

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de una máquina picadora y recolectora de forraje
con cuchillas simples para tractores agrícolas en el
Valle del Mantaro**

Jorge Luis Barrientos Rivera
Amos Jhonatan Calzada Torres
Kelvin Gregorio Soto Cueto

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2023

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

AGRADECIMIENTOS

A nuestro Dios todopoderoso, por permitirnos continuar superándonos y logrando cada objetivo en nuestras vidas profesionales

A nuestro círculo de formación la Universidad Continental, por todo este tiempo de preparación y exigencias, además de todos los conocimientos impartidos a sus alumnos y docentes, ya que, gracias a ello, ahora podremos desenvolvemos en el ámbito profesional y ser ingenieros mecánicos competentes.

A nuestro asesor, Frank William Zárate Peña, por todos sus conocimientos compartidos, tiempo, experiencia y dedicación, quien nos ayudó para la culminación de nuestra tesis.

A nuestros padres y hermanos, por acompañaros en esta etapa de vida profesional y su apoyo incondicionales en todo momento, Dios los bendiga.

DEDICATORIA

A mi abuelita, Isabel, por sus sabios consejos y por ayudarme a dar inicio a esta carrera, ahora que ya no estás conmigo, sé que desde el cielo seguirás guiando mi camino y ayudándome a lograr cada objetivo.

A mis padres, mis hermanos, mi esposa e hija.

A los docentes de mi casa de estudios.

Jorge

Con todo el amor y cariño que tuve a mi gran amigo, compañero y padre, que ahora ya no está a mi lado, pero siempre vivirá en mi corazón. Agradecerle por todo el tiempo que se dedicó en ayudarme a terminar la carrera, por cada una de sus palabras de aliento, muchas gracias, mi querido padre, un fuerte abrazo hasta el cielo.

Jhonatan

Con todo mi corazón, a mis padres, hermanos, esposa e hija, pues sin la ayuda de ellos no hubiese culminado mi carrera profesional, sus bendiciones y oraciones del día a día a lo largo de mi vida hicieron que me protegiera y me guie por el camino del bien. ¡Muchas Gracias!

Kelvin

ÍNDICE

Agradecimientos.....	ii
Dedicatoria	iii
Índice.....	iv
Índice de figuras.....	viii
Índice de tablas.....	xi
Resumen.....	xiii
Abstract.....	xiv
Introducción	xv
CAPÍTULO I.....	17
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO.....	17
1.1. Planteamiento del problema	17
1.2. Formulación del problema	19
1.2.1. Problema general	19
1.2.2. Problemas específicos.....	19
1.3. Objetivos	19
1.3.1. Objetivo general.....	19
1.3.2. Objetivos específicos	20
1.4. Justificación e importancia.....	20
1.4.1. Teórica	20
1.4.2. Práctica.....	20
1.4.3. Metodológica	20
1.5. Limitaciones de la presente investigación.....	21
CAPÍTULO II.....	22
MARCO TEÓRICO	22
2.1. Antecedentes del problema	22
2.1.1. Antecedentes internacionales.....	22
2.1.2. Antecedentes nacionales	24
2.2. Bases teóricas	26
2.2.1. Concepto	26
2.2.2. Morfología y fisiología de las plantas.....	26
2.2.3. Recolección y picado de forraje.....	27
2.2.4. Transporte de forraje.....	32
2.2.5. Diseño de ejes	39
2.2.6. Cojinete de contacto rodante.....	40

2.2.6.1. Selección de rodamiento.....	40
2.2.6.2. Carga nominal dinámica básica (C10).....	40
2.2.7. Uniones a tensión y pernos	41
2.2.8. Sistema de transmisión	42
2.2.8.1. Ecuaciones de resistencia AGMA	42
2.2.8.2. Banda en V	43
2.2.9. Uniones soldadas	45
2.2.9.1. Soldadura a tope y filete	45
2.2.9.2. Soldadura de filete paralelo	46
2.3. Definición de términos básicos	47
CAPÍTULO III.....	50
METODOLOGÍA	50
3.1. Método de investigación	50
3.1.1 Tecnológico	50
3.2. Tipo de investigación	51
3.2.1. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución.....	52
3.2.1.1. Lista de deseos y exigencia para la máquina cortadora y picadora de forraje	52
3.2.2. Estado de tecnología	53
3.2.3. Lista de requerimientos.....	54
3.2.4. Fijación de procesos.....	55
3.2.5. Análisis de la solución (matriz morfológica)	57
3.2.6. Descripción de las posibles soluciones	57
3.2.7. Análisis técnico.....	60
3.2.8. Análisis económico.....	61
3.2.9. Análisis de soluciones.....	61
3.2.10. Representación de la segunda solución.....	62
3.3. Materiales y métodos	62
3.3.1. Cálculo de la potencia y capacidad de trabajo de la máquina.....	62
3.3.1.1. Cálculo de rpm en el sistema.....	62
3.3.1.2. Cálculo de torques en el sistema.....	64
3.3.1.3. Longitud de corte teórico.....	65
3.3.1.4. Capacidad teórica de la picadora de forraje.....	66
3.3.1.5. Energía para el corte.....	66
3.3.1.6. Cálculo de fuerza de corte específico máximo	67
3.3.1.7. Energía específica de corte	72

3.3.1.8. La potencia necesaria para acelerar el forraje en el cabezal de corte o el soplador	73
3.3.1.9. La potencia de aire aproximada.....	73
3.3.1.10. La potencia total de la TDF consumida por la picadora de forraje	73
3.3.2. Sistema de regulación de altura para el trabajo de las cuchillas	74
3.3.2.1. Cálculo de las propiedades de masa del sistema empleando el software SolidWorks.....	74
3.3.2.2. Cálculo de fuerzas en los apoyos.....	75
3.3.2.3. Cálculo del diámetro mínimo del vástago del pistón que regula la altura de trabajo	78
3.3.3. Sistema de enganche	82
3.3.4. Cálculo de pernos.....	83
3.3.5. Sistema de corte	85
3.3.5.1. Cálculo y selección de eje porta cuchillas	85
3.3.5.2. Cálculo del momento máximo de flexión.....	92
3.3.5.3. Cálculo del diámetro por energía de distorsión	92
3.3.5.4. Empleando el programa SolidWorks se hallaron los siguientes resultados	94
3.3.5.5. Criterios de falla por fatiga (ED-Goodman).....	95
3.3.5.6. Cálculo de chumaceras	100
3.3.5.7. Sistema de transmisión	103
3.3.6. Análisis del sistema de recolección	111
CAPÍTULO IV	114
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	114
4.1. Presentación de resultados	114
4.1.1. Diseño de la máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples ...	114
4.1.2. Diseño del sistema de transmisión	115
4.1.3. Diseño del sistema de estructural.....	118
4.1.4. Criterios tomados en cuenta para validar el diseño de la máquina	119
4.1.4.1. Sistema de picado	119
4.1.4.2. Diseño de cuchillas de corte	120
4.1.4.3. Transporte de máquina	123
4.1.4.4. Sistema de regulación de altura (movimientos de la máquina)	124
4.2. Discusión de resultados.....	124
Conclusiones	126

Recomendaciones	127
Lista de referencias	128
Anexos	130

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Morfología de las plantas	26
Figura 2. Muestra dos tipos de mecanismos de alimentación para las picadoras de forraje de corte de precisión.	28
Figura 3. Existen varios tipos de cabezales para las cosechadoras de corte de precisión.	28
Figura 4. Los cabezales para cultivos en hileras se utilizan cuando hay que picar maíz u otros cultivos en hileras.	29
Figura 5. Los cabezales no direccionales.....	29
Figura 6. Los cabezales de corte directo son para cosechar cultivos en pie	30
Figura 7. Ilustra la distribución del tamaño de las partículas de alfalfa marchita picada con diferentes longitudes de corte teóricas	31
Figura 8. Diagramas de flujo de cultivo y de transmisión de potencia asociada para una picadora de forraje autopropulsada.....	33
Figura 9. En comparación con el diagrama fuerza-desplazamiento para un corte recto.....	35
Figura 10. El material que sale del cabezal de corte no golpea todo el alojamiento en el mismo lugar	37
Figura 11. Independientemente de la vida útil estimada del rodamiento, hay elementos clave que deben tenerse en cuenta a la hora de determinar los rodamientos para una aplicación	40
Figura 12. Este es el caso de estudio de una soldadura en ranura tipo V que soporta una carga de valor F	45
Figura 13. Se determinó el esfuerzo cortante máximo ubicado en el área h.....	46
Figura 14. El procedimiento de diseño será en función a los bloques	51
Figura 15. Caja negra.....	53
Figura 16. Ciclo productivo de la máquina.....	55
Figura 17. Caja de cristal	56
Figura 18. Dibujo de la solución 1	58
Figura 19. Dibujo de la solución 2.....	59
Figura 20. Dibujo de la solución 3.....	59
Figura 21. Análisis comparativo de las posibles soluciones	61
Figura 22. Acoplamiento del tractor agrícola y la picadora de forraje para un mejor traslado y desplazamiento en campo	62
Figura 23. Ensamblaje de la presentación de la solución óptima	62
Figura 24. Especificaciones técnicas del tractor John Deere 7930	63
Figura 25. Partes del sistema de transmisión	63

Figura 26. Las rpm de cada uno de los componentes están relacionadas al sistema de transmisión con 540 rpm.....	64
Figura 27. El cálculo de torque	65
Figura 28. Vista de planta	66
Figura 29. Representación del radio de rotación y el sentido de giro de las cuchillas.....	67
Figura 30. Vista en 3D de una de las cuchillas con corte simple.....	71
Figura 31. Representación de una cuchilla	71
Figura 32. Representación de la estructura	74
Figura 33. Dimensiones de los puntos de apoyo en la estructura	75
Figura 34. Análisis de cuerpo libre en cada punto por la presencia de una rótula.....	75
Figura 35. Análisis de cuerpo libre por cada sistema de funcionamiento.....	77
Figura 36. Cálculo de vectores en relación con las fuerzas ejercidas en los distintos puntos de apoyos de la estructura.....	78
Figura 37. El actuador hidráulico.....	78
Figura 38. Prueba con carga en los extremos articulados (pivoteados)	79
Figura 39. Análisis de la gráfica de Euler.....	80
Figura 40. Se aprecia las características del cilindro estándar de doble efecto.....	81
Figura 41. Diagrama de cuerpo libre correspondiente a la barra de tiro.....	82
Figura 42. Análisis de von Mises correspondiente a la barra de tiro	82
Figura 43. Análisis del factor de seguridad del tiro	83
Figura 44. Análisis estático de pernos sujetadores de la barra de tiro	85
Figura 45. Sistema de corte.....	85
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre	87
Figura 47. Diagrama cortante y flector del sistema de corte en el plano XZ.....	90
Figura 48. Diagrama cortante y flector del sistema de corte en el plano YZ.....	91
Figura 49. Análisis por von Mises referente al eje del sistema de corte.....	94
Figura 50. Análisis de factor de seguridad del sistema de corte FDS.....	95
Figura 51. Barra circular con detalle circunferencial sometida a flexión	96
Figura 52. Eje redondeado con filete en el hombro en torsión	96
Figura 53. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio.....	97
Figura 54. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio.....	97
Figura 55. Gráfica en 3D del sistema de corte	100
Figura 56. Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK.....	106
Figura 57. Análisis del sistema de recolección referente a la velocidad del aire dentro de la tolva en funcionamiento, empleando el programa SolidWorks	112
Figura 58. Valores de la velocidad de las partículas impulsadas por las cuchillas	112

Figura 59. Se observa que, las partículas, al momento de impactar con las cuchillas, pueden alcanzar los 0.6 m/s.....	113
Figura 60. Se observa las partículas al momento de impactar con las cuchillas, pueden alcanzar una energía de impulso de 4.97 J.....	113
Figura 61. Se visualiza una máquina agrícola unida al sistema de corte	114
Figura 62. Sistema de transmisión	116
Figura 63. Velocidad registrada en el eje.....	116
Figura 64. Velocidad registrada en el eje portacuchillas	116
Figura 65. Energía cinética angular registrada en el eje de rotación	117
Figura 66. Energía cinética rotacional registrada en las cuchillas	117
Figura 67. Fuerza de torsión registrada en el eje cardan.....	117
Figura 68. Se puede observar que, con la velocidad de las partículas, los tallos picados, alcanzaron una velocidad máxima de 0.6 m/s.....	118
Figura 69. Valores de la velocidad de las partículas impulsadas por las cuchillas empleando el software EDEM	118
Figura 70. Análisis de presiones registradas en el eje portacuchillas al momento de realizar el picado.....	119
Figura 71. Análisis de presiones registradas del eje portacuchillas	120
Figura 72. Diseño y selección del material de cuchillas	120
Figura 73. Ángulo de ataque óptimo para las cuchillas	123
Figura 74. Demostración de la fuerza necesaria que debe realizar el actuador hidráulico para poder regular la altura de trabajo	124

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Secciones de bandas en V estándar.....	43
Tabla 2. Circunferencias interiores de bandas en V estándar	43
Tabla 3. Dimensiones de conversión de longitud	44
Tabla 4. Factores de servicio sugeridos KS transmisiones de banda en V	45
Tabla 5. Lista de deseos y exigencias según el Fabricante.	52
Tabla 6. Matriz morfológica, donde se puede apreciar el análisis sistemático de funcionamiento de la máquina.....	57
Tabla 7. Análisis técnico con relación a las exigencias del fabricante	60
Tabla 8. Análisis económico según criterios de evaluación del fabricante.....	61
Tabla 9. Datos para el cálculo de longitud de corte	65
Tabla 10. Datos para el cálculo de la capacidad teórica	66
Tabla 11. Datos para el cálculo de energía necesaria de corte.....	67
Tabla 12. Propiedades de masa de las cuchillas ensambladas	72
Tabla 13. Cuadro de valores de fricción entre materiales que servirán como referencia.....	77
Tabla 14. Cuadro de datos para el cálculo del diámetro del eje.....	79
Tabla 15. Tamaños preferidos y números de Renard.....	80
Tabla 16. Catálogo Cicrosa para selección de cilindros hidráulicos.....	81
Tabla 17. Cuadro de resultados de las cargas que soporta cada perno	84
Tabla 18. Propiedades de masa de las cuchillas y eje portacuchillas.....	86
Tabla 19. Fuerzas que actúan en cada chumacera de pie	89
Tabla 20. Tamaños preferidos y números de Renard.....	94
Tabla 21. Acabado superficial	98
Tabla 22. Factores de confiabilidad	99
Tabla 23. Resultados de cálculo de diámetro de eje portacuchillas	100
Tabla 24. Datos para la selección de chumacera	100
Tabla 25. Unidades de hierro fundido tipo puente Self-Lube® Serie NP.....	101
Tabla 26. Valores de datos extraídos de la tabla 21	102
Tabla 27. Valores de f_0 con relación al inserto de rodamiento.....	102
Tabla 28. Valores de Y	103
Tabla 29. Datos para la selección de la polea conductora.....	104
Tabla 30. Datos para la selección de la polea conducida.....	104
Tabla 31. Factor de carga.....	105
Tabla 32. Selección de diámetros de poleas	107
Tabla 33. Selección de distancia entre ejes de poleas	108
Tabla 34. Correas trapeciales estrechas Optibelt SK	109

