

La rueda motriz mostrada en la Figura 2.39 consta de tres partes: la placa base, cilindro rolado y los dientes. Los dientes se sueldan en la parte exterior del cilindro rolado mediante electrodo E7018. La rueda motriz presenta ocho agujeros en la placa base ubicados según lo establecido en el plano de taller, que servirán para la sujeción del eje principal y como acople al eje motriz del motocultor.



Figura 2.39. Rueda motriz.
Fuente: Propia

2.5.2. Construcción de los bumeranes principales y secundarios

Para la construcción de los bumeranes principales y secundarios (ver Figura 2.40) es necesaria la intervención del proceso de oxicorte debido a la alta complejidad de la forma de estos. Los bumeranes secundarios serán las estructuras donde se acoplan las ruedas, dicha estructura presenta uniones soldadas, mientras que, los bumeranes principales son donde se alojarán los rodamientos SKF-6209 y el eje principal.



(a) (b)
Figura 2.40. a) Bumeranes secundarios. b) Bumeranes principales y secundarios.
Fuente: Propia

2.5.3. Construcción del chasis

El chasis se encuentra constituido de tubería estructural cuadrada, a la cual se sueldan los ejes de transferencia y los bumeranes principales. Esta estructura es la que soporta todo el peso del motocultor y sus uniones se sueldan como se observa en la Figura 2.41. El chasis presenta agujeros los cuales son realizados en una fresadora, en dichos agujeros se alojarán los ejes trasero y delantero, así como también los ejes de transferencia (ver Figura 2.42).



(a) (b)
 Figura 2.41. a) Estructura principal. b) Chasis con ejes de transferencia y bumeranes.
 Fuente: Propia



Figura 2.42. Maquinado de los agujeros en el chasis.
 Fuente: Propia

2.5.4. Construcción de los ejes

Los ejes se construyen de acero de transmisión de acuerdo a las especificaciones de los planos de taller, mediante el uso del torno, para luego ser acoplados en los agujeros del chasis y bumeranes secundarios. En el caso específico del eje principal este es maquinado de tal manera que, en uno de sus extremos presente una rosca, mientras que en el otro extremo se encuentre refrentado, debido a que este extremo se debe soldar a una plana circular la cual se encuentra empernada en la rueda motriz (ver Figura 2.44), estos procesos son mostrados en la Figura 2.43.



(a) (b)
 Figura 2.43. a) Maquinado de los ejes. b) Ejes traseros y delanteros.
 Fuente: Propia



Figura 2.44 .Soldadura de placa a eje principal.
Fuente: Propia

2.5.5. Construcción de la banda de rodadura

Para la construcción de la banda se empieza por el corte de las cubiertas de los neumáticos, obteniendo bandas de espesor lo más uniforme posible. Los dientes de la oruga son obtenidos de la viga IPE-80, la misma que es cortada utilizando la amoladora hasta alcanzar las dimensiones indicadas en el plano de taller. Del mismo modo se fabrican las platinas que fueron obtenidas de una plancha de acero ASTM-A36. Una vez que se tienen todos los elementos se procede a realizar agujeros mediante el taladro de mano, en el lugar donde se instalarán los pernos. Por último, las partes se ensamblan para formar el sistema platina-banda–perfil, como se observa en la Figura 2.45.



Figura 2.45. Maquinado y ensamble de los dientes de la oruga.
Fuente: Propia

2.5.6. Ensamble de la estructura de soporte

Para el ensamble de la estructura es necesario únicamente el uso de tuercas, pernos y arandelas para mantener a los ejes en sus respectivas posiciones (ver Figura 2.46).



Figura 2.46. Ensamble de la estructura de soporte y bumeranes secundarios.
Fuente: Propia

2.5.7. Ensamble del eje principal, ruedas y banda

Para el ensamble del eje principal es necesario el uso del combo y tacos de madera para insertar el eje, en la Figura 2.47 se observa un ensamble preliminar. Una vez que se verifica que las piezas encajen en sus respectivos lugares se procede a pintar la estructura (ver Figura 2.48) y sus componentes. Posteriormente se vuelve a ensamblar las ruedas y demás componentes como se observa en la Figura 2.49, así como la rueda motriz para posteriormente ensamblarla al eje principal. Una vez finalizado este proceso se coloca la banda para observar que no exista interferencia entre los dientes de la rueda motriz y de la banda (ver Figura 2.50).

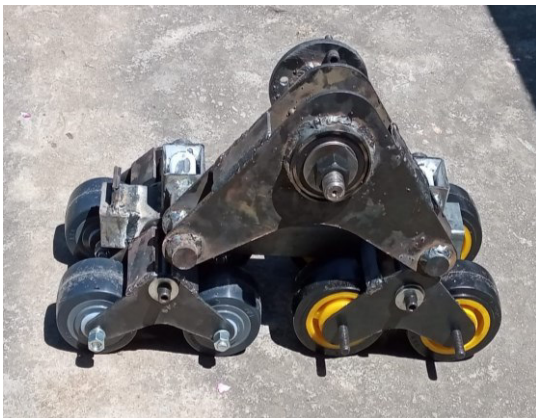


Figura 2.47. Montaje del eje principal en la estructura.
Fuente: Propia



Figura 2.48. Pintura de la estructura y dientes de la oruga.
Fuente: Propia



Figura 2.49. Ensamble de ruedas pintadas y ejes.
Fuente: Propia



Figura 2.50. Preensamble de banda y rueda motriz.
Fuente: Propia

2.5.8. Montaje de la ruedas tensoras y banda

Para el montaje de las ruedas tensoras es necesario que toda la estructura se encuentre ensamblada, y una vez colocada la rueda se posiciona la banda (ver Figura 2.51), para accionar el mecanismo tensor que funciona sobre la base de un perno con dos tuercas.



Figura 2.51. Sistema de tracción tipo oruga ensamblado.
Fuente: Propia

2.6. Protocolo de pruebas

Una vez finalizado la construcción y montaje de la oruga se evalúan las principales características del sistema que garantizan la correcta fabricación y en consecuencia la funcionalidad de la máquina. Antes de realizar de manera adecuada el protocolo de pruebas es necesario la puesta a punto del motocultor restaurado, esto se describe en la Tabla H-1 del Anexo H.

En la Tabla H-2 del Anexo H se observa el procedimiento para la realización de las pruebas de campo en los terrenos cercanos a la ciudad de San Miguel de Salcedo.

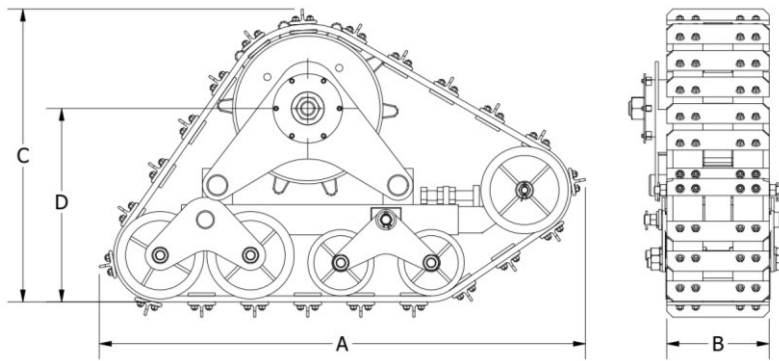
2.6.1. Inspección visual de los elementos y juntas

Mediante una inspección se debe verificar el estado de las juntas empernadas y soldadas en la oruga, de tal forma que cualquier desperfecto que pueda afectar el funcionamiento pueda ser corregido antes de ser sometido a cargas de trabajo.

2.6.2. Dimensiones generales y peso total de la oruga

Las dimensiones generales y el peso de la oruga se miden usando un flexómetro y una balanza industrial, cuyos resultados se presentan en la Tabla 2.30. Estas medidas deben tener correspondencia con lo establecido en los planos de la máquina.

Tabla 2.30. Resultados protocolo de pruebas dimensionales y de peso.

							
Oruga izquierda							
Dimensiones características	Prototipo				Plano de fabricación	Aceptación	
	M1	M2	M3	Media	Diseño	Si	No
Largo A, mm	805	804	806	805	807	x	
Ancho B, mm	169	172	170	170	170	x	
Altura C, mm	488	488	486	487	486	x	
Altura del eje D, mm	323	322	323	323	321	x	
Peso, kg	42.2	42.2	42.3	42.2	41	x	
Oruga derecha							
Largo A, mm	804	807	808	806	807	x	
Ancho B, mm	170	172	171	171	170	x	
Altura C, mm	488	487	487	487	486	x	
Altura del eje D, mm	322	323	322	322	321	x	
Peso, kg	42.0	41.9	42.0	42.0	41	x	

Fuente: Propia

2.6.3. Prueba de compactación del suelo

En esta prueba se comparan las huellas o surcos que se producen en el suelo por el paso del motocultor con neumáticos y orugas (ver Sección 1.4.3). Mediante un calibrador se mide la profundidad del surco, tanto para los neumáticos, como para las

orugas. Las observaciones en distintos terrenos se detallan en la Tabla 2.31. Los valores de profundidad de surco corresponden al promedio de cinco mediciones en distintas posiciones en el terreno de prueba para cada neumático u oruga individualmente.

Tabla 2.31. Resultados de la prueba de compactación del suelo.

Tipo de suelo (Tabla A-3)	Pedregosidad (Tabla A-2)	Profundidad de surco, mm				Observaciones
		Neumáticos		Orugas		
		Nizq	Nder	Oizq	Oder	
AM	M	75	62	31	28	
FA	S	69	52	29	25	
Suelo compactado	F	0	0	0	0	No se observa hundimiento apreciable

Nota: N:neumatico, O:oruga. Las expresiones Nizq, Nder, Oizq, y Oder hacen referencia al neumático (oruga) izquierdo y derecho en el motocultor

Fuente: Propia

2.6.4. Prueba de funcionamiento

La prueba se realizó en los alrededores de la ciudad de San Miguel de Salcedo, provincia de Cotopaxi, ubicado en las coordenadas 1°03'00" LS y 78°35'00" LO. La altitud promedio de esta ciudad es 2683 msnm y su temperatura promedio es 14° C. Posee un clima templado frio, por lo que la economía de esta población está basada en la agricultura, principalmente la producción de flores y hortalizas. Al ubicarse en la zona interandina se caracteriza por sus altos relieves montes y montañas.

Para esta prueba se utilizó un terreno de 1000 m² con una pendiente de 5%. Se probó el motocultor con la herramienta de rastra, primeramente, con los neumáticos tradicionales y luego con el sistema de tracción instalado; ya que el motocultor cuenta con 6 velocidades se realizó la prueba con 3 velocidades; baja (2 marcha), media (3 marcha) y alta (4 marcha).

La finalidad de la prueba es observar el desempeño de los diferentes elementos que componen la oruga principalmente: ruedas de polietileno, ejes, bandas, dientes de la banda, rueda motriz, etc. Estos elementos se inspeccionaron cada cuatro horas hasta alcanzar las 12 horas de trabajo. Los defectos como desgaste, grietas, desgarres, golpes, deformaciones y desalineaciones se registraron en la Tabla 2.32.

Tabla 2.32. Resultados de la prueba de funcionamiento.

Elemento	Estado (0 horas)			Estado (4 horas)			Estado (8 horas)			Estado (12 horas)			Observaciones
	B	R	M	B	R	M	B	R	M	B	R	M	
Rueda motriz	x			x			x			x			Pequeños raspones

Eje principal	x			x			x			x		
Eje ruedas guía traseras	x			x			x			x		
Banda de caucho	x			x			x			x		
Diente de la oruga	x			x			x			x		Pequeños raspones
Ruedas delanteras	x			x				x			x	Desgaste por fricción
Ruedas pequeñas	x			x			x			x		
Ruedas traseras	x			x			x				x	Desgaste por fricción
Juntas soldadas	x			x			x			x		
Juntas empernadas	x			x			x			x		

Nota: B: bueno, R:regular, M:malo
Fuente: Propia

2.6.5. Prueba de estabilidad

La estabilidad del motocultor se estudió en terrenos con diferentes niveles de pendientes que van desde los 5 a los 19 grados. El motocultor se probó con la herramienta de arado de rastra en segunda marcha. Las observaciones de dichas pruebas se muestran en la Tabla 2.33 para ambos sistemas de tracción: neumáticos y orugas, basándonos en tres ejes principales: maniobrabilidad, estabilidad y facilidad de labrado.

Tabla 2.33. Resultados de la prueba de estabilidad.

Características del terreno de prueba										
Lugar:	San Miguel de Salcedo									
Tipo de suelo:	Arenoso Fino, terreno irregular con presencia de vegetación y restos de anteriores cultivos, presenta baja pedregosidad.									
Implemento:	Arado de rastra					Velocidad:		Segunda marcha		
Pendiente 5%	Maniobrabilidad			Estabilidad			Facilidad Labrado			
	B	R	M	B	R	M	B	R	M	
Neumáticos	x			x			x			
Sistema de orugas	x			x			x			
Observaciones:	No existe diferencia apreciable utilizando neumáticos u orugas									
Pendiente 14%	Maniobrabilidad			Estabilidad			Facilidad Labrado			
	B	R	M	B	R	M	B	R	M	
Neumáticos		x			x			x		
Sistema de orugas		x		x			x			
Observaciones:	Se requiere mayor fuerza en las manceras para manejar el motocultor con ruedas									
Pendiente 19 %	Maniobrabilidad			Estabilidad			Facilidad Labrado			

	B	R	M	B	R	M	B	R	M
Neumáticos			x			x			x
Sistema de orugas		x			x			x	
Observaciones:	Se observa deslizamiento de los neumáticos con el suelo, el hundimiento provoca desequilibrio del motocultor								

Nota: B: bueno, R:regular, M:malo

Fuente: Propia

2.7. Análisis de costos

En el presente capítulo se determina un listado de todos los costos en los que se incurre en la construcción del sistema de tracción tipo oruga. El costo total corresponde a la construcción de un par de orugas. Por facilidad se agruparán los costos en los siguientes grupos.

- Materiales
- Elementos normalizados y mecánicos
- Mano de obra
- Costos totales

2.7.1. Costos de materiales

Para los materiales se considerará la construcción de dos sistemas de tracción tipo oruga, donde los materiales principales necesarios se detallan a continuación.

Plancha de acero A-36

Para este apartado se tomará en consideración el área necesaria de plancha de acero para la construcción de los búmeran principales, secundarios, ruedas guía, así como también material de refuerzos en el chasis, etc. En la Tabla 2.34 se detallan los materiales para cada pieza.

Tabla 2.34. Área neta de la plancha de acero de 5 mm de espesor.

Piezas	Área total	Área total + pérdidas del 10%
	mm ²	m ²
Rueda motriz	278832.00	0.306
Chasis base	123360.00	0.135
Búmeran principal	685766.00	0.754
Búmeran ruedas delanteras	163150.00	0.179
Rueda guía trasera	187458.00	0.206
Eje principal	90432.00	0.099
Búmeran ruedas traseras	240000.00	0.264
Tapa eje principal	14169.25	0.015

Tapa eje principal trasera	14169.25	0.015
Platina	198000.00	0.217
	Total	2.194

Fuente: Propia

Longitud del eje de acero AISI 1018

Se tiene en consideración la construcción o maquinados de los ejes principales, ejes de transferencia al chasis, ejes ubicados en el chasis, ejes de ruedas guías delanteras y traseras de las dos orugas, estos valores corresponden a ejes de diferentes diámetros en pulgadas. Las longitudes necesarias de los ejes se muestran en la Tabla 2.35.

Tabla 2.35. Longitudes aproximadas de los ejes a ser maquinados.

Piezas	Tamaño eje	Total	Total + pérdidas del 10%
		mm	m
Eje ruedas guía elevadas	Barra redonda 1"	450	0.961
Eje búmeran delantero	Barra redonda 1"	424	
Eje búmeran trasero	Barra redonda 1"1/4	372	0.849
Eje rueda guía trasera	Barra redonda 1"1/4	400	
Eje del búmeran principal al chasis	Barra redonda 1"1/2	620	0.682
Eje principal	Barra redonda 2"1/4	282	0.310

Fuente: Propia

Varilla cuadrada de acero AISI 1018

Comprende la longitud necesaria de varilla cuadrada para la construcción de los dientes de la rueda motriz mismos que serán maquinados, como se muestra en la Tabla 2.36.

Tabla 2.36. Longitud total de varilla cuadrada.

Elemento	Longitud total	Longitud total + pérdidas del 10%
	mm	m
Dientes de la rueda motriz	1100	1.21

Fuente: Propia

Viga IPE-80

Comprende la longitud necesaria para la construcción de los dientes de la oruga basados en la geometría de una viga IPE-80, misma que será cortada en a la mitad

mediante un proceso de oxicorte, con lo que se obtendrán dos perfiles tipo T, la Tabla 2.37 muestra la longitud requerida.

Tabla 2.37. Longitud necesaria viga IPE-80.

Elemento	Longitud total	Longitud total + pérdidas del 10%
	mm	m
Dientes de la oruga viga IPE-80	3740	4.11

Fuente: Propia

Agrupando las consideraciones previamente mencionadas podemos obtener la cantidad de materiales a utilizarse. Mediante la investigación y reunión de información con base en proformas en distintos centros de distribución obtenemos los siguientes costos resumidos en la Tabla 2.38.

Tabla 2.38. Materiales principales.

N°	Material	Unidad	Costo unitario (\$)	Cantidad	Costo total	Proveedor
1	Plancha ASTM A36, 5mm	Kg	1.25	86.15	107.69	DIPAC
2	Eje de acero AISI 1018, 1 in	m	18.50	0.96	17.79	DIPAC
3	Eje de acero AISI 1018, 1-1/4 in	m	22.50	0.85	19.11	DIPAC
4	Eje de acero AISI 1018, 1-1/2 in	m	25.00	0.68	17.05	DIPAC
5	Eje de acero AISI 1018, 2-1/4 in	m	32.50	0.31	10.08	DIPAC
6	Barra cuadrada de acero A36, 1in	m	4.75	1.21	5.75	DIPAC
7	Tubo cuadrado 50x3mm	m	22.90	1.28	29.22	DIPAC
8	Perfil IPE-80 ASTM A572-Gr50	m	13.75	4.11	56.57	DIPAC
9	Electrodo E7018	Kg	3.70	4.00	14.80	KYWI
10	Pintura anticorrosiva	gl	42.00	1.00	42.00	PINTULAC
11	Cubierta de llanta usada R16	u	10.00	2.00	20.00	
Total					340.00	

Fuente: propia

2.7.2. Elementos normalizados y mecánicos

Para este apartado tomamos en consideración todos los elementos que por su complejidad no podemos fabricarlos, los mismos son fabricados en masa con lo cual su valor es reducido, la cantidad de elementos normalizados se muestran en la Tabla 2.39.

Tabla 2.39. Elementos normalizados.

N°	Elemento	Costo unitario \$	Cantidad	Costo total	Proveedor
1	Rodamiento SKF-6209	21.50	4	86.00	Casa del rodamiento
2	Tuerca Hexagonal M24x3	0.18	2	0.36	Castillo Hermanos
3	Rodamiento SKF-6005	5.50	8	44.00	Casa del rodamiento
4	Perno hexagonal, M16x2x90	0.59	12	7.08	Castillo Hermanos
5	Arandela de Presión, D16x3.7	0.05	18	0.90	Castillo Hermanos
6	Arandela de Presión, D12x2.7	0.03	10	0.30	Castillo Hermanos
7	Tuerca Hexagonal, M12x1.75	0.06	12	0.72	Castillo Hermanos
8	Pasador de clavija, D3.2x20	0.07	6	0.42	Castillo Hermanos
9	Perno cabeza Hexagonal, M6x1x50	0.07	4	0.28	Castillo Hermanos
10	Tuerca Hexagonal, M6x1	0.01	4	0.04	Castillo Hermanos
11	Perno hexagonal, M12x1.75x30	0.19	8	1.52	Castillo Hermanos
12	Arandela redonda, D12x4.6	0.05	4	0.20	Castillo Hermanos
13	Tuerca Hexagonal, M16x2	0.13	18	2.34	Castillo Hermanos
14	Arandela redonda, D16x4.6	0.05	6	0.30	Castillo Hermanos
15	Perno de cabeza plana, M6x1x25	0.07	352	24.64	Castillo Hermanos
16	Tuerca hexagonal con flancos, M6x1	0.02	352	7.04	Castillo Hermanos
17	Tornillo cabeza Hexagonal, M4x0.7x8	0.03	24	0.60	Castillo Hermanos
18	Ruedas de poliuretano, D=100 mm	7.50	8	60.00	Cauchos y metales
19	Ruedas de poliuretano, D=125 mm	9.50	8	76.00	Cauchos y metales
Total				312.74	

Fuente: Propia

2.7.3.Mano de obra

En este apartado se debe tomar en consideración que los elementos serán fabricados en un taller que cuenta con los implementos necesarios. El costo de la hora máquina está basado en un aproximado del tiempo que podría llevar para la fabricación de las piezas. La Tabla 2.40 resume los costos de mano de obra para todos los componentes del sistema de tracción.

Tabla 2.40. Costos de mano de obra.

N°	Pieza	Perforado	Esmerilado	Soldadura	Corte	Oxicorte	Fresado	Torneado	Roscado	Rolado
		10 \$/hora	10 \$/hora	10 \$/m	10 \$/hora	15 \$/hora	20 \$/hora	15\$/hora	10 \$/hora	35 \$/hora
1	Rueda Motriz	0.25	1.50	4.00	1.00	0.50	0.00	0.00	0.00	1.00
2	Chasis base soporte	0.00	0.20	2.50	0.50	0.00	0.25	0.00	0.00	0.00
3	Búmeran principal	0.00	0.20	0.80	0.30	0.50	0.50	0.00	0.00	0.00
4	Búmeran ruedas delanteras	0.00	0.20	0.42	0.30	0.50	0.50	0.00	0.00	0.00
5	Rueda guía trasera	0.00	0.20	1.20	0.00	1.00	0.75	0.50	0.50	0.00
6	Eje ruedas guía elevadas	0.00	0.00	0.00	0.25	0.00	0.00	1.00	0.50	0.00
7	Banda de caucho	1.00	0.00	0.00	0.25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
8	Eje principal	0.25	0.00	0.50	0.25	0.00	0.00	0.90	0.00	0.00
9	Búmeran ruedas traseras	0.50	0.20	0.90	0.25	0.50	0.00	1.20	0.50	0.00
10	Eje búmeran trasero	0.25	0.00	0.00	0.25	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00
11	Tapa eje principal	0.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.30	0.00	0.00	0.00
12	Tapa eje principal trasera	0.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.30	0.00	0.00	0.00
13	Eje búmeran delantero	0.20	0.00	0.00	0.25	0.00	0.00	0.70	0.00	0.00
14	Espaciador eje principal	0.00	0.00	0.00	0.15	0.00	0.00	0.75	0.00	0.00
15	Diente de oruga	4.00	1.50	0.00	2.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
16	Platina	4.00	2.50	0.00	1.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
17	Eje rueda guía trasera	0.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	0.00	0.00	0.00
	TOTAL	11.25	6.50	10.32	7.25	3.00	3.10	6.05	1.50	1.00
	TOTAL \$	11.50	65.00	103.20	72.50	45.00	93.00	151.25	15.00	35.00
	OTROS (5%)	5.63	3.25	5.16	3.63	2.25	4.65	7.6	0.75	1.75
	TOTAL, NETO	727.07								

Fuente: Propia

2.7.4. Costos totales

Mediante una incorporación de los valores anteriormente descritos, se obtiene el valor total necesario para la fabricación de un par de orugas, mostrados en la Tabla 2.41.

Tabla 2.41. Costos totales para la fabricación de dos orugas.

Costos totales	
Materiales	\$340.05
Elementos normalizados	\$312.74
Mano de obra y máquina	\$727.07
Subtotal	\$1379.86
Costos indirectos (10%)	\$137.98
Costos de montaje (10%)	\$137.98
Costos imprevistos (15%)	\$206.97
Costos de diseño (15%)	\$206.97
Total	\$2069.76

Fuente: Propia

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Resultados

En el presente apartado se realiza un análisis de los datos obtenidos como resultado del protocolo de pruebas del sistema de tracción de la Sección 2.6.

3.2. Discusión

El sistema de tracción tipo oruga permite tener mayor estabilidad y una menor compactación del suelo al momento de realizar actividades en el suelo (arado), adaptándose a los requerimientos del usuario, condiciones de uso y a las limitaciones que presenta el entorno.

Una vez concluida la etapa de construcción y montaje fue necesaria una prueba preliminar para observar y corregir las irregularidades en la banda. Al momento de realizar agujeros en la banda se presenta deslizamientos de la herramienta, esto provoca que existan pequeñas desviaciones entre la distancia entre dientes. Para evitar dicha desviación fue necesario el realizar los agujeros en las bandas de manera conjunta utilizando un patrón guía (ver Figura 2.45). Adicionalmente, fue necesario comprobar si existía interferencia entre los dientes de la banda con los dientes de la rueda motriz; esto se realizó girando la rueda motriz de forma manual.

Las pruebas de campo fueron realizadas una vez que se comprobó de manera manual que las bandas funcionen correctamente, como primer punto se realizó una inspección visual de todos los componentes y las juntas para prevenir que los elementos no se encuentren ajustados o existan desperfectos en la máquina, al finalizar la comprobación visual se trasladó la máquina al lugar donde se realizaron las pruebas de campo. En la prueba de dimensiones generales y peso se aseguró que las medidas sean las adecuadas a fin de evitar que las orugas golpeen con la estructura o el motor del motocultor. Por otro lado, el peso de individual de cada oruga fue alrededor de 42 kg, siendo el peso de las orugas inferior a las revisadas en la Sección 1.7, obteniéndose una reducción del 35% con respecto a maquinaria de similares características, con lo cual el peso resulta ser alrededor del doble de los neumáticos convencionales, dando así un valor adecuado para la manipulación de un solo o dos operarios.

En la prueba de compactación del suelo, se analiza el comportamiento tanto de neumáticos convencionales, así como de las orugas, midiendo la profundidad del surco que se crea por el paso del motocultor para ambos sistemas de tracción. Las pruebas mostraron para los neumáticos un promedio de 70 mm de profundidad, mientras que para las orugas un promedio de 28 mm, esto se debe a que las orugas al tener un área de distribución de peso mayor provocan que la profundidad del surco sea menor, esto resulta beneficioso para los agricultores debido a que, la huella de los neumáticos debe ser la menor posible, reduciendo la compactación y mejorando la calidad de la infiltración del agua, así como también ayuda al crecimiento de las raíces de sus cultivos.

En la prueba de funcionamiento se evaluó el estado de los componentes de las orugas después de 12 horas de trabajo, con intervalos de descanso cada 4 horas. Esta prueba se realizó en un terreno con una pendiente promedio de 5 grados, donde al variar las velocidades se puede observar que en la mayoría de los componentes el desgaste es mínimo, siendo esto más visible en las ruedas delanteras, debido a la presencia de piedras y desniveles en el terreno. Otro aspecto que resulto notorio fue la reducción de la velocidad al momento de operar con el sistema de tracción tipo oruga, ya que en segunda marcha los neumáticos convencionales presentaron una velocidad promedio de 0.7 m/s mientras que para las orugas un promedio de 0.28 m/s, presentando una reducción del 60%, lo cual afecta a los agricultores debido al tiempo que se aumenta en la preparación de la tierra debido a la velocidad lineal que presentan las orugas.

La prueba de estabilidad se la realizó en terrenos con diferentes desniveles, para evaluar el comportamiento de los sistemas de tracción, siendo que, para desniveles promedio de 5 grados la diferencia entre el sistema convencional y las orugas es despreciable. Mientras que para pendientes mayores a 10 grados se puede apreciar una ventaja para las orugas, teniendo una mejor maniobrabilidad y facilidad para la mecanización de suelos en pendientes elevadas a comparación de los neumáticos convencionales. Además, se observó que los neumáticos convencionales empezaban a patinar, es decir presentan pérdida de tracción; esto podría ocasionar inestabilidad. En el caso del sistema de tracción tipo oruga no se observó deslizamiento para las mismas condiciones de trabajo.

Finalmente, el sistema de tracción posee un costo de \$2069. Mientras que en el mercado internacional se pueden encontrar sistemas de similares características por precios que rondan el rango de \$1400 a \$1900, sin contar con los valores de envío y aranceles. Por ende, el presente sistema de tracción podría resultar más económico.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

Se diseñó y construyó un sistema de tracción tipo oruga, el cual cumplió con los requerimientos propuestos por el usuario, teniendo como principales características un peso de 42 kg, que resulta adecuado para la colocación con una sola persona, una mejor distribución de peso del motocultor con el suelo, reduciendo así la compactación en el suelo y una baja complejidad para su uso y mantenimiento.

Se restauró un motocultor de 16 hp, donde se evaluaron sus componentes y se procedió al reemplazo y cambio de piezas que no cumplían sus funciones, donde fue primordial el cambio del motor debido a que el cilindro presentaba corrosión al punto que el pistón no presentaba movimiento, además que los distintos componentes se encontraban deteriorados y su reemplazo resultaba inviable debido a la antigüedad de estos.

El motocultor de 16 hp que fue restaurado y se reemplazó sus neumáticos convencionales por un sistema de tracción tipo oruga. El sistema de tracción tipo oruga es intercambiable, de fácil montaje, desmontaje, y además mantiene el ancho de vía y centro de gravedad aproximadamente igual al sistema de tracción con neumáticos.

Mediante el diseño concurrente se estableció los materiales adecuados con sus respectivas geometrías, donde el primer paso fue el análisis funcional del sistema de tracción para seguidamente establecer los módulos con sus respectivas soluciones, donde una vez propuesta las opciones para cada módulo se utilizó el método ordinal corregido de criterios ponderados para seleccionar la mejor alternativa, generando así una solución global para nuestros requerimientos.

El sistema de tracción tipo oruga mostró ser más eficiente que los neumáticos convencionales en pendientes mayores a 10 grados, evidenciando: menor compactación, mayor estabilidad y un mejor control al momento de realizar los procesos de mecanización del suelo. Lo cual puede resultar en una opción viable para agricultores de la región Sierra del Ecuador.

Al momento de recopilar la información necesaria para cumplir con las especificaciones de la máquina, se realizó una búsqueda de materiales y elementos factibles con el

menor costo posible. Además, se tuvo en consideración que los materiales fueran duraderos y de menor peso para cumplir con las necesidades del cliente.

Se elaboró planos de conjunto y taller, los mismos que permitieron representar de manera total el sistema de tracción, así como sus componentes, donde una vez considerado todos los procesos de fabricación, materiales, montaje, se determinaron los ajuste y tolerancias adecuadas. Dando como resultado un plano de conjunto de todo el sistema, 7 planos de subconjunto, y 36 planos de taller en los cuales se detallan todos los elementos que conforman el sistema.

La construcción y ensamble del sistema de tracción se lo realizó con base en los planos de conjunto y taller, los cuales fueron realizados en la fase de diseño de materialización. El maquinado de ejes, así como el corte de perfiles y soldado de piezas principales fueron fabricadas en un taller por un técnico metal mecánico, mientras que el ensamble fue realizado por los autores, donde se evidenció pequeñas complicaciones que pudieron ser resueltas sin problema.

El costo del sistema de tracción tipo oruga fue de aproximadamente \$2069, el cual es inferior a sistemas de tracción similares disponibles en otros países, tomando en consideración el costo de importación y comercialización.

4.2. Recomendaciones

Al ser una máquina que se encuentra constantemente vibrando, para evitar que las tuercas de las garruchas se desajusten es necesario el emplear tuercas auto-frenante, para evitar que las mismas se muevan de sus posiciones comprometiendo la funcionalidad de la máquina.

Una vez finalizado el trabajo de mecanizado del suelo se recomienda no dejar el sistema de tracción a la intemperie, con lo que se evitará que los componentes se deterioren y no cumplan con su correcto funcionamiento.

Se recomienda el engrasado de elementos metálicos móviles que tienen contacto entre sí para reducir el desgaste y oxidación, debido al uso continuo.

Para la fabricación de las bandas se recomienda el uso de neumáticos con bajo labrado y que no hayan estado expuestas por mucho tiempo a la intemperie, debido a que afecta a las propiedades del caucho, provocando rigidez y agrietamiento.

5. BIBLIOGRAFÍA

- AgroRuiz. (2018). Oruga para motocultor. Recuperado el 31 de julio de 2021, de <http://www.ruizgarciajj.com/>
- ANSI., y American Society of Mechanical Engineers. (2020). *ANSI/AWS D1. 1: Structural Welding Code: Steel*. American Welding Society.
- Ashburner, J., y Sims, B. (1984). *Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza*. San José, Costa Rica: IICA.
- BCS Agrícola. (2021). Motocultor 740. Recuperado el 31 July 2021, de <https://lt.bcsagricola.com/producto/motocultor-740>
- Bechtel. (2021). Bechtel parts. Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://www.bechtel-wuppertal.com/media/1870/elevator-parts-bechtel.pdf>
- Bosch, R. (2002). *Electronic Automotive Handbook*.
- Braja, M. (2019). *Advanced soil mechanics*. Crc Press.
- Budynas, R., y Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8th ed.). Ciudad de México: McGraw-Hill Interamericana.
- Catálogo S. K. F. (2020). Rodamientos y Sellos SKF.
- EcuRed. (2011). Arado de disco. Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://www.ecured.cu/Arado>
- Elmer's Manufacturing. (2016). Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://elmersmfg.com/transfer-tracks/>
- Eransus, I., y otros, (2000). *Riesgos específicos en el sector agrario y su prevención: El tractor agrícola*. Navarra.
- Esch, J., Bashford, L., Von Bargaen, K., y Ekstrom, R. (1990). Tractive performance comparisons between a rubber belt track and a four-wheel-drive tractor. *Transactions Of The ASAE*, 33(4). doi:10.13031/2013.31446
- Fernández, J. (2007). *Enciclopedia práctica de la agricultura y la ganadería*. Barcelona: Océano.
- Ferrari, C. (2015). *Capacidad de Tiro en los Tractores Agrícolas*. Recuperado el 17 de Septiembre del 2021, de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn303.html>
- Fiallo, J. (2017). *Importancia del Sector Agrícola en una Economía Dolarizada* (Tesis de Pregrado). Universidad san Francisco de Quito, Quito-Ecuador. Recuperado de: <http://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/6807/1/134856.pdf>
- Ficha técnica Hatz. (2016). *Ficha técnica del motor series D*. Recuperado el 17 de Septiembre del 2021, de https://www.hatznorthamerica.com/fileadmin/user_upload/hatzdiesel.com/Datenblaetter/Hatz_data_sheet_D-series_2018-08_es_70035927.pdf

- Goering, Carroll E., Marvin L. Stone, David W. Smith, and Paul K. Turnquist. 2003 (rev. printing 2006). Chassis mechanics. Chapter 14 in *Off-Road Vehicle Engineering Principles*, pp. 383-420. St. Joseph, Mich.: ASAE. *Copyright American Society of Agricultural Engineers*.
- IEE (Instituto Espacial Ecuatoriano). (2013). *Memoria Técnica del Mapa de Capacidad de Uso de las Tierras del cantón Balzar*, 2010. Quito, EC.
- I.L.G.A. (2020). Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://ilgaimportadora.com/productos/arado-1ly/>
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (1997). *El tractor agrícola: prevención de vuelco (NTP-259)*. Recuperado de : https://www.insst.es/documentos/94886/327166/ntp_259.pdf/b044a90e-251f-486d-b4e3-946dc3c392de
- Instituto Nacional de Estadística y Censos [INEC]. (2019). *Manual del encuestador y supervisor "Encuesta de Superficie y Producción Agropecuaria Continua ESPAC"*. Quito. Recuperado de: https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas_agropecuarias/espac/espac-2019/Boletin%20Tecnico%20ESPAC_2019.pdf
- Liu, W., Cheng, K. and Wang, J. (2018). Failure Analysis Of The Rubber Track Of A Tracked Transporter. *SAGE Journals*. Recuperado de: <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1177/1687814018789526>
- Machine MaM. (2008). Orugas Agrizeta. Recuperado el 31 de julio de 2021, de <http://www.machinemam.com/>
- MAGAP. (2016). La política agropecuaria ecuatoriana: hacia el desarrollo territorial rural sostenible: 2015-2025 I Parte.
- MAGAP-PRAT (Programa de Regulación y Administración de Tierras Rurales). (2008). Metodología de valoración de tierras rurales: propuesta. Quito.
- Manual de Simulación Autodesk Inventor (2018). Recuperado de <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor-nastran/>
- Manual Instalación Correas Gates. (2015). Recuperado de https://www.intermec.com.co/pdf/Tension_de_correas.pdf
- Maquituls.es. (2021). Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://www.maquituls.es/motoazadas-motocultores/2075-arado-discos-para-motocultor.html>
- Martínez, S., y Nájera, P. (2020). *Diseño y construcción de un motocultor para cultivo de productor de ciclo corto en terrenos pequeños* (Tesis de Pregrado). Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, Quito-Ecuador.
- Mascus. (2015). Tractores compactos. Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://www.mascus.es/paisajismo-y-limpieza-urbana/tractores-compactos/john-deere-3036-e-compact-tractor/kxdp7khq.html>
- Mekatech (2015). Manual de operación del motocultor mekatech. Ciudad de Mexico. Recuperado de <https://www.mekatech.tv>
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (4th ed., p. 185). Naucalpan de Juárez: Pearson Educación.

- Murthy, V. (2014). *Geotechnical Engineering*. New York, USA: CRC Press.
- Narang, S., y Varshney, A. (2006). Draftability of a 8.95kW walking tractor on tilled land. *Journal Of Terramechanics*, 43(4), 395-409. doi: 10.1016/j.jterra.2005.04.006
- Perez, J., y Romero, E. (2017). Maestría en métodos matemáticos y simulación numérica en ingeniería (Posgrado). Universidad Politécnica Salesiana.
- Pino, S., Aguilar, H., Apolo, A., y Sisalema, L. (2018). Aporte del sector agropecuario a la economía del Ecuador. Análisis crítico de su evolución en el período de dolarización. Años 2000 – 2016. *ESPACIOS*, 1. Recuperado de: <https://www.revistaespacios.com/a18v39n32/a18v39n32p07.pdf>
- Polanco, M. (2017). *Maquinaria y mecanización Agrícola*. Bogotá-Colombia.
- Renius, K. (2019). *Fundamentals of Tractor Design* (1st ed.).
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Cataluña. España: UPC.
- Ruedas y garruchas. (2020). Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://www.ruedasygarruchas.com/>
- Ruiz, L. (2017). Orugas para tractores y minitractores. Recuperado el 31 de julio de 2021, de <https://tiendatractoresburgos.com/2019/04/01/orugas-tractores-y-minitractores/>
- Taylor, J., y Burt, E. (1975). Track and tire performance in agricultural soils. *Transactions of the ASAE*, 18(1), 3-0006.
- Todoagro. (2019). Recuperado el 31 de julio de 2021, de <http://www.todoagro.com.ar/noticias/nota.asp?nid=32589>
- Universidad de los Andes. (2012). Recuperado el 31 July 2021, de http://www.ula.ve/facultad-ingenieria/images/mecanica/Mecanica_Materiales/II/Tema6.pdf
- Wong, J. (2001). *Theory of ground vehicles*. New York: John Wiley & Sons.
- Wulfsohn, D., y Way, T. (2009). Traction Mechanics: Factors that influence tractive performance of wheels, tracks, and vehicles. In K. Upadhyaya, W. Chancellor, J. Perumpral, D. Wulfsohn y T. Way. *Advances in Soil Dynamics* (pp. 209-252).
- Xu, J., y Xu, L. (2017). Maintenance Decision Support. Integrated System Health Management, 377–422. doi:10.1016/b978-0-12-812207-5.00004-3

ANEXOS

ANEXO A

Tabla A-1. Tipos de pendientes.

Tipo	Símbolo	Descripción
Plana 0 a 2%	(1)	Relieves completamente planos.
Muy suave 2 a 5%	(2)	Relieves casi planos.
Suave 5 a 12%	(3)	Relieves ligeramente ondulados.
Media 12 a 25%	(4)	Relieves medianamente ondulados.
Media a fuerte 25 a 40 %	(5)	Relieves mediana a fuertemente disectados.
Fuerte 40 a 70%	(6)	Relieves fuertemente disectados.
Muy fuerte >70% 100%	(7)	Relieves muy fuertemente disectados.

Fuente: IEE (2013)

Tabla A-2. Categorías de pedregosidad de los suelos.

Tipo	Símbolo	Descripción
Sin	S	No posee fragmentos gruesos.
Muy pocas	M	< 10 % de fragmentos gruesos, y no interfieren con el laboreo.
Poca	P	10 a 25 % de fragmentos gruesos, existe interferencia con el laboreo, es posible el cultivo de plantas de escarda (maíz, plantas con raíces útiles y tubérculos).
Frecuente	F	25 a 50 % de fragmentos gruesos, existe dificultad para el laboreo, es posible la producción de heno y pasto.
Abundantes	A	50 a 75 % de fragmentos gruesos, no es posible el uso de maquinaria agrícola, solo se puede utilizar máquinas livianas y herramientas manuales.
Pedregoso o rocoso	R	> 75 % de fragmentos gruesos en la superficie, excesivamente pedregoso como para ser cultivado.

Fuente: IEE (2013)

Tabla A-3. Tipos de Textura.

Tipo	Símbolo	Descripción
Arena	A	Tiene un buen drenaje y se cultivan con facilidad, pero también se secan fácilmente y los nutrientes se pierden por lavado.
Arena muy fina	AMF	
Arena fina	AFi	
Arena media	AM	
Arena gruesa	AG	
Areno francoso	AF	
Franco	F	Muestran mayor capacidad de uso agrícola.
Franco arenoso	FA	
Franco limoso	FL	
Franco arcilloso	FY	
Franco arcillo-	FYA	
Franco arcillo-	FYL	
Limoso	L	Son texturas que dan una sensación harinosa (como polvo del talco). Tienen velocidad de infiltración baja, almacenamiento de nutrientes medio.
Arcilloso	Y	Tienden a no drenar bien, se compactan con facilidad y se cultivan con dificultad y, a su vez, presentan una buena capacidad de retención de agua y nutrientes.
Arcillo-arenoso	YA	
Arcillo-limoso	YL	
Arcilla pesada	YP	

Fuente: IEE (2013)

Tabla A-4. Factores de aplicación de carga.

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008

Tabla A-5. Fuerza para deflexión en correas.

Verificación de la fuerza para deflexión de la correa en 16mm por metro de distancia entre centros de poleas

Sección de la correa	Diámetro de la polea más pequeña (mm)	Fuerza de la correa utilizada (N) (Kgf)			
SPZ XPZ & QXPZ	56 a 71	16	1.6	20	2.0
	75 a 90	18	1.8	22	2.2
	95 a 125	20	2.0	25	2.5
	más 125	22	2.2	28	2.8
SPA XPA & QXPA	80 a 100	22	2.2	28	2.8
	106 a 140	30	3.0	38	3.9
	150 a 200	36	3.7	45	4.6
	más 200	40	4.0	50	5.1
SPB XPB& QXPB	112 a 160	40	4.0	50	5.1
	170 a 225	50	5.1	62	6.3
	236 a 355	62	6.3	77	7.9
	más 355	65	6.6	81	8.3
SPC & QXPC	224 a 250	70	7.1	87	8.9
	265 a 355	92	9.4	115	12.0
	más 375	115	12.0	144	15.0
8V	335& más	150	15.0	190	19.0
Z	56 a 100	5 a 75	0.5 a 0.8		
A (& HA banded)	80 a 140	10 a 15	1.0 a 1.5		
B	125 a 200	20 a 30	2.0 a 3.1		
C	200 a 400	40 a 60	4.1 a 6.1		
D	355 a 600	70 a 105	7.1 a 10.7		

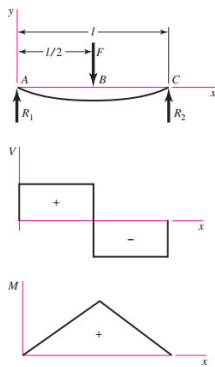
Fuente: Fuente: Lindis (2013)

Tabla C-3. Resistencias mínimas determinísticas a tensión y a la fluencia ASTM.

1	2	3	Resistencia		6	7	8
			Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)			
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
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

Tabla C-4. Cortante, momento y deflexión de vigas simples.

5 Apoyos simples: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

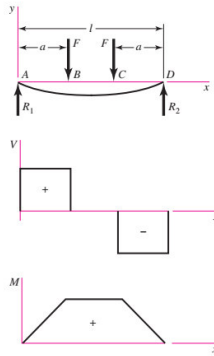
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

9 Apoyos simples: cargas idénticas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

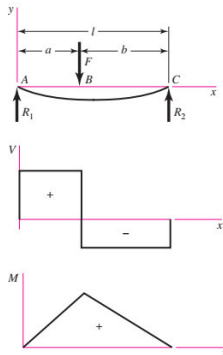
$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

6 Apoyos simples: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

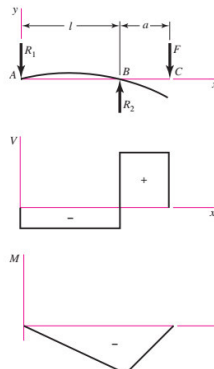
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

10 Apoyos simples: carga en voladizo



$$R_1 = \frac{Fa}{l} \quad R_2 = \frac{F}{l}(l+a)$$

$$V_{AB} = -\frac{Fa}{l} \quad V_{BC} = F$$

$$M_{AB} = -\frac{Fax}{l} \quad M_{BC} = F(x-l-a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fax}{6EI}(l^2 - x^2)$$

$$y_{BC} = \frac{F(x-l)}{6EI}[(x-l)^2 - a(3x-l)]$$

$$y_c = -\frac{Fa^2}{3EI}(l+a)$$

(continúa)

(continúa)

FIGURAS (Budynas y Nisbett, 2008)

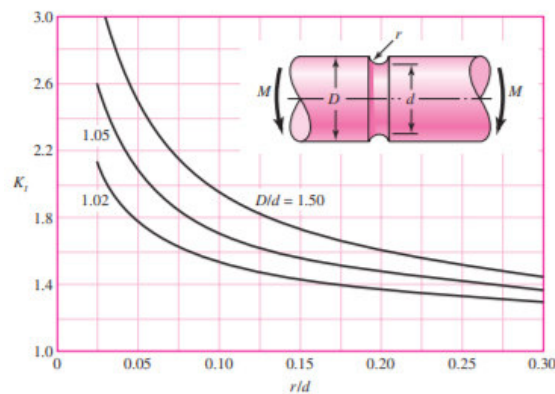


Figura C-1. Barra redonda ranurada en flexión.

ANEXO D

Tabla D-1. Evaluación de los criterios para el módulo sistema de soporte.

Criterio	Peso	Costo	Fiabilidad	Fácil mantenimiento	Complejidad	$\Sigma+1$	Ponderado
Peso		0.5	0	0	0.5	2	0.14
Costo	0.5		0	0.5	0.5	2.5	0.17
Fiabilidad	1	1		0.5	0.5	4	0.26
Fácil mantenimiento	1	0.5	0.5		1	4	0.26
Complejidad	0.5	0.5	0.5	0		2.5	0.17
SUMA						15	1
Fácil mantenimiento=Fiabilidad > Costo =Complejidad>Peso							

Fuente: Propia

Tabla D-2. Evaluación de las soluciones respecto al peso.

Peso	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
SUMA			3	1
Solución 2> Solución 1				

Fuente: Propia

Tabla D.3. Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
SUMA			3	1
Solución 1> Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla D-4. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.

Fiabilidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
SUMA			3	1
Solución 2> Solución 1				

Fuente: Propia

Tabla D-5. Evaluación de las soluciones respecto al fácil mantenimiento.

Fácil mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
SUMA			3	1
Solución 1= Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla D-6. Evaluación de las soluciones respecto a la complejidad

Complejidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
SUMA			3	1
Solución 1= Solución 2				

Fuente: Propia

ANEXO E

Tabla E-1. Evaluación de los criterios para el módulo sistema de transmisión de potencia.

Criterio	Complejidad	Peso	Costo	Fiabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
Complejidad		0.5	0.5	0	2	0.2
Peso	0.5		1	0.5	3	0.3
Costo	0.5	0		0	1.5	0.15
Fiabilidad	1	0.5	1		3.5	0.35
SUMA					10	1
Complejidad > Peso > Costo = Fiabilidad						

Fuente: Propia

Tabla E-2. Evaluación de las soluciones respecto a la complejidad.

Complejidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
SUMA			3	1
Solución 1> Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla E-3. Evaluación de las soluciones respecto al peso.

Peso	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
SUMA			3	1
Solución 2> Solución 1				

Fuente: Propia

Tabla E-4. Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
SUMA			3	1
Solución 1> Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla E-5. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.

Fiabilidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
SUMA			3	1
Solución 1= Solución 2				

Fuente: Propia

ANEXO F

Tabla F-1. Evaluación de los criterios para el módulo sistema generador de tracción.

Criterio	Facilidad de mantenimiento	Ergonomía	Peso	Costo	Durabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
Facilidad de mantenimiento		0.5	0.5	1	0	3	0.2
Ergonomía	0.5		0.5	0.5	0	2.5	0.17
Peso	0.5	0.5		0.5	0.5	3	0.2
Costo	0	0.5	0.5		0	2	0.13
Durabilidad	1	1	0.5	1		4.5	0.3
SUMA						15	1
Durabilidad > Facilidad de mantenimiento=Peso>Ergonomía >Costo							

Fuente: Propia

Tabla F-2. Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de mantenimiento.

Facilidad de mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
SUMA			3	1
Solución 1 = Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla F-3. Evaluación de las soluciones respecto a la ergonomía.

Ergonomía	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
SUMA			3	1
Solución 2 > Solución 1				

Fuente: Propia

Tabla F-4. Evaluación de las soluciones respecto al peso.

Peso	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		1	2	0.67
Solución 2	0		1	0.33
SUMA			3	1
Solución 1 > Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla F-5. Evaluación de las soluciones respecto al costo.

Costo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0.5	1.5	0.5
Solución 2	0.5		1.5	0.5
SUMA			3	1
Solución 1 = Solución 2				

Fuente: Propia

Tabla F-6. Evaluación de las soluciones respecto a la durabilidad.

Durabilidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Solución 1		0	1	0.33
Solución 2	1		2	0.67
SUMA			3	1
Solución 2 > Solución 1				

Fuente: Propia

ANEXO G

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
45	85	19	35,1	21,6	0,915	-	5 000	0,42	▶ 6209-2RSH	▶ 6209-RSH

Figura G-1. Propiedades del rodamiento 6209-2RSH

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,081	▶ 6005-2RSH	6005-RSH

Figura G-2. Propiedades del rodamiento 6005-2RSH

Fuente: Catálogo SKF (2020)

ANEXO H


Tabla H-1. Puesta a punto del motocultor.






1	A todas las partes que presentaron oxidación se procedió a lijarlas y limpiarlas para posteriormente pintarlas	
2	Colocar las ruedas y los implementos una vez limpiados y pintados	
3	Montar el motor en el chasis del motocultor	
4	Colocar las bandas de la polea del motor a la del embrague	
5	Verificar la alineación de las poleas y bandas mediante el uso de una regla o escuadra	

6	Tensar las bandas mediante el perno de ajuste hasta que con la aplicación de una pequeña fuerza las bandas cedan una distancia aproximada de 2cm	
7	Se regula la palanca de freno embrague, así como las manillas para bloquear el diferencial	
8	Colocar el implemento o apero dependiendo el trabajo de mecanización que necesite realizar	

Fuente: Propia

Tabla H-2. Protocolo de pruebas.

Montaje y preparación del sistema de tracción		
1	Toma de las dimensiones generales de la oruga	

		
2	<p>Aflojar las tuercas y retirar los neumáticos del motocultor</p>	
3	<p>Tensar la banda de la oruga mediante el sistema perno tuerca</p>	
4	<p>Colocar la oruga en los agujeros de la brida del motocultor</p>	
<p>Prueba de compactación</p>		
1	<p>Toma de altura del surco dejado por el neumático</p>	

2	Toma de la altura del surco dejada por la oruga	
Prueba de estabilidad		
1	Medición de las pendientes mediante la aplicación brújula del teléfono móvil	
2	Comportamiento de los neumáticos en las distintas pendientes	

3 Comportamiento de las orugas en las distintas pendientes

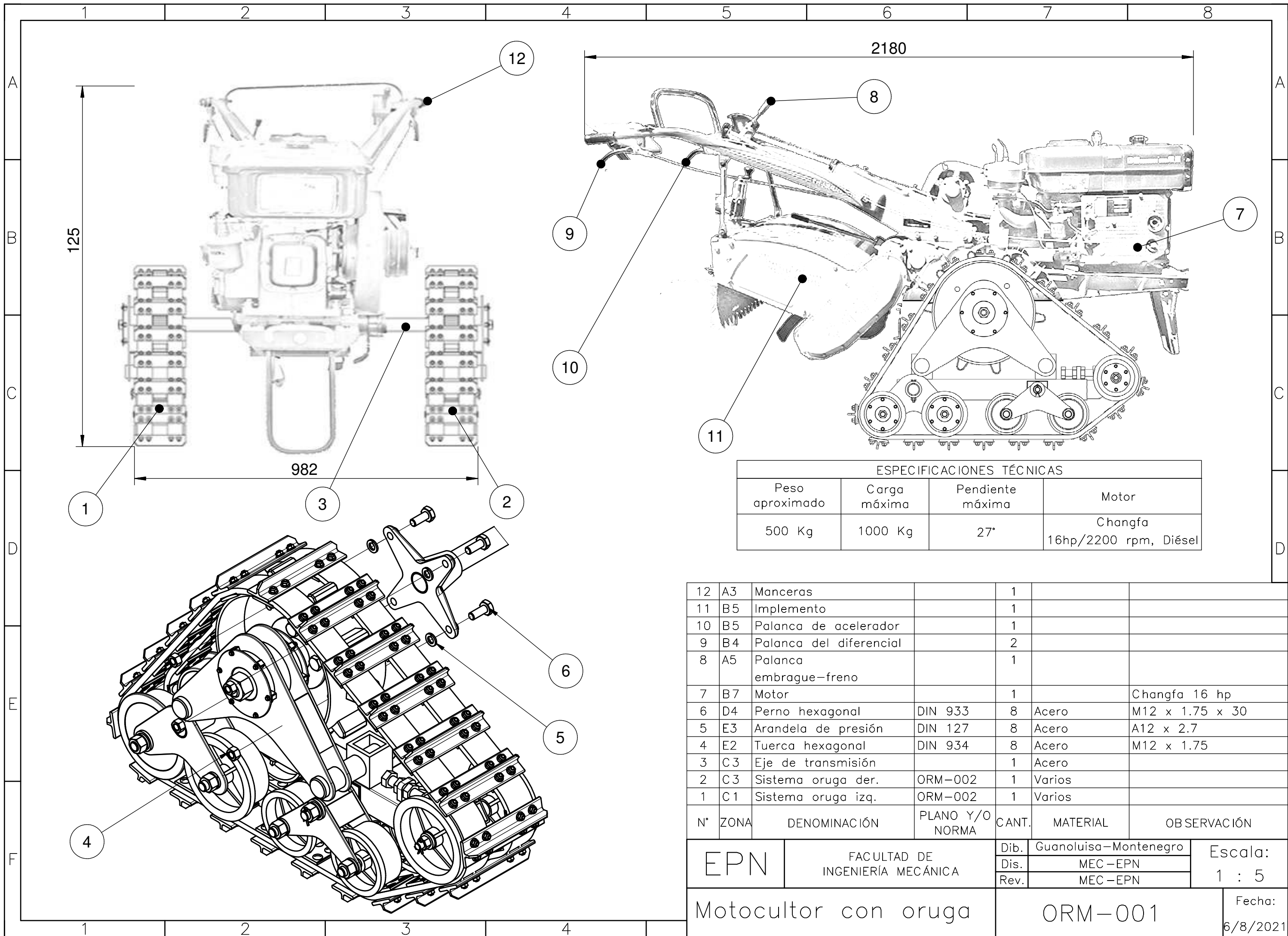


4 Verificación de desgaste de componentes



Fuente: Propia

ANEXO: PLANOS DE CONJUNTO Y TALLER



2180

125

982

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

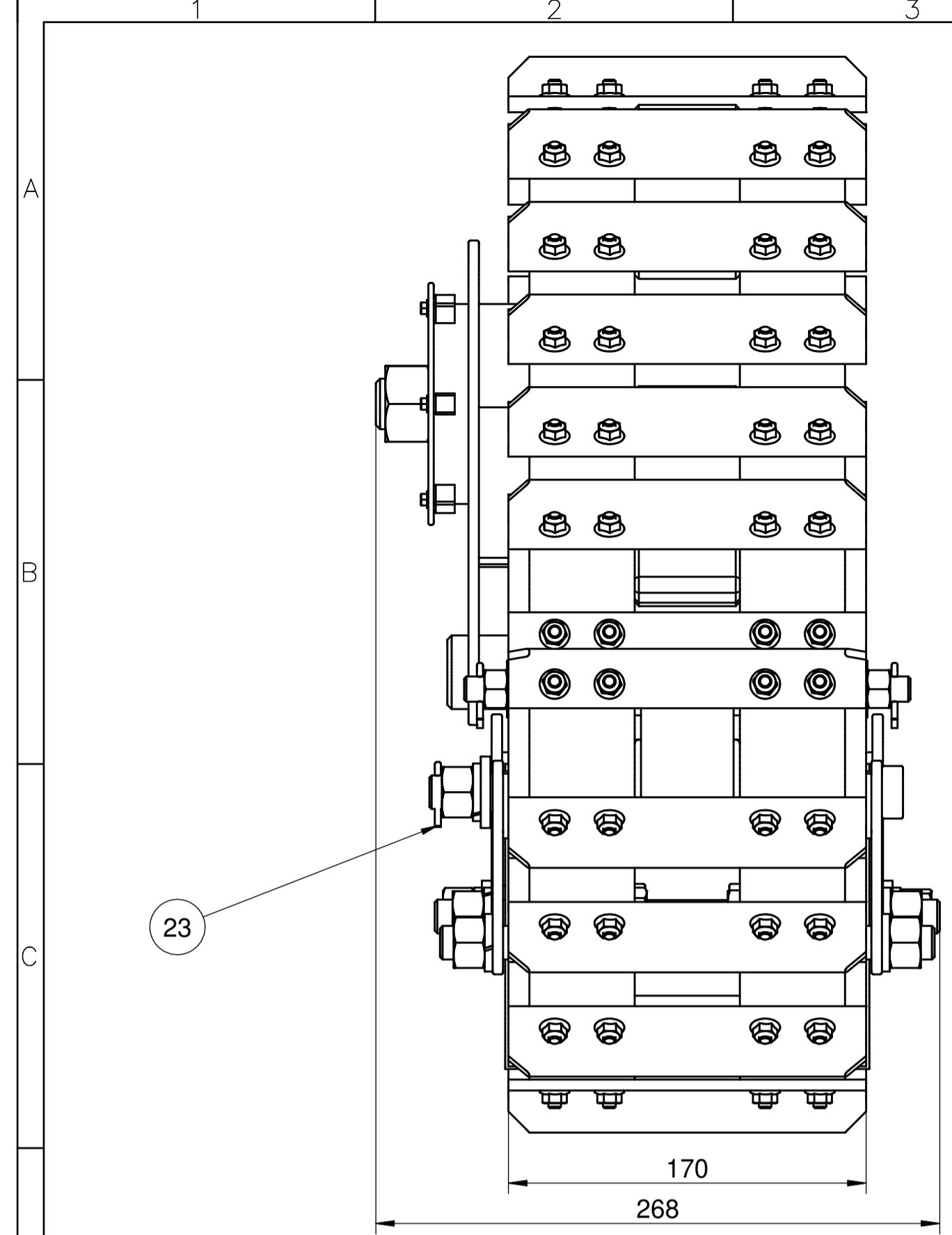
Peso aproximado	Carga máxima	Pendiente máxima	Motor
500 Kg	1000 Kg	27°	Changfa 16hp/2200 rpm, Diésel

12	A3	Manceras		1		
11	B5	Implemento		1		
10	B5	Palanca de acelerador		1		
9	B4	Palanca del diferencial		2		
8	A5	Palanca embrague-freno		1		
7	B7	Motor		1		Changfa 16 hp
6	D4	Perno hexagonal	DIN 933	8	Acero	M12 x 1.75 x 30
5	E3	Arandela de presión	DIN 127	8	Acero	A12 x 2.7
4	E2	Tuerca hexagonal	DIN 934	8	Acero	M12 x 1.75
3	C3	Eje de transmisión		1	Acero	
2	C3	Sistema oruga der.	ORM-002	1	Varios	
1	C1	Sistema oruga izq.	ORM-002	1	Varios	

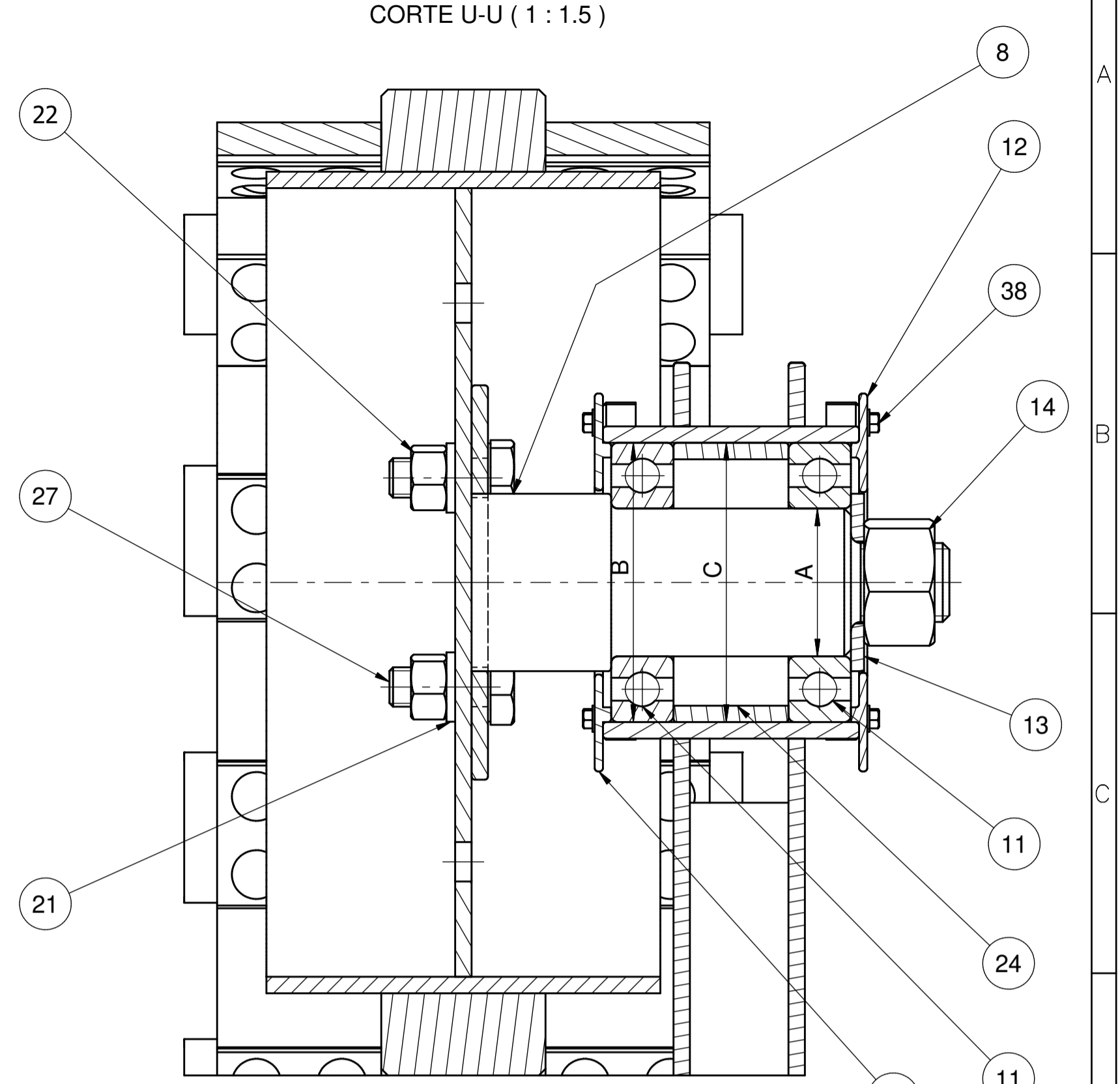
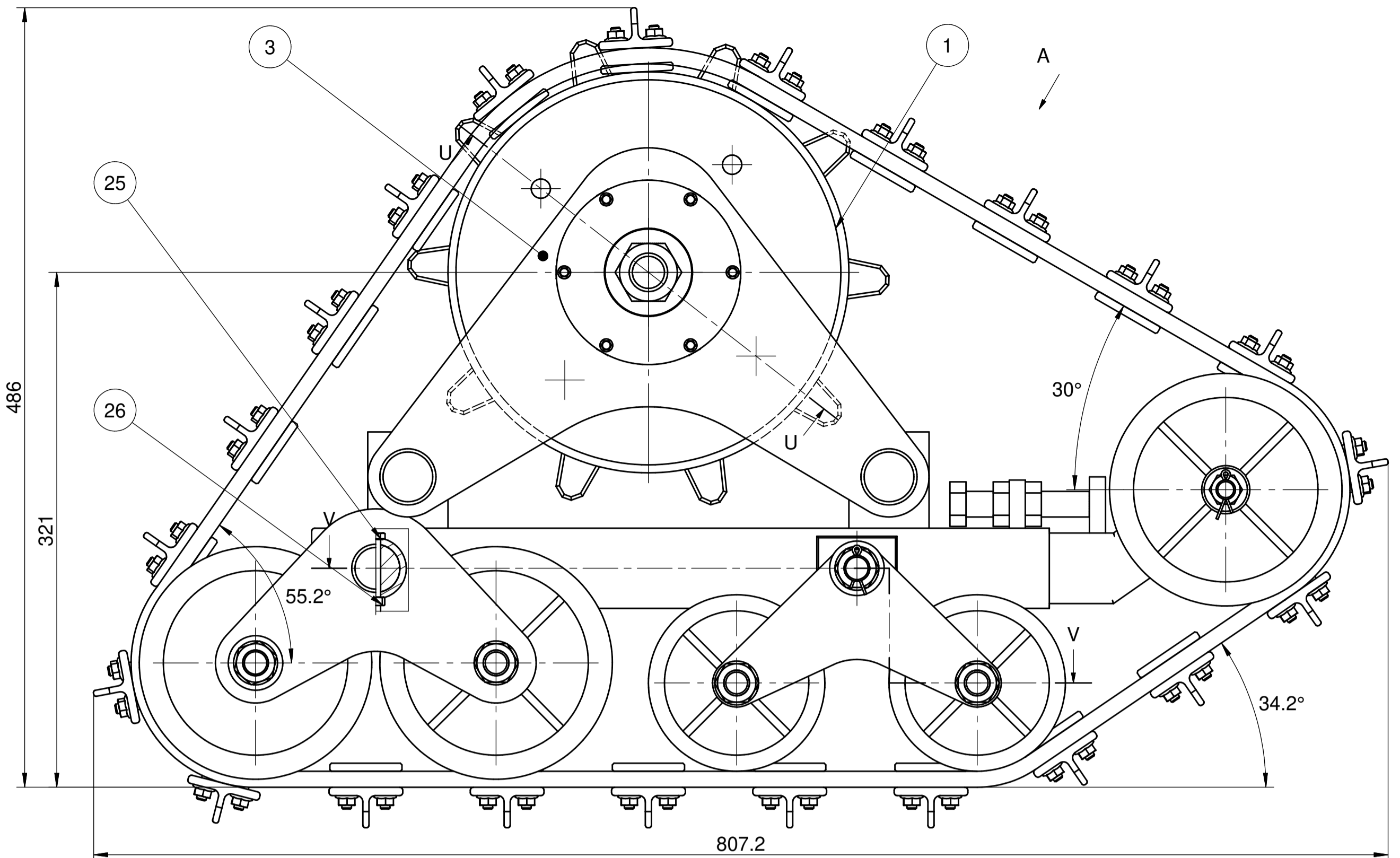
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
				Dis.	MEC-EPN	
				Rev.	MEC-EPN	
Motocultor con oruga				ORM-001		Fecha: 6/8/2021