Tabla 35. Datos del arco de brazo y factor de corrección.....	110
Tabla 36. Tabla de factor de desarrollo 2120 mm.	110
Tabla 37. Valores de potencia nominal.....	111
Tabla 38. Resultados de diámetros de las poleas	111
Tabla 39. Variables, material AISI 316	121
Tabla 40. Resultados de análisis de variables	122

RESUMEN

El presente trabajo planteado hace referencia a un implemento agrícola, que en el mercado actual se cuenta con costos muy elevados para el agricultor, ganadero y microempresario en el valle del Mantaro, tiene como principal objetivo detallar el proceso de diseño de una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples para tractores agrícolas que pueda tener un rendimiento formidable en los campos de cultivo del valle del Mantaro, empleando la metodología tecnológica de diseño con el método aplicado a la solución VDI 2221, generalizando el procedimiento en el proceso de diseño en Ingeniería Mecánica, para poder secuenciar desde las dimensiones de los fenómenos físicos que está detrás de la problemática en el procedimiento de cosecha de forrajes. El diseño de la máquina fue empleado eficientemente con la capacidad de cortar, picar y recolectar el forraje, a una velocidad de impulsión de 0.6 m/s con una altura de corte máximo de 274 mm y una altura mínima de trabajo de 70 mm, con un sistema de transmisión que sea idóneo a la variación de las RPM (rango de régimen permitido 540 rpm y 1658 rpm). Se realizó el modelamiento del implemento agrícola aplicando el software de modelado mecánico CAD SolidWorks 2016, asimismo, se usaron las herramientas del análisis estático del programa para evaluar las fuerzas (tensiones, deformaciones), que actúan sobre los componentes.

Palabras claves: ensilado, fuerza de corte, modelamiento, recolección, simulación, tratamiento térmico, tipos de máquinas picadoras

ABSTRACT

The present proposed design refers to an agricultural implement, which in the current market has very high costs for the farmer, rancher and micro-entrepreneur in the Mantaro valley, the main objective of the research work is to detail the design process of an forage chopper and collector machine with simple blades for agricultural tractors that can have a formidable performance in the crop fields of the Mantaro valley, using the technological design methodology with the method applied to the VDI 2221 solution, generalizing the procedure in the process of design in Mechanical Engineering, to be able to sequence from the dimensions of the physical phenomena that is behind the problems in the forage harvesting procedure. The design of the machine will be efficient, capable of cutting, chopping and collecting fodder, with a driving speed of 0.6 m/s at a maximum cutting height of 274 mm and a minimum working height of 70 mm, with a system of transmission that is adequate to the variation of the rpm (range of regime allowed 540 rpm and 1658 rpm). The modeling of the agricultural implement was carried out applying the CAD SolidWorks 2016 mechanical modeling software, likewise the static analysis tools of the program were used to evaluate the forces (stresses, deformations) that act on the components.

Keywords: harvesting, heat treatment, modeling, shear force, silage, simulation, types of mincers

INTRODUCCIÓN

Los sectores de la ganadería y agricultura forman una fuente importante de desarrollo económico en el valle del Mantaro y el país; a pesar de ello, el interés de mejorar la producción es muy poco, más aún para las pequeñas producciones que, por lo general, carecen de maquinaria agrícola adecuada para hacer factible el trabajo de corte y recolección de forraje.

La siguiente alternativa emana por la necesidad de desarrollar una máquina o mecanismo que permite desarrollar con facilidad el picado y recolectado de forraje con un sistema de corte con cuchillas simples, obteniendo mejores resultados, limitando las pérdidas producidas en la recolección entre un 20 % y 30 %, ampliando la capacidad de trabajo, tiempos y costos.

El desarrollo se ajusta por la metodología de VDI 2221-2225, para tener presente las características técnicas que se emplearon para el diseño y desarrollo de la máquina cortadora de forraje.

Para el entendimiento general a continuación se detallan, por capítulos, el proceso de la investigación:

Capítulo I: se enfoca en el planeamiento del estudio en donde se desarrolla el planeamiento y formulación del problema, teniendo como objetivo general diseñar una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples, la justificación de la realización del trabajo y las limitaciones.

Capítulo II: se abordó el marco teórico y se redactaron los antecedentes nacionales e internacionales, así como, las bases teóricas que regirán en todo el desarrollo de la investigación, detallando conceptos y fórmulas que fueron aplicadas.

Capítulo III: la metodología empleada es un método de investigación cuantitativa, ya que está basada en una estructura bien definida y secuencial, se tiene un estudio amplio sobre los materiales y métodos que fueron empleados y redactados con énfasis en la aplicación de la ingeniería a la solución del problema, asimismo, el método aplicado a la solución.

Capítulo IV: como resultado final, se logró diseñar una eficiente máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples para tractores agrícolas en el valle del Mantaro, mejorando el funcionamiento en base a máquinas que existen en los mercados.

La presente tesis es importante porque contribuye con el fortalecimiento de las actividades agrícolas del valle del Mantaro, al mismo tiempo, permite seguir motivando su investigación y proponer múltiples soluciones a fin de potenciar y tecnificar en el proceso de corte y recolección de forraje.

Así mismo, el presente trabajo sería una opción óptima para el crecimiento del sector agrícola, ya que, el productor estaría invirtiendo un costo mínimo en la fabricación de la máquina y generando así mejores ganancias económicas, como resultados en la ejecución de sus labores en el campo y el mantenimiento periódico a un bajo costo.

Por último, se realizaron las conclusiones en base a la eficiencia lograda, tiempos estimados según datos del diseño, adicionalmente, están las referencias y los anexos.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1. Planteamiento del problema

Una de las grandes actividades del valle del Mantaro es la agricultura y en las zonas aledañas, la ganadería; tiene una diversidad de producción en productos agrícolas, entre ellos los forrajes, que pueden ser avena forrajera, maíz chala (verde), tallos de alcachofas, que, al ser cortadas pueden pasar a dos procesos ensilados o henificados de pastos; todo ello para conservar alimentos más nutritivos para la ganadería, de esta forma, se garantiza el aprovechamiento de los alimentos y no generar residuos; sin embargo, para estos procesos es necesario el corte de forrajes.

a) Datos actuales de corte

- ✓ Numero de cuchillas de rotor: 21 (un solo filo)
- ✓ Numero de cuchillas de cabezal: 3 regulares
- ✓ Aspas impulsoras: 3
- ✓ Ancho de corte: 1.50 m (59.05 in)
- ✓ Altura de corte: ajustable de 65 a 200 mm (2 ½ - 7 ¾ in)
- ✓ Ajuste de la altura de corte: mediante manivela o cilindro hidráulico

b) Recolector de pasturas

- *Un nuevo y exclusivo diseño de sinfín*

El nuevo sinfín exclusivo con aletas contribuye a mejorar significativamente la capacidad de paso, especialmente en cordones densos y húmedos.

- *Sinfín de velocidad variable*

Gracias a la velocidad variable del sinfín es posible optimizar la capacidad de paso para aumentar la calidad del forraje y el rendimiento de picado, especialmente, en condiciones difíciles.

- *Ensilado de calidad*

El bastidor pivotante con la rueda central adicional se adapta a los suelos irregulares, evitando la contaminación del ensilado por tierra.

- *Mayor fiabilidad*

Las cadenas reforzadas proporcionan un alto rendimiento campaña tras campaña. Se añade el sistema de engrase automático para reducir aún más el mantenimiento diario.

- *Dedos de velocidad variable*

Una transmisión doble opcional ajusta la velocidad de los dedos del recogedor independientemente del sinfín. Esto es en particular útil al cosechar cordones ligeros. Al aumentar la velocidad del avance, los dedos se aceleran de forma automática, para no dejar cultivo en el suelo.

Neldecu et al. (1), presenta los resultados experimentales obtenidos con un forraje arrastrado con segador sobre las principales características del material picado que pueden influir en la calidad del silo: la longitud de corte de las plantas forrajeras y la uniformidad de la longitud de corte. El proceso de compactación y extracción de aire de la masa de forraje picado está influenciado por la longitud de corte de las plantas forrajeras y la uniformidad de la longitud de corte, estos parámetros fueron realizados por el dispositivo de corte del equipo de recolección.

Sánchez y Álvarez (2), determinan que existe hasta un 5 % de pérdidas al momento de realizar el corte del forraje a causa de las típicas insuficiencias en este proceso.

Por ello, seguir practicando una agricultura tradicional no beneficia a los agricultores, el costo es alto y la producción es baja en forma general, de ello no se exime el proceso de ensilado que, para un manejo tradicional, se eleva el costo en comparación con un proceso mecanizado, para obtener una mayor productividad.

Por otro lado, la maquinaria agrícola es costosa en el Perú, la mayoría de las máquinas son importadas, para una actividad como la agrícola que en el transcurso de los años ha sido postergada, la compra de estos equipos para la agricultura y ganadería es complicada para la mayoría de los agricultores, por ende, existe una gran falta de estos implementos en el trabajo.

Con una motorización cómoda y muy dirigida, se puede ampliar la capacidad de trabajo y limitar las pérdidas producidas en la recolección entre un 20 % y un 30 % (3).

Hoy en día las comunidades, centros poblados y anexos buscan optimizar mejor sus procesos de alimentación de sus ganados a través del troceado y la descomposición de la vegetación de cultivos ya cortados. Productos alimenticios que pueden beneficiar a la ganadería en época de estiaje sin perjudicar su alimentación y mantener una productividad esperada. Es por lo que, este análisis dará la posibilidad de responder la siguiente pregunta.

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema general

¿Cómo diseñar una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples para tractores agrícolas?

1.2.2. Problemas específicos

- ¿Cómo diseñar un adecuado sistema de transmisión de la máquina picadora y recolectora de forraje?
- ¿Cómo diseñar un sistema estructural adecuado para la máquina picadora y recolectora?
- ¿Qué criterios se deben tener en cuenta para validar el accionamiento del sistema de picado, transporte y movimiento de la máquina?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples, remolcada por tractores agrícolas.

1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar un adecuado sistema de transmisión de la máquina picadora y recolectora de avena forrajera capaz de generar una expulsión del material por las mismas cuchillas a una velocidad de 0.6 m/s (considerar 540 rpm a 1658 rpm).
- Diseñar un sistema estructural adecuado para la máquina picadora y recolectora a base de las pruebas de simulación en el *SolidWorks*, para así poder seleccionar el tipo de material a fabricar.
- Validar el accionamiento adecuado para el sistema de picado, transporte y movimiento de la máquina, donde la estructura del chasis servirá como soporte mediante dos neumáticos anclados al implemento agrícola para el libre traslado.

1.4. Justificación e importancia

1.4.1. Teórica

El desarrollo de la mecanización agrícola o utilizar máquinas para mejorar la producción agrícola en el entorno, es una de las dificultades actuales más importantes; los beneficios y el aporte del uso de maquinaria agrícola, en corte de forrajes, coadyuva a la actividad agrícola para aprovechar sus productos y que, a través de ellos, aporta en la producción en el aspecto ganadero.

1.4.2. Práctica

A través del desarrollo del presente trabajo se logrará determinar nuevas prácticas de corte de forraje, con una máquina cortadora más liviana para condiciones geográficas propias del valle del Mantaro, que sea eficiente tecnológicamente y que responda a las condiciones económicas y sociales de los agricultores.

1.4.3. Metodológica

Para demostrar el desempeño del diseño de la máquina se utilizaron las diferentes herramientas de diseño pertinentes, herramientas digitales y software necesario para demostrar el funcionamiento de la máquina picadora y seleccionadora de forraje, con la intención de afinar la metodología de diseño en máquinas agrícolas.

1.5. Limitaciones de la presente investigación

Para poder aprobar el cálculo en el diseño y selección de elementos mecánicos, tiene que pasar por una validación a través de simulaciones, en este caso, se simularon los esfuerzos y deformaciones de los elementos o subsistemas de la máquina, pero una limitación es el modelamiento dinámico de toda la máquina, para poder modelar se utilizó el programa de *SolidWorks*, que a medida que se trabaja con más componentes demanda de un equipo con mayor capacidad.

Por otro lado, existe una limitación para simular el preciso momento de corte del forraje y el traslado y expulsión del forraje picado.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del problema

2.1.1. Antecedentes internacionales

Nongye (4) en su trabajo de investigación “*Diseño y experimento del dispositivo triturador de rodillos de King Grass segador*”, se diseñó de acuerdo con la demanda de la cosecha, un dispositivo de trituración de rodillos, adecuado para cosechar *king grass*; basado en el dispositivo de trituración de forraje segador. La estructura principal y los parámetros se determinaron mediante análisis teóricos.

La cuchilla trituradora del dispositivo adoptó una disposición simétrica de cuatro filas, lo que podría reducir efectivamente el daño por fatiga causado por la introducción alterna. Se diseñó una prueba de factor único y una prueba combinada de rotación ortogonal cuadrática para explorar la influencia de la velocidad de rotación del rodillo de alimentación y el rodillo triturador en los indicadores de evaluación: tasa de aprobación de trituración del tallo y longitud promedio (4).

El análisis de superficie de respuesta, el análisis de regresión y la optimización del objetivo se llevaron a cabo en los resultados por *Design Expert*. Se obtuvieron ecuaciones de regresión y combinaciones óptimas de parámetros entre los factores de prueba y los indicadores de evaluación. Los resultados de la prueba de factor único revelaron que los rangos de velocidad de rotación del rodillo de alimentación y el rodillo triturador eran 380 ~ 480 r/min y 750 ~ 950 r/min, respectivamente. La prueba ortogonal de rotación cuadrática y la optimización del objetivo obtuvieron la

combinación óptima de la siguiente manera: la velocidad de rotación del rodillo de alimentación fue de 416.5 r/min, la velocidad de rotación del rodillo triturador fue de 950 r / min, la tasa calificada de trituración del tallo fue del 98.30 % y la longitud promedio de tallos rotos fue de 29,04 mm (4).