Escala:
1 : 5

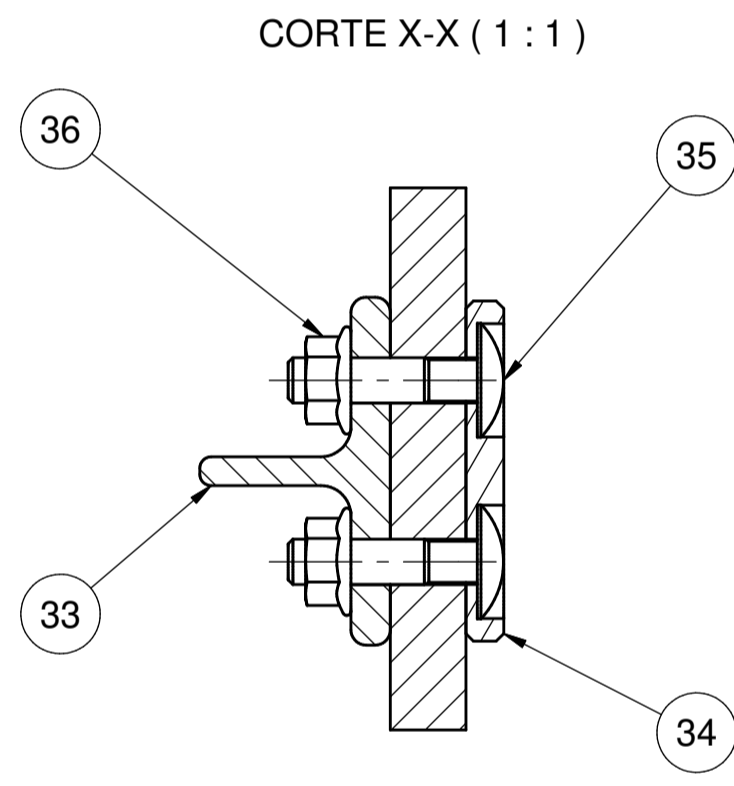
Fecha:
6/8/2021



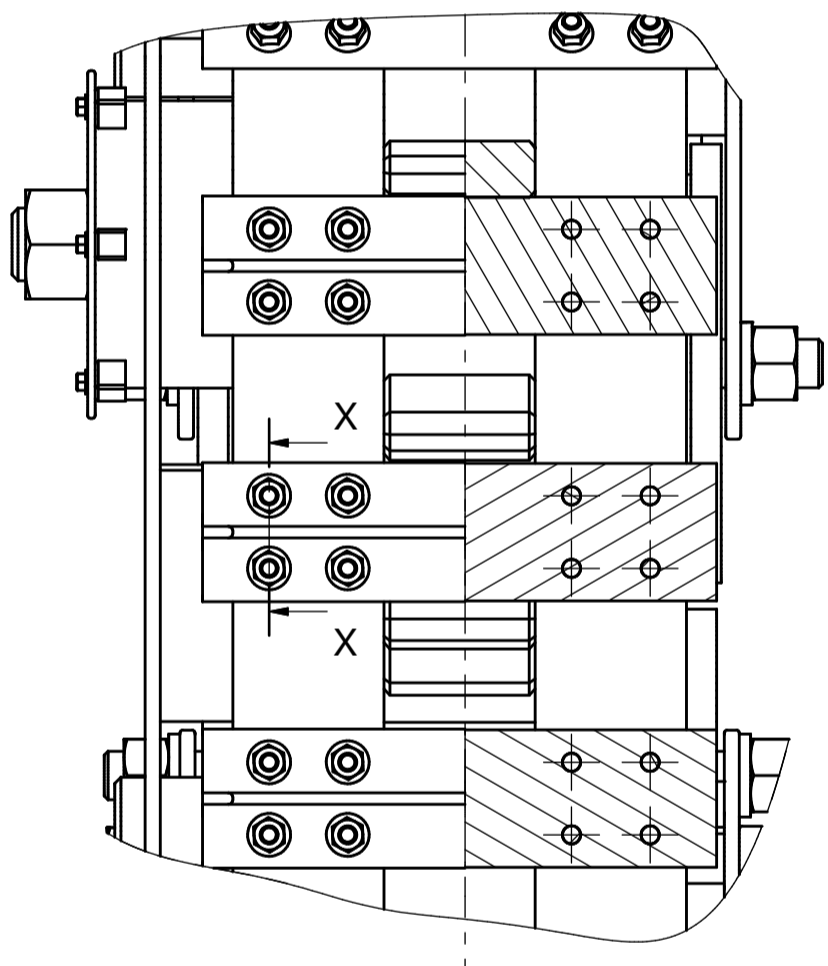
VISTA A (1:2.5)



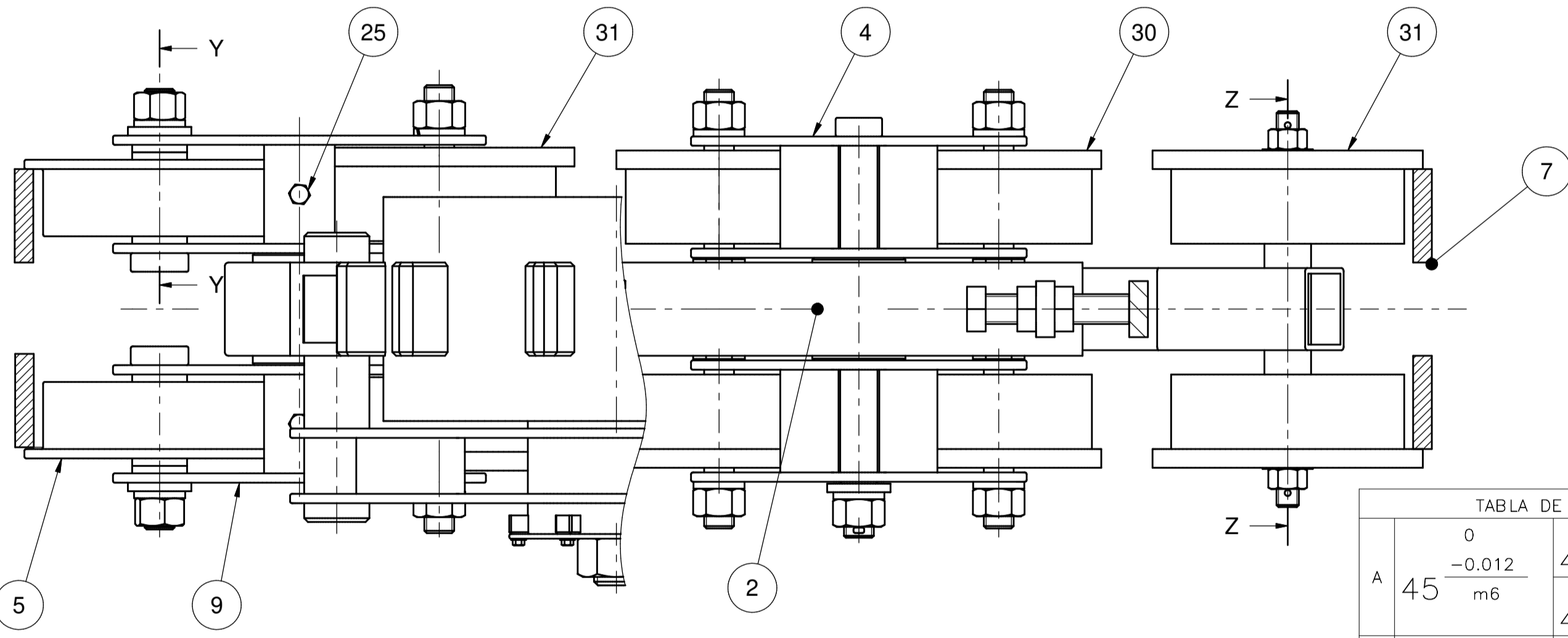
CORTE U-U (1:1.5)



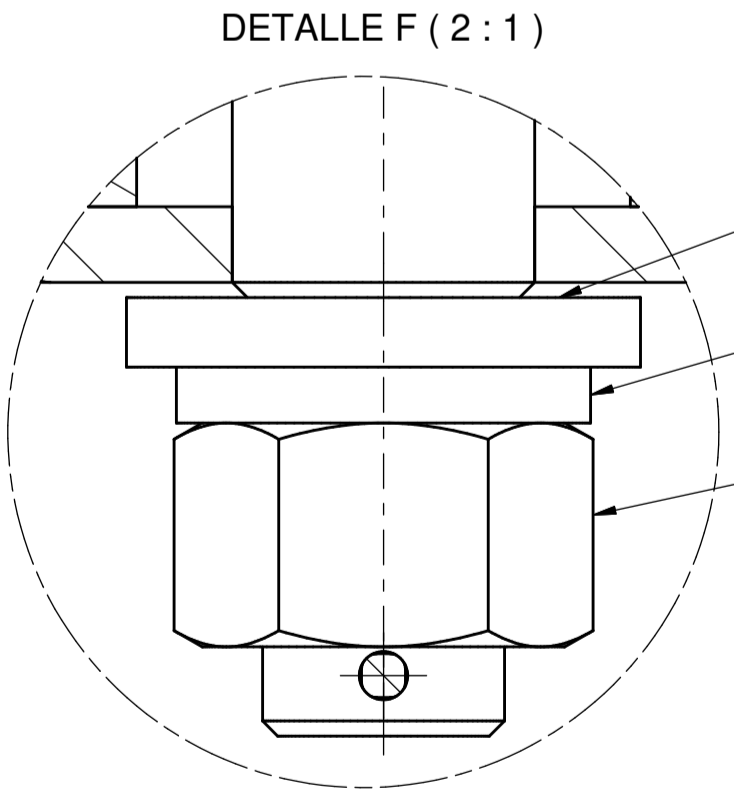
CORTE X-X (1:1)



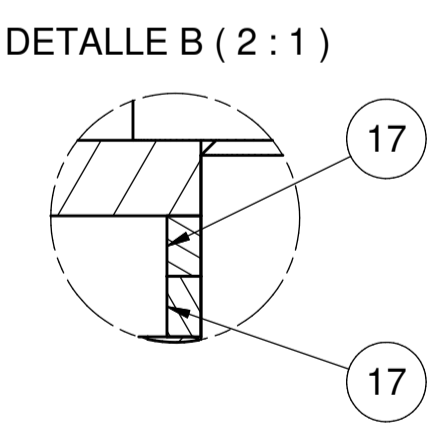
CORTE V-V (1:2.5)



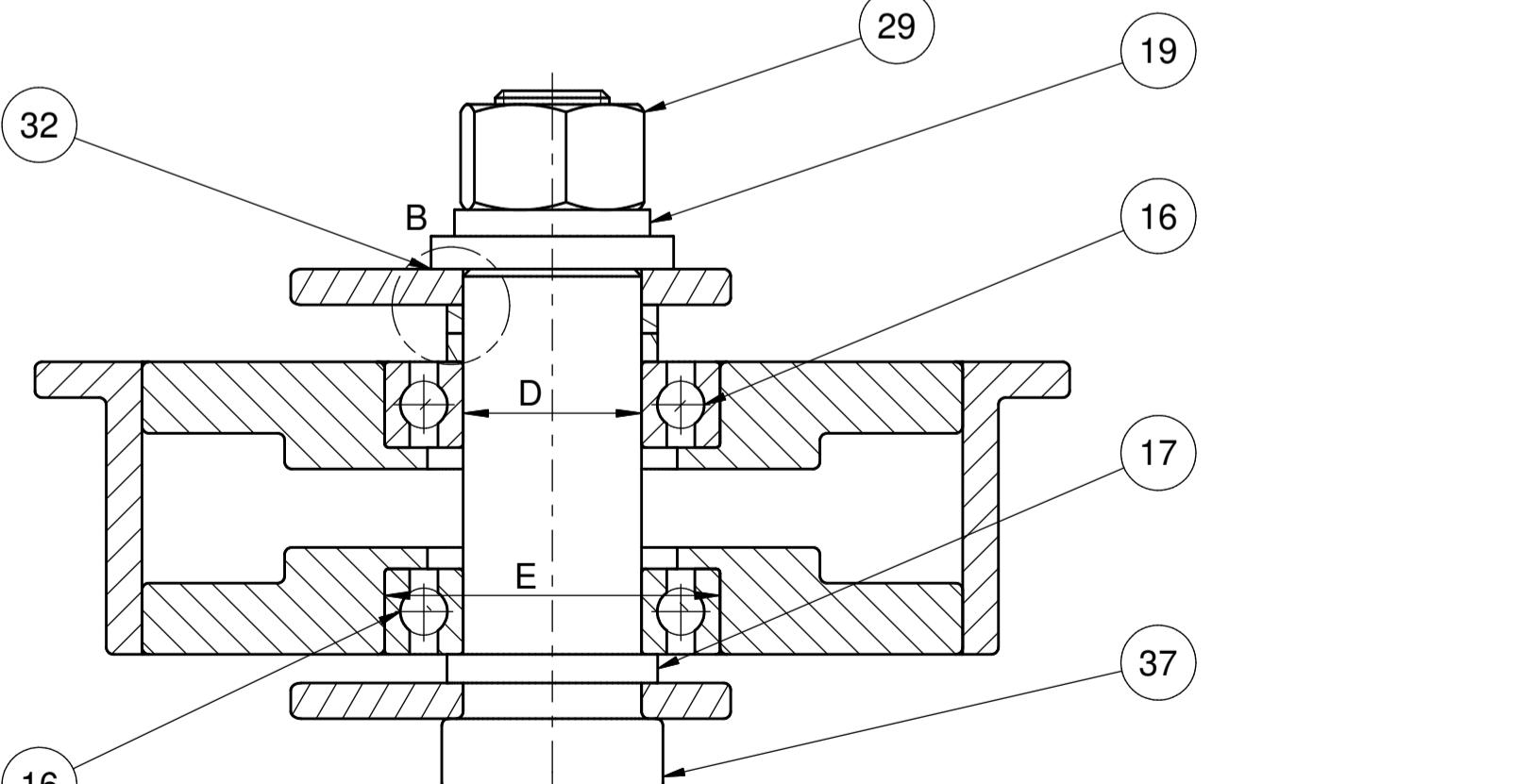
CORTE Y-Y (1:1)



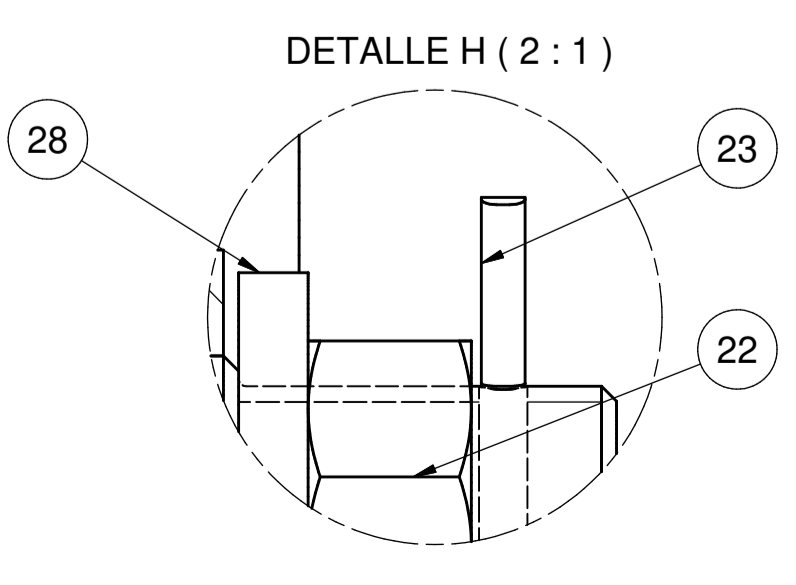
DETALLE F (2:1)



DETALLE B (2:1)



CORTE Z-Z (1:2.5)



DETALLE H (2:1)

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS					
Peso aproximado	Pendiente máxima	Carga máxima por oruga			
41 Kg	27°	200 Kg			

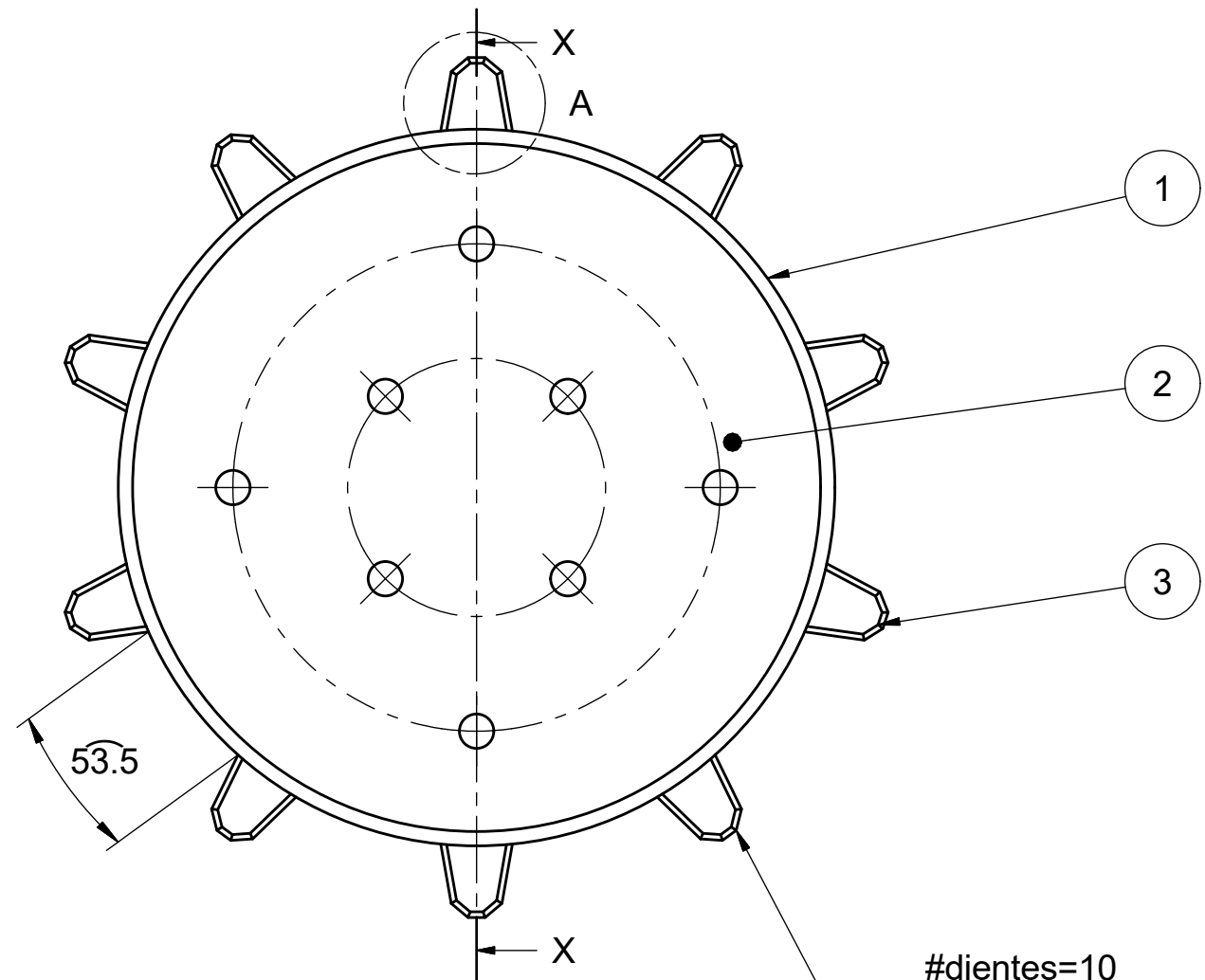
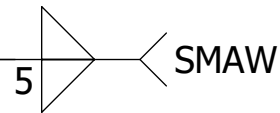
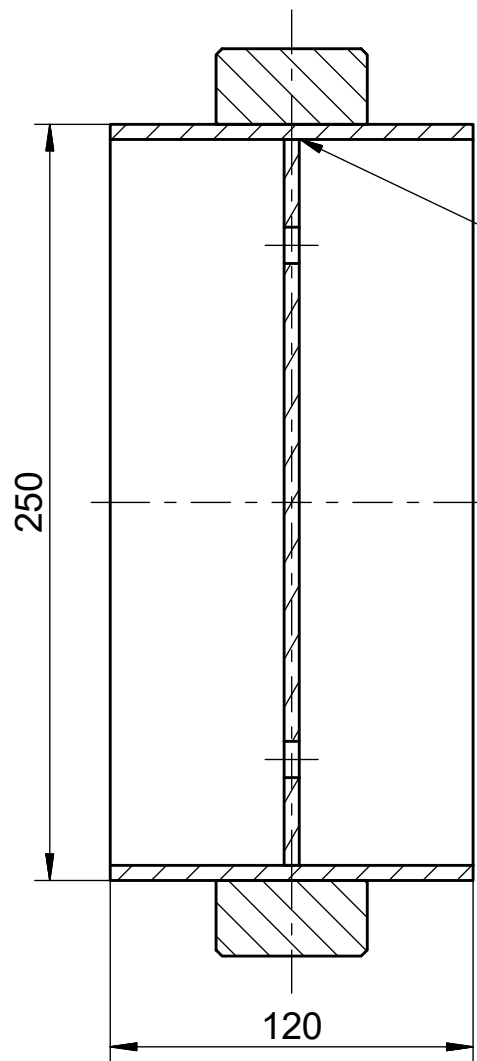
Nº	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
38	B12	Tornillo cabeza hexagonal	DIN 1665	12	Acero	M4 x 0.7 x 8
37	G6	Eje rueda guía trasera	ORM-221	2	Acero	
36	E2	Tuerca con arandela	DIN 1661	176	Acero	M6 x 1 Clase-5.8
35	E2	Perno cabeza plana	DIN 603	176	Acero	M6 x 1 x 25 Clase-5.8
34	E2	Platina	ORM-220	44	Acero	
33	E2	Diente de la oruga	ORM-219	22	Acero	
32	F6	Arandela redonda	DIN 125	3	Acero	D16 x 4.6
31	H6	Rueda guía elevada	ORM-218	4	Varios	Fundición-poliuretano
30	D7	Rueda guía delantera	ORM-217	4	Varios	Fundición-poliuretano
29	G2	Tuerca hexagonal	DIN 934	9	Acero	M16 x 2 Clase-5.8
28	H7	Arandela redonda	DIN 125	2	Acero	D12 x 4.6
27	C10	Perno hexagonal	DIN 933	4	Acero	M12 x 1.75 x 30
26	C5	Tuerca hexagonal	DIN 934	2	Acero	M6 x 1 Clase-5.8
25	C5	Perno hexagonal	DIN 933	2	Acero	M6 x 1 x 50 Clase-5.8
24	C11	Espaciador eje principal	ORM-216	1	Acero	
23	H8	Pasador de clavija	DIN 94	3	Acero	D3.2 x 20
22	H8	Tuerca hexagonal	DIN 934	6	Acero	M12 x 1.75 Clase-5.8
21	C10	Arandela de presión	DIN 127	5	Acero	D12 x 2.7
20	G4	Eje búmeran delantero	ORM-215	1	Acero	
19	F2	Arandela de presión	DIN 127	9	Acero	D16 x 3.7
18	G4	Perno hexagonal	DIN 933	6	Acero	M16 x 2 x 90 Clase-5.8
17	G7	Arandela eje rueda trasera	ORM-214	6	Acero	
16	G6	Rodamiento rueda trasera SKF - 6005		4	Acero	SKF 2RS1-6005 30 x 47 x 12
15	C11	Tapa eje principal trasero	ORM-213	1	Acero	
14	B12	Tuerca hexagonal	DIN 934	1	Acero	M24 x 3 Clase-5.8
13	C12	Arandela eje principal	ORM-212	1	Acero	
12	B12	Tapa eje principal	ORM-211	1	Acero	
11	C11	Rodamiento eje principal SKF - 6209		2	Acero	SKF 2RS1-6209 45 x 85x 19
10	G2	Eje búmeran trasero	ORM-210	1	Acero	
9	E5	Ensamble búmeran ruedas traseras	ORM-209	2	Acero	
8	B11	Ensamble eje principal	ORM-208	1	Acero	
7	E9	Banda de caucho	ORM-207	1	Caucho	
6	H6	Eje ruedas guía elevadas	ORM-206	1	Acero	
5	E5	Rueda guía trasera	ORM-205	2	Acero	
4	E7	Ensamble búmeran ruedas delanteras	ORM-204	2	Acero	
3	B6	Ensamble búmeran principal	ORM-203	1	Acero	
2	E7	Chasis base soporte	ORM-202	1	Acero	
1	B7	Rueda matriz	ORM-201	1	Acero	

TABLA DE AJUSTES

A	B	C	D	E	J	K	L	M
45	85	85	25	47	30	60	20	16
0 -0.012 m6	0 H7 -0.015	0 H7 h7	0 -0.010 g6	0 N7 -0.011	H7 f7	H7 f7	H7 f7	H7 g6
45.000 44.988 45.025 45.009 85.035 85.000 85.035	85.000 85.000 84.985 85.035	85.000 85.000 84.965	25.000 24.990 24.993 25.980 46.992 46.967 47.000 29.959 60.030	47.000 46.989 30.021 30.000 29.980 29.959 20.021 20.000 19.980 19.959	30.000 29.980 30.021 30.000 29.980 29.959 20.021 20.000 19.980 19.959	60.000 59.970 59.940 20.021 20.000 19.980 19.959	20.000 19.980 19.959	16.018 16.000 15.994 15.983

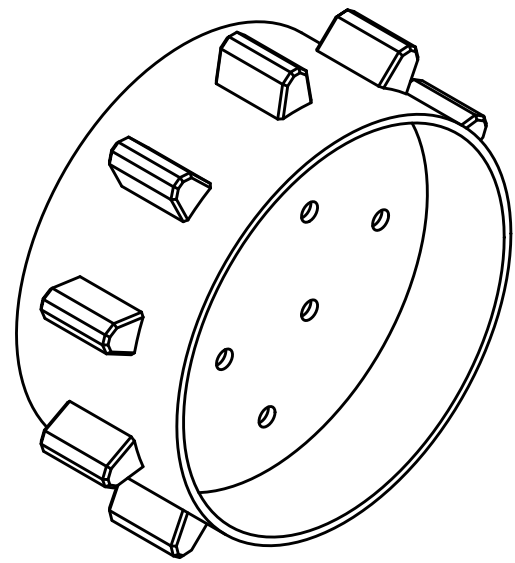
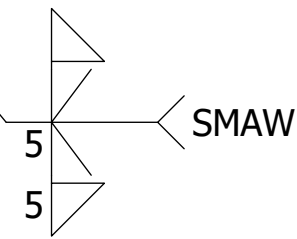
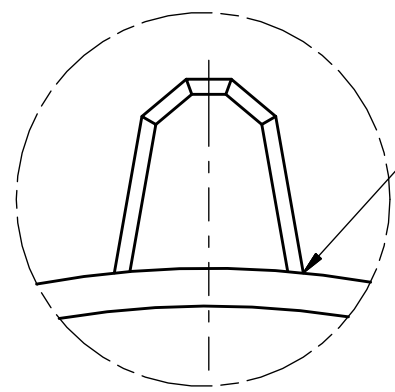
EPN FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
 SISTEMA ORUGA PARA MOTOCULTOR
 ORM-002
 Dib. Guanoluisa-Montenegro
 Dis. MEC-EPN
 Rev. MEC-EPN
 Escala: 1:2.5
 Fecha: 6/8/2021

CORTE X-X (1 : 2.5)



#dientes=10
Espaciamento=53.5

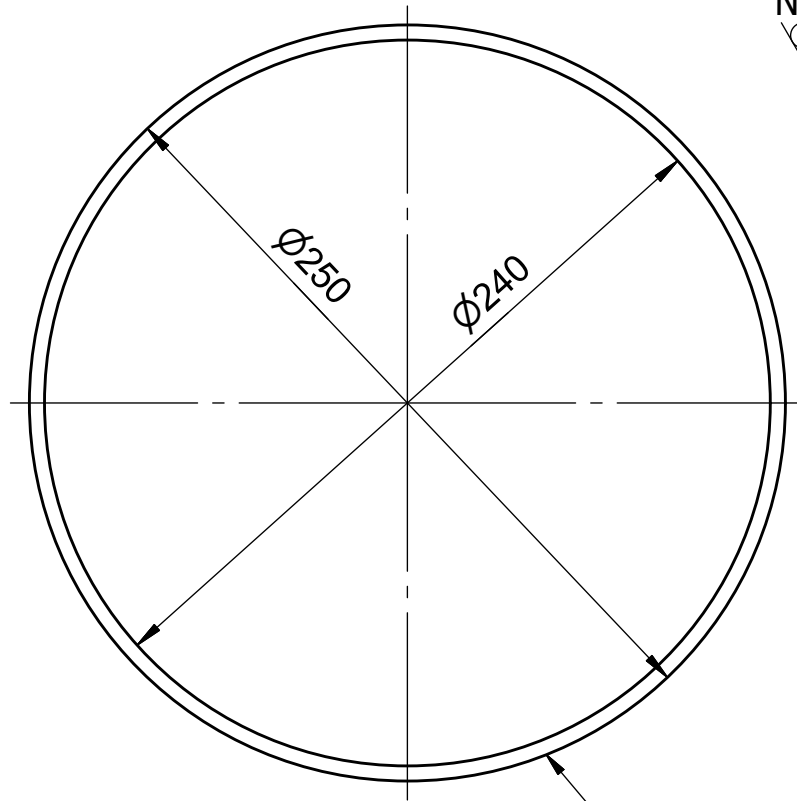
DETALLE A (1:1)



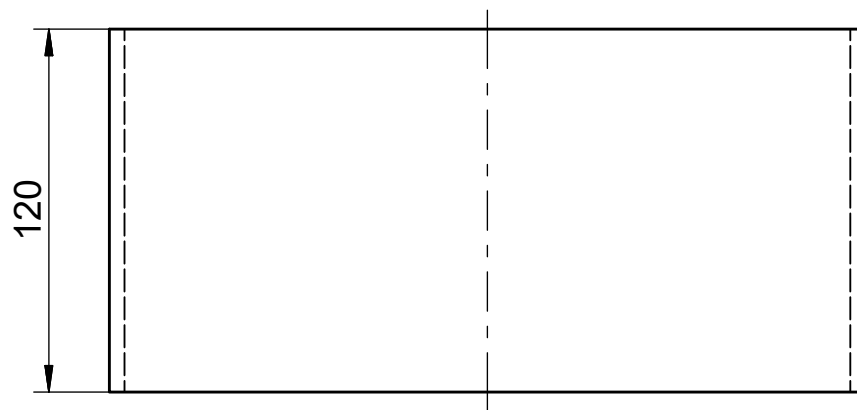
Nota: Soldadura SMAW con electrodo E7018

3	C6	Diente de la rueda motriz	ORM-201-03	10	Acero	
2	B6	Placa base	ORM-201-02	1	Acero	
3	B6	Cilindro rolado	ORM-201-01	1	Acero	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN			FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
				Dis.	MEC-EPN	
				Rev.	MEC-EPN	
Rueda motriz					ORM-201	
						Fecha: 6/8/2021
						Escala: 1 : 2.5

N9 (✓)

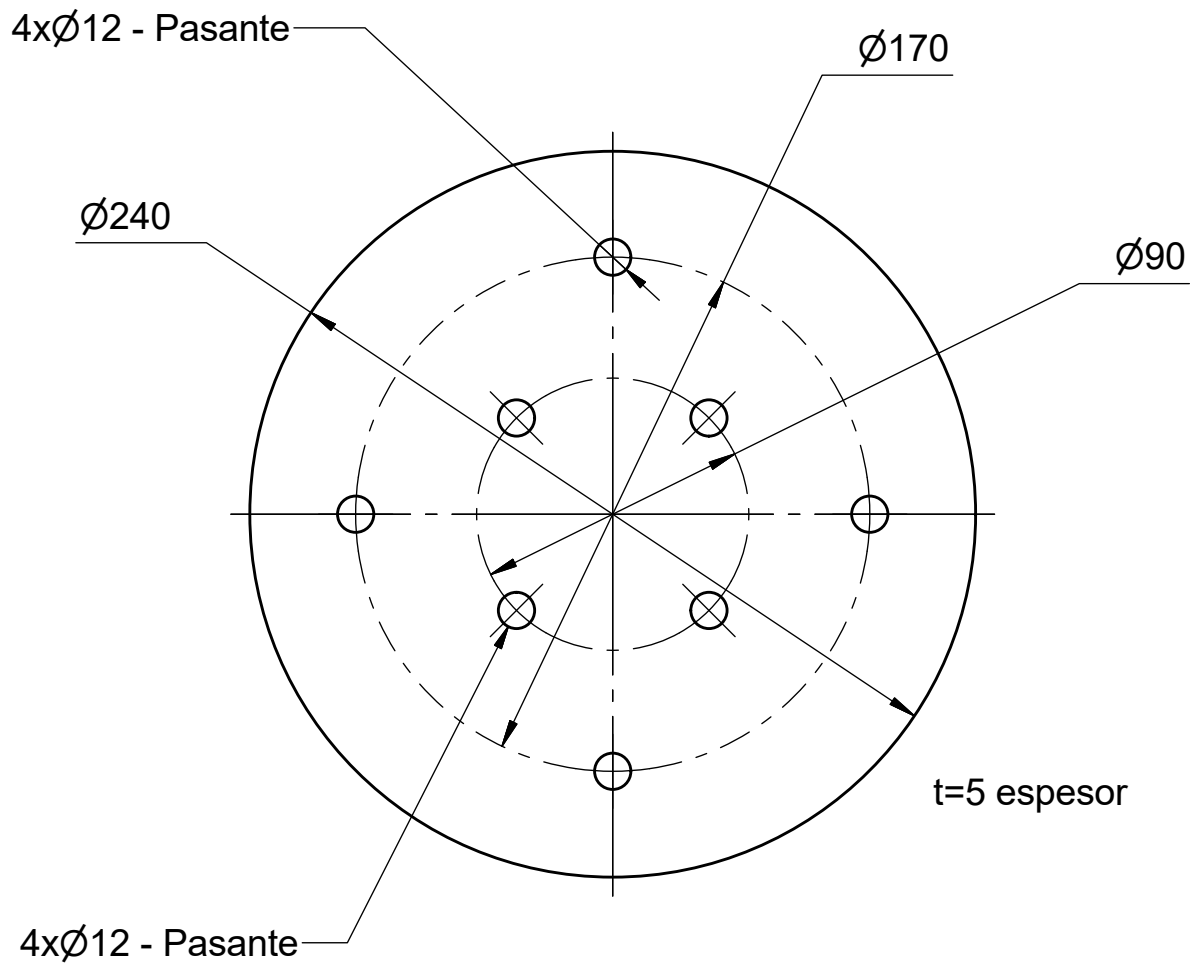


Cilindro Rolado



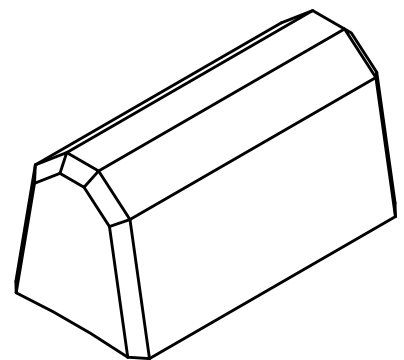
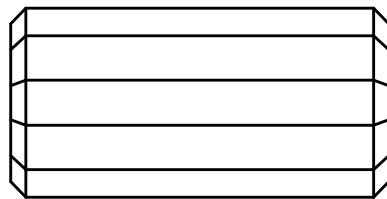
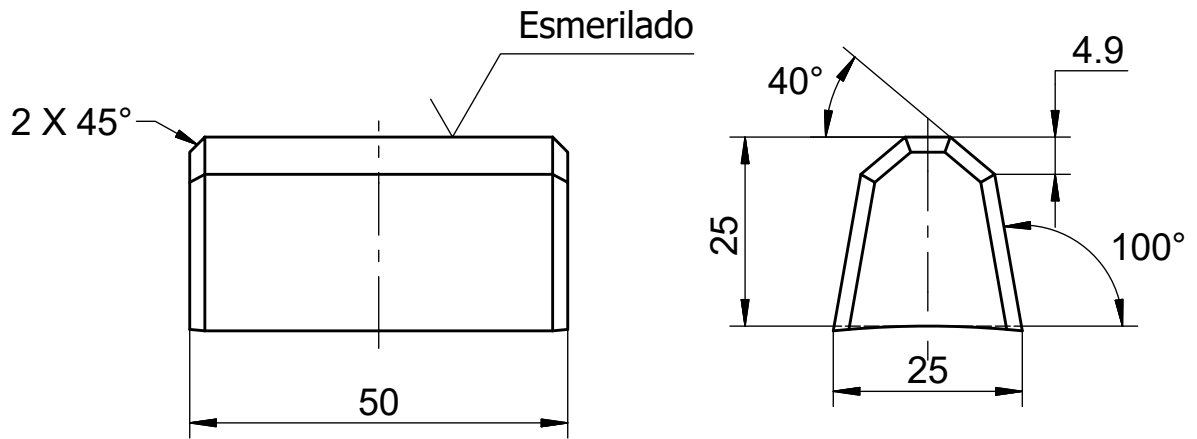
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala: 1 : 2.5	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A36			Tol.Gral. ISO 2768-m	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:			ORM-201-01		Fecha:
Cilindro rolado				6/8/2021	

N9 (✓)

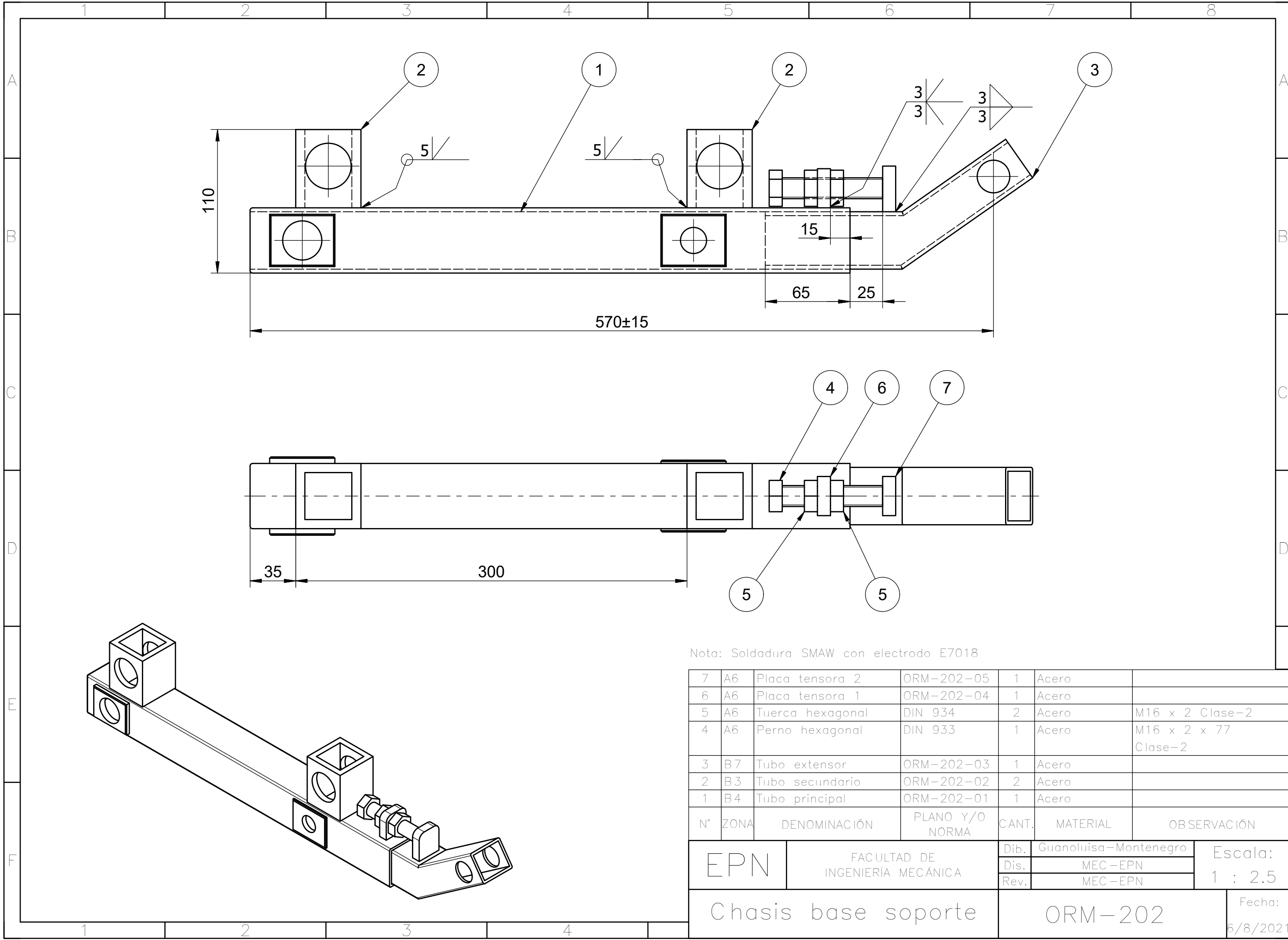


Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala: 1 : 2.5	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A36			Tol.Gral. ISO 2768-m	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:			ORM-201-02		Fecha: 6/8/2021
Placa base					

N9 (✓)



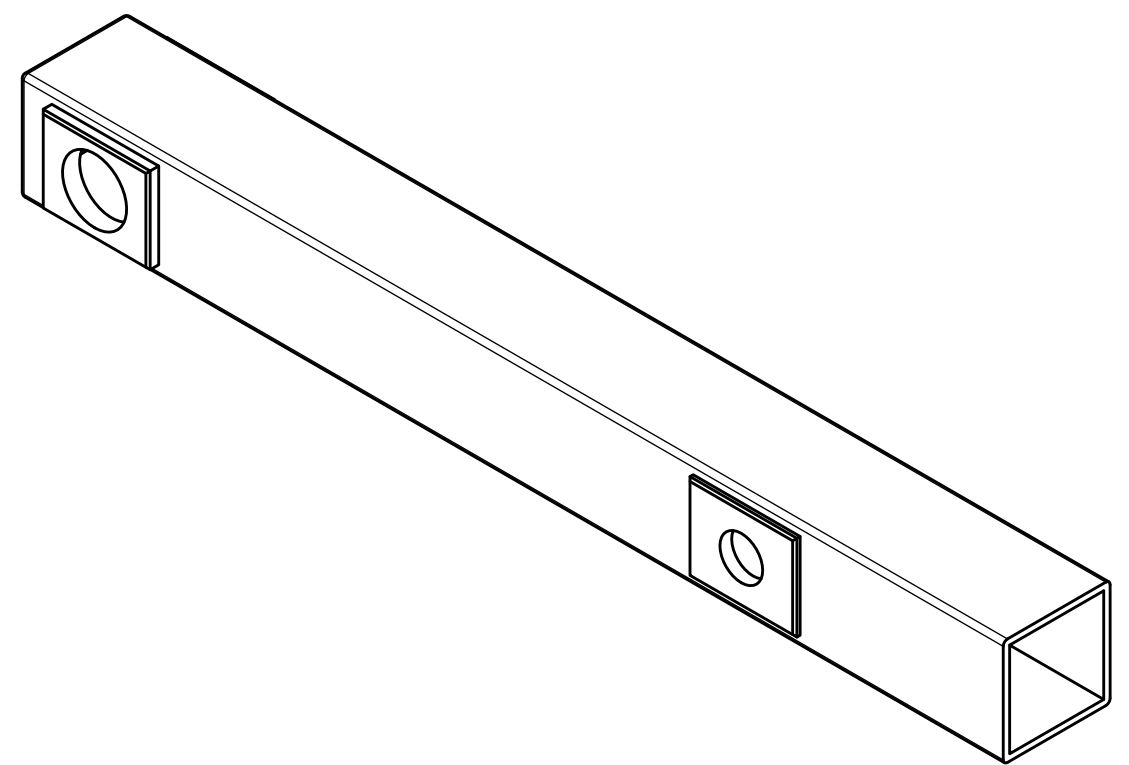
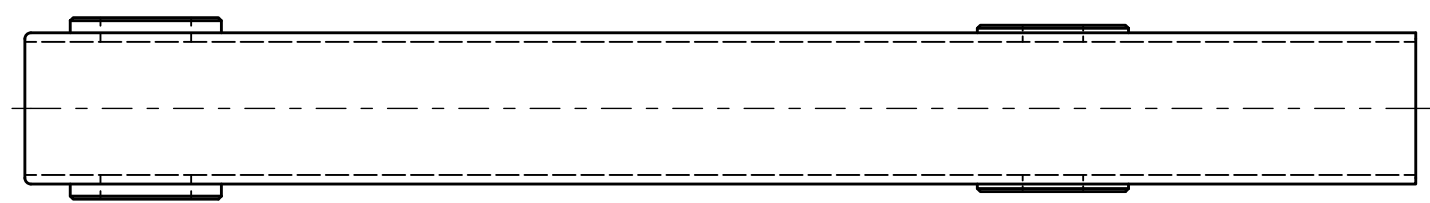
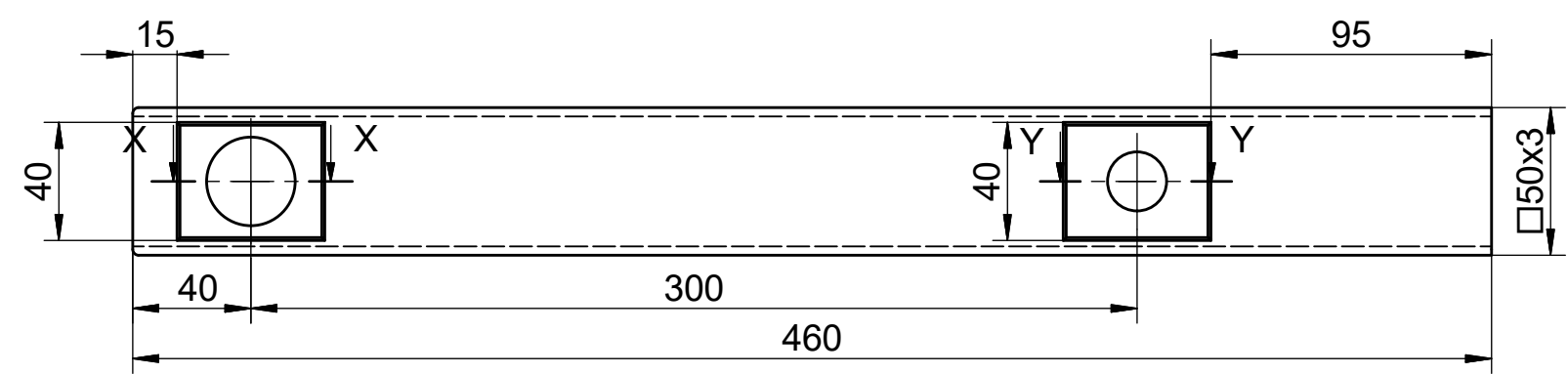
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 2.5	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
			Tol.Gral. ISO 2768-m	
DENOMINACIÓN:		ORM-201-03		Fecha:
Diente de la rueda motriz				6/8/2021



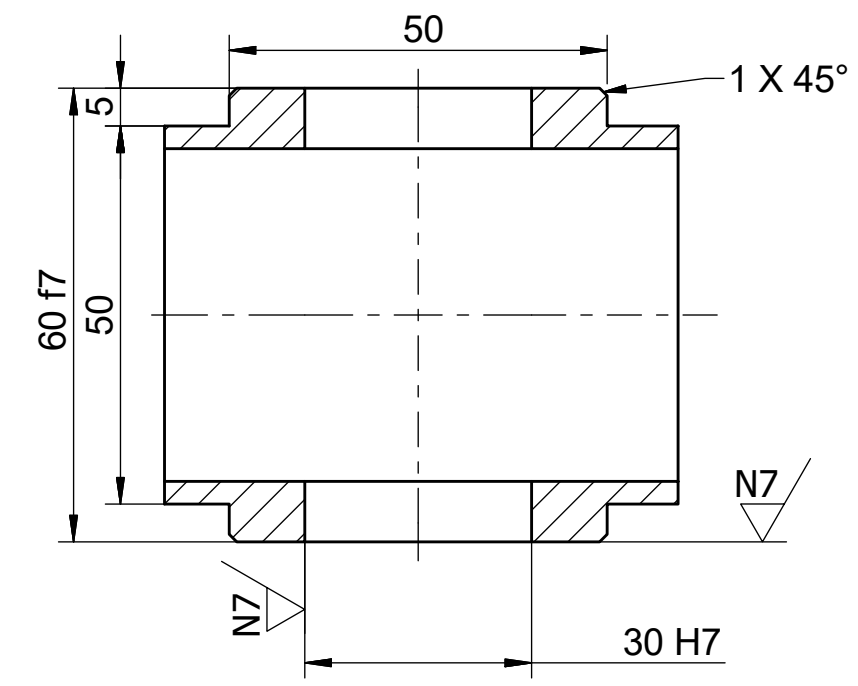
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
7	A6	Placa tensora 2	ORM-202-05	1	Acero	
6	A6	Placa tensora 1	ORM-202-04	1	Acero	
5	A6	Tuerca hexagonal	DIN 934	2	Acero	M16 x 2 Clase-2
4	A6	Perno hexagonal	DIN 933	1	Acero	M16 x 2 x 77 Clase-2
3	B7	Tubo extensor	ORM-202-03	1	Acero	
2	B3	Tubo secundario	ORM-202-02	2	Acero	
1	B4	Tubo principal	ORM-202-01	1	Acero	

EPN	FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA	Dib.	Guanoluisa-Montenegro	Escala: 1 : 2.5
		Dis.	MEC-EPN	
		Rev.	MEC-EPN	
Chasis base soporte			ORM-202	Fecha: 6/8/2021

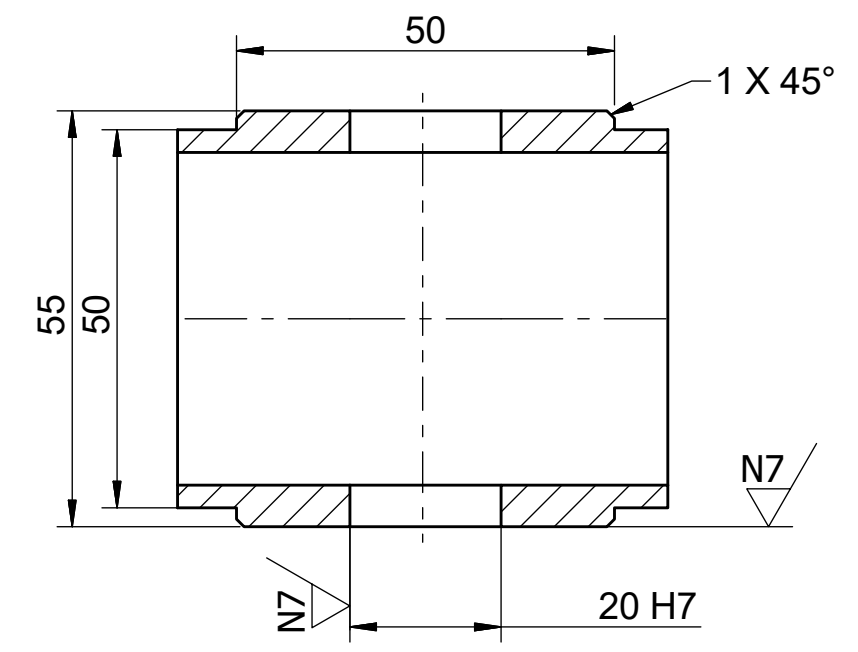
N9 (✓)



CORTE X-X (1:1)



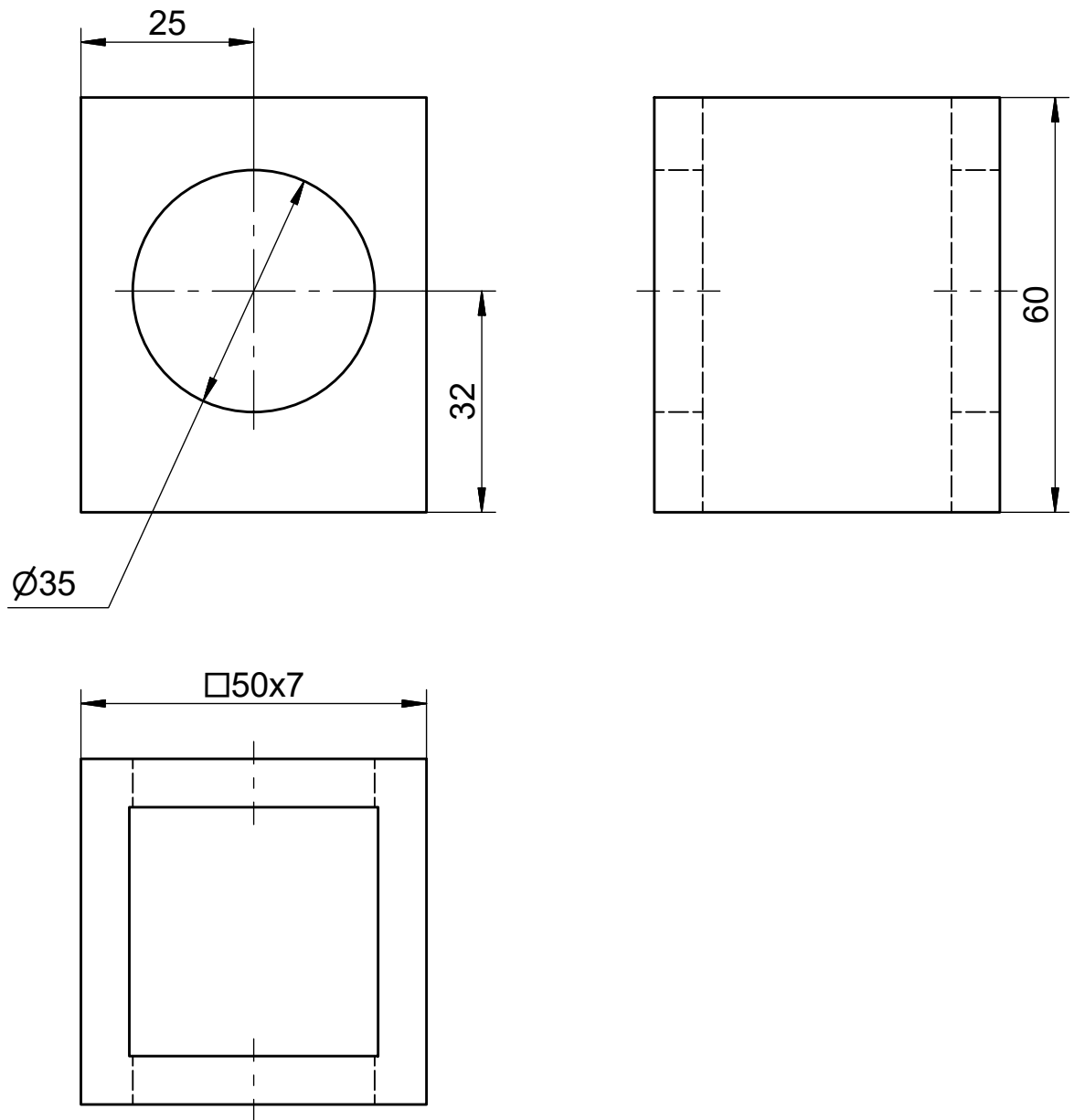
CORTE Y-Y (1:1)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1
Soldadura SMAW con electrodo E7018

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A36			1 : 2.5	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:				Fecha:	
Chasis principal		ORM-202-01		6/8/2021	

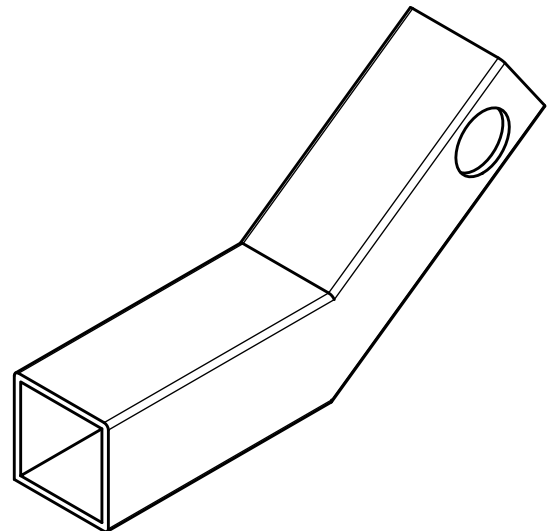
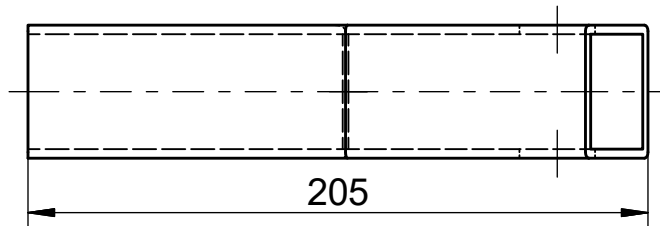
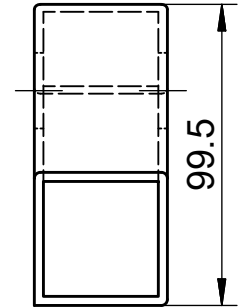
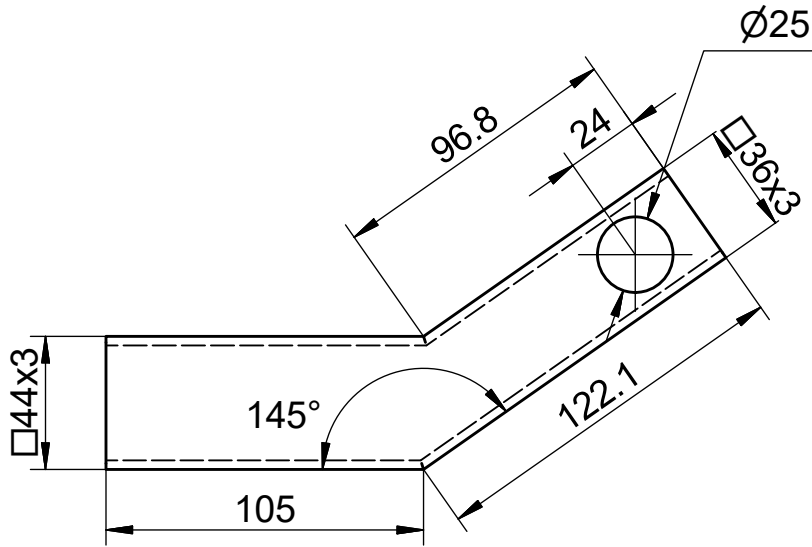
N9 (✓)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A36			Tol.Gral.	Rev.	MEC-EPN
			ISO 2768-m		
DENOMINACIÓN:		ORM-202-02		Fecha:	
Tubo secundario				6/8/2021	

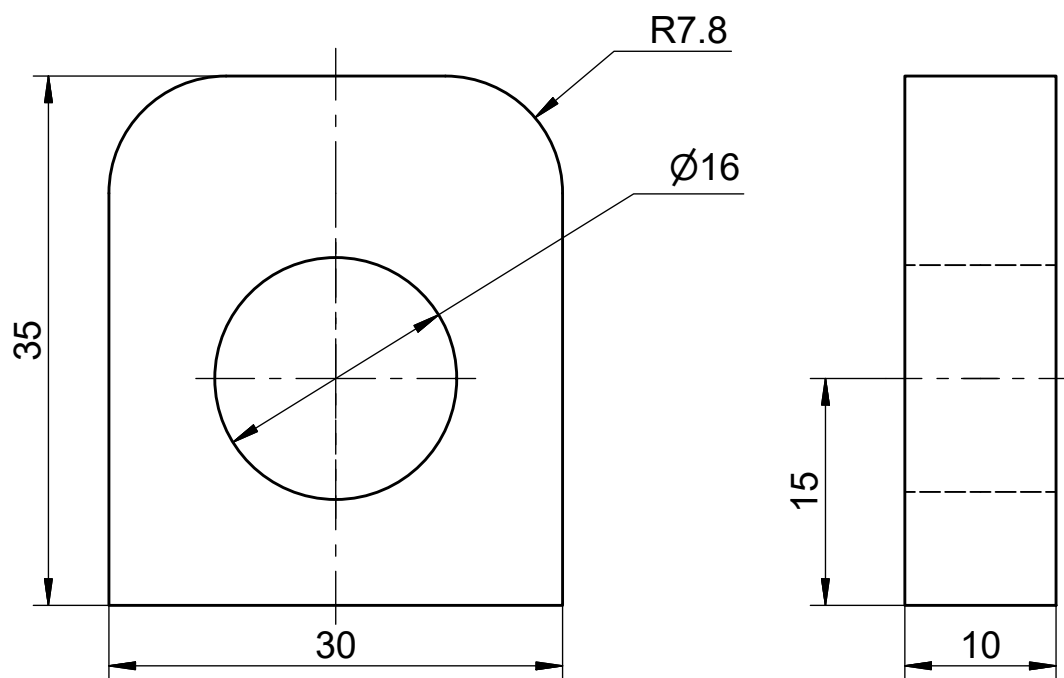
N9 (✓)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

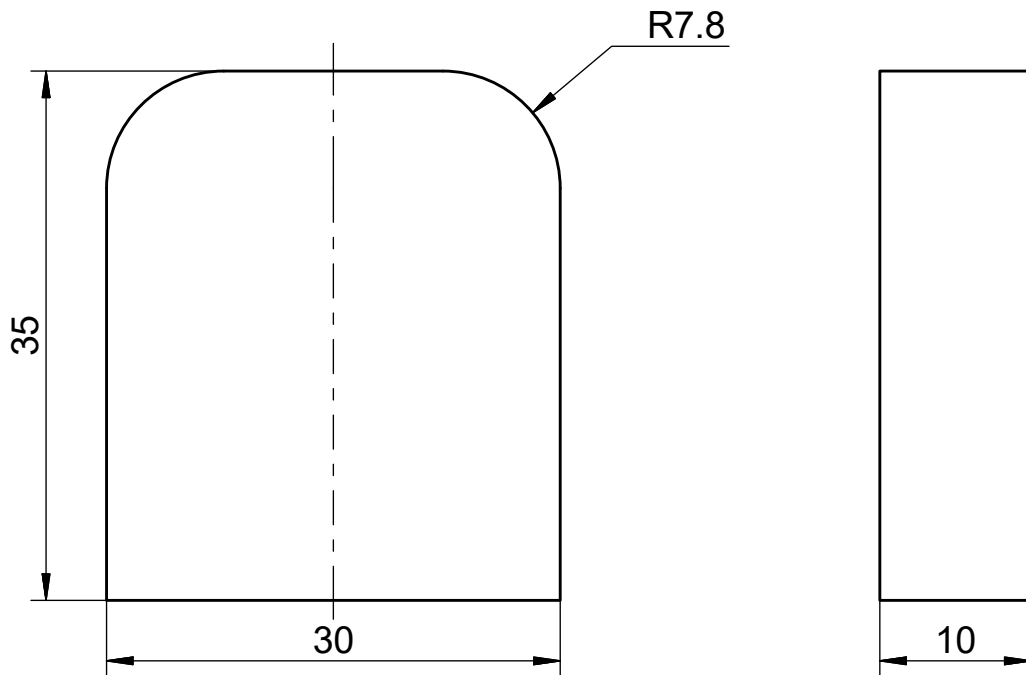
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 1 : 2.5	Dis. MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Tubo extensor		ORM-202-03		Rev. MEC-EPN
				Fecha: 6/8/2021

N9 (✓)



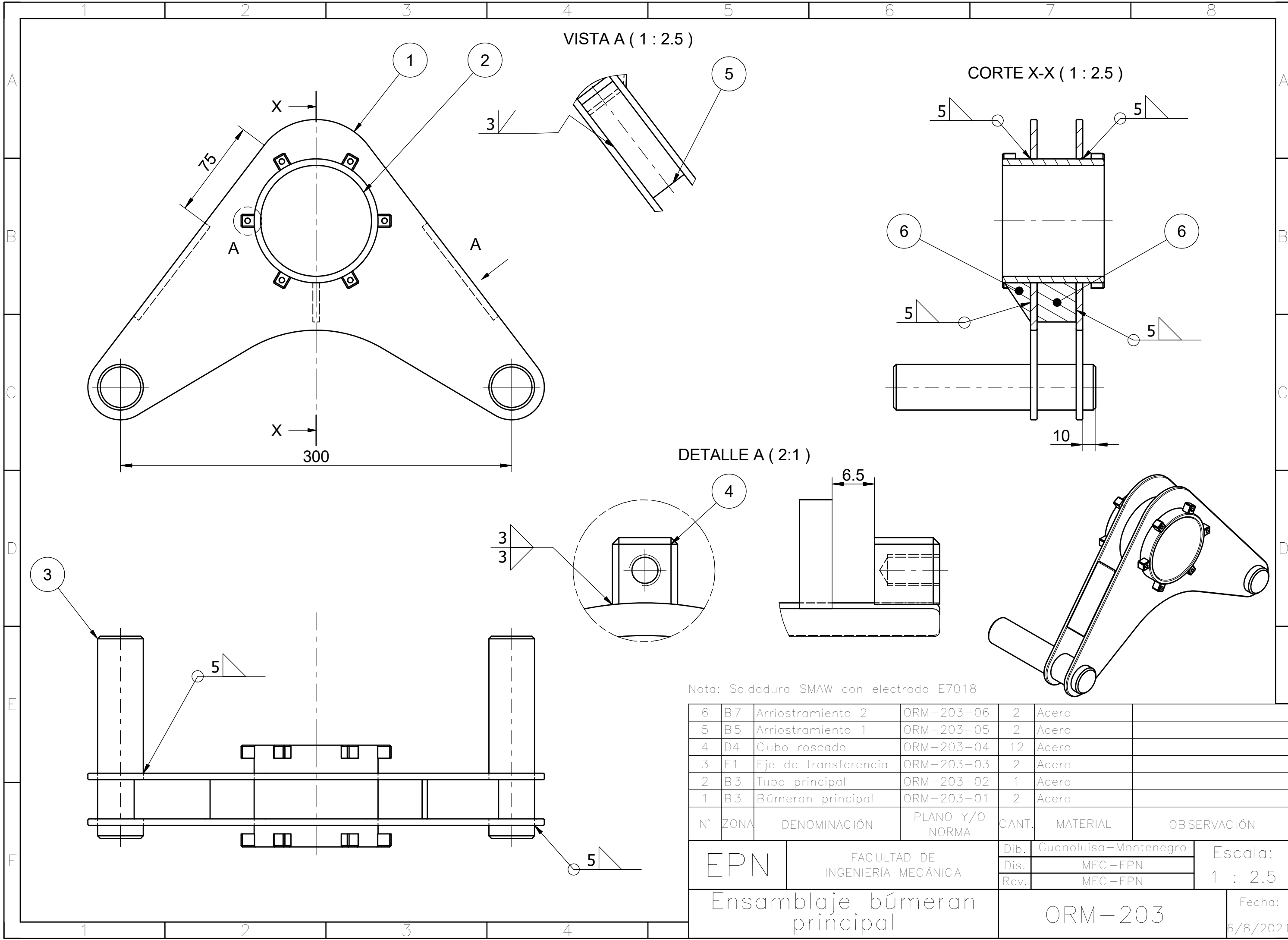
Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 2 : 1	Dis.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Placa tensora 1		ORM-202-04		Rev.	MEC-EPN
				Fecha:	6/8/2021