La verificación de la prueba de banco y la prueba de campo revelaron que tenía un efecto de trituración uniforme, una alta tasa de aprobación de trituración del tallo y la longitud promedio cumplía con los requisitos, lo que cumplía con los requisitos de diseño del dispositivo de trituración de rodillos (4).

Tian et al. (5) en su trabajo de investigación “*Diseño y experimentación de paja autopropulsada de forraje cultivo segador*”, la recolección de cultivos de forrajes de paja (ensilaje de maíz, alfalfa, morera herbácea, etc.) fue tediosa, costosa de mano de obra y con una gran pérdida de nutrientes. El diseño de la máquina consiste en propulsar cierta cantidad de paja mediante un corte y picado para luego ser expulsado dentro del cultivo. El ángulo de corte se puede ajustar libremente entre 0 ° y 8 °. La velocidad máxima de rotación del rodillo aplastador podría alcanzar las 590 r/min y podría ajustarse consecutivamente mediante el dispositivo de control hidráulico (5).

Para verificar el desempeño de esta máquina, se llevaron a cabo varios experimentos de cosecha de alfalfa, maíz ensilado y morera herbácea con diferente humedad. Durante el experimento, la velocidad de trabajo promedio de la máquina fue de 1,6 m/s, la altura de corte fue de 40 a 80 mm y la tasa de aplanamiento fue del 97,14 %. Se determina que la velocidad de corte adecuada para cosechar alfalfa es 2131 r/min; la velocidad de corte adecuada para la cosecha de maíz ensilado es de 836 r/min; la velocidad de corte adecuada para cosechar hierba de morera es de 1045 r/min (5).

Romaniuk et al. (6) generaron la aplicación de la teoría de la similitud y el análisis dimensional al estudio de centrífuga-rotatoria helicóptero de forraje de grano. Este estudio presenta el dispositivo y el principio de funcionamiento de forraje de trituradoras de granos que utilizan la fuerza centrífuga de inercia para abastecer los cuerpos de trabajo, lo que ocurre como resultado de la rotación del rotor con un eje vertical. Se han caracterizado los resultados de algunas pruebas de máquinas que funcionan según este principio. Se llama la atención sobre las desventajas de la mayoría de los trabajos de investigación, a saber, la falta de premisas para crear trituradoras de esta clase con una amplia gama de rendimiento.

El objetivo es dar una relación entre el diseño y los parámetros tecnológicos para el funcionamiento de una trituradora centrífuga-rotativa utilizando la teoría de similitud y un análisis dimensional. Además, los datos experimentales muestran una relación empírica al calcular la eficiencia para el modelo de trituradora considerado anteriormente. Aplicando los criterios de similitud, se obtuvieron complejos adimensionales, que permiten determinar la importancia de los parámetros seleccionados en la etapa inicial para la eficiencia de la trituradora (6).

La novedad de esta investigación es la aplicación de la teoría de la similitud y el uso del análisis dimensional, que permitió escalar los resultados de los datos experimentales y obtener una trituradora centrífuga-rotativa con mayor eficiencia, manteniendo la calidad del producto obtenido. Esta técnica indica los costos de energía del proceso de trituración, que se puede utilizar para seleccionar la proporción de parámetros en la trituradora que garantizaría que se consuma una cantidad mínima de energía (6).

2.1.2. Antecedentes nacionales

Sánchez y Coarite (7), en su tesis "*Mejoramiento del proceso de henificación de forraje mediante el diseño y construcción de una máquina segadora-acondicionadora*", tiene como objetivo de diseñar y construir una máquina cortadora acondicionadora de forraje para su secado y empaquetado, con la finalidad de reducir el desperdicio de forraje al momento de la cosecha.

La máquina necesita de 8,16 HP para el trabajo de las cuchillas, con una velocidad de 724 rpm, donde los tallos cortados son trasladados por un molinete, que tiene garras especialmente diseñadas para fracturar los tallos. Finalmente, los tallos fracturados son trasladados por un tornillo transportador para luego ser empaquetados (7).

Todo el mecanismo diseñado realiza un proceso como son: corte de forraje por las cuchillas, traslado o arrastre por el molinete que lo direcciona al tornillo sinfín, el acondicionamiento de forraje es mediante el sistema de tornillo sinfín. El sistema hace la mejora de la henificación en la siega y acondicionado de forraje, ya que esta máquina lo ralea y deja espacios de oxigenación (porosidad) para una mejora en el tiempo de secado del forraje, aplicando estos sistemas se logra mejorar el proceso de henificación, verificando los resultados de las pruebas, obteniendo 0.32 ha/h como dato teórico y 0.33 ha/h como dato de campo, lo que indica que una hectárea será segada

aproximadamente de 3 a 4 horas; con una velocidad de avance de 2 km/h, adicionalmente, la máquina tiene un costo total, considerado el costo directo y costo indirecto, la suma total de \$ 6 955,57. Con estos resultados, se infiere que la utilización de esta máquina disminuye el desperdicio además de reducir el tiempo utilizado para la cosecha (7).

Zea (8), planteó un estudio que tuvo por objetivo hallar un sistema que cumpla con realizar el mayor número de pacas de avena forrajera, además de tener el menor costo de producción. Como resultado se obtuvo una investigación de enfoque cuantitativo de corte experimental, donde los factores de estudio fueron el sistema de corte de forraje, teniendo como sus niveles el mecanizado de la segadora rotativa del tambor (S1), mecanizado con motoguadaña (S2) y tradicional con segadora a mano (S3), para las variedades de avena africana.

Para el análisis estadístico se utilizaron experimentos empleados con diseños al azar, dando 3 repeticiones por cada diseño. Se obtuvieron variables de respuesta como rendimiento de corte en h/ha, costo operativo en soles/h y el número de pacas/ha. Dando como resultado el corte de avena forrajera (h/ha) por tratamiento evaluado; luego, el tratamiento conformado por el sistema de mecanizado con segadora rotativa de tambor en la avena Vilcanota 1 les dio 0.486 ha/h y en la variedad africana obtuvieron 0.439 ha/h, estos datos comparados con el sistema tradicional con segadora a mano que obtuvo 0.01 ha/h con la variedad Vilcanota y 0.009 ha/h en la variedad africana, además, que al realizar una comparativa en costos se determinó que la forma tradicional con segadora a mano les dio un coste de 4633.62 soles/ha, invertido para el corte de forraje y el costo de producción del sistema mecanizado con segadora rotativa de tambor que les dio un costo de 3402.13 soles (8).

Con los datos obtenidos anteriormente, determinaron que el sistema de mecanizado con segadora rotativa de tambor es un sistema eficiente, ya que cumple con disminuir los costos de producción y puede realizar el trabajo en menor tiempo, esto comparado con el sistema tradicional.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Concepto

Forraje

Son gramíneas o legumbres recolectadas que se utilizan como alimento para animales, ya sean verdes, secas o procesadas (heno, ensilaje, rastrojo, sacarina, amoniaco).

2.2.2. Morfología y fisiología de las plantas

a) Hojas

Son empleadas para captar la luz solar y permiten que las plantas respiren. Son importantes, ya que permiten mejorar la producción de forraje, porque estas siempre buscan posicionarse frente al sol (9).

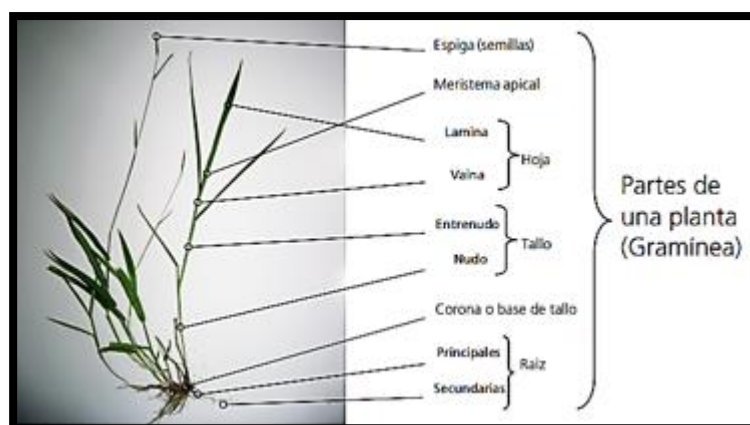


Figura 1. Morfología de las plantas, donde se indica la estructura y composición de cada parte de una planta, forraje, pasto, tallos de alcachofa, etc. (7)

b) Corona o base de tallo:

Es el punto de unión entre las raíces y tallos, es un área muy importante para la producción de forrajes, ya que ayuda a almacenar carbohidratos dentro de la planta (9).

c) Raíz

Es el ancla de la planta en el suelo y principal fuente de almacenamiento de nutrientes. Para obtener una buena producción de una planta, se debe tener cuidado de no sembrar en terrenos compactos, ya que este tipo de suelos matan las raíces.

Dentro de cada planta existen raíces principales y secundarias, las raíces principales están encargadas de dar sustento además de ser las encargadas de explorar el

suelo y las raíces secundarias están encargadas de absorber los nutrientes que posee el suelo (9).

d) Meristema apical

Es el tejido del pasto que orienta el crecimiento, es la zona donde se encuentra el punto de crecimiento de la planta, también conocido como cogollo. Las yemas o rebrotes son estructuras que se forman debajo de las hojas o entrenudos, así como en la base del tallo, que son importantes porque originan el crecimiento. Según el tipo de pastoreo utilizado, el número de ellos aumenta o disminuye, si el crecimiento del pasto es rastrero o decumbente, se logra más cobertura y mejor producción de forraje.

e) Espiga

Es la inflorescencia o estructura en la que van dispuestas en filas las flores de la planta, que después de polinizadas pueden llegar a formar semillas, conocidas en los pastos como cariósipide (9).

2.2.3. Recolección y picado de forraje

Las picadoras de forraje incluyen medios para recoger la cosecha en la máquina, se debe picarla en trozos cortos y transportar el forraje picado a un vagón o camión. La norma AENOR (Asociación Española de Normalización y Certificación) define dos tipos básicos de cosechadoras de forraje, con corte y sin corte de precisión. En la mayoría de las picadoras de precisión se utiliza un cabezal de corte cilíndrico y una cizalla estacionaria para el picado. Las picadoras de precisión se dividen en cortadoras y lanzadoras y cortadoras-sopladoras (10).

Las cosechadoras de corte y lanzamiento utilizan la energía impartida al forraje durante el corte para transportar el material picado desde la cosechadora. Las configuraciones de corte y soplado utilizan un soplador auxiliar para el transporte del material. A menudo se utiliza un sinfín transportador entre el cabezal de corte y el soplador en algunas cosechadoras de forraje de tiro. Las configuraciones de corte y soplado permiten colocar la sopladora y el remolque directamente detrás del tractor, eliminando así el tiro lateral. La configuración de corte y soplado requiere menos componentes y puede requerir menos energía (10).

La longitud de corte se controla mediante la velocidad periférica de los rodillos de alimentación en relación con la velocidad del cabezal de corte. Se coloca un rodillo de alimentación liso de la barra de corte para mantener el agarre del forraje lo más cerca

posible de la barra de corte. En la determinación de las velocidades periféricas de los rodillos de alimentación acanalados, el diámetro de paso (efectivo) es ligeramente inferior al diámetro exterior.

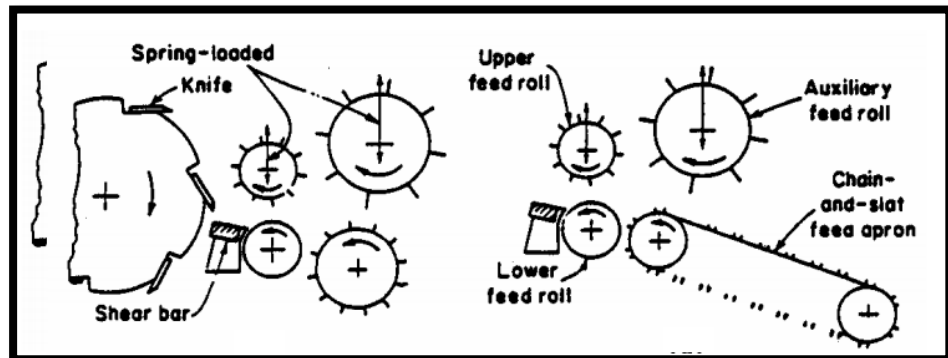


Figura 2. Muestra dos tipos de mecanismos de alimentación para las picadoras de forraje de corte de precisión. En cualquiera de los dos tipos, los rodillos de alimentación superiores están cargados con resortes para precomprimir el forraje antes de que llegue al cilindro. La longitud de corte se controla mediante la velocidad periférica (8)



Figura 3. Existen varios tipos de cabezales para las cosechadoras de corte de precisión. Los cabezales de recogida sirven para cortar el heno que se ha dejado secar parcialmente en las hileras.

Fuente: adaptada de <https://n9.cl/e2u8q>



Figura 4. Los cabezales para cultivos en hileras se utilizan cuando hay que picar maíz u otros cultivos en hileras. Las hoces de los antiguos cabezales para cultivos en hilera han dado paso a un par de discos de corte giratorios para cortar cada hilera (10)



Figura 5. Los cabezales no direccionales, pueden utilizarse en cultivos en hilera, pero no requieren un desplazamiento por esta (10)



Figura 6. Los cabezales de corte directo son para cosechar cultivos en pie, ya que resultan ser más eficiente al momento de ser seccionados (10)

La longitud de corte teórico se puede calcular mediante la siguiente ecuación.

$$L_c = \frac{60000 * V_f}{\lambda_k * \omega_c} \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

Donde

L_c = longitud de corte teórica, en mm

v_f = velocidad de avance

m/s = velocidad periférica de los rodillos de avance

λ_k = número de cuchillas en el cabezal de corte

ω_c = velocidad de rotación del cabezal de corte, rpm

Algunas partículas serán más largas que la longitud teórica cuando los tallos no estén orientados en paralelo a la dirección de alimentación. Otras serán más cortas que la longitud teórica cuando la llegada de los extremos de los tallos no coincide con la llegada de una cuchilla. Las longitudes teóricas de corte suelen oscilar entre 3 y 90 mm. La longitud de corte real suele ser cercana a la longitud teórica en los cultivos en hilera, porque los tallos están orientados casi perpendicularmente a la barra de corte. En el caso de los forrajes de corte directo, las longitudes de corte reales son generalmente un 50 % más largas que la longitud teórica. En el caso de los cultivos en hileras, la longitud de corte media real es mucho mayor que la longitud teórica debido a la alineación aleatoria de los tallos.

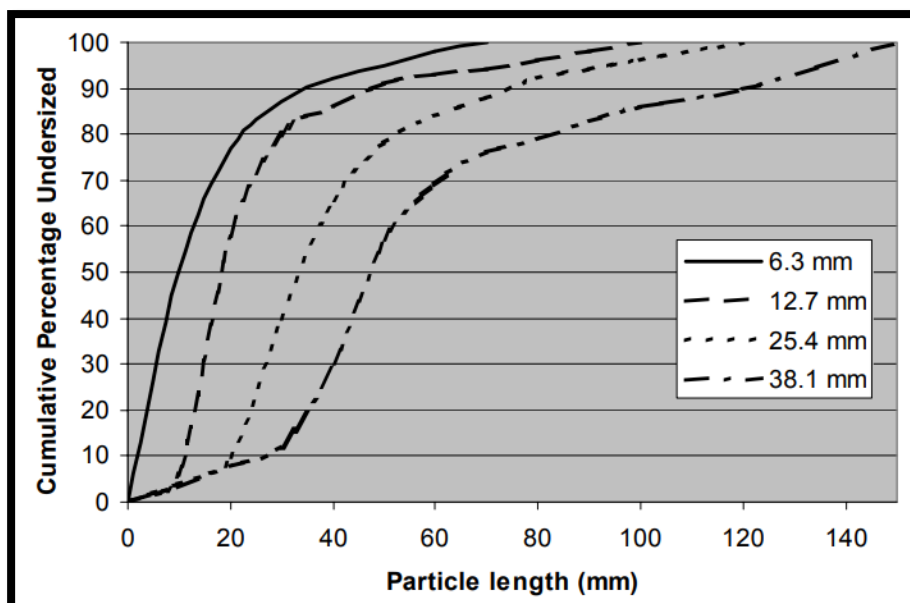


Figura 7. Ilustra la distribución del tamaño de las partículas de alfalfa marchita picada con diferentes longitudes de corte teóricas. Obsérvese que, para cada longitud de corte, aproximadamente el 70 % del ensilado picado son partículas mayores que la longitud de corte teórica (11) (p. 70)

En una picadora de forraje específica, los grandes aumentos en la longitud de corte teórica se hacen quitando cuchillas del cabezal de corte. Por ejemplo, pasando de 12 a 6 y luego a 3 cuchillas, la longitud de corte puede duplicarse. Otro patrón popular es el de 8 a 4 y luego a 2 cuchillas. Los cambios más pequeños en la longitud de corte se realizan ajustando la velocidad de avance. Los rodillos de alimentación se separan más para adaptarse.

La capacidad teórica de una picadora de forraje de precisión puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$m_f = \frac{\rho_f * A_t * L_c * \lambda_k * \omega_c}{6 * 10^5} \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

Donde

m_f = velocidad de alimentación, kg/s

ρ_f = densidad del forraje, kg/m³

A_t = área de la garganta, m²

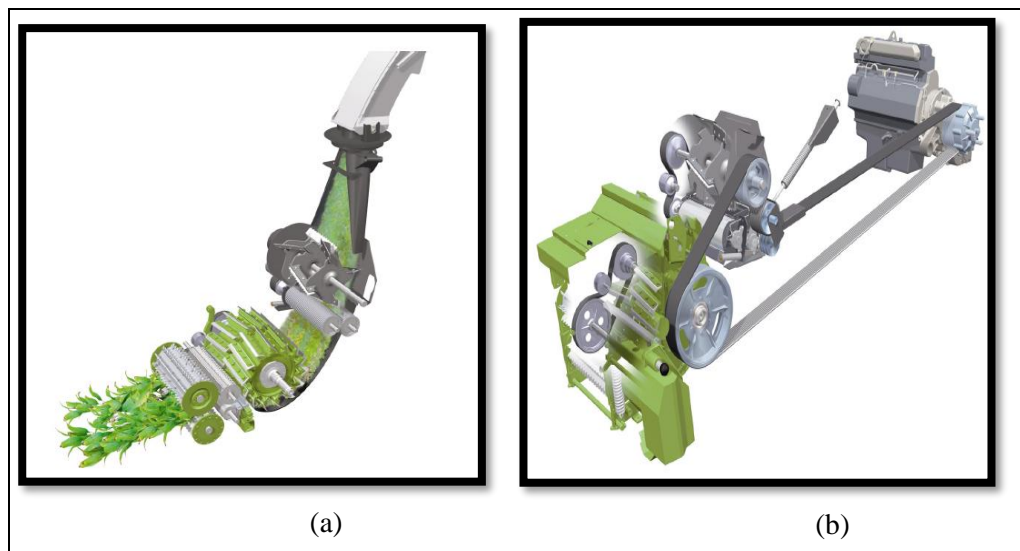
Basados en la investigación de la Universidad de Wisconsin, las densidades típicas de forraje entre los rodillos de alimentación oscilan entre 56 kg/m³ para el heno con un 26 % de humedad a 340 kg/m³ para el maíz verde. Si el rendimiento del forraje

cambia durante una pasada determinada de un campo, el cambio correspondiente en la capacidad se acomoda a través de cambios en la profundidad del forraje entre los rodillos de alimentación. Por lo tanto, los cilindros alimentadores superiores deben ser de alimentación, que deben estar cargados con resortes para permitir dichos cambios de profundidad. El área de la garganta es igual al producto de la anchura del cilindro por la profundidad máxima del forraje entre los rodillos de alimentación (10).

Después de que el forraje sea picado por el cabezal de corte, la fuerza centrífuga lo mantiene contra la carcasa mientras el cabezal de corte lo mueve hacia la salida; la carcasa termina en la parte inferior o trasera del cabezal de corte para permitir que el material picado salga. En una máquina de corte y lanzamiento, el cabezal de corte imparte suficiente energía para lanzar el material picado a un vagón o camión de arrastre. Alternativamente, en una máquina de corte y soplado, se utiliza un impulsor-soplador separado para transportar el material picado. A veces se instala una criba de recortado a la salida de la carcasa del cabezal de corte.

2.2.4. Transporte de forraje

El recorrido del cultivo a través de una cosechadora puede tener un efecto significativo en la capacidad y consumo de energía.



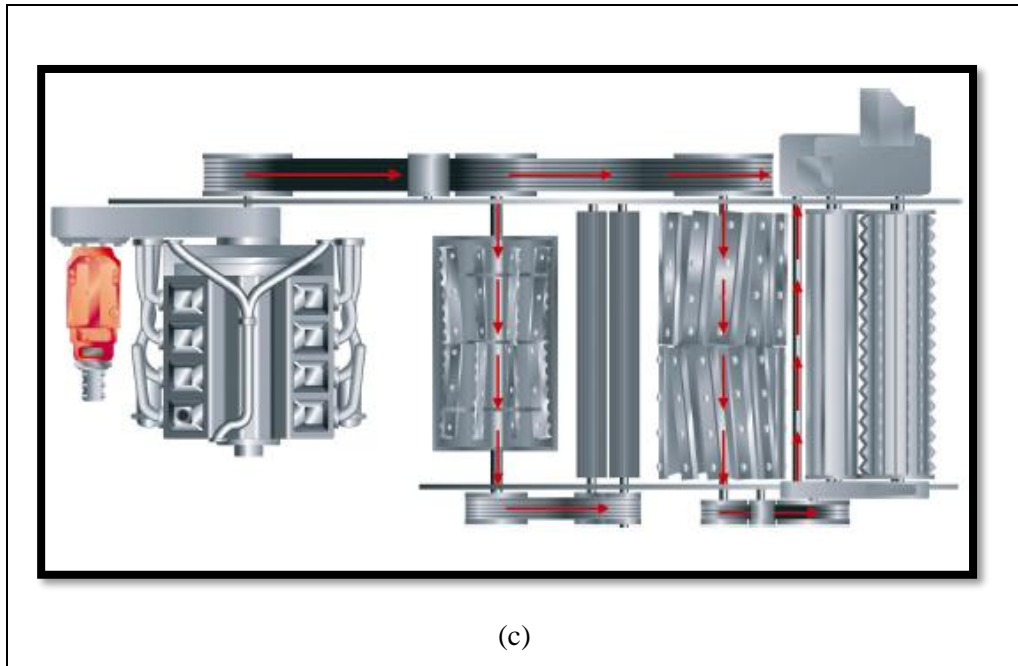


Figura 8. Diagramas de flujo de cultivo y de transmisión de potencia asociada para una picadora de forraje autopropulsada: (a) flujo de cultivo a través de los rodillos de alimentación, el cabezal de corte, el procesador de rodillos y el acelerador de cultivo; (b) ilustración de la transmisión de potencia, y (c) diagrama de flujo de potencia (10)

En una corriente de procesamiento como esta, la energía cinética impartida a la corriente de cultivo se acumula a medida que cada paso aumenta la velocidad de las partículas, lo que ayuda a reducir las necesidades específicas de energía.

Un concepto fundamental en el flujo de material es eliminarlo (cualquier proceso) más rápido de lo que aparece (el proceso anterior). Un aspecto es la velocidad real de las partículas; otro aspecto igual de importante y directamente relacionado es el rendimiento volumétrico y de masa (esto también se ve afectado por la sección transversal del flujo del proceso).

La demanda de energía de una picadora de precisión es tan grande al igual que la capacidad de recolección, esto puede verse limitada por la potencia disponible. La energía se consume en la recogida, el transporte y la compresión del material que se va a cortar, en el corte del material y en el transporte hasta el camión o el vagón. Las pérdidas de potencia parásitas en una picadora de forraje incluyen la fricción de los cojinetes y de los rodamientos, también, la fricción del material cortado en la carcasa del cabezal de corte y el bombeo de aire en el mismo cabezal, por último, el soplador. Numerosos investigadores han descubierto que el uso de energía en las picadoras de forraje por corte y soplado, puede dividirse de la siguiente manera:

- 20 % a la recolección y alimentación
- 40 % en el cabezal de corte
- 40 % en el soplado

En el cabezal de corte, la energía es para la compresión y el cizallamiento, para la aceleración y el movimiento del aire, y para superar la fricción en la carcasa. Dentro del soplador, se requiere energía para la aceleración, para el movimiento del aire y para superar la fricción. Los parámetros del material, como la resistencia al cizallamiento, el contenido de humedad y el coeficiente de fricción, y los parámetros de la máquina, como el afilado de la cuchilla y la longitud de corte, afectarán a la distribución de la energía en la cosechadora. Sin embargo, el corte suele requerir la mayor energía en el cabezal de corte mientras que la fricción genera la mayor necesidad de energía en el soplador.

La necesidad de energía para el corte puede estimarse utilizando la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{1000 * C_f * F_{sm\acute{a}x} * m_f}{\rho_f * L_c} \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

Donde

P_c = potencia necesaria para el corte, en kW

C_f = relación entre la fuerza de corte específica media y la máxima

$F_{sm\acute{a}x}$ = fuerza de corte específica máxima, N/mm de longitud de cizallamiento

Las cuchillas del cabezal de corte de las picadoras de forraje suelen tener forma de hélice; el corte oblicuo resultante prolonga la duración de cada corte.

El corte oblicuo resultante prolonga la duración de cada corte y reduce la fuerza de corte máxima.

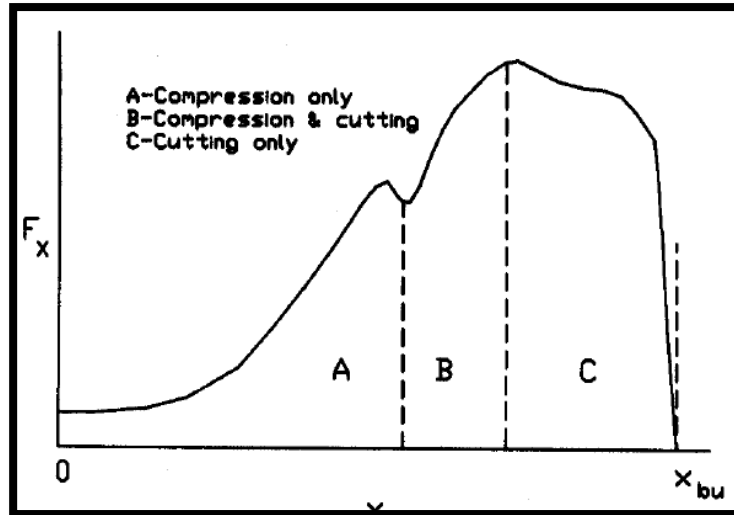


Figura 9. En comparación con el diagrama fuerza-desplazamiento para un corte recto, el corte oblicuo alargaría y bajaría el diagrama sin cambiar el área bajo la curva. Así, al igual que con el corte recto, C_f es aproximadamente igual a 0,64 para los cortes típicos (12) (p. 17)

La potencia de alimentación de corte varía con la velocidad de alimentación y la longitud de corte; la energía de corte específica y proporciona un mejor índice para comparar picadoras de forraje de diferente diseño.

La energía específica de corte se define como sigue:

$$E_{sc} = \frac{1000 * C_f * F_{m\acute{a}x}}{\rho_f} \quad \text{Ecuación 2.5)}$$

Donde

E_{sc} = energía específica de corte por unidad de masa en el cizallamiento, J m/kg

Una vez conocido el valor de E_{sc} , se puede utilizar la siguiente ecuación, que puede utilizarse para potencia:

$$P_C = \frac{E_{sc} * m_f}{L_c} \quad \text{(Ecuación 2.6)}$$

Obsérvese en la ecuación que E_{sc} es proporcional a la máxima fuerza de corte específica. Por lo tanto, mantener las cuchillas afiladas y un espacio libre entre las cuchillas empotradas y las cuchillas móviles es muy importante para reducir la potencia requerida para el corte de forraje. A medida que el filo de la cuchilla se desgasta de un

radio de 0,1 mm (afilado) a uno de 0,3 mm (desafilado), la energía de corte se duplica, aproximadamente.

La energía de corte también se duplica a medida que la holgura aumenta de 0,1 a 0,4 mm. El efecto combinado del embotamiento de la cuchilla y el aumento de la holgura es que se triplica la energía de corte. Las cuchillas desafiladas y la holgura excesiva de la cuchilla hacen que el forraje se desgarre en lugar de cizallarse y también aceleran el desgaste debido a que la cuchilla y la barra de corte se atascan.