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 2 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m			Fecha: 6/8/2021	
DENOMINACIÓN: Placa tensora 2		ORM-202-05		



VISTA A (1 : 2.5)

CORTE X-X (1 : 2.5)

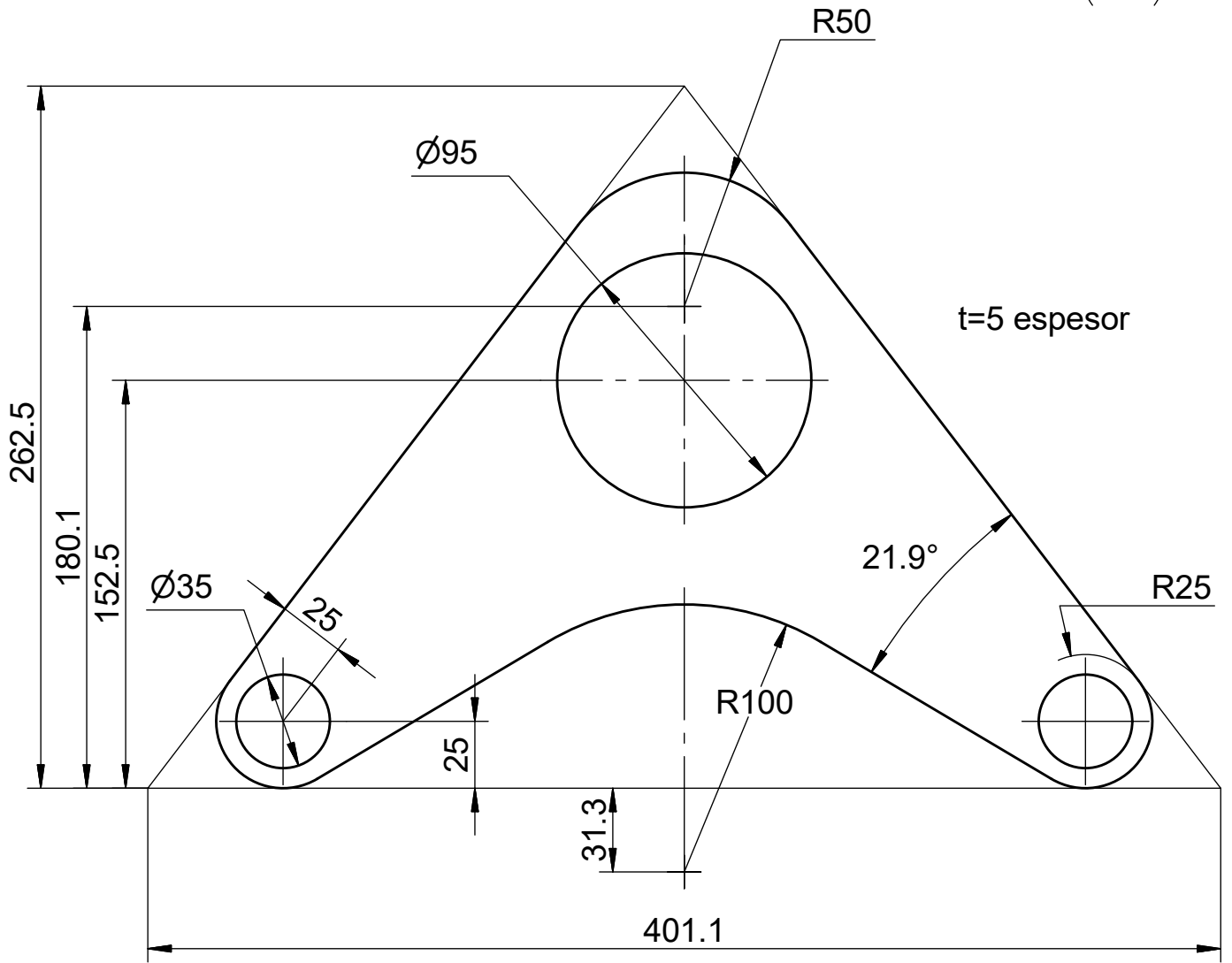
DETALLE A (2:1)

Nota: Soldadura SMAW con electrodo E7018

6	B7	Arriostramiento 2	ORM-203-06	2	Acero	
5	B5	Arriostramiento 1	ORM-203-05	2	Acero	
4	D4	Cubo roscado	ORM-203-04	12	Acero	
3	E1	Eje de transferencia	ORM-203-03	2	Acero	
2	B3	Tubo principal	ORM-203-02	1	Acero	
1	B3	Búmeran principal	ORM-203-01	2	Acero	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN

EPN	FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA	Dib.	Guanoluisa-Montenegro	Escala: 1 : 2.5
		Dis.	MEC-EPN	
		Rev.	MEC-EPN	
Ensamblaje búmeran principal			ORM-203	Fecha: 6/8/2021

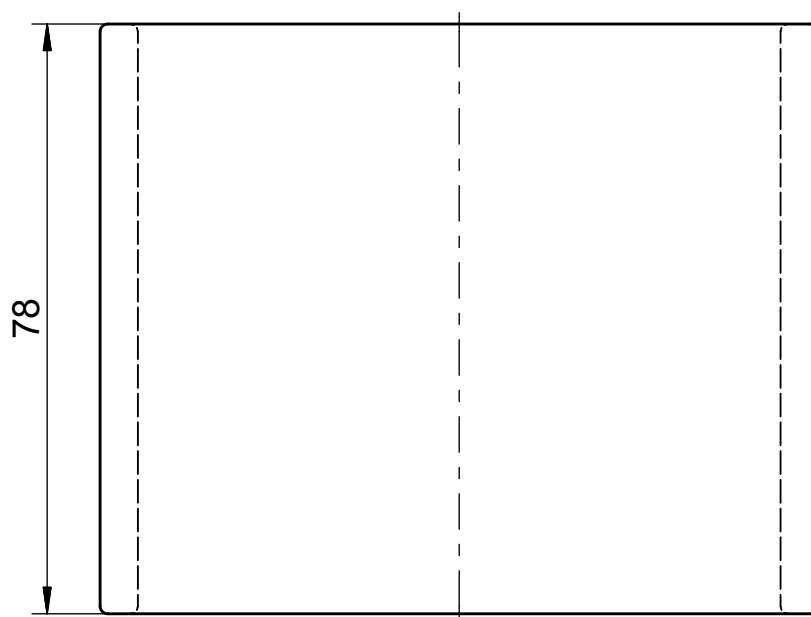
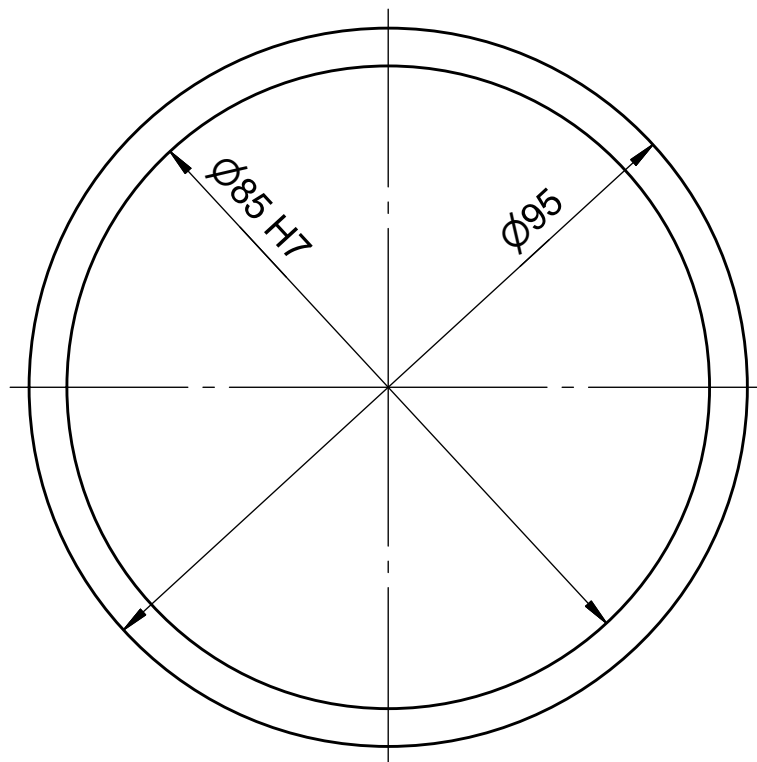
N9 (✓)



Nota: Placa de espesor 5mm cortada por oxicorte
Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 1 : 2.5	Dis.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Búmeran principal		ORM-203-01		Rev.	MEC-EPN
				Fecha:	6/8/2021

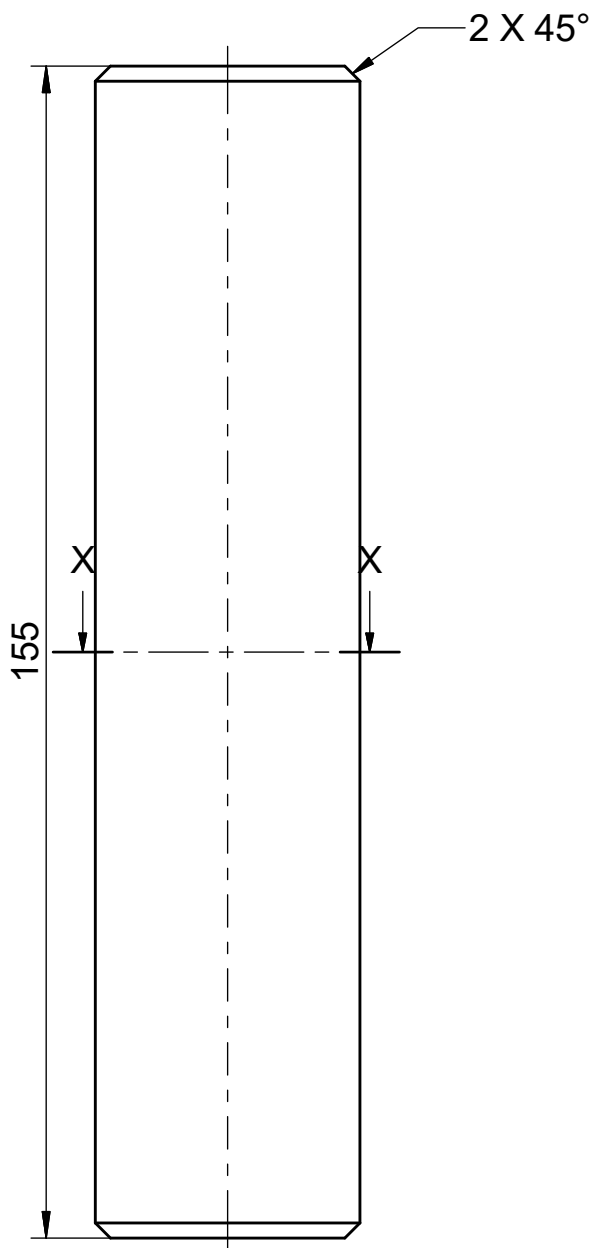
N7 ✓ (✓)



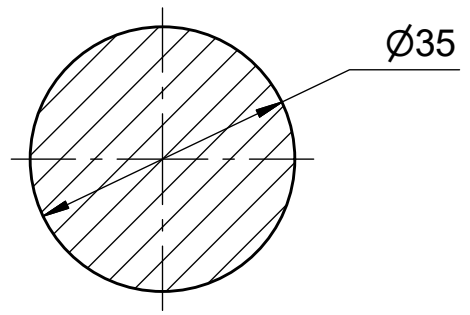
Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
			Tol.Gral. ISO 2768-m	
DENOMINACIÓN:		ORM-203-02		Fecha:
Tubo principal				6/8/2021

N7 (✓)

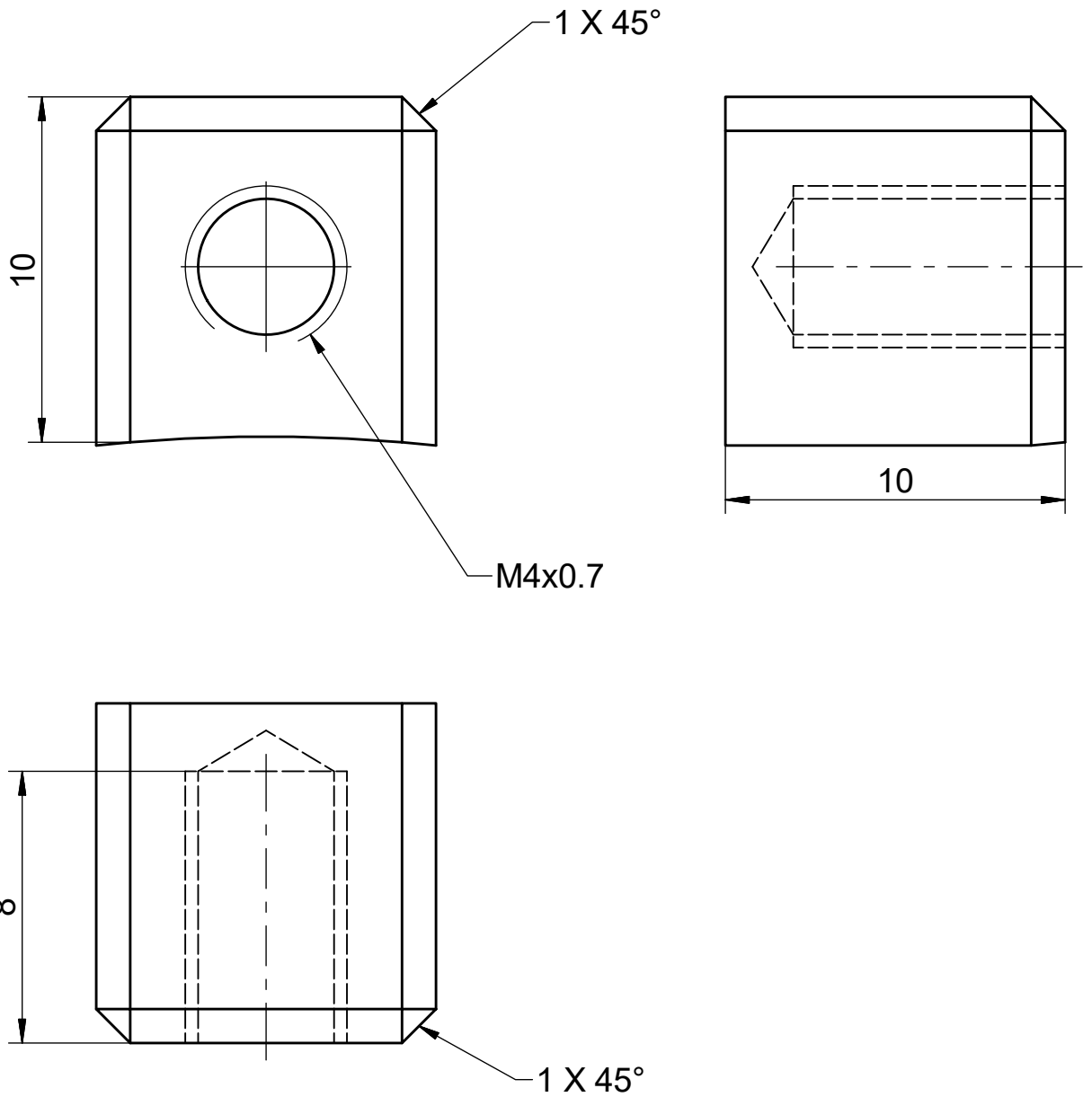


CORTE X-X (1 : 1)



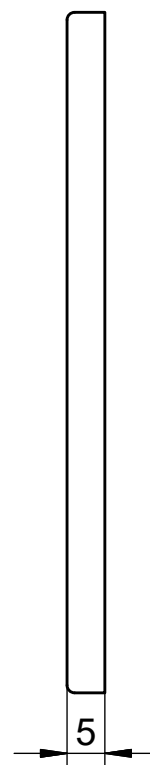
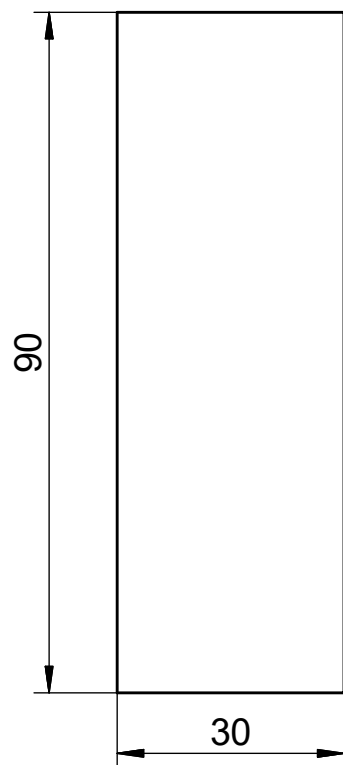
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero AISI 1018		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m			Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Eje de transferencia		ORM-203-03		Fecha: 6/8/2021

N9 (✓)



Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 5: 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
			Tol.Gral. ISO 2768-m	
DENOMINACIÓN:		ORM-203-04		Fecha:
Cubo roscado				6/8/2021

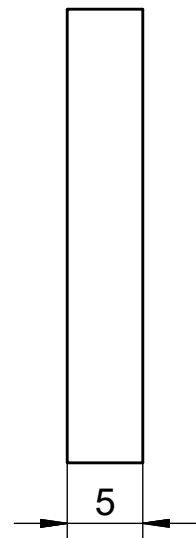
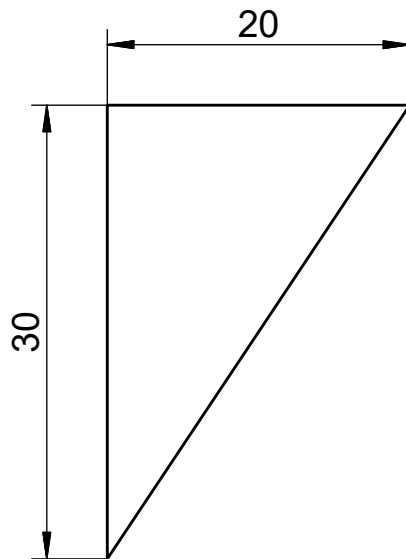
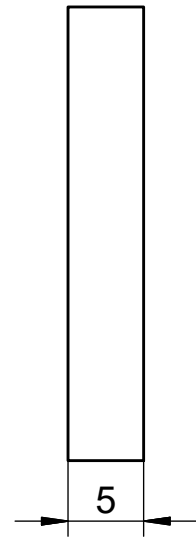
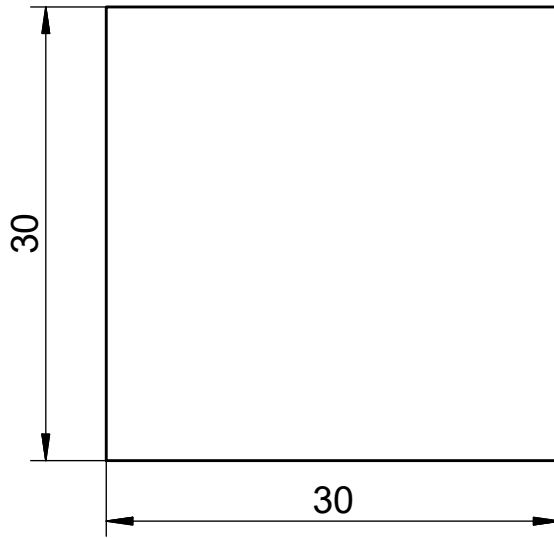
N9 ✓ (✓)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

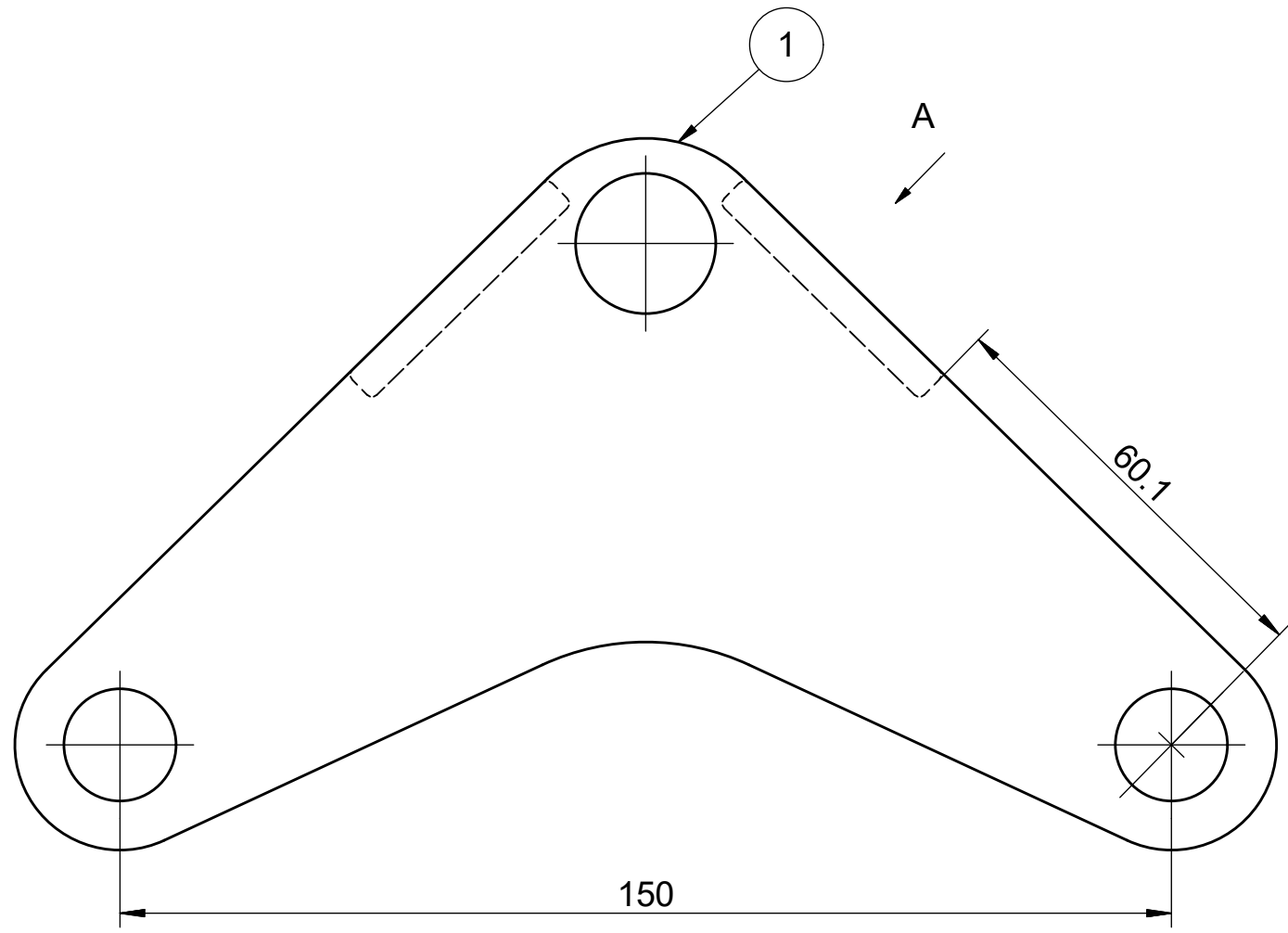
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A36			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
				Tol.Gral.	
			ISO		
			2768-m		
DENOMINACIÓN:		ORM-203-05		Fecha:	
Arriostramiento 1				6/8/2021	

N9 ✓ (✓)

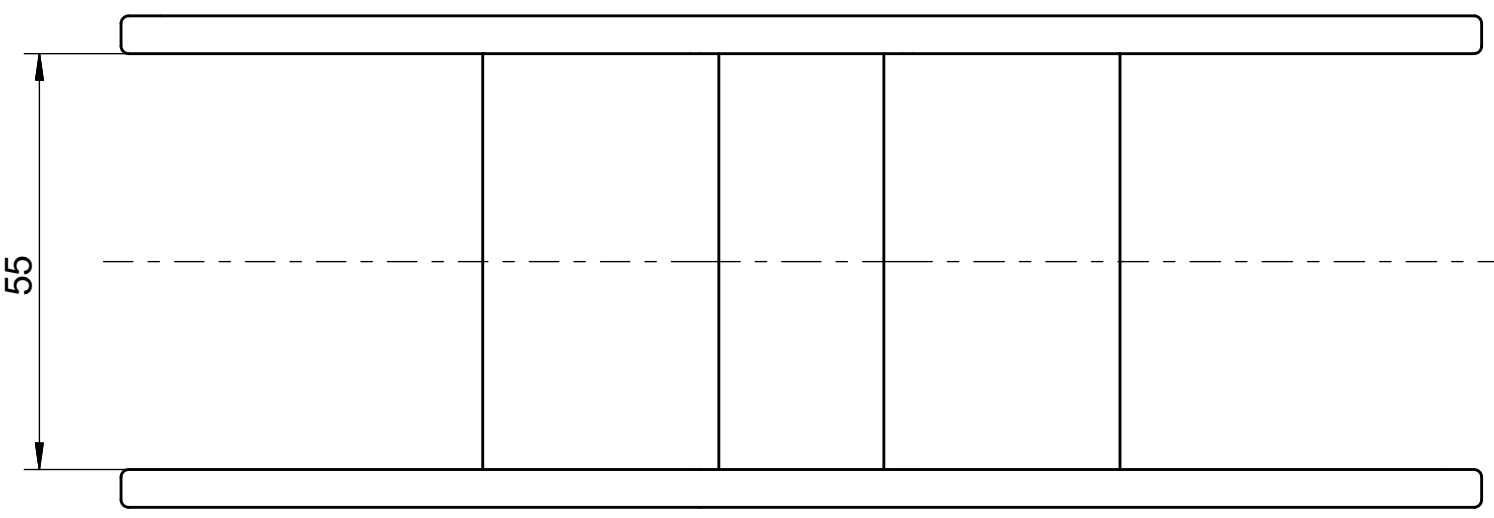
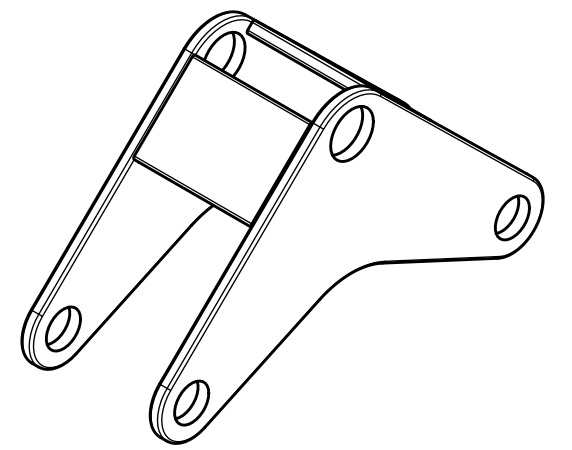
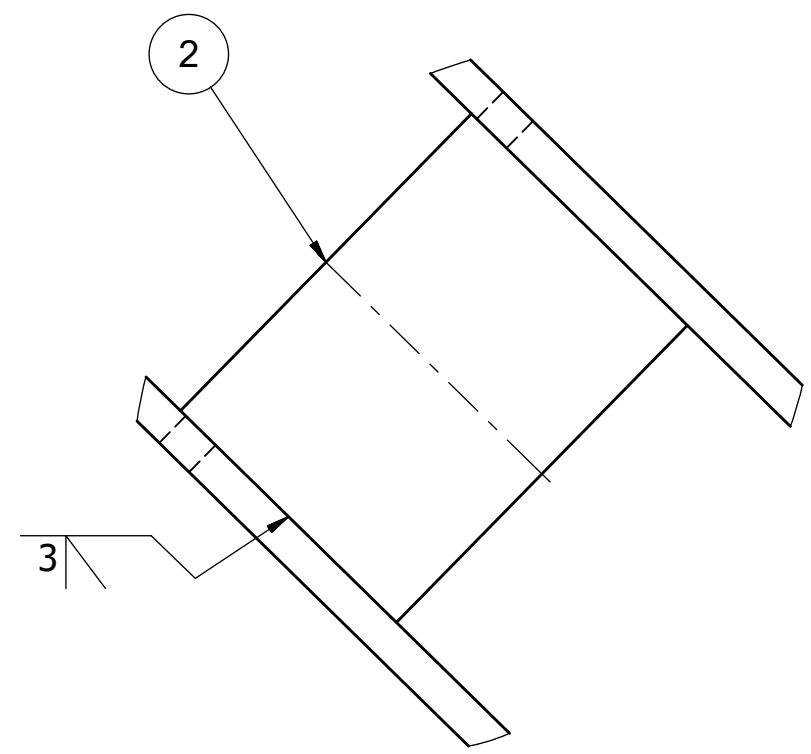


Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 2: 1	Dis. MEC-EPN
				Rev. MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Arriostramiento 2		ORM-203-06		Fecha: 6/8/2021

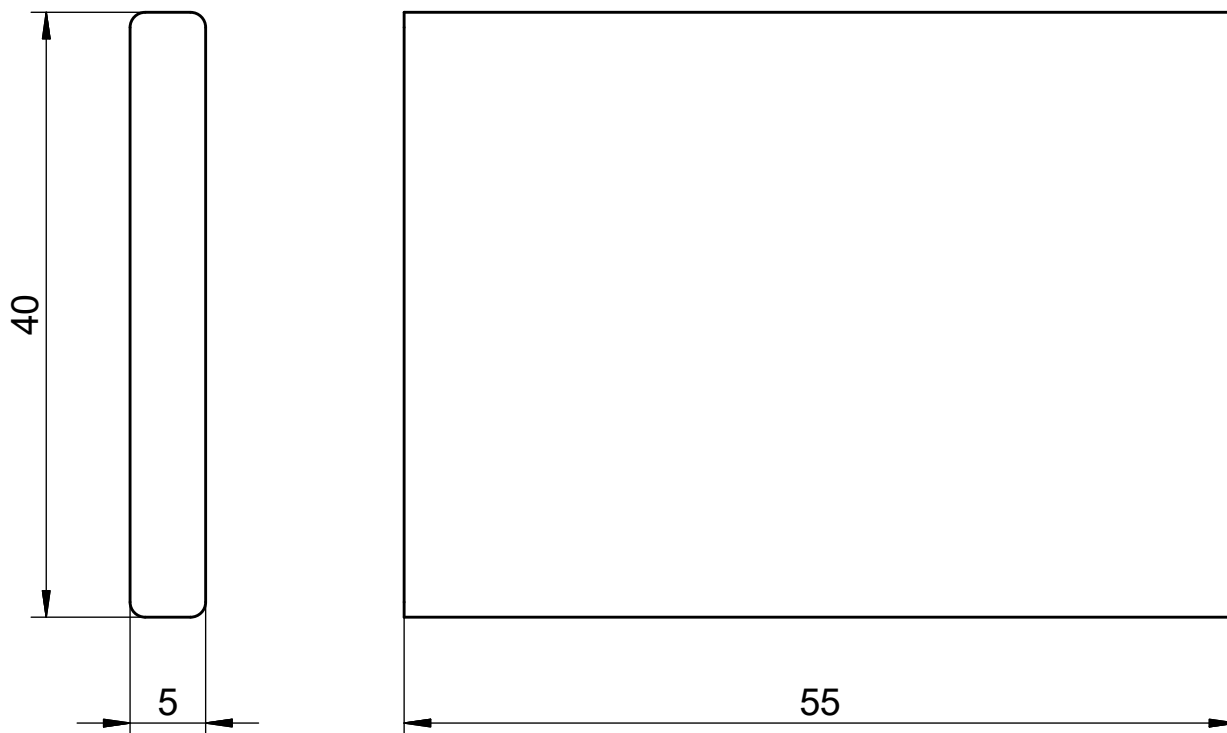


VISTA A (1:1)