Cuando un sensor magnético detecta metal en la garganta, los rodillos de alimentación se detienen automáticamente para evitar que el metal llegue al cabezal de corte. Los rodillos de alimentación deben invertirse para expulsar el forraje metálico antes de reanudar la recolección.

La potencia para superar la fricción entre el forraje cortado y el cabezal de corte o la carcasa del soplador se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$P_f = \frac{\beta * \mu * m_f * v_{pc}^2}{1000} \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

Donde

P_f = potencia absorbida por el rozamiento, kW

β = arco medio de la carcasa rozada por el material picado, en radianes

μ = coeficiente de fricción entre el forraje y la carcasa de acero

v_{pc} = velocidad periférica del cabezal de corte, m/s

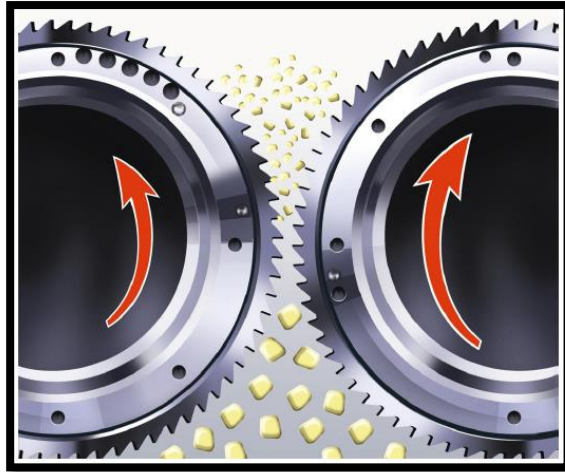


Figura 10. El material que sale del cabezal de corte no golpea todo el alojamiento en el mismo lugar, por lo que, el ángulo β es el ángulo medio de contacto. Los fabricantes se han dado cuenta de que una carcasa corta del cabezal de corte es deseable para reducir la potencia de fricción y, por lo tanto, han minimizado el arco β en la mayoría de las picadoras de forraje modernas (10)

Para el forraje sobre el acero oscilan entre 0,2 y 0,8, dependiendo del tipo de forraje, el contenido de humedad, la velocidad periférica y otros factores. Las velocidades periféricas de los cabezales de corte suelen tener de 20 a 28 m/s y, para tales velocidades, tanto el maíz como la alfalfa picados tienen un coeficiente de aproximadamente 0,49 en acero inoxidable pulido (10).

La potencia necesaria para acelerar el forraje en el cabezal de corte o el soplador se obtiene suponiendo que el forraje sale de las cuchillas a una velocidad periférica:

$$P_{\text{accel}} = \frac{m_f * V_p}{2000} \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

Donde

P_{accel} = potencia de aceleración del forraje, en kW

v_p = velocidad periférica de la cortadora o del soplador, m/s

Tanto el cabezal de corte como el soplador mueven aire, aunque este último a mayor velocidad. Según las leyes de los ventiladores, la potencia del ventilador varía con el cubo de la velocidad periférica.

La potencia de aire aproximada:

$$P_{air} = \frac{v_p^3}{16600} \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

Donde

P_{ar} = potencia para mover el aire, en kW

La potencia del cabezal, incluida la potencia de los rodillos de alimentación, varía con la velocidad de alimentación y no es grande, salvo en el caso de velocidades de alimentación muy elevadas. La siguiente ecuación puede utilizarse para estimar la potencia del cabezal:

$$Ph = C_{ho} + C_{h1} * m_f \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

Donde

Ph = potencia consumida por el cabezal, kW

C_{h0} , C_{h1} = constantes para cualquier cabezal, kW y kW s/kg

C_{h0} es la cantidad de potencia necesaria para superar la fricción cuando la cosechadora funciona en vacío. El corte, el transporte y la compresión del forraje entre los rodillos de alimentación requieren una potencia proporcional a la velocidad de alimentación.

Para el consumo total de potencia de la TDF de una picadora de forraje de precisión, se planteó la siguiente ecuación:

$$Pfh = \frac{3.6 * m_f(1 - M_{fwb}) * C_c * C_r}{(L_c/9)^{0.32}} \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

Donde

P_{th} = potencia total de la TDF consumida por la picadora de forraje, en kW

C_c = factor de cultivo = 3,3 para el maíz verde, 4,0 para la alfalfa marchita. o 5,7 para los forrajes de corte directo forrajes, kW h/mg de materia seca

C_r = factor de recortado = 1,0 sin recortado o 1,25 con pantalla de recortado

M_{fwb} = contenido de humedad del forraje, base húmeda

Los ingenieros de la industria utilizan puntos de referencia para la potencia total de la cosechadora (toma de fuerza más barra de tiro) de la cosechadora, en buenas condiciones, de aproximadamente 2,1 kWh/mg para el maíz y 3,3 kWh/mg para los cultivos de heno (10).

2.2.5. Diseño de ejes

Para el diseño del eje, se evaluó la tensión en todos los puntos del eje, en función de posiciones y ubicaciones críticas. Estas posiciones suelen estar ubicadas en la superficie exterior en la posición axial, el momento flector es grande, hay torque y hay concentración de tensiones.

Mediante la comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, se pueden localizar varias ubicaciones clave en las que se puede basar el diseño. La evaluación de situaciones típicas de estrés también es muy útil.

El diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector se pueden utilizar para determinar el momento flector alrededor del eje. Dado que la mayoría de los problemas de ejes involucran engranajes o poleas que introducen fuerzas en dos planos, el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector generalmente deben estar en dos planos.

Cuando estas tensiones se combinan de acuerdo con la teoría de falla de energía de distorsión, las tensiones de *Von Mises* del eje giratorio, el eje redondo y el eje sólido, sin considerar la carga axial, vienen dadas por análisis estático, y el diámetro del eje se determina mediante la siguiente fórmula:

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi * S_y} * [4(K_f * M)^2 + 3(K_{fs} * T)^2]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ecuación 2.11})$$

Como los diversos ejes van a girar, se tiene en cuenta el análisis, considerando factores de concentración de esfuerzos por fatiga, por lo que, el diámetro del eje se determina en base a la teoría de *ED-ASME elíptica*, dada por la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[4 \left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

2.2.6. Cojinete de contacto rodante

Los rodamientos aguantan y guían, con mínima fricción, componentes giratorios u oscilantes de las máquinas, ejemplificando, árboles, ejes o ruedas, y transfieren las cargas entre los elementos de la máquina. Los rodamientos ofrecen enorme exactitud y baja fricción y, por consiguiente, aceptan velocidades de giro alto, al tiempo que disminuyen el sonido, el calor, el consumo de energía y el desgaste (9).

2.2.6.1. Selección de rodamiento

Al elegir rodamientos para cualquier objetivo, lo que se desea, en última instancia, es estar seguro de conseguir el grado solicitado de rendimiento del equipo, y al menor precio viable, la resistencia es primordial, ya que puede que no se conozcan con exactitud las condiciones en las que los accesorios se monta, funciona y se preserva y, por cierto, tienen la posibilidad de variar con el paso del tiempo (10).



*Figura 11. Independientemente de la vida útil estimada del rodamiento, hay elementos clave que deben tenerse en cuenta a la hora de determinar los rodamientos para una aplicación
Fuente: adaptada de <https://n9.cl/ujh2q>*

2.2.6.2. Carga nominal dinámica básica (C10)

Carga nominal de catálogo C10, se obtiene una expresión para una carga nominal de catálogo en función de la carga deseada, la vida deseada y la vida nominal de catálogo.

$$C_{10} = F_R = F_D \left(\frac{L_D}{L_R} \right)^{1/a} = F_D \left(\frac{L_d * n_d * 60}{L_R * n_R * 60} \right)^{1/a} \quad (\text{Ecuación 2.13})$$

$a = 3$ para cojinetes de bolas

$a = 10/3$ para cojinetes de rodillos (rodillo cilíndrico y cónico)

También se puede utilizar para convertir de una situación de diseño con una carga, una vida y una confiabilidad deseadas a una carga nominal de catálogo sobre la base de una vida nominal con confiabilidad de 90 %. Observe que cuando $R_D = 0.90$ (confiabilidad 90 %), el denominador es igual a uno, y la ecuación se reduce a la ecuación que se presenta a continuación. Por lo general, los parámetros de Weibull se proporcionan en el catálogo del fabricante.

La capacidad de carga dinámica considerando para una confiabilidad mayor igual al 90 %.

$$C_{10} = a_f * F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad (\text{Ecuación 2.14})$$

2.2.7. Uniones a tensión y pernos

Las recomendaciones de Russell, Burdsall & Ward con respecto a la precarga son 60 kpsi para pernos SAE grado 5 para conexiones no permanentes y que los pernos A325 (equivalentes a SAE grado 5) que se emplean en aplicaciones estructurales se aprieten hasta la carga de prueba o una mayor (85 kpsi hasta un diámetro de 1 in). Bowman recomienda una precarga de 75 % de la carga de prueba, que es casi la misma que la recomendación RB&W para pernos reutilizados. Con base en estas directrices, se recomienda tanto para la carga estática como para la de fatiga que se use lo siguiente para la precarga:

$$F_i \begin{cases} 0.75 * F_p & \text{para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados} \\ 0.90 * F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases}$$

Donde

F_p es la carga de prueba, que se obtiene mediante la ecuación:

$$F_p = A_t * S_p \quad (\text{Ecuación 2.15})$$

Aquí S_p es la resistencia de prueba.

Para otros materiales, un valor aproximado es $S_p = 0.85S_y$. Es necesario tener mucho cuidado de no emplear un material suave en un sujetador roscado. Para pernos de acero de alta resistencia que se utilizan como conectores de acero estructural, si se emplean métodos avanzados de apriete, se necesita apretar hasta la fluencia.

2.2.8. Sistema de transmisión

2.2.8.1. Ecuaciones de resistencia AGMA

Análisis y diseño de engranajes rectos y helicoidales contra fallas por flexión de dientes y fallas por picaduras en la superficie de los dientes. Cuando la tensión significativa del diente iguala o supera el límite elástico o el límite de resistencia a la fatiga por flexión, se produce una falla por flexión. Cuando la tensión de contacto significativa iguala o supera el límite de resistencia a la fatiga de la superficie, se produce una falla de la superficie. Las dos primeras secciones muestran la historia de algunos análisis, y los métodos actuales se desarrollan a partir de estos análisis.

La Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes (AGMA) ha sido la autoridad responsable de difundir el conocimiento del diseño y análisis de engranajes durante muchos años. El método que proporciona se usa comúnmente en los Estados Unidos cuando la resistencia y el desgaste son las principales consideraciones. En vista de lo anterior, es muy importante introducir aquí el método AGMA.

$$\sigma = \left\{ \begin{array}{l} W^t * K_o * K_u * K_s * \frac{P_d}{F} * \frac{K_m * K_B}{J} \\ W^t * K_o * K_u * K_s * \frac{1}{bm_t} * \frac{K_H * K_B}{Y_J} \end{array} \right\} \text{(unidades SI)} \quad (\text{Ecuación 2.16})$$

Donde, según las unidades habituales en Estados Unidos (unidades SI):

- W_i es la carga tangencial transmitida, en lbf (N)
- K_o es el factor de sobrecarga
- K_v es el factor dinámico
- K_s es el factor de tamaño

- P_d es el paso diametral transversal
- $F_{(b)}$ es el ancho de la cara del elemento más angosto, en in (mm)
- K_m (KH) es el factor de distribución de la carga
- K_B es el factor del espesor del aro
- J (YJ) es el factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f)
- (m_i) es el módulo transversal métrico

2.2.8.2. Banda en V

Las bandas o correas de transmisión de potencia en V es el tipo más utilizado industrialmente, se encuentran disponibles y tienen tamaño estándar como se puede mostrar en la tabla 1. Se selecciona la correa trapezoidal, se proporciona la letra de la sección transversal de la correa y luego se proporciona la circunferencia interior en pulgadas en la tabla 2.

Tabla 1. Secciones de bandas en V estándar

	Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
	A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
	B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
	C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
	D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
	E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (13) (p. 13)*

Tabla 2. Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (13) (p. 13)*

Para obtener el paso, se tuvo que sumar la cantidad que se muestra en la circunferencia interior (estos datos se encuentran en la tabla 2) y así obtener el paso en pulgadas.

Muchas veces, el cálculo de la longitud de banda se basa en la longitud de paso. Para cualquier sección de cinturón dada, la longitud del paso se obtiene agregando una cantidad a la circunferencia interior que se encuentra en la tabla 3.

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (\text{Ecuación 2.16})$$

Tabla 3. Dimensiones de conversión de longitud

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (13) (p. 13)

Determinación de las distancias entre centros:

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad (\text{Ecuación 2.17})$$

Donde

D = diámetro de paso de la polea mayor

d = diámetro de paso de la polea menor

La potencia permitida es aproximadamente igual a H_{tab} , de acuerdo con las circunstancias.

Una vez seleccionada la banda se verifica a través del factor de seguridad, que se halla a través de:

$$n_{fs} = \frac{H_a * N_b}{H_{nom} * K_s} \quad (\text{Ecuación 2.18})$$

Donde

H_a = potencia permitida, por banda

K_1 = factor de corrección del ángulo de cobertura

K_2 = factor de corrección de longitud de la banda

La tensión en la correa se puede determinar por la correlación de durabilidad (vida útil), porque la flexión causa tensión de flexión en la correa; la tensión correspondiente en la correa que causa la misma tensión de tracción máxima es F_{b1} y F_{b2} en la polea motriz. Tal esfuerzo equivalente se agrega a F_1 como:

Tabla 4. Factores de servicio sugeridos KS transmisiones de banda en V

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

(Ecuación 2.19)

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (13) (p. 13)*

2.2.9. Uniones soldadas

2.2.9.1. Soldadura a tope y filete

$$\sigma = \frac{F}{hl}$$

(Ecuación 2.20)

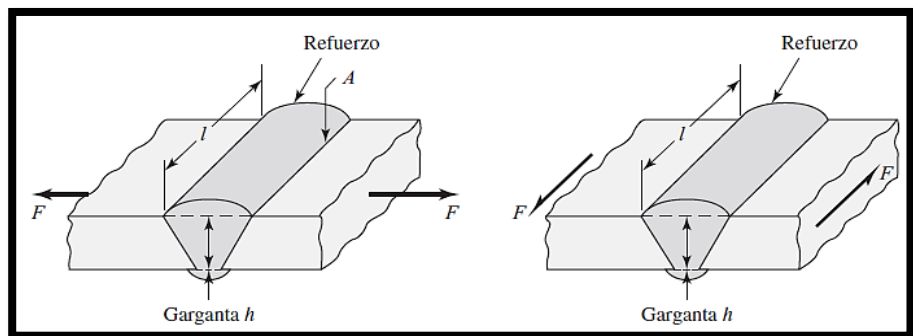


Figura 12. Este es el caso de estudio de una soldadura en ranura tipo V que soporta una carga de valor F (esta carga puede generar tensión o compresión). Entonces se emplea la fórmula mencionada para esfuerzos tanto de tensión como de compresión (14) (p. 15)

De la figura 12 se determinó que h es la garganta de soldadura y L es la longitud que tiene el cordón de soldadura. Al observar detenidamente la figura, se determina también que dentro del valor de h no están incluidos los refuerzos.