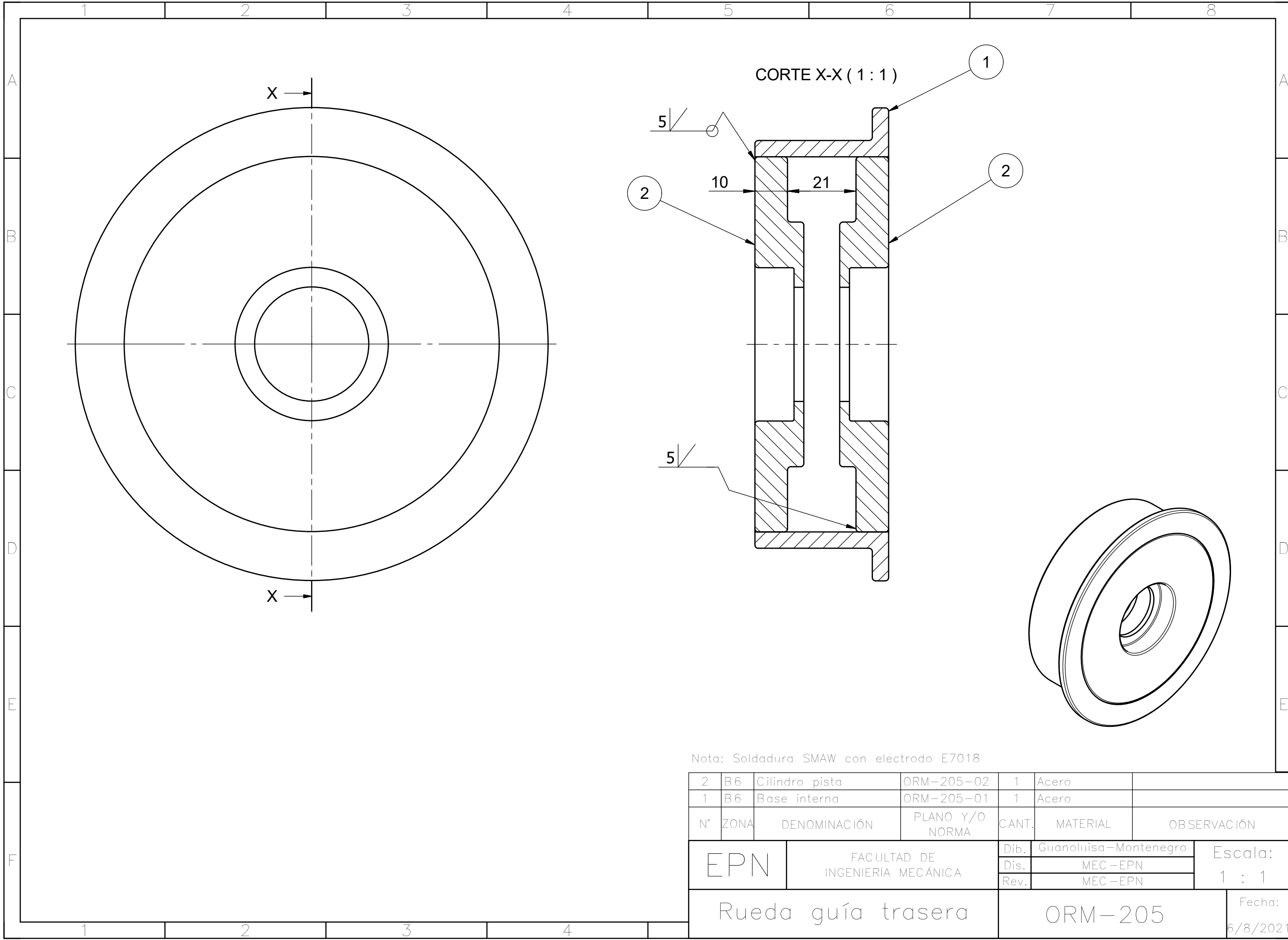
Nota: Soldadura SMAW con electrodo E7018

2	B6	Arriostramiento	ORM-204-02	2	Acero	
1	A3	Búmeran ruedas delanteras	ORM-204-01	2	Acero	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
				Dis.	MEC-EPN	
				Rev.	MEC-EPN	
Ensamble búmeran ruedas delanteras				ORM-204		Fecha: 6/8/2021
				Escala: 1 : 1		



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

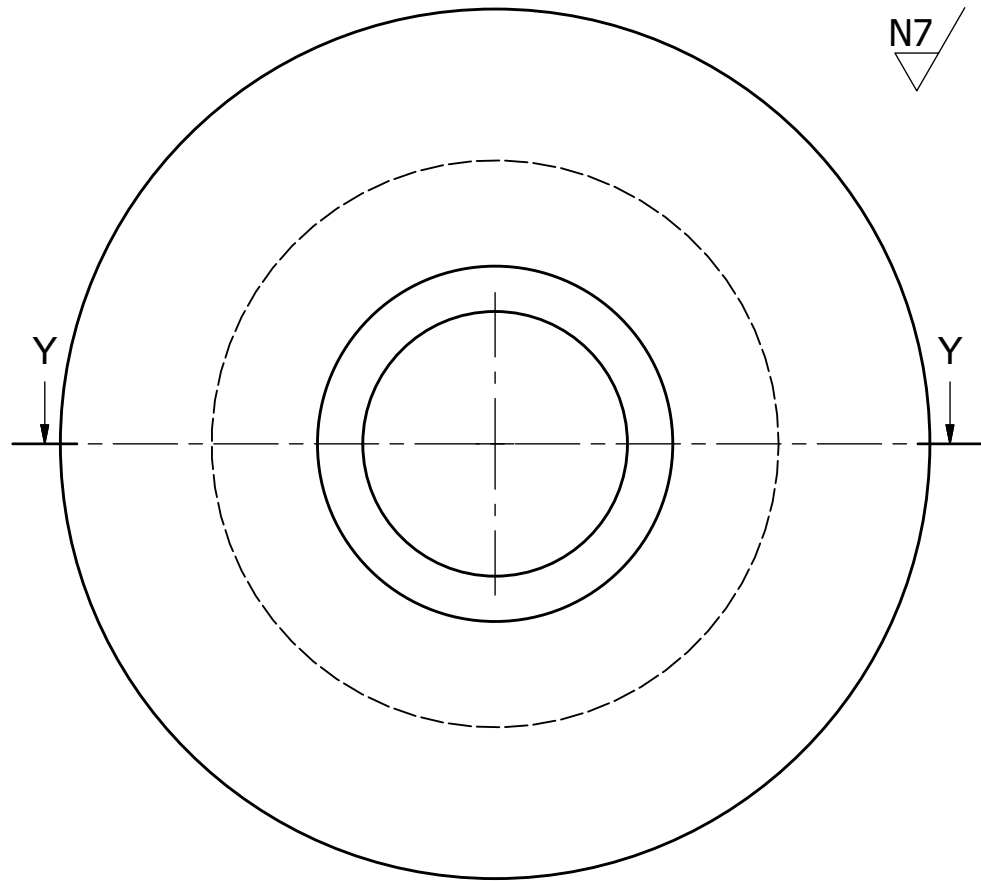
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 2 : 1	Dis. MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Arriostramiento		ORM-204-02		Rev. MEC-EPN
				Fecha: 6/8/2021



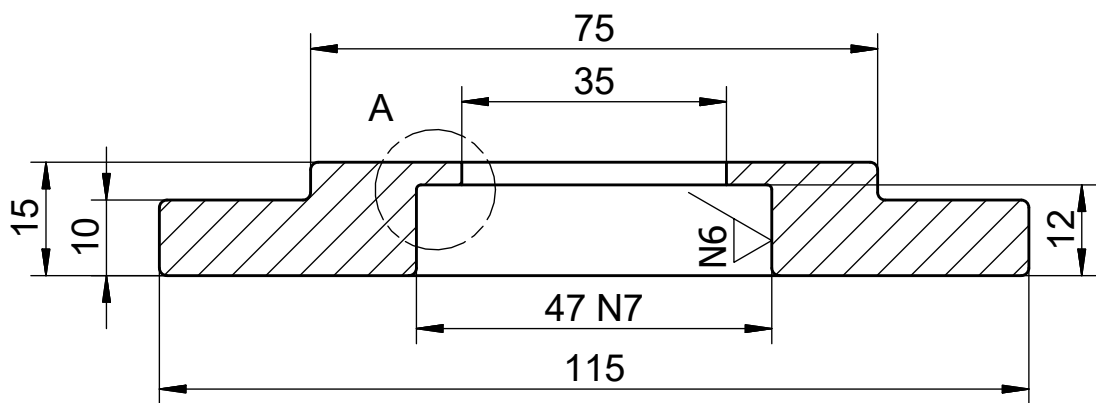
Nota: Soldadura SMAW con electrodo E7018

2	B6	Cilindro pista	ORM-205-02	1	Acero	
1	B6	Base interna	ORM-205-01	1	Acero	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
				Dis.	MEC-EPN	
				Rev.	MEC-EPN	
Rueda guía trasera				ORM-205		Fecha: 6/8/2021
						Escala: 1 : 1

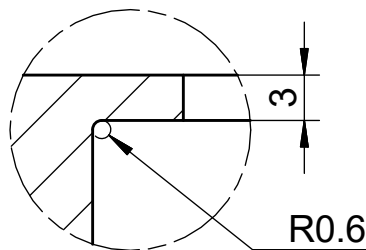
N7 (✓)



CORTE Y-Y (1 : 1)



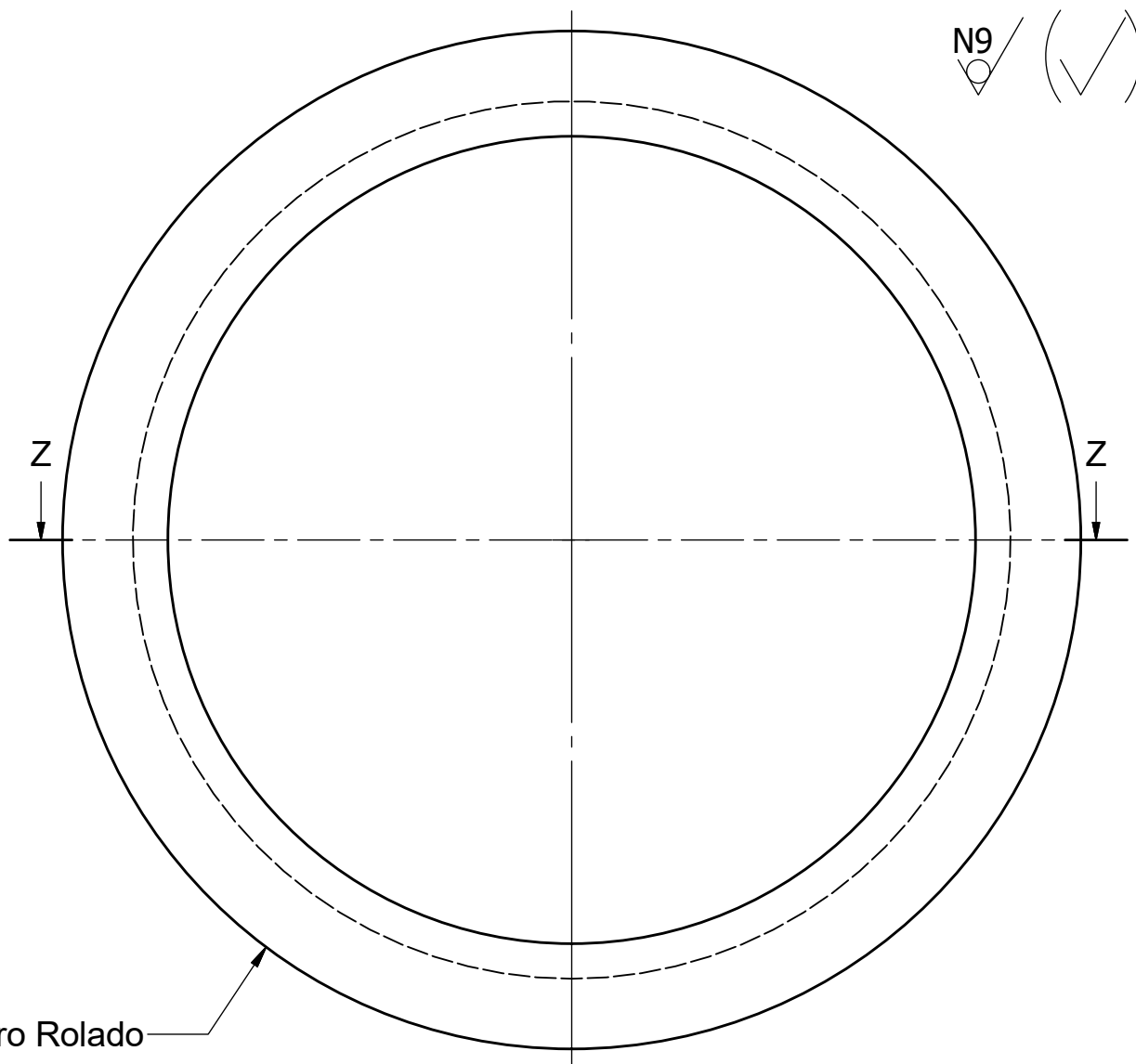
DETALLE A (2 : 1)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

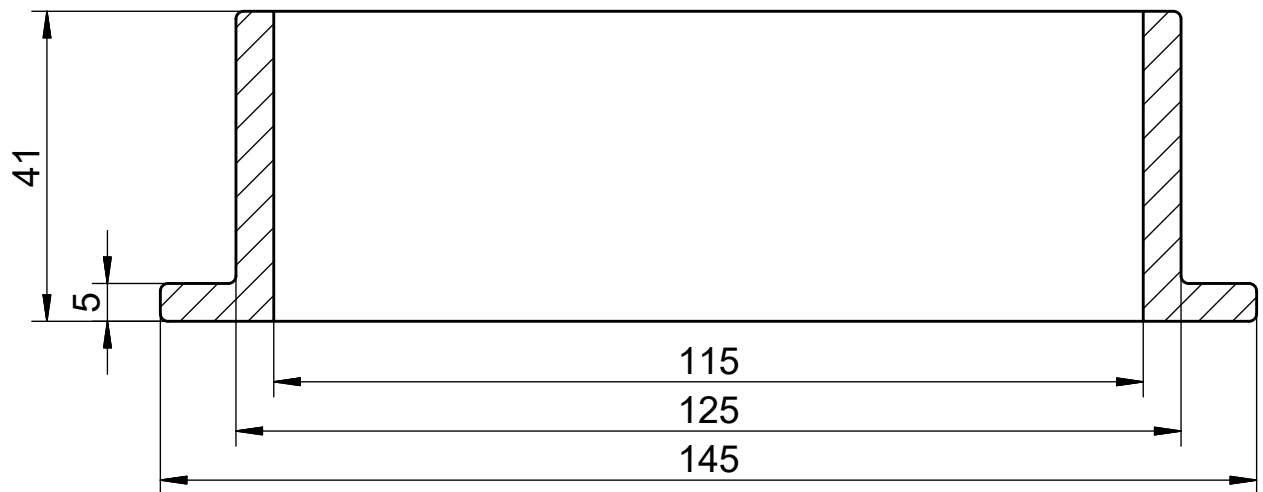
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:	Acero ASTM A36	Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala:	Dis.	MEC-EPN
			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:		ORM-205-01		Fecha:	6/8/2021
Base interna					

N9 (✓)



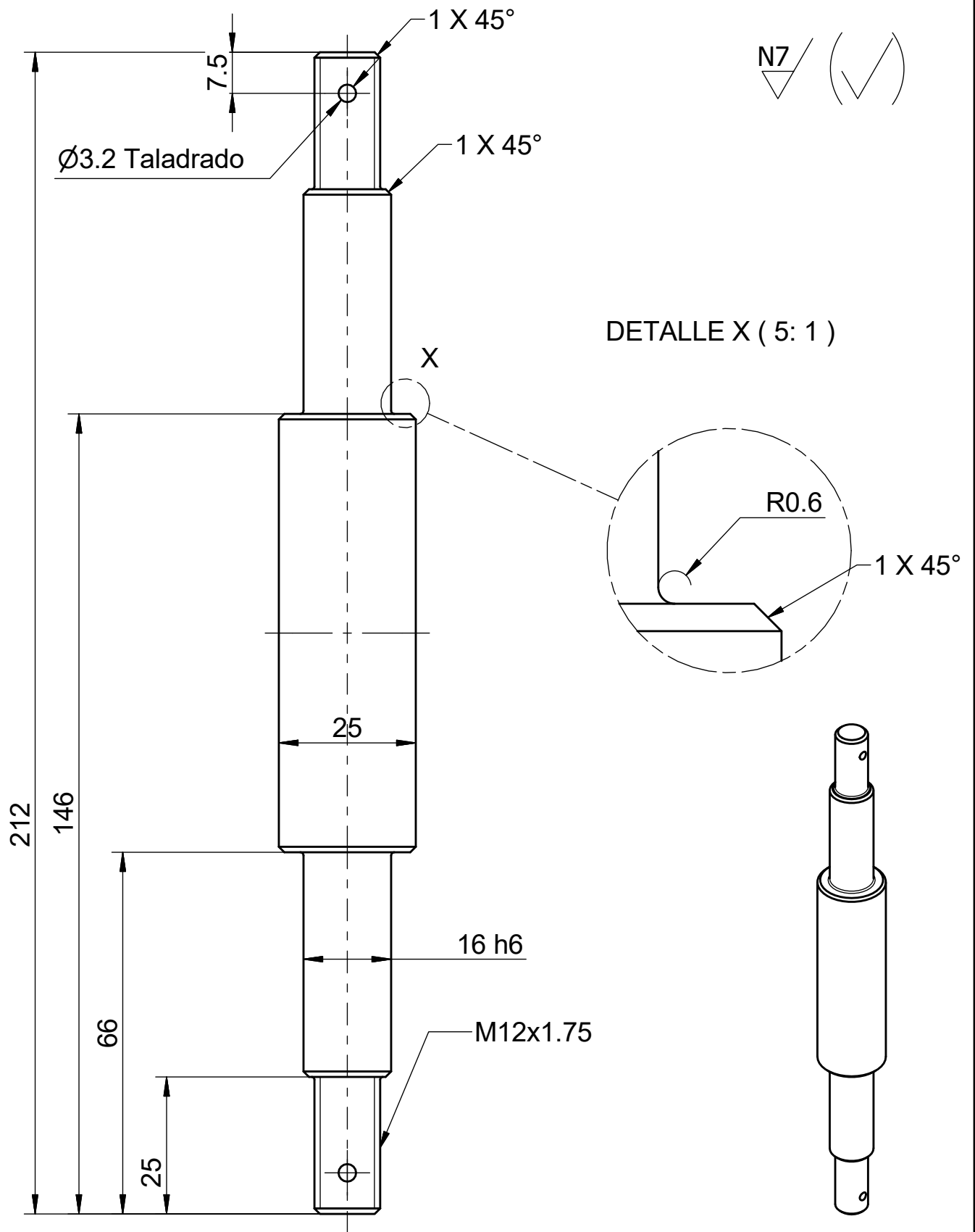
Cilindro Rolado

CORTE Z-Z (1 : 1)

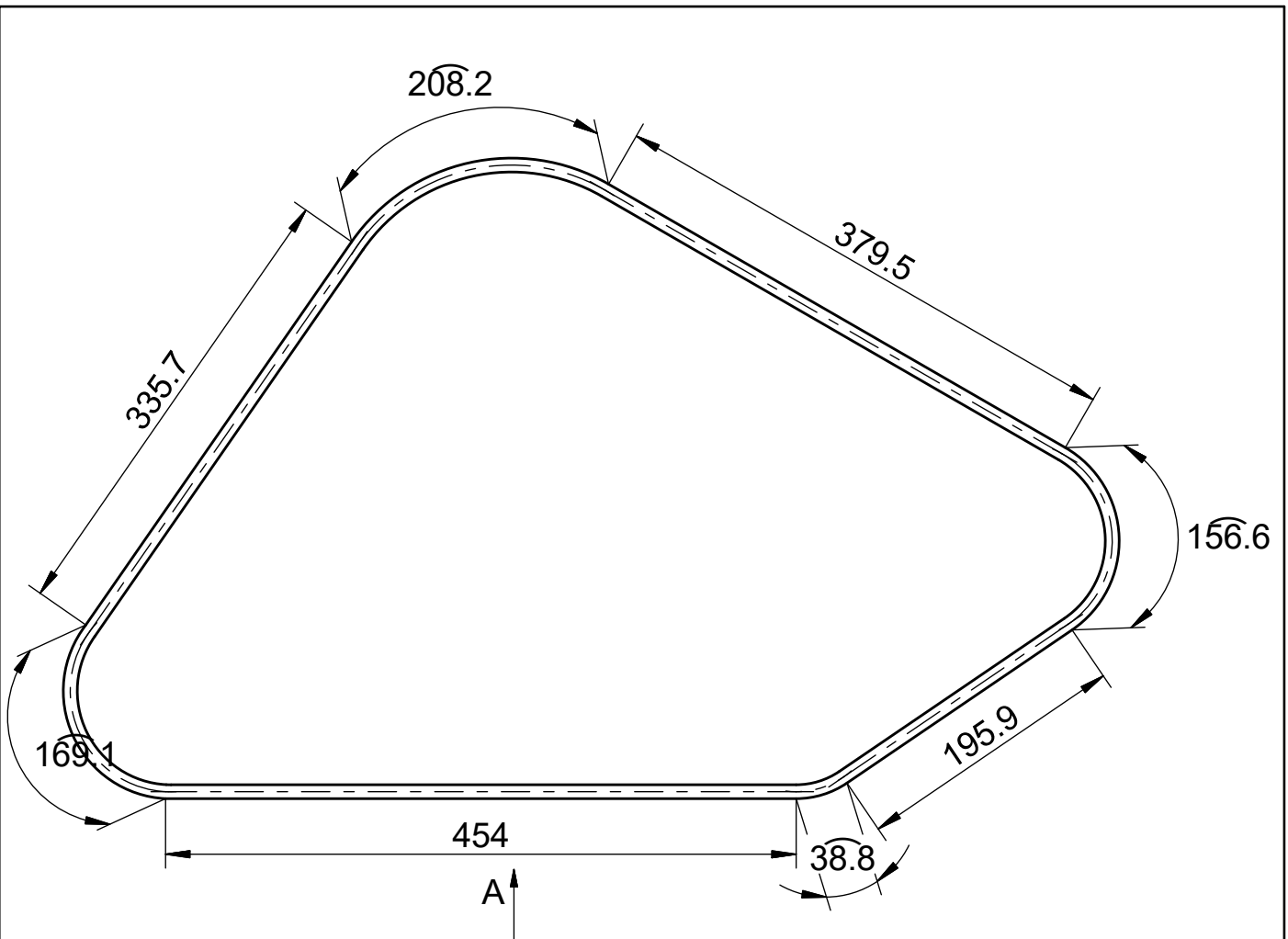


Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

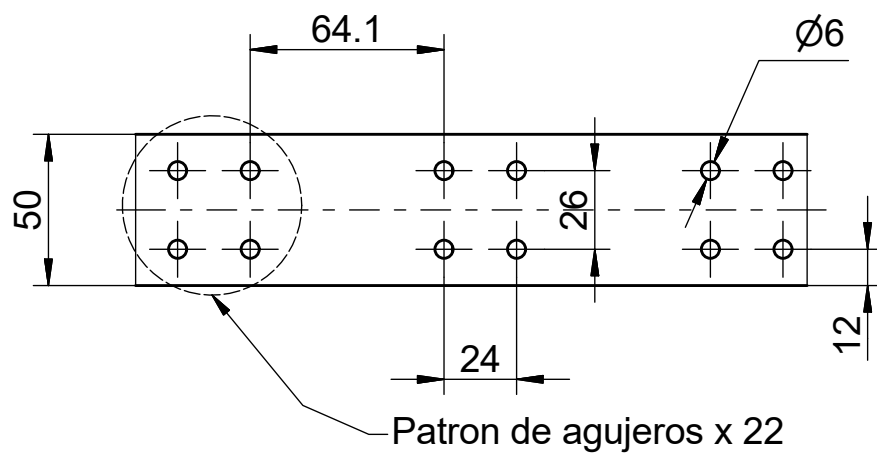
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:	Acero ASTM A36	Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala:	Dis.	MEC-EPN
			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:		ORM-205-02		Fecha:	6/8/2021
Cilindro pista					



Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero AISI 1018			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				
DENOMINACIÓN:		ORM-206		Fecha:
Eje ruedas guía elevadas				6/8/2021

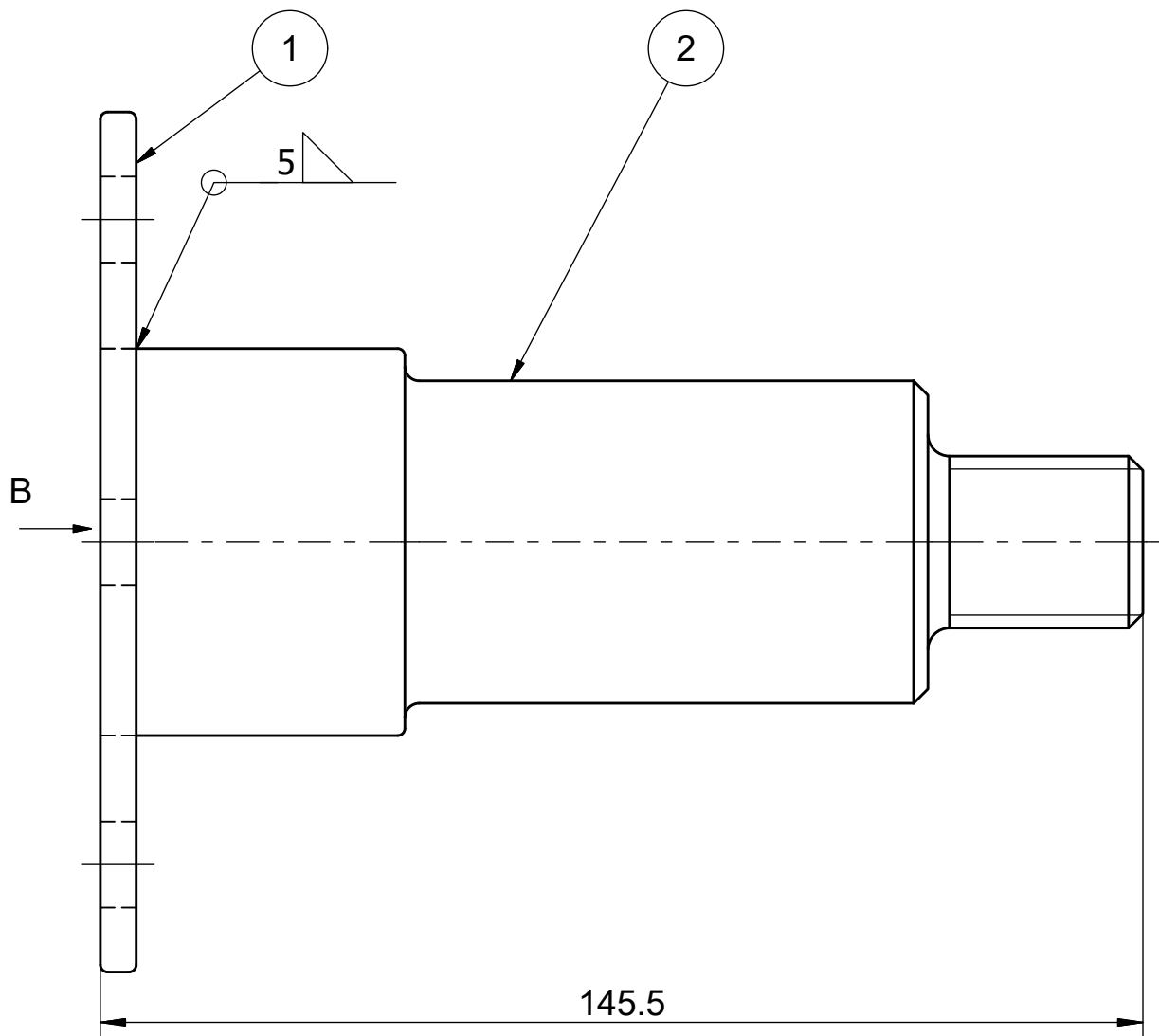


VISTA A (1:2.5)

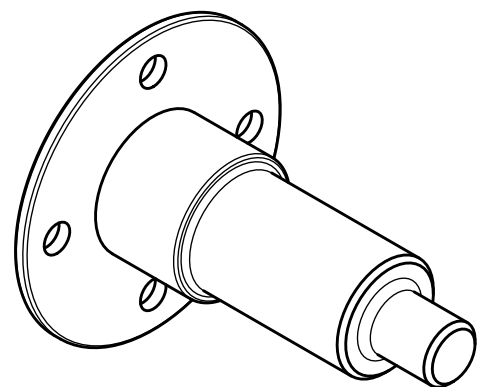
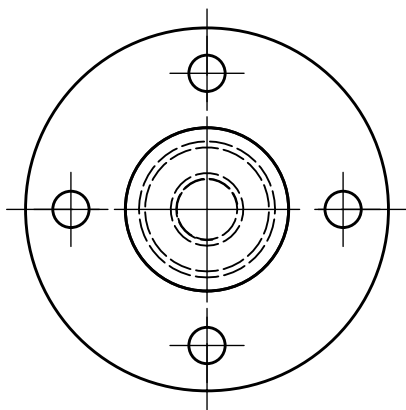


Nota: Longitud Aproximada de banda=1938 mm
 Para su fabricación se usa la banda de rodadura de neumáticos de automóviles de tamaño R16

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1:5	Dis.	MEC-EPN
Caucho			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				
DENOMINACIÓN:		ORM-207		Fecha:
Banda				6/8/2021



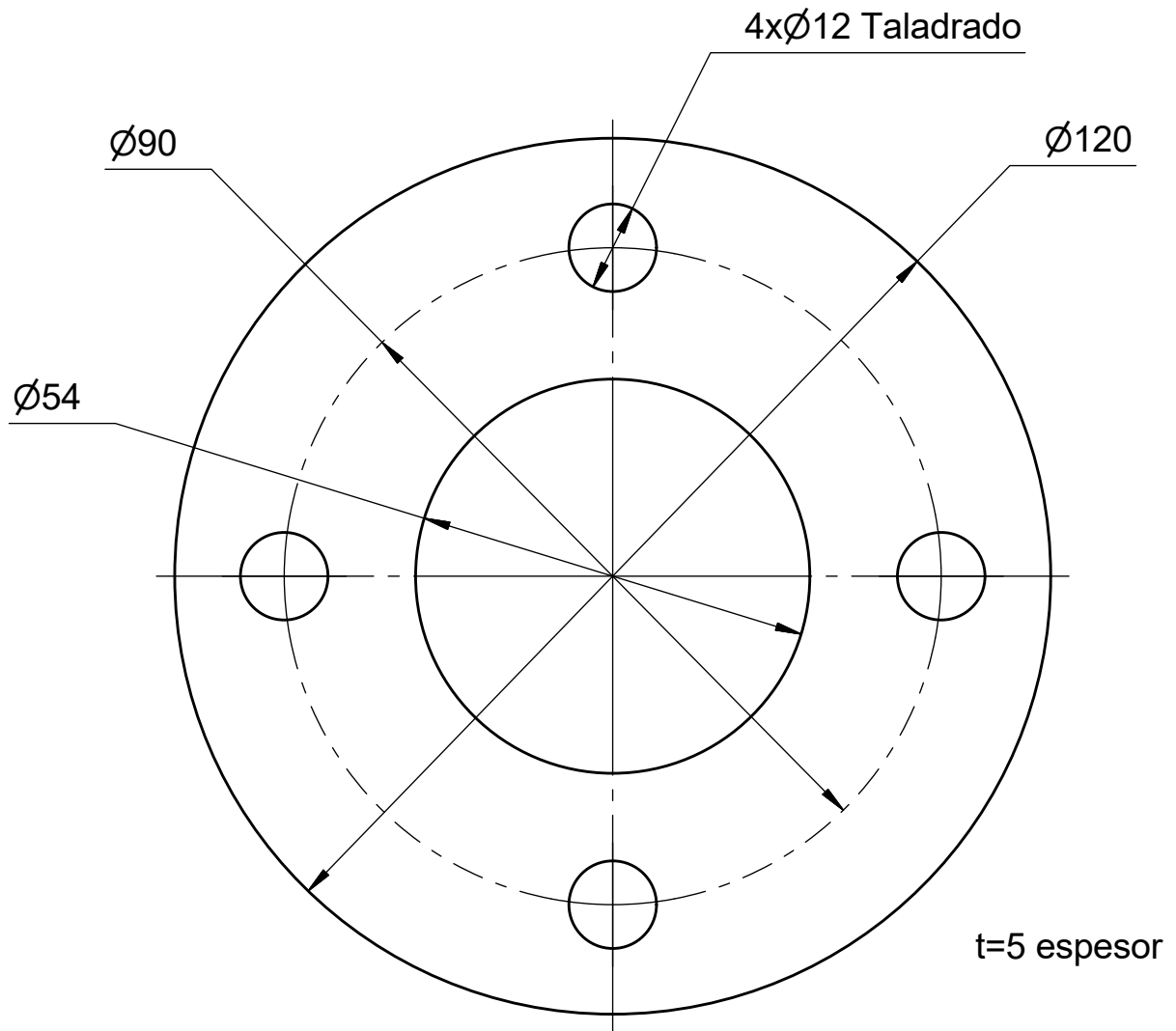
VISTA B (1:2.5)



Nota: Soldadura SMAW con electrodo E7018

2		Eje principal	ORM-208-02	1	Acero	
1		Placa base	ORM-208-01	1	Acero	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	Escala: 1:1
				Dis.	MEC-EPN	
				Rev.	MEC-EPN	
Ensamble eje principal				ORM-208		Fecha: 6/8/2021