Estos refuerzos no son considerados, ya que producen una concentración de esfuerzos en el punto A, porque existe una contracción de esfuerzos en ese punto es posible que el elemento soldado pueda fallar si es que se somete a cargas de fatiga, por eso es recomendable esmerilar o maquinar los refuerzos.

El esfuerzo promedio en una soldadura a tope debido a carga cortante está dado por:

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (\text{Ecuación 2.21})$$

2.2.9.2. Soldadura de filete paralelo

Para este modelo, la base del análisis o diseño de la soldadura utiliza la siguiente ecuación:

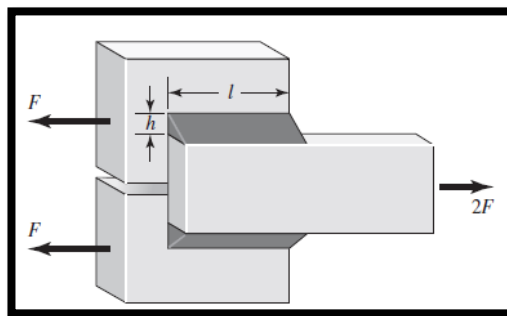


Figura 13. Se determinó el esfuerzo cortante máximo ubicado en el área h formada por la garganta de la soldadura y para la resolución de este problema se empleó la ecuación número 2.22 que está especialmente formulada para el caso de cordones de soldadura paralelas (15) (p.27)

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{F}{0.707 * h * l} \\ &= \frac{1.414 * F}{h * l} \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 2.22})$$

La fuerza F produce una fuerza de corte o arranque en las uniones soldadas.

Paso para la solución del problema:

- Primero se hallaron los esfuerzos cortantes primarios, estos pueden ser generados por la fuerza F.
- Hallar los esfuerzos cortantes secundarios estos son causados por los momentos de torsión o flexión generados por las cargas primarias.
- Estimar la resistencia del metal base.
- Determinar la resistencia de material de soldadura.

2.3. Definición de términos básicos

a) Pasto

Este nombre es otorgado a diferentes hierbas que crecen en los suelos de los campos y que, por lo general, son destinados para la alimentación del ganado.

b) Cuchilla para forraje

Son elementos que están dispuestos de tal forma que pueden cortar al forraje en pequeños tamaños.

c) Potencia indicada

Es la cantidad de energía producida por el motor de combustión interna que poseen la mayoría de las maquinarias agrícolas.

Este dato fue determinado basados en los manuales técnicos de cada fabricante de maquinaria agrícola, es esencial ya que permite saber cuál es la potencia disponible para el trabajo de la máquina picadora y recolectora de forraje.

d) Remolcada

Son máquinas que pueden ser acopladas o enganchadas a las maquinarias agrícolas, por lo general, estas se pueden unir en un solo punto, ya sea por una placa de enganche o por una barra, estas máquinas poseen mecanismos que permiten que el enganche puede ser de la forma más rápida posible.

e) Montadas

Estas máquinas son enganchadas de forma fija en las maquinarias agrícolas, por lo general, cuentan con 3 puntos de anclaje.

Por lo general, desde el tractor se domina la altura de trabajo, así como la profundidad de trabajo.

Sin embargo, ya que está montado en la parte trasera del tractor esto generan problemas de estabilidad, lo que obliga a que se tenga que colocar contrapesos frontales en el tractor.

f) Semimontadas

Estas máquinas cuentan con una o dos ruedas de apoyo y un punto de anclaje a la maquinaria agrícola (tractor). Esto permite que se pueda trasladar máquinas con mayor peso.

Estas máquinas se enganchan por medio de una barra de acoplamiento horizontal esto permite que la máquina pueda responder directamente a su dirección.

g) Picadora de forraje

Es una máquina utilizada para repicar en partes pequeñas las plantas agrícolas destinadas a la alimentación de ganado como forraje verde.

h) Tubo de descarga

Es una pieza que puede ser circular o cuadrada, por donde se desplaza el material repicado hacia el exterior. Su altura permite que entregue en forma directa a un medio de transporte para su respectiva descarga.

i) Carcazas protectoras

Conformada por láminas de metal que protegen a los diferentes elementos de máquina cortadora y picadora de forraje.

j) Estructura

Por lo general, la estructura es conocida como chasis, según su construcción, generalmente, consta de perfiles estructurales y está destinada a soportar diversas cargas axiales de forma estática y dinámica.

Las piezas suelen estar hechas de acero fundido y piezas de acero prensado. Estos materiales, generalmente, están estandarizados internacionalmente. Las características de los perfiles estructurales vendrían a ser:

- Las planchas metálicas en forma plana, en común son utilizadas para la fabricación de estructuras para implementos agrícolas, las planchas planas se utilizan en la industria, ya que, soportan grandes cargas de peso en los ejes longitudinales.
- Se utilizan varios tipos de perfiles para fabricar estructuras esqueléticas diseñadas para soportar cargas de tracción, compresión y flexión en estructuras según el fabricante.

- Un tubo soporta una combinación de cargas de torsión, tracción y compresión sobre su propio eje.
- Este tipo de perfil estructural permite una construcción rápida, estable y da a la estructura un aspecto estético.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1. Método de investigación

3.1.1 Tecnológico

La presente investigación es considerada como una técnica con propósitos de aplicar los diferentes conocimientos con la finalidad de resolver los distintos problemas en beneficio de la sociedad, ya que, según Cegarra (16), tiene por finalidad el diseño y fabricación de artefactos (máquinas) con el objetivo de ofrecerlos al mercado y así lograr beneficios económicos.

En base a lo citado, el producto es el diseño de la máquina picadora y recolectora de forrajes, que requiere de la aplicación de conocimientos con el único fin de desarrollar un artefacto, traducido a la mecánica como una máquina, que será en beneficio de personas y comunidades involucradas en la parte agrícola.

Así también, se describe cada parte mecánica de la máquina involucrada en su funcionamiento; todos los criterios de diseños en la investigación fueron tomados mediante una evaluación de mercado en distintas marcas y equipos de corte, también se consideró la experiencia y opinión del agricultor para el diseño.

De esta manera, se tuvo en consideración el interés de poder recrear el diseño de la máquina picadora de forraje con parámetros y especificaciones mecánicas que se ajusten a las necesidades del cliente.

3.2. Tipo de investigación

Para realizar el diseño, se utilizó la metodología basada en la norma de diseño alemana VDI 2221 y VDI 2225, para poder establecer una estructura adecuada para el desarrollo del proyecto, y así, realizar propuestas de soluciones y obtener un proyecto óptimo.

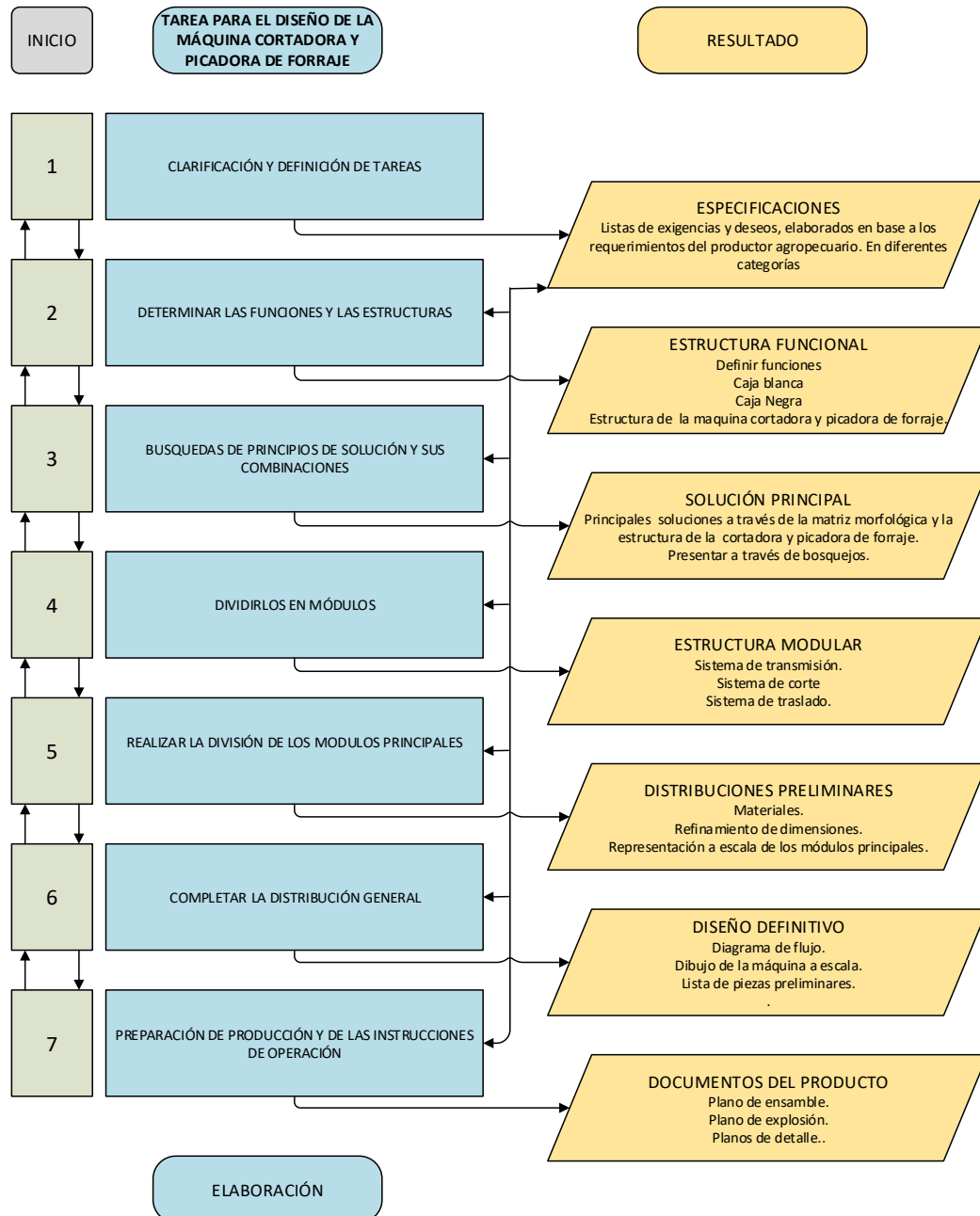


Figura 14. El procedimiento de diseño será en función a los bloques, adaptando una estructura de diseño según la normativa alemana VDI 2221 (Verein Deutscher Ingenieure) se desarrolla en cuatro grandes etapas como planificación, concepción, proyecto y desarrollo

Toda información debe identificarse y clasificarse y luego estudiar para centrarse en el problema, en muchas ocasiones la solución del problema parte de la información técnica que realiza el diseñador.

En seguida, se detalla dicho método.

3.2.1. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución

3.2.1.1. Lista de deseos y exigencia para la máquina cortadora y picadora de forraje

Tabla 5. Lista de deseos y exigencias según el fabricante.

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág.
Proyecto		Facultad de Ingeniería	Fecha:
	Máquina cortadora de chala	E. A. P. de Ingeniería Mecánica	Autores:
		Diseño Mecánico	
	Deseo (D) o Exigencia (E)	Descripción	Responsable
Características	E	La máquina debe de tener un sistema de regulación de altura esto por lo disperejo que puede llegar a ser el terreno de cultivo	
	E	Los elementos de corte deben de ser capaces de mantener el filo durante largos periodos de trabajo	
	D	La máquina debe poder regular la velocidad de corte, esto depende de los diámetros de tallos a cortar	
Geometría	E	Ya que las plantas están sembradas en filas, la máquina va a ser diseñada para poder cortar 5 filas a la vez. La distancia entre fila y fila es de casi 30 cm aproximadamente por lo que el ancho de la máquina debe ser de 1.5 m con una altura de 2 m y 1.5 m de largo.	
	E	La máquina cortará tallos de plantas que van desde los 10 cm hasta los 50 cm de altura. Para esto debe tener un sistema para la regulación de altura de corte.	
	E	La máquina debe contar con un sistema de acople para que permita montar la máquina en tractores de cualquier marca.	
	E	Si la máquina va a trabajar con un motor, debe tener un sistema de traslado independiente.	
	E	Los elementos de corte deben ser capaces de mantener el filo durante largos periodos de trabajo.	
	D	Esta máquina debe ser lo más liviana posible.	
Energía	E	Esta máquina va a depender de un tractor para su funcionamiento, tanto para su traslado como para el funcionamiento de las cuchillas.	
Productividad	E	Esta máquina debe cortar al menos 5 líneas de cultivo a la vez. Además de poder almacenar los tallos cortados en una tolva.	
	E	la velocidad de avance debe ser de 2 m/s.	
Seguridad	E	Las cuchillas deben estar cubiertas por guardas.	
	E	la máquina debe contar con apoyos para asegurar un desmontaje seguro.	

	E	El sistema de transmisión será por poleas o engranajes y debe tener su respectiva guarda de seguridad.
	D	La máquina debe de contar con un embrague para poder realizar el mantenimiento, incluso cuando está conectado al sistema de potencia del tractor.
Ergonomía	E	Cuando la máquina está en accionamiento no debe existir interacción entre humano y máquina.
	D	La máquina debe brindar facilidad de manipulación de sus elementos mecánicos al momento de realizar el mantenimiento.
Cuidado del ambiente	E	La máquina debe generar un ruido menor a 60 DB.
	E	No debe filtrarse ni dejar caer lubricante de los puntos de engrase.
Fabricación	E	Los materiales y repuestos para la construcción de esta máquina deben estar disponibles en los mercados locales.
	E	Algunos elementos deben soportar mucha carga, se debe de contar con una empresa que realice tratamientos térmicos que garantice la vida útil de los elementos de la máquina.
	E	Se debe tener especial cuidado en las uniones por soldadura (contratar un inspector de soldadura que garantice las uniones soldadas).
	D	Para agilizar el tiempo de construcción se debe emplear una cortadora CNC para realizar los cortes de las chapas metálicas que se emplearán para la construcción de tolvas, guardas y soportes.

3.2.2. Estado de tecnología

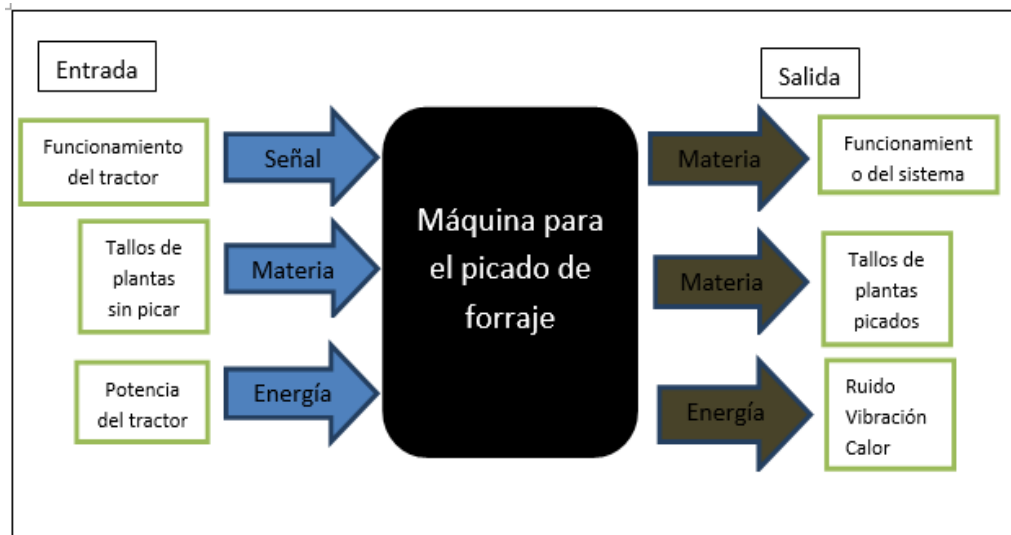


Figura 15. Caja negra, Black – box, donde se aprecian los distintos procesos de entrada y salida con relación a la máquina picadora de forraje

- **Entradas**

- **Materia**

Tallos de plantas sin picar.

➤ **Energía**

La máquina recibe el torque que proviene de la caja de cambio del tractor.

➤ **Señal**

Se da al activar el interruptor del tractor desde la cabina, ya que el implemento depende del tractor para poder estar en funcionamiento.

• **Salidas**

➤ **Materia**

Tallos de plantas picadas con una dimensión de 1 pulgada, aproximadamente.

➤ **Energía**

La energía de salida es el ruido, vibración y calor.

➤ **Señal**

Es el proceso que realiza el operador después de ejecutar los trabajos de corte en el área de cultivo.

3.2.3. Lista de requerimientos

- Antes de comenzar a trabajar con la máquina se debe revisar que se encuentre en buen estado, para esto, la máquina no debe estar enganchada al sistema de transmisión del tractor.
- Dentro de este chequeo previo se debe revisar que los mecanismos internos funcionen a la perfección, ahora, una vez que se realizó este chequeo, se procede a enganchar al sistema de transmisión del tractor.
- Dentro de lo establecido en la lista de exigencias se determina que la máquina pueda ser regulada a la altura de trabajo, este sistema será comandado desde la cabina del tractor.
- Una vez regulada la altura de trabajo del tractor, se procede a desplazarse por todo el campo de cultivo y así cortar todos los tallos que cumplan con las características de diseño (plantas que tengan tallos de altura de 10 a 50 cm).

- La máquina debe ser capaz de poder almacenar trozos de tallos cortados en una tolva (esta acción debe realizarlo sin intervención del operador o trabajadores).

3.2.4. Fijación de procesos

- **Preparación**

Enganche de la máquina con el tractor.

Traslado de la máquina al área de trabajo.

- **Ejecución**

Traslado del tractor por toda el área de cultivo.

Corte y picado de todos los tallos de las plantas que cumplan con las condiciones de diseño.

- **Control**

Verificar que la máquina esté cortando los tallos de las plantas de toda el área por donde es trasladado.

Verificar que los tallos picados se estén almacenando en una tolva.

- **Fase final**

Desenganchar la máquina del tractor.

Realizar la limpieza de las partes internas de la máquina (esto para evitar la generación de óxido debido a los residuos de plantas que puedan quedar atrapadas en los sistemas).

- **Traslado de la máquina a otra área de cultivo**

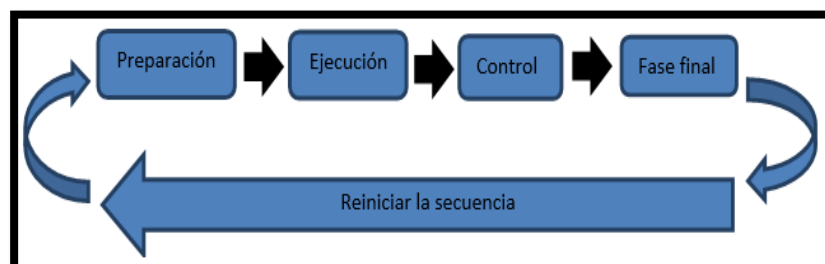


Figura 16. Ciclo productivo de la máquina, se aplicará en base al área de trabajo o al área de cultivo a la que estará sometido el implemento agrícola

Estructura de funciones

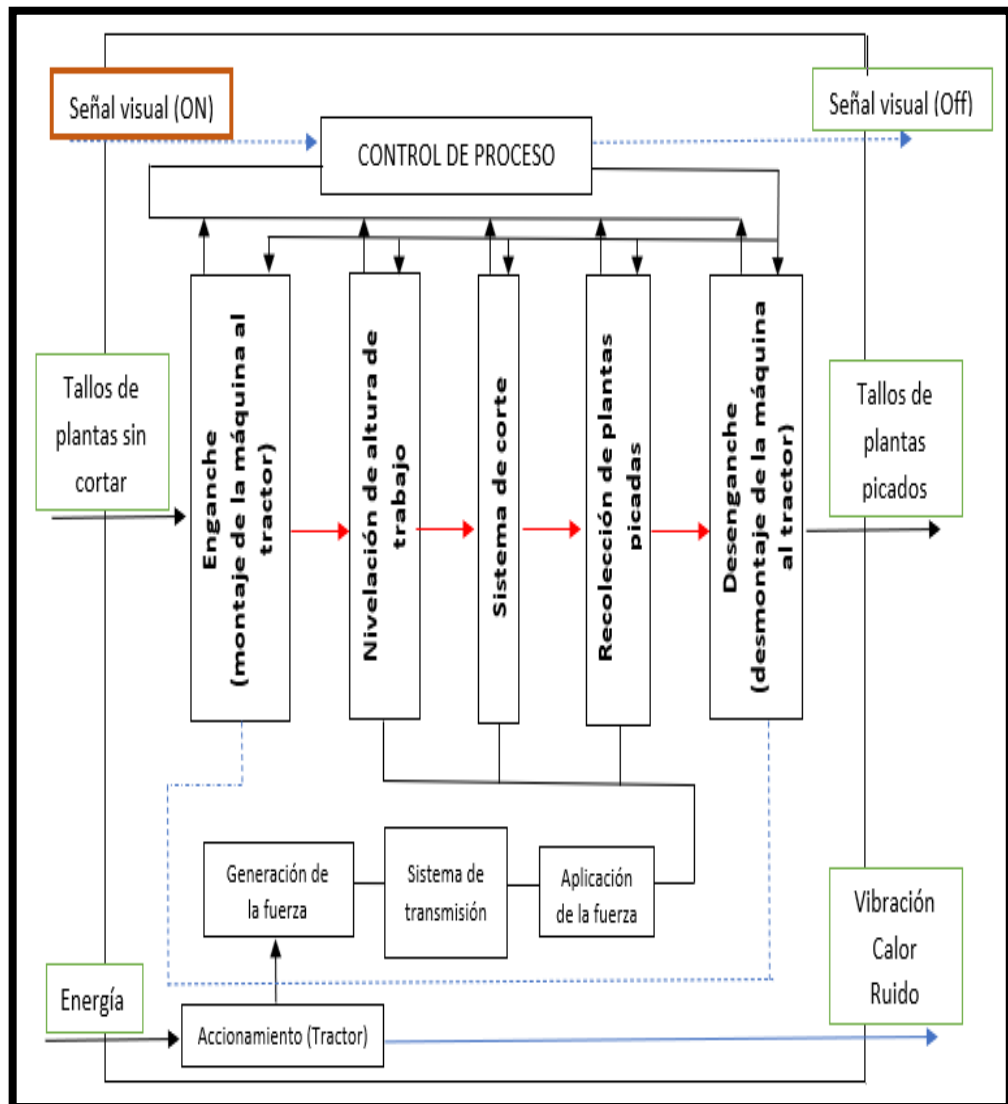


Figura 17. Caja de cristal, donde se aprecian los parámetros de funcionamiento del equipo en base a señales como vibraciones, ruido, calor u otros

3.2.5. Análisis de la solución (matriz morfológica)

Tabla 6. Matriz morfológica, donde se puede apreciar el análisis sistemático de funcionamiento de la máquina, que muestra tres tipos de soluciones

N.º	Función	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Sistema de enganche			
2	Sistema para la regulación de altura			
3	Sistema de corte			
4	Sistema de transmisión			
5	Sistema de recolección (plantas picadas)			

Solución 1

Solución 2

Solución 3

3.2.6. Descripción de las posibles soluciones

Con la agrupación de los elementos de la matriz morfológica se logró obtener tres soluciones, la representación de las posibles soluciones se describirán a continuación.

Solución 1

Esta máquina tiene un sistema de enganche que permite al tractor cargar toda la máquina y así poder trasladarla libremente, además de poder controlar la altura de trabajo del sistema, esto es gracias al sistema hidráulico que el mismo tractor posee.

Además, está compuesto por unas guías encargadas de separar y acomodar los tallos de las plantas con las que se estén trabajando, seguido por un rodillo que permite comprimir los tallos de las plantas contra el piso, esto ayuda a generar volúmenes de tallos comprimidos y listos para ser picados por el sistema de corte.

Para el movimiento del sistema de corte se emplea la energía del sistema de transmisión del tractor, mediante un eje cardan.

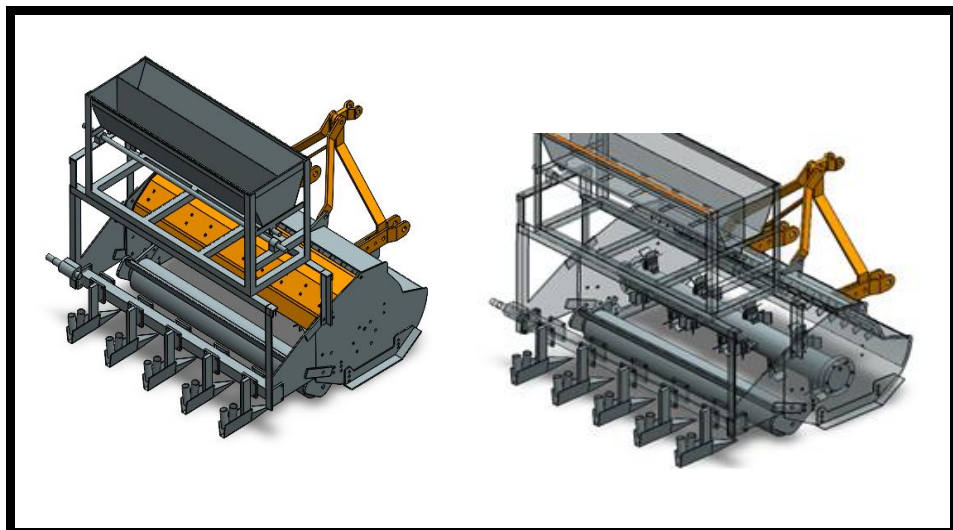


Figura 18. Dibujo de la solución 1. Se puede observar la estructura del mecanismo de apoyo juntamente con los tres puntos de enganche del implemento para el traslado y trabajo

Solución 2

Cuenta con un sistema de enganche y otro de traslado independiente (pero siempre va a depender de una maquinaria o vehículo para el traslado), además de contar con un sistema de regulación de altura de trabajo, esto permite trabajar con tallos de alturas de 10 a 50 cm.

Mientras se traslada esta máquina por el campo de cultivo encapsula los tallos de las plantas en una tolva donde se encuentra el sistema de corte que consta de un eje con cuchillas móviles (sistema muy parecido al molino de martillos), al momento de cortar los tallos también impulsa los cortes por una tolva de salida que permite almacenar los tallos cortados en una tolva.

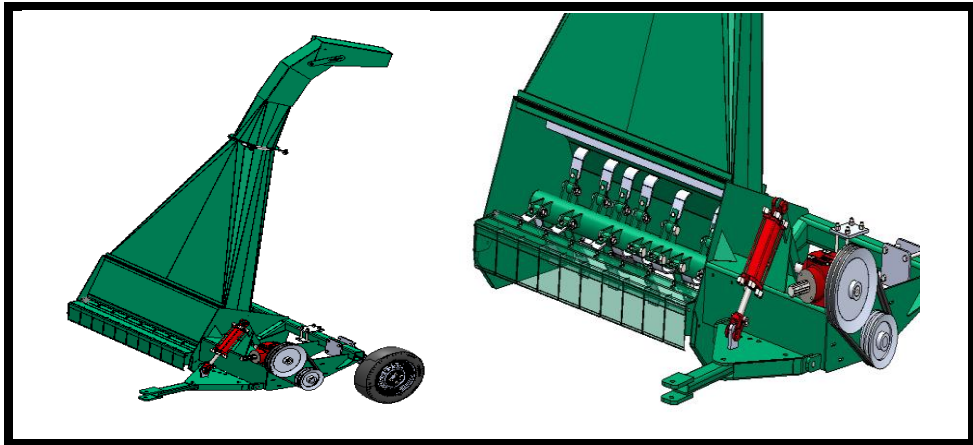


Figura 19. Dibujo de la solución 2. Para el sistema de transmisión de esta máquina constará de un sistema reductor de velocidad para llegar a 3000 rpm, que es la velocidad óptima, ya sea para el corte de los tallos como también para impulsar los tallos por la tolva de salida

Solución 3

Esta máquina tiene un sistema de enganche que permite al tractor cargar toda la máquina y así poder trasladarla libremente, además de poder controlar la altura de trabajo del sistema esto es gracias al sistema hidráulico que el mismo tractor posee.