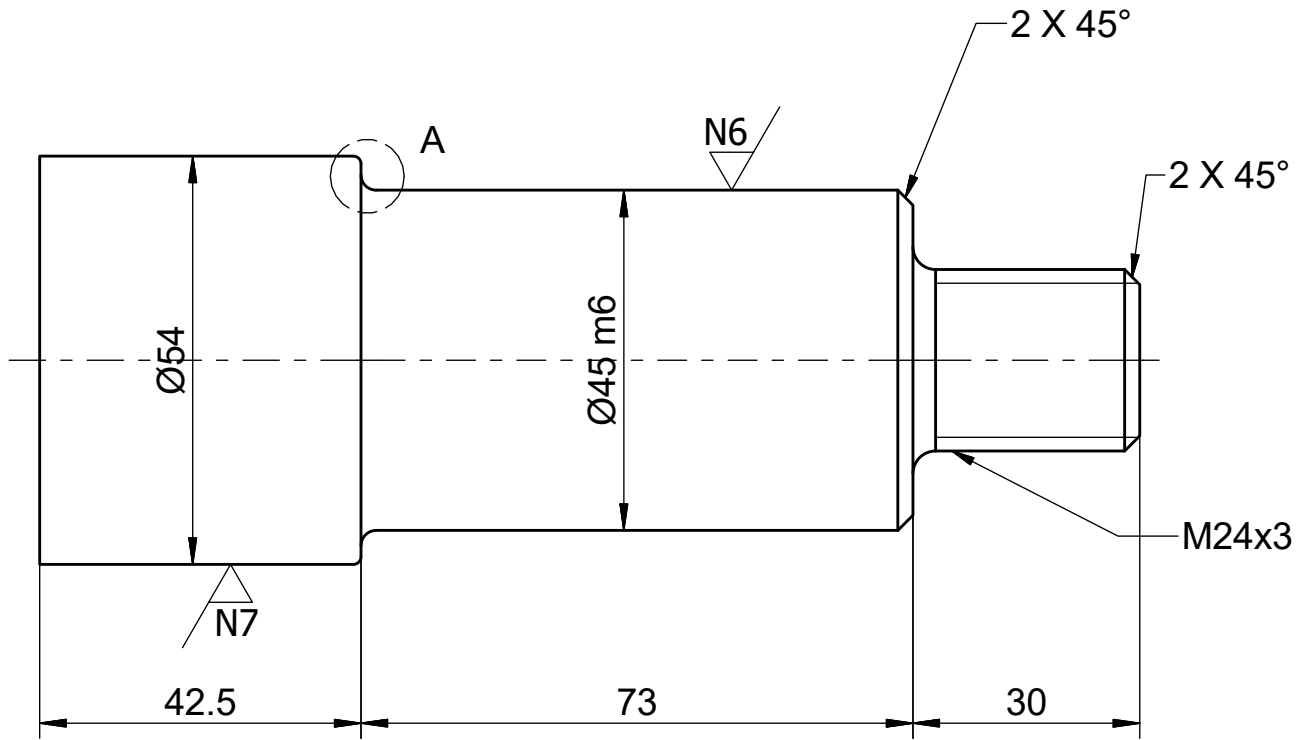
N9 (✓)



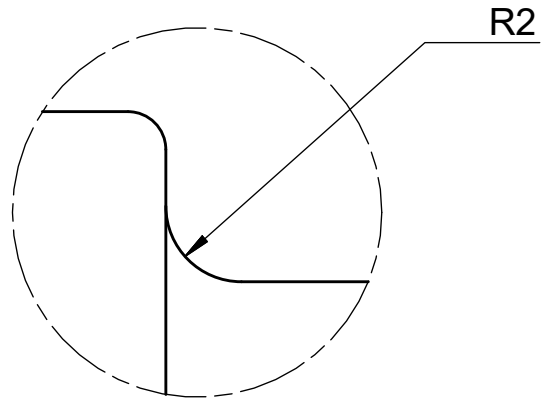
Nota: Placa de espesor 5mm cortada por oxicorte
Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A36			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:		ORM-208-01		Fecha:	
Placa base				6/8/2021	

N9 (✓)

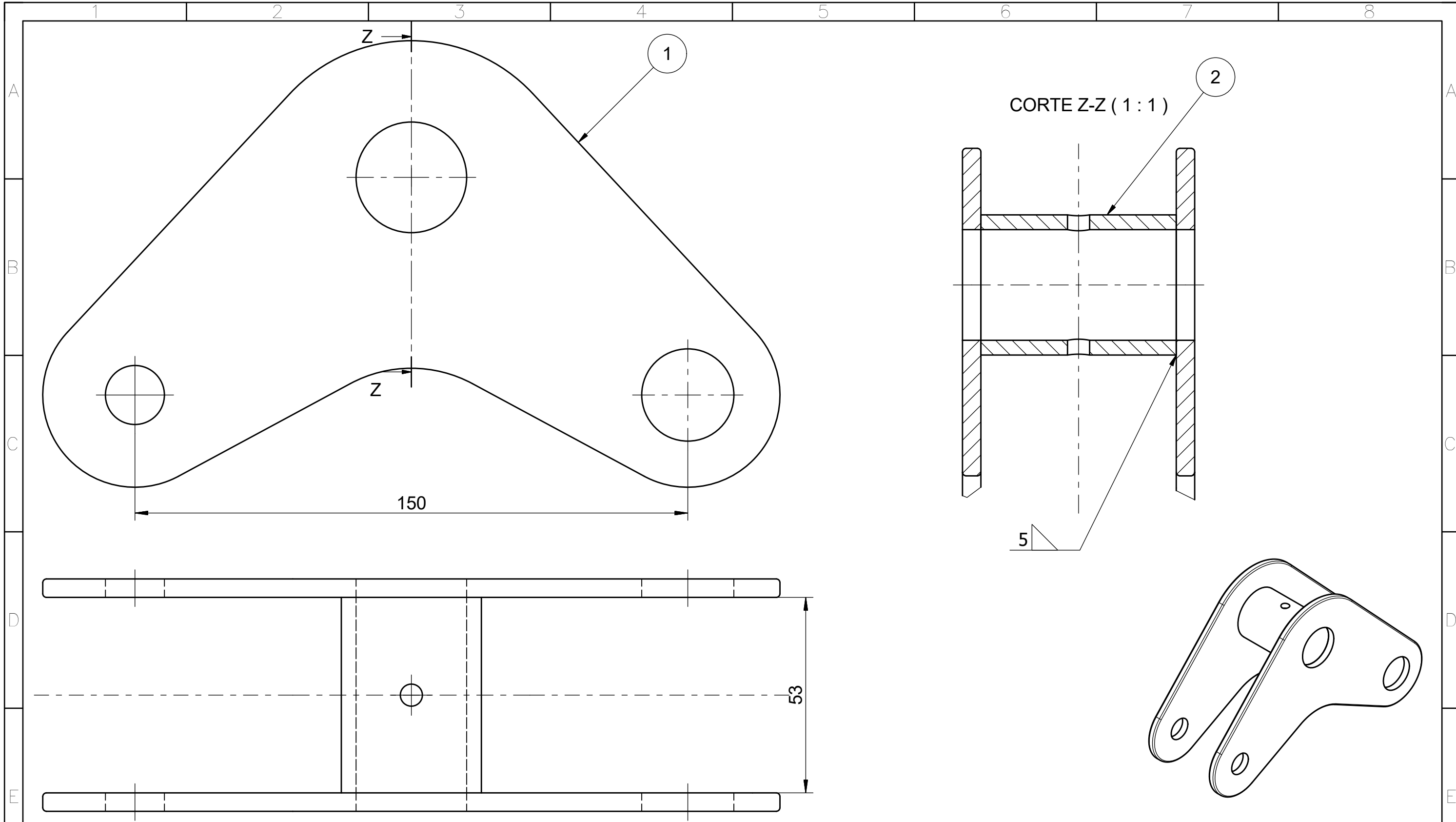


DETALLE A (5 : 1)



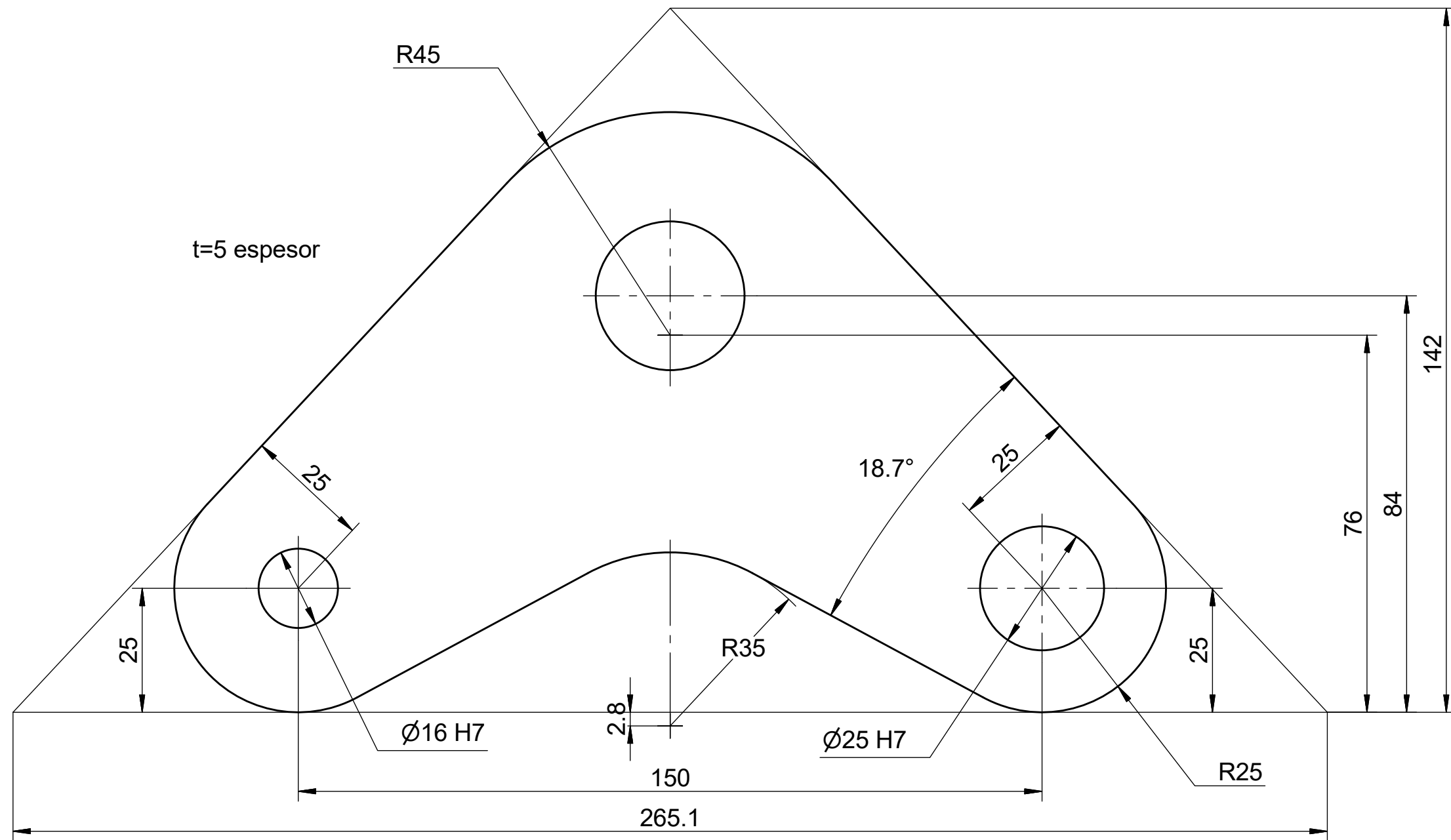
Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero AISI 1018			1:1	Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				Fecha:	
DENOMINACIÓN:		ORM-208-02		6/8/2021	
Eje principal					



Nota: Soldadura SMAW con electrodo E7018

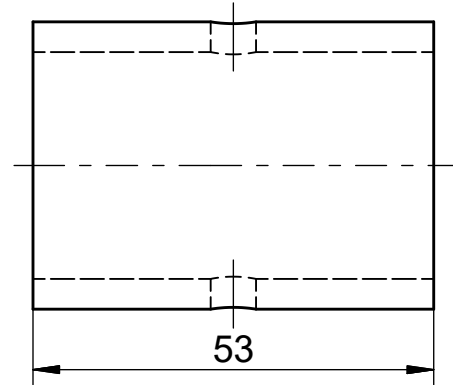
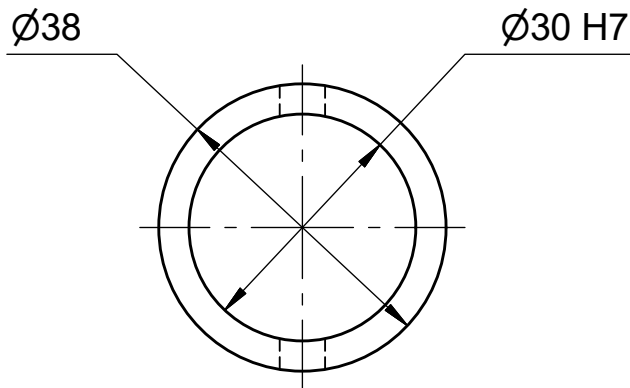
2	B6	Tubo central	ORM-209-02	1	Acero	
1	B4	Búmeran ruedas traseras	ORM-209-01	2	Acero	
N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO Y/O NORMA	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
				Dis.	MEC-EPN	
				Rev.	MEC-EPN	
Ensamble búmeran ruedas traseras				ORM-209		Fecha: 6/8/2021
				Escala: 1 : 1		



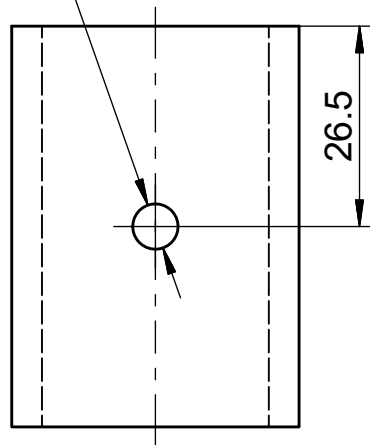
Nota: Placa de espesor 5mm cortada por oxicorte
Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m			Fecha: 6/8/2021	
DENOMINACIÓN: Búmeran ruedas traseras		ORM-209-01		

N9 (✓)

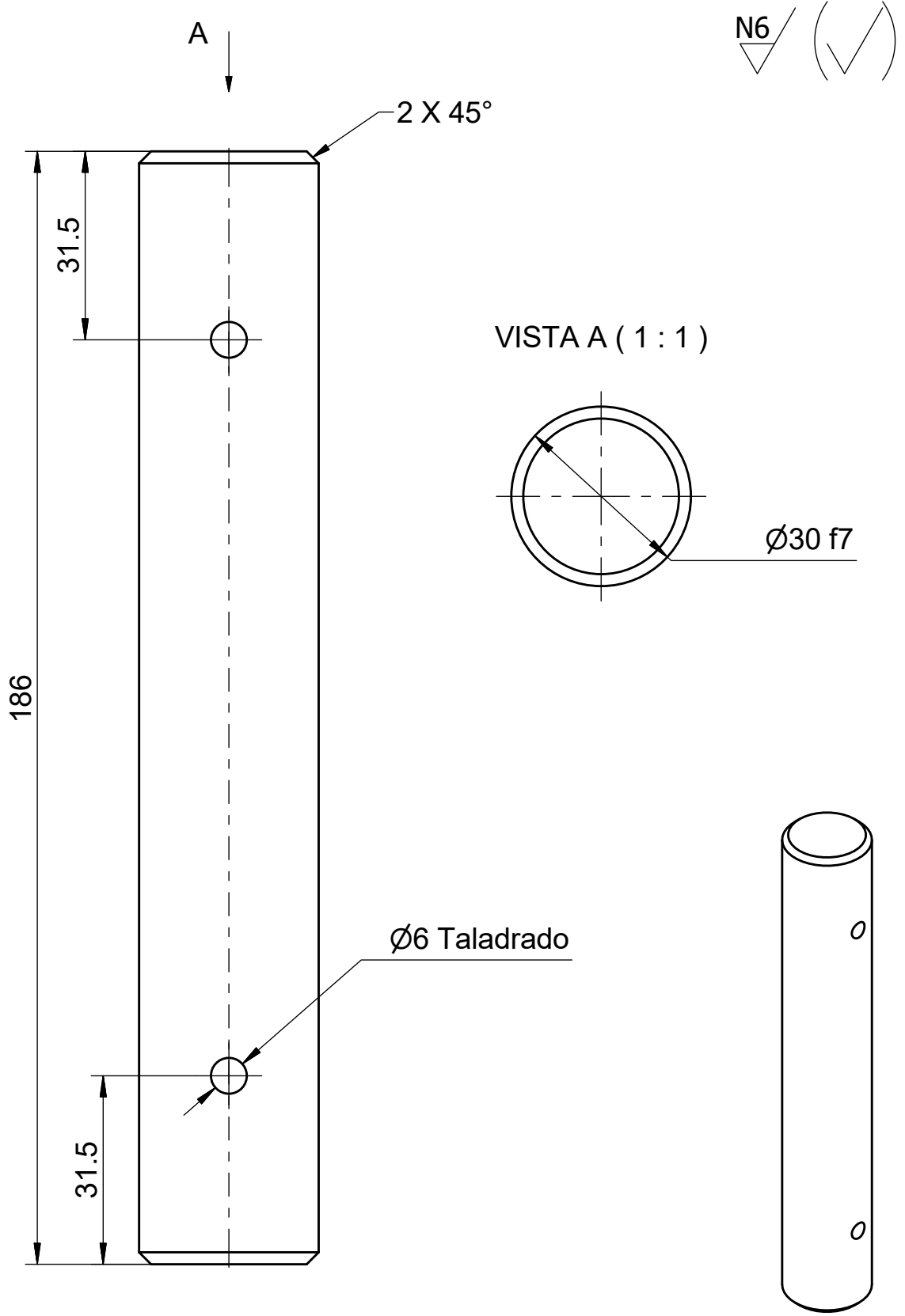


Ø6 Taladrado



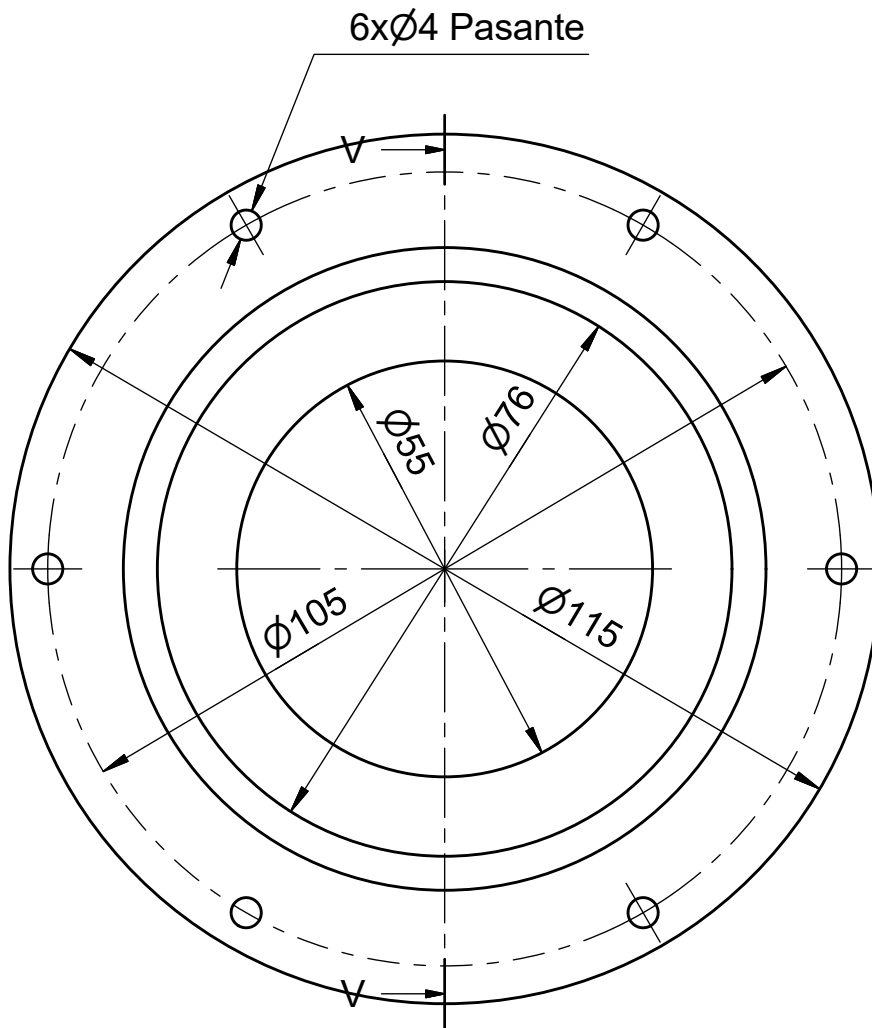
Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero AISI 1018			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				
DENOMINACIÓN:		ORM-209-02		Fecha:
Tubo central				6/8/2021

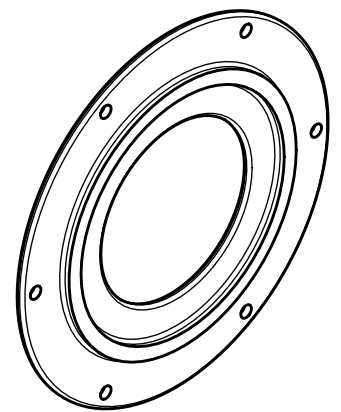
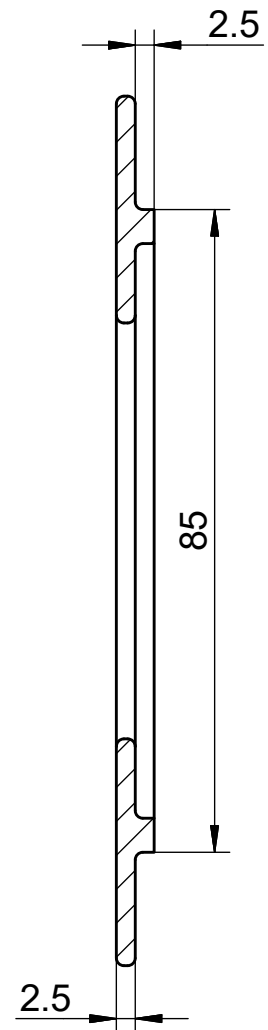


Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero AISI 1018		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 1 : 1	Dis. MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Eje búmeran trasero		ORM-210		Rev. MEC-EPN
				Fecha: 6/8/2021

N9 (✓)



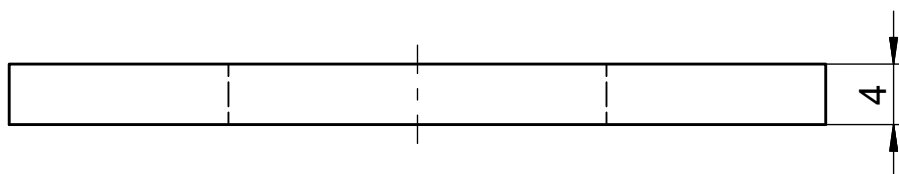
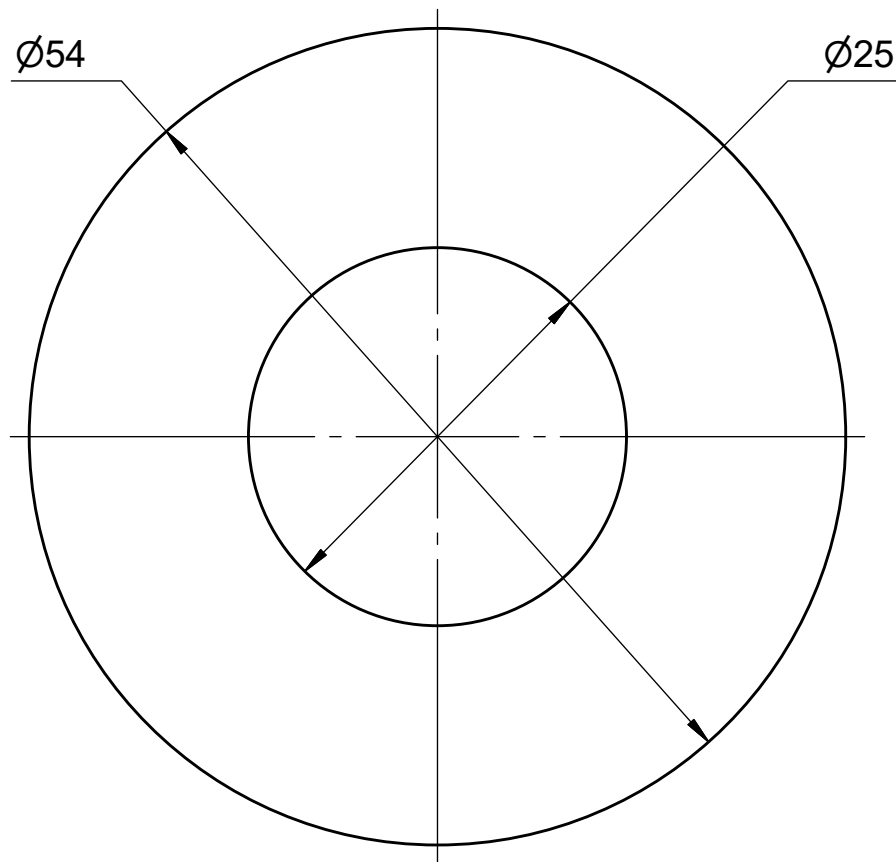
CORTE V-V (1:1)



Nota: Material base, placa de espesor 5mm
Radios de acuerdo no acotados R1

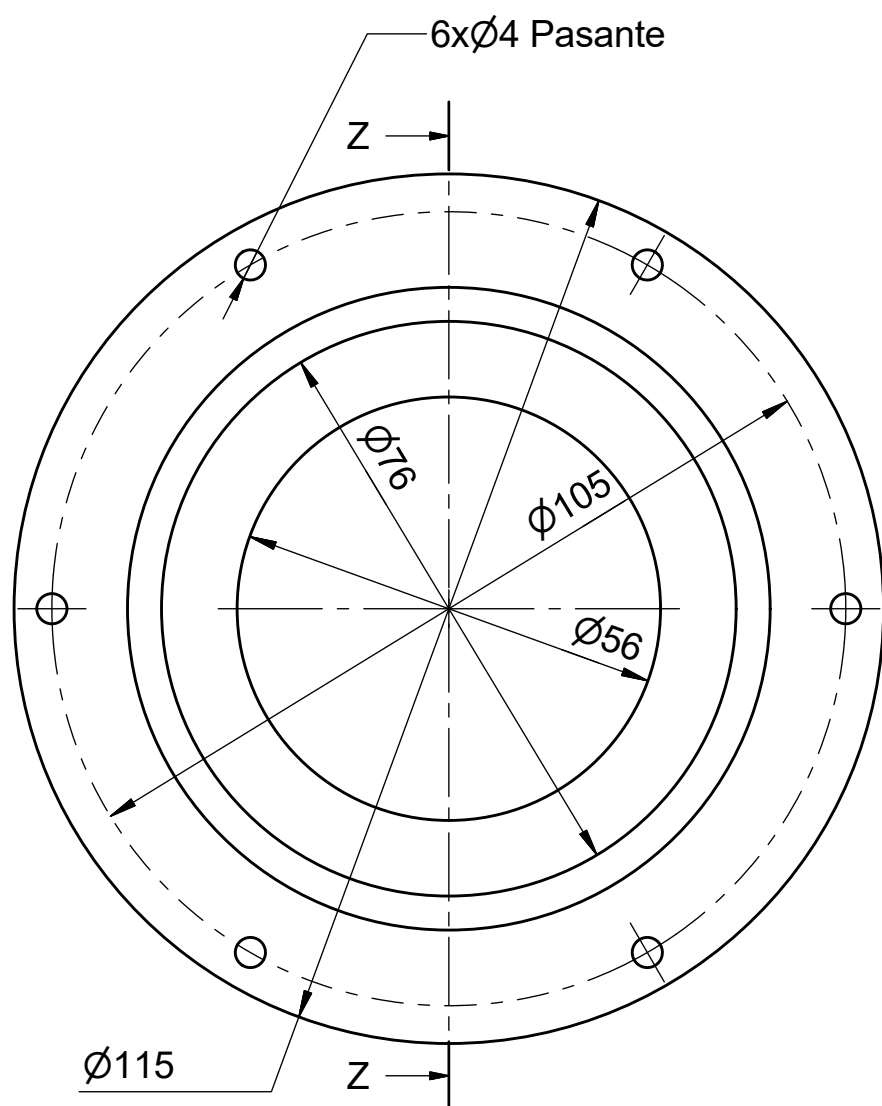
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				
DENOMINACIÓN:		ORM-211		Fecha:
Tapa eje principal				6/8/2021

N9 (✓)

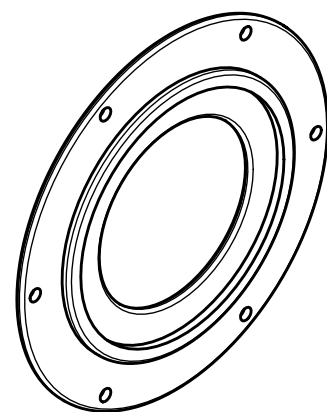
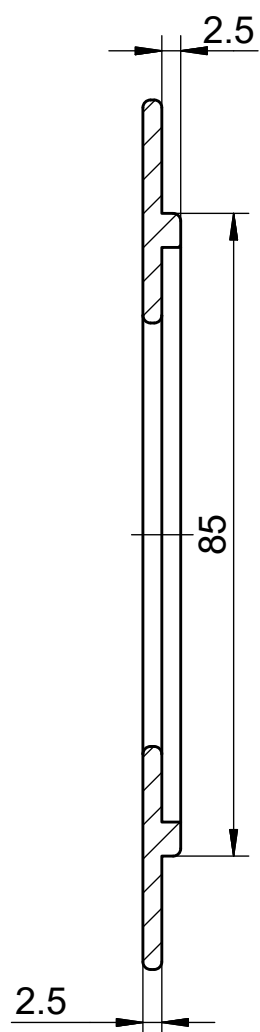


Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala: 2 : 1	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM 36			Tol.Gral.	Rev.	MEC-EPN
			ISO 2768-m		
DENOMINACIÓN:		ORM-212		Fecha:	
Arandela eje principal				6/8/2021	

N9 (✓)



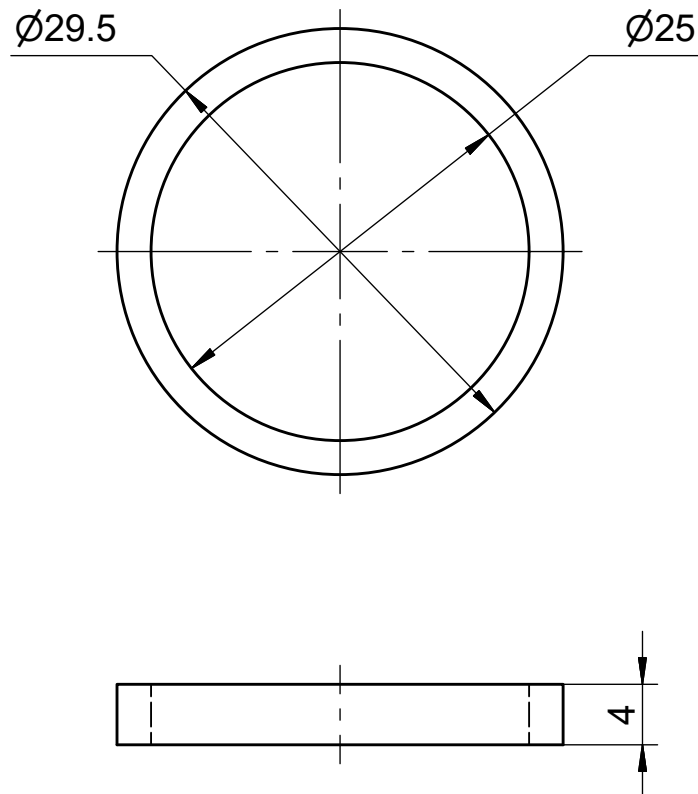
CORTE Z-Z (1:1)



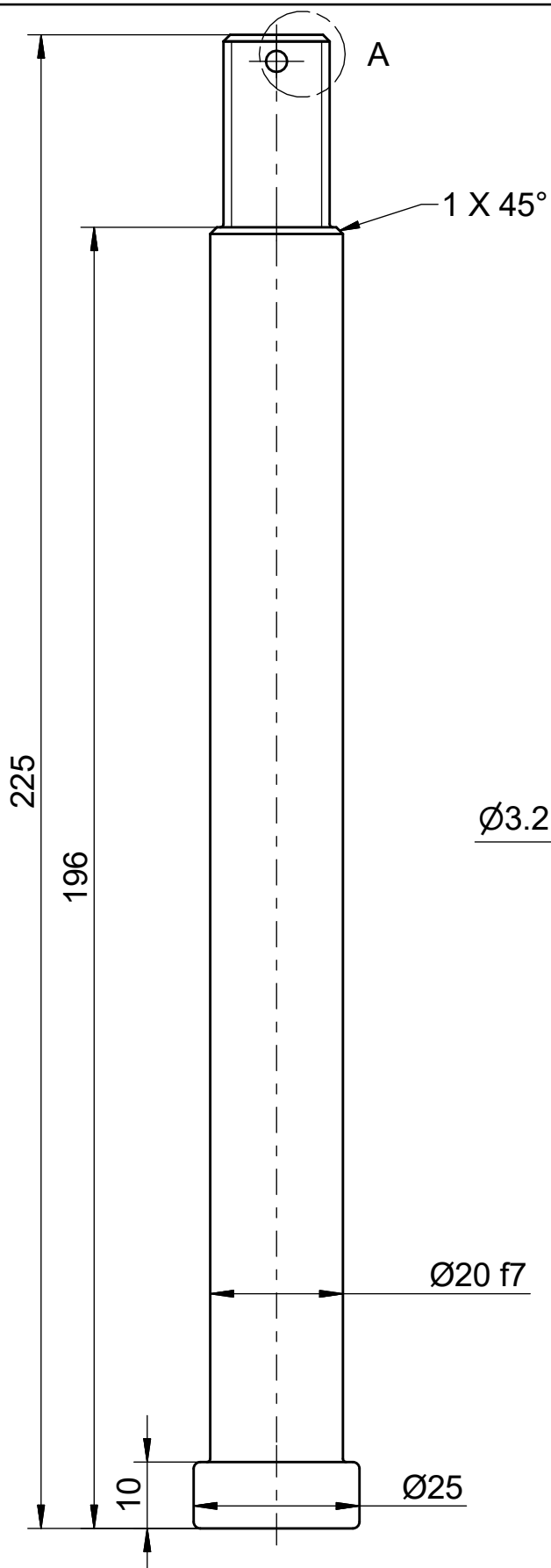
Nota: Material base, placa de espesor 5mm
Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 1 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM 36			Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				
DENOMINACIÓN: Tapa eje principal trasera		ORM-213		Fecha: 6/8/2021

N9 (✓)

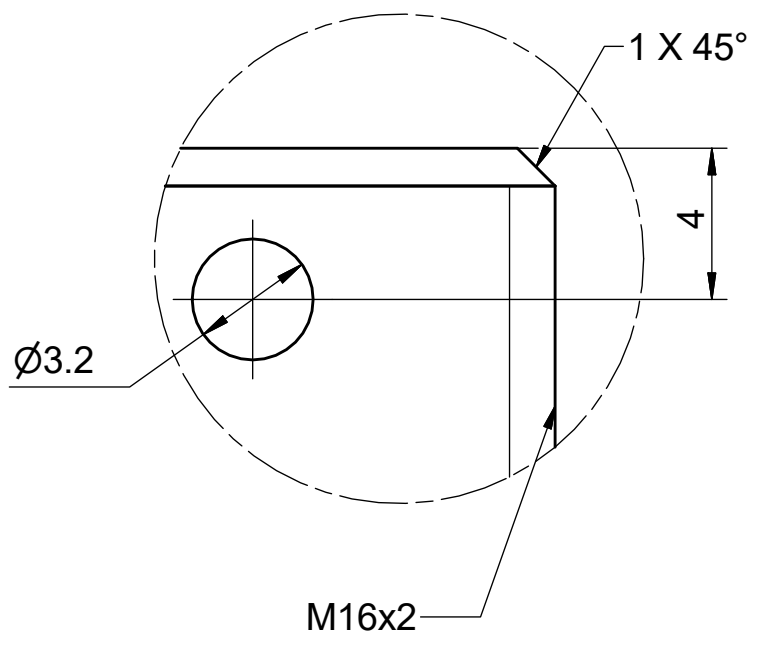


Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:		Escala: 2 : 1	Dis.	MEC-EPN
Acero ASTM A36			Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:		ORM-214		Fecha:
Arandela eje rueda trasera				6/8/2021



N7 (✓)

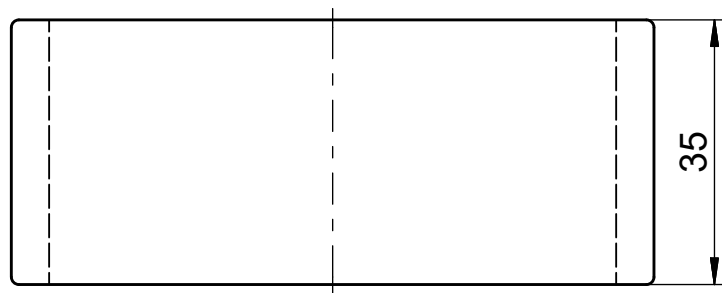
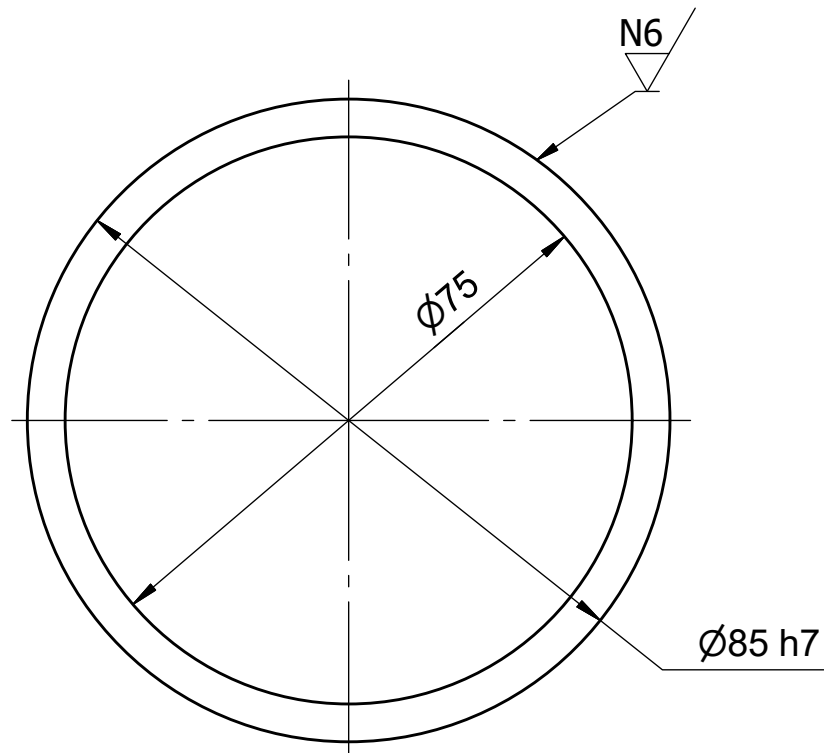
DETALLE A (5:1)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

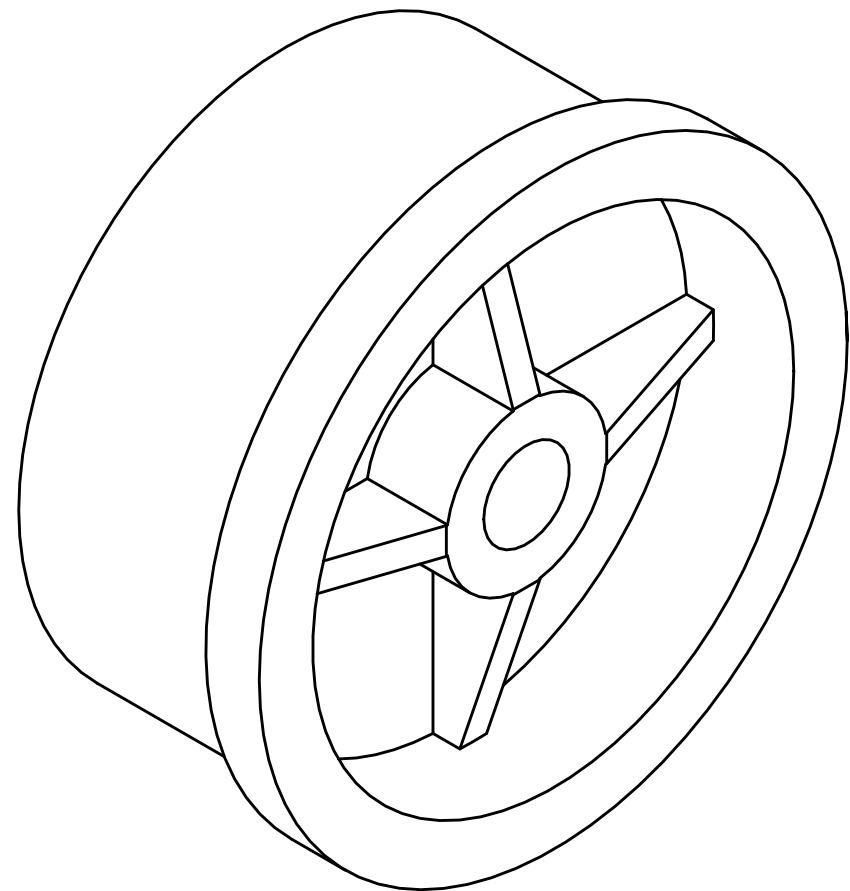
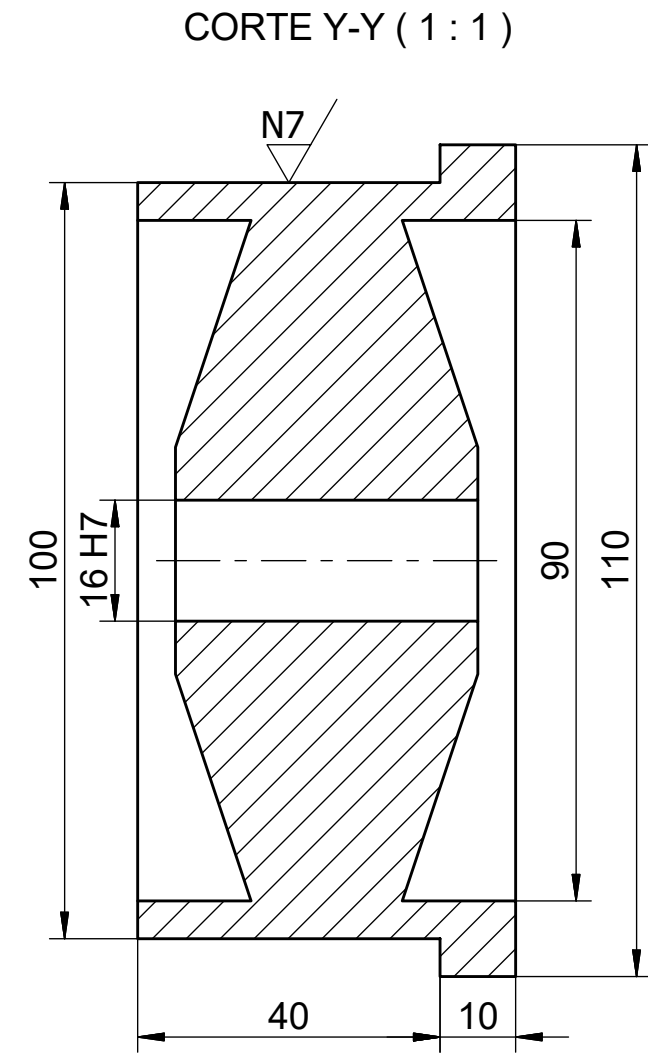
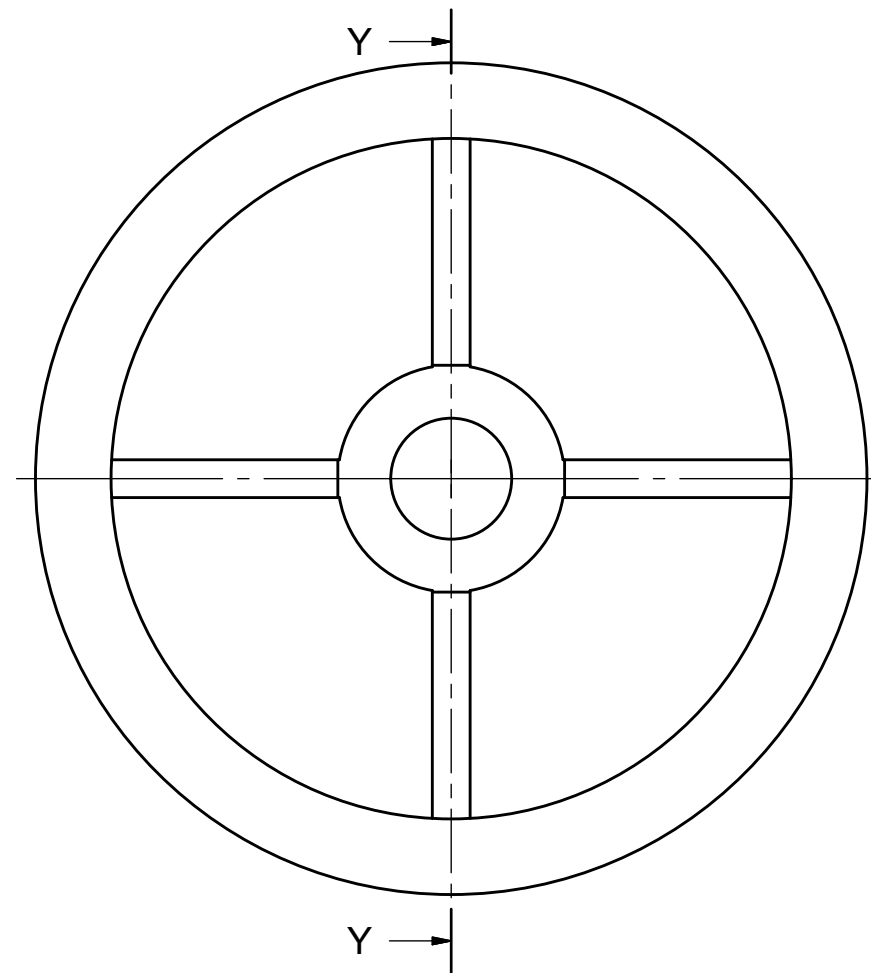
Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero AISI 1018			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				Fecha:	
DENOMINACIÓN:		ORM-215		6/8/2021	
Eje búmeran delantero					

N9 (✓)



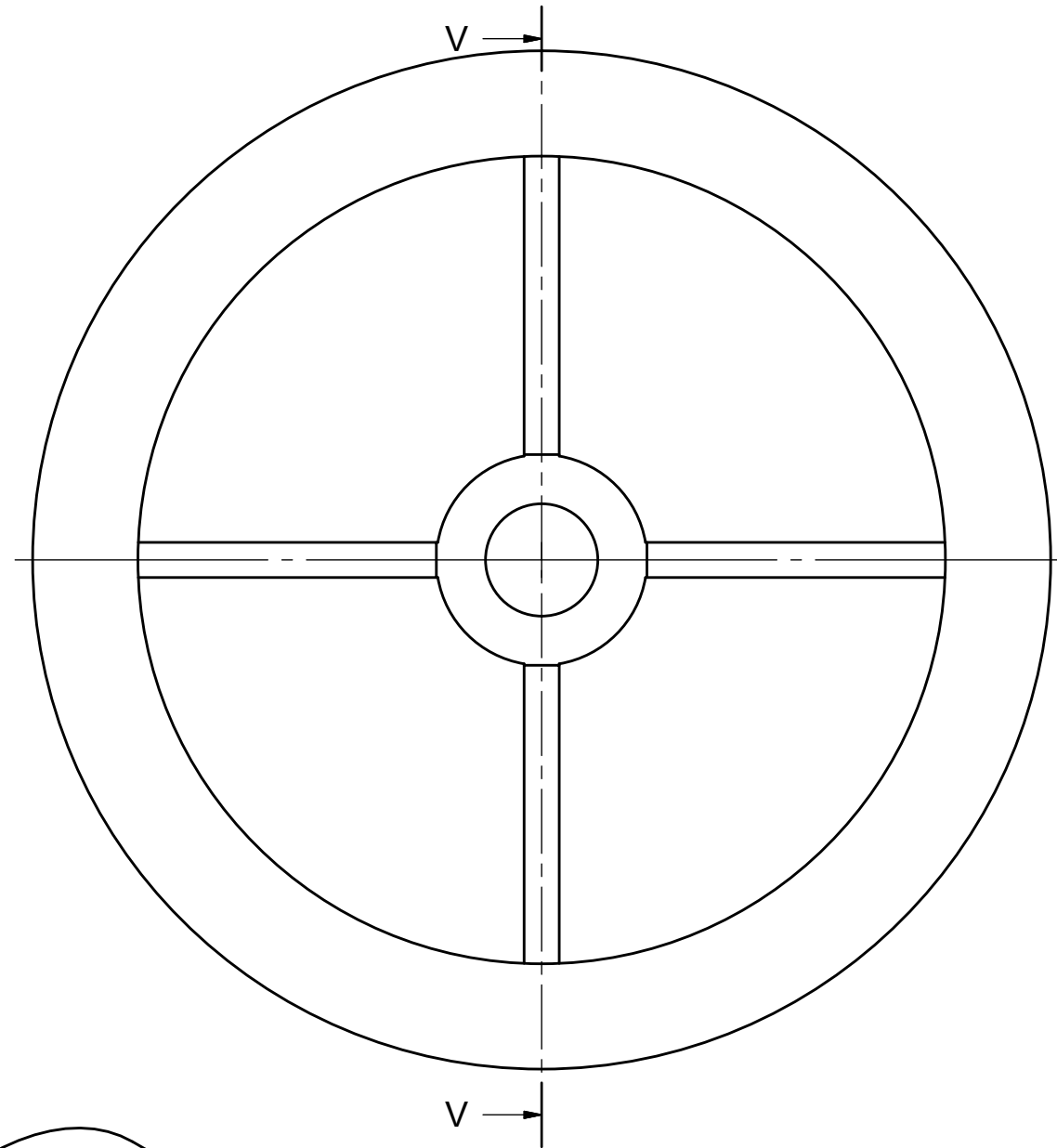
Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 1 : 1	Dis. MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Espaciador eje principal		ORM-216		Rev. MEC-EPN
				Fecha: 6/8/2021

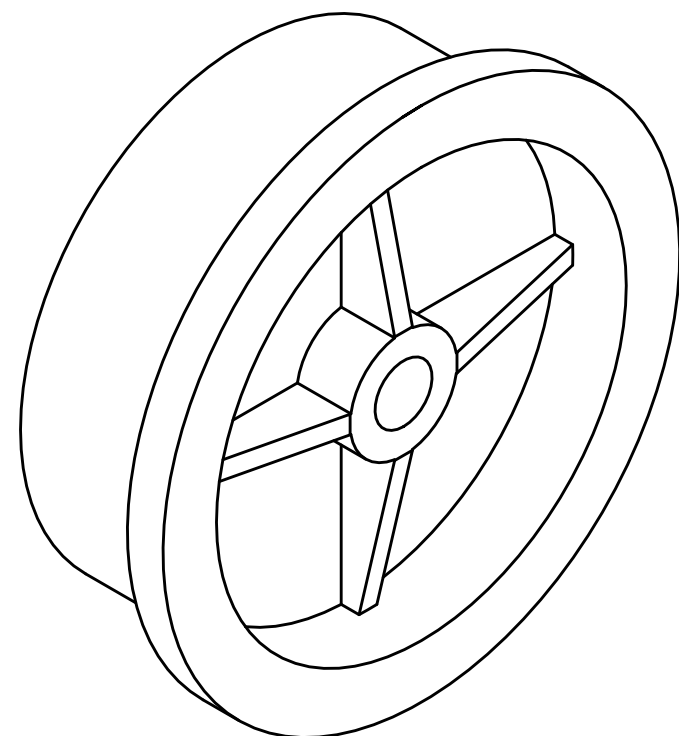
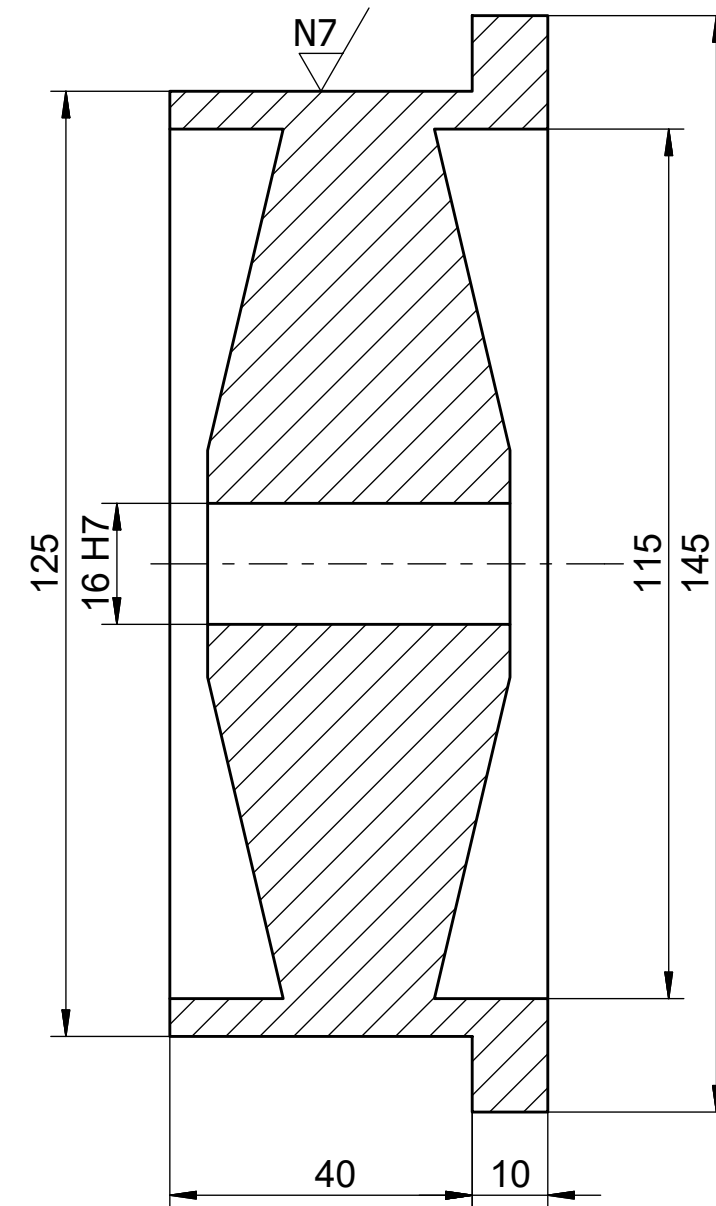


Nota: Ruedas de poliuretano comerciales, incluye balero
 Maquinar la cubierta de poliuretano hasta alcanzar el resalto

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:	Fundición-Poliuretano	Tol.Gral. ISO 2768-m	Dis.	MEC-EPN
			Escala:	Rev.
DENOMINACIÓN:	Rueda guía delantera		1 : 1	Fecha:
			ORM-217	6/8/2021



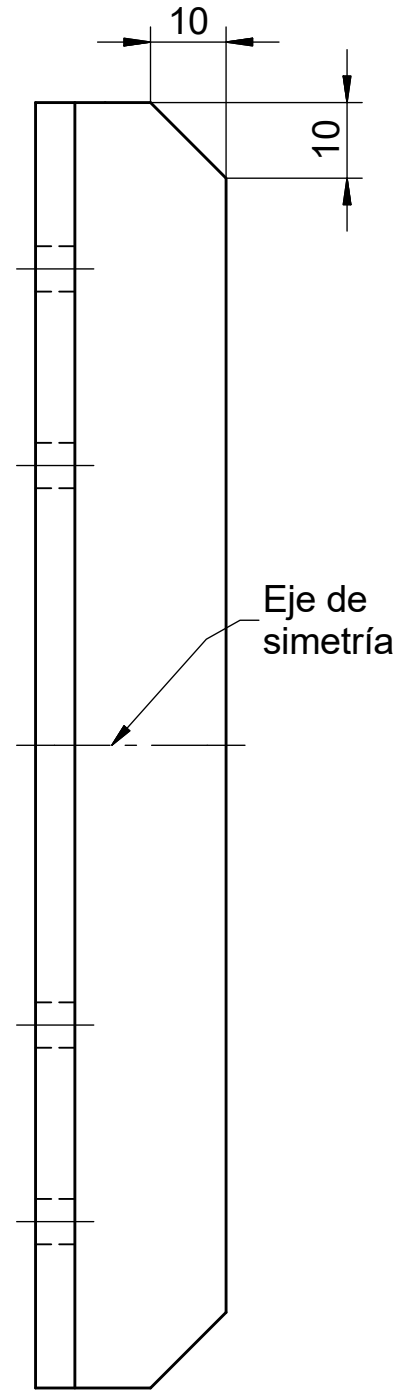
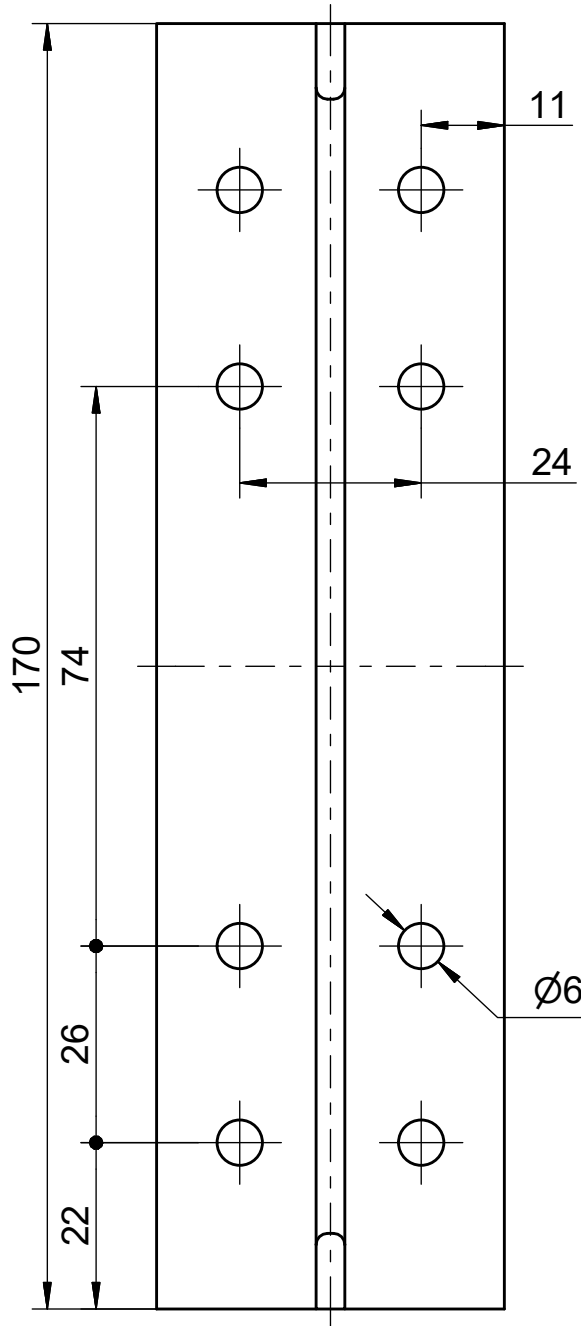
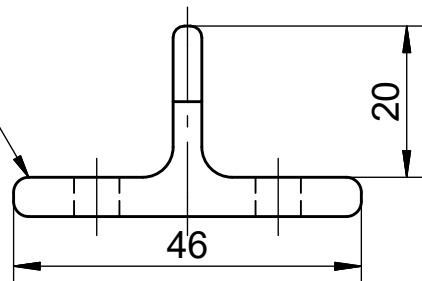
CORTE V-V (1:1)



Nota: Ruedas de poliuretano comerciales, incluye balero
Maquinar la cubierta de poliuretano hasta alcanzar el resalto

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL:	Fundición-Poliuretano	Tol.Gral. ISO 2768-m	Dis.	MEC-EPN
			Escala:	Rev.
DENOMINACIÓN:	Rueda guía elevada		1 : 1	Fecha:
			ORM-218	6/8/2021

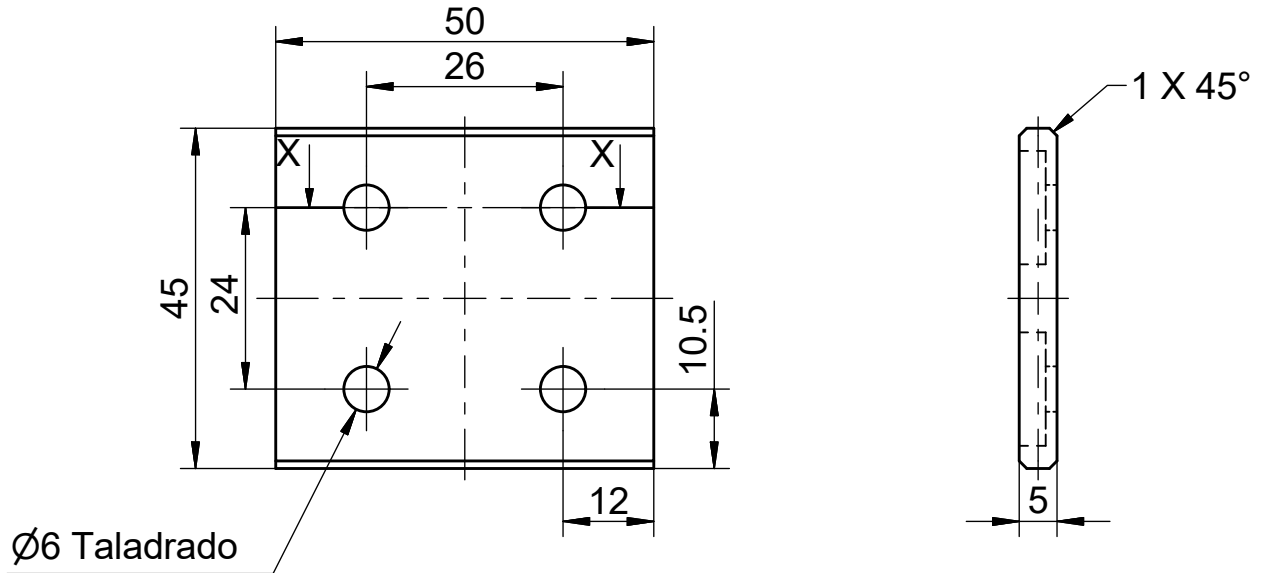
Perfil IPE-80



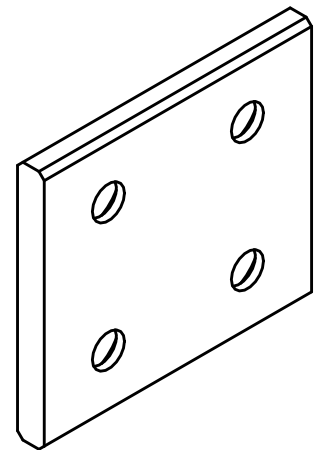
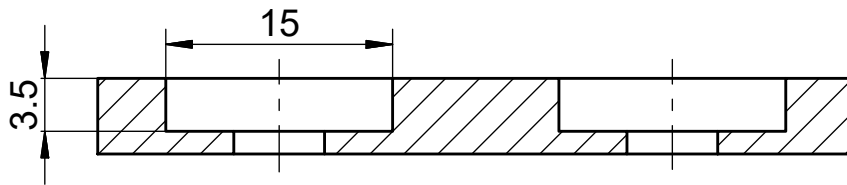
Nota: El Material base, perfil IPE-80, se corta en el centro del alma mediante oxicorte. Mediante el esmerilado se elimina las rebabas posterior al corte.

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero ASTM A572 GR50			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
Tol.Gral. ISO 2768-m				DENOMINACIÓN:	
Diente de la oruga		ORM-219		Fecha: 6/8/2021	

N9 (✓)



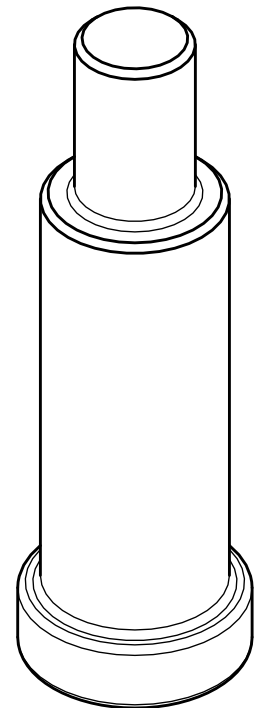
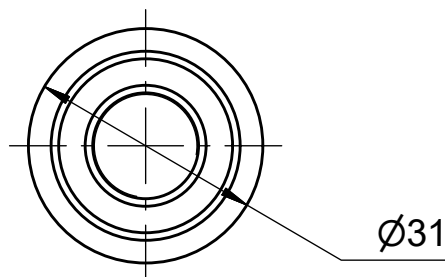
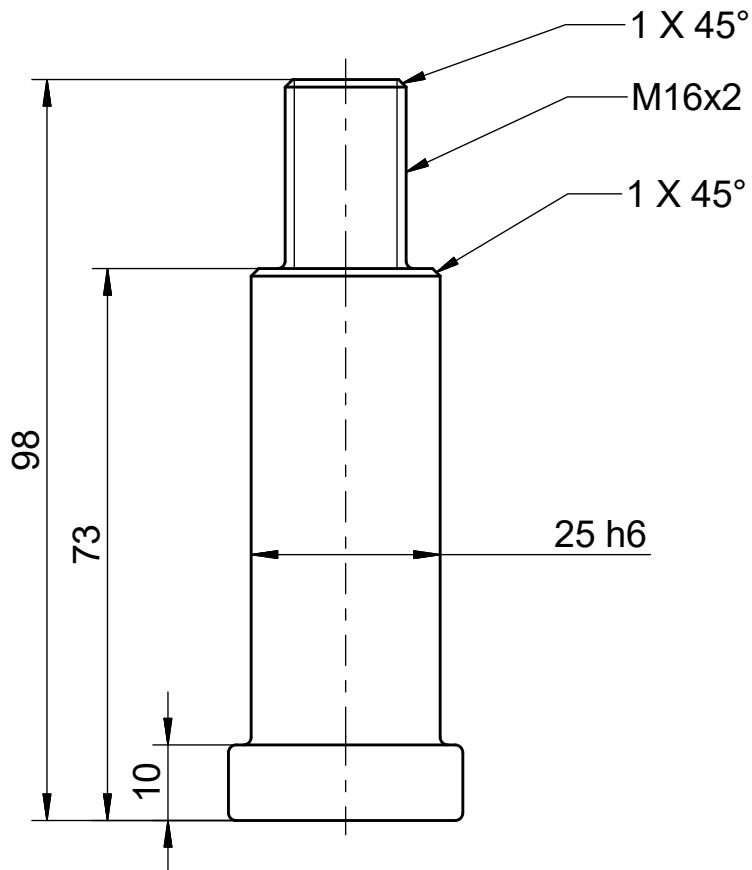
CORTE X-X (2 : 1)



Nota: Material base, placa de espesor 5mm
Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro
MATERIAL: Acero ASTM A36		Tol.Gral. ISO 2768-m	Escala: 1 : 1	Dis. MEC-EPN
DENOMINACIÓN: Platina		ORM-220		Rev. MEC-EPN
				Fecha: 6/8/2021

N6 (✓)



Nota: Radios de acuerdo no acotados R1

Trat. Térmico	N.A.	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	N.A.		Dib.	Guanoluisa-Montenegro	
MATERIAL:		Escala:	Dis.	MEC-EPN	
Acero AISI 1018			1 : 1	Rev.	MEC-EPN
DENOMINACIÓN:		ORM-221		Fecha:	
Eje rueda guía trasera				6/8/2021	