También está compuesta por un sistema de cuchillas múltiples que permite el corte y picado del tallo de las plantas, la altura de trabajo de las cuchillas va a estar regulada por el tractor.

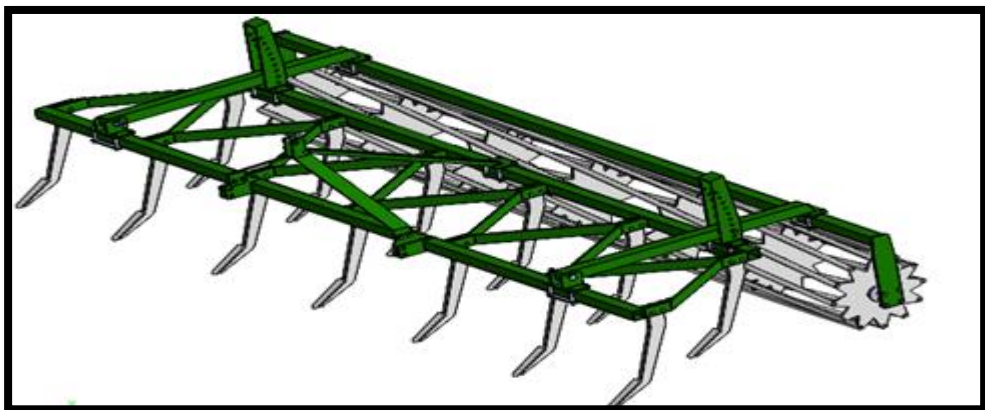


Figura 20. Dibujo de la solución 3. Se observa el conjunto de cuchillas múltiples simples que permite el corte regulado del forraje con un tiempo reducido en el seccionado del material

3.2.7. Análisis técnico

Tabla 7. Análisis técnico con relación a las exigencias del fabricante

Diseño mecánico - evaluación y proyectos										UC
Valor técnico (XI)										E. A. P. I. M.
Proyecto: máquina picadora de forraje										
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según la VDI 2225)										
0 = no satisface, 1= aceptable a las justas, 2 = suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien										
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos										
Variantes del concepto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
N.º	Criterio de evaluación	g	Puntaje (P)	g* P	Puntaje (P)	g* P	Puntaje (P)	g* P	Puntaje (P)	g* P
1	Función	8	3	24	3	24	3	24	4	32
2	Geometría	10	4	40	4	40	4	40	4	40
3	Eficiencia	10	2	20	4	40	3	30	4	40
4	Ergonomía	7	4	28	3	21	4	28	4	28
5	Rapidez	8	3	24	3	24	2	16	4	32
6	Fabricación	8	3	24	4	32	3	24	4	32
7	Montaje	7	4	28	4	28	3	21	4	28
8	Mantenimiento	8	3	24	3	24	2	16	4	32
9	Transportabilidad	6	2	12	4	24	3	18	4	24
10	Seguridad	8	3	24	3	24	4	32	4	32
11	Estabilidad	7	4	28	3	21	3	21	4	28
12	Facilidad de manejo	6	4	24	3	18	3	18	4	24
13	Complejidad	7	3	21	4	28	3	21	4	28
Puntaje máximo $\Sigma g p$			321		348		309		400	
Valor técnico xi			0.8025		0.87		0.7725		1	

$$x_1 = \frac{g_1 * p_1 + g_2 * p_2 + \dots + g_n * p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) * P_{max}}$$

3.2.8. Análisis económico

Tabla 8. Análisis económico según criterios de evaluación del fabricante

Diseño mecánico - evaluación de proyectos										
Valor técnico (XI)										
Proyecto: máquina picadora de forraje										
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según la VDI 2225)										
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien										
g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos										
Variantes del concepto		Solución 1	Solución 2		Solución 3		Solución ideal			
N.º	Criterio de evaluación	g	Puntaje (P)	g*P	Puntaje (P)	g*P	Puntaje (P)	g*P	Puntaje (P)	g*P
1	Número de piezas	6	3	24	3	24	3	18	4	24
2	Costo de materiales	10	4	40	4	40	4	40	4	40
3	Accesibilidad a los materiales	10	2	30	4	40	3	30	4	40
4	Facilidad de montaje	7	4	28	3	21	4	28	4	28
5	Facilidad de mantenimiento	7	3	21	3	21	2	14	4	28
Puntaje máximo Σgp		143	146		130		160			
Valor técnico xi		0.893	0.9125		0.812		1			

$$y_1 = \frac{g_1 * p_1 + g_2 * p_2 + \dots + g_n * p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) * P_{max}}$$

3.2.9. Análisis de soluciones

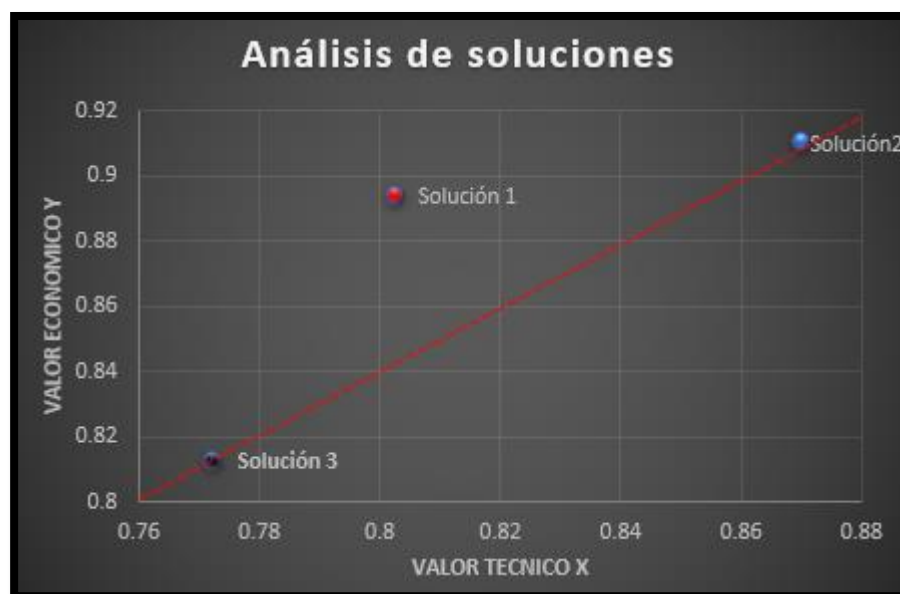


Figura 21. Análisis comparativo de las posibles soluciones

3.2.10. Representación de la segunda solución

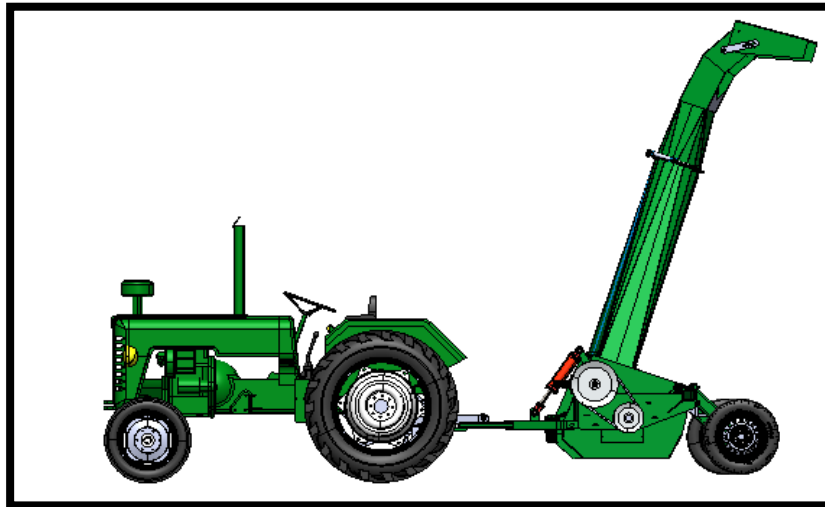


Figura 22. Acoplamiento del tractor agrícola y la picadora de forraje para un mejor traslado y desplazamiento en campo

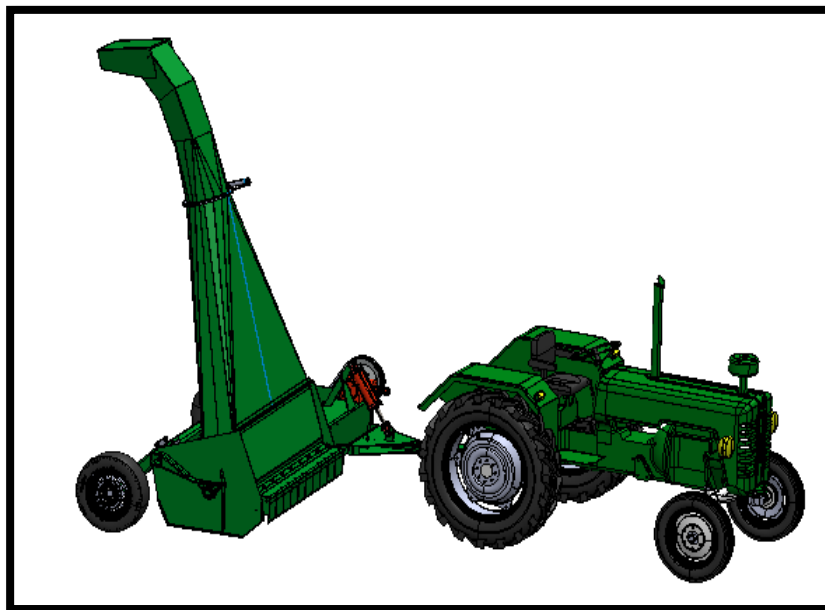


Figura 23. Ensamblaje de la presentación de la solución óptima, donde permitirá la aplicación de mejorar las maniobras al momento de ejecutar los trabajos y recepción del ensilado

3.3. Materiales y métodos

3.3.1. Cálculo de la potencia y capacidad de trabajo de la máquina

3.3.1.1. Cálculo de rpm en el sistema

Para comenzar el estudio de los componentes mecánicos, primero se tuvo que comenzar con el estudio de las características del tractor a emplear.

Para este caso, se empleó un tractor John Deere, para ser más específico, es el modelo 7930; en la siguiente figura se aprecian las características técnicas más importantes que ayudan con el diseño de esta máquina.

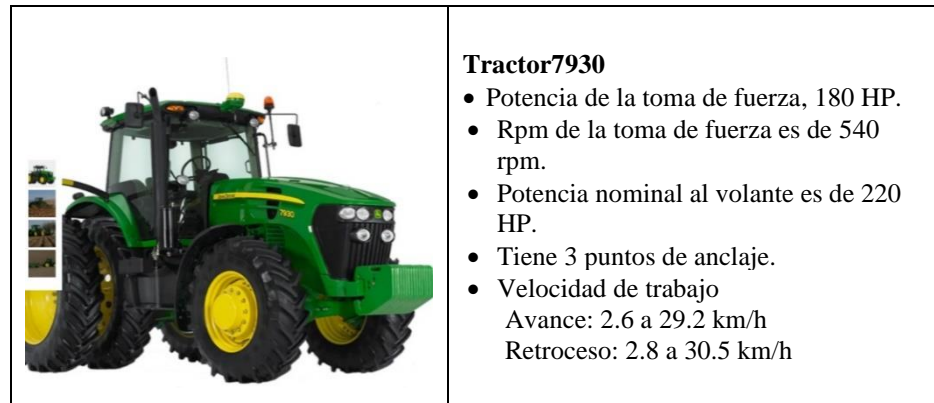


Figura 24. Especificaciones técnicas del tractor John Deere 7930, que servirá como prueba de simulación para obtener la potencia necesaria en la picadora de forraje

Fuente: <https://www.deere.com.mx/es/tractores/tractores-grandes/7200j-197hp/>

Como datos principales se obtuvo que en la toma de fuerza se obtiene 180 HP, también se pudo encontrar una velocidad de 540 rpm que es la velocidad con la que se va a trabajar, una vez determinados estos datos se empleará el diseño del sistema de transmisión de la máquina.

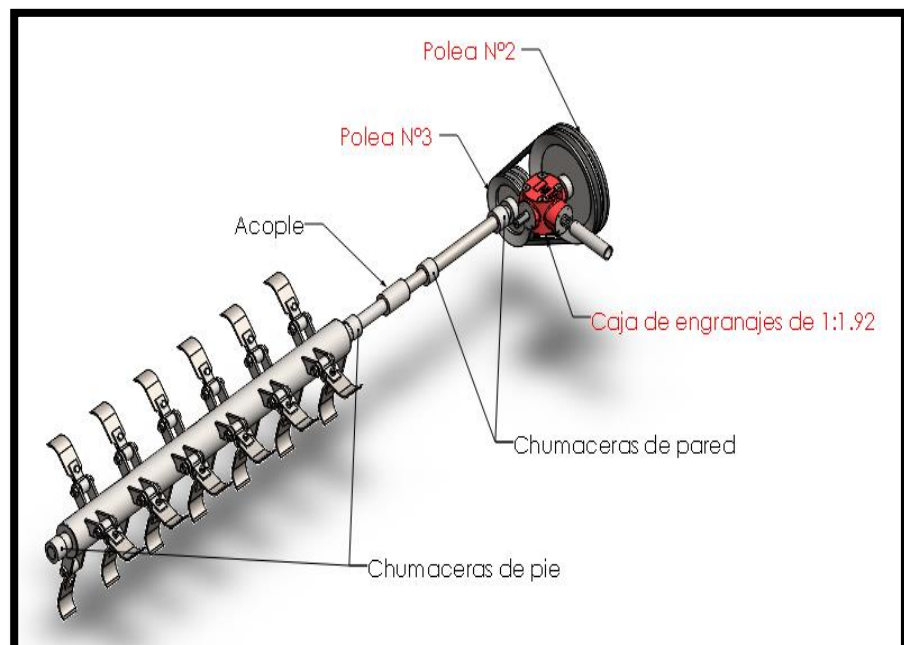


Figura 25. Partes del sistema de transmisión, se visualizan las partes que involucran al eje motriz donde se acoplan las cuchillas, chumaceras, poleas y la caja reductora

En la figura anterior se observan los componentes involucrados con los que contará el sistema de corte de la máquina.

Ya que el tractor solo da 540 rpm de salida, existe la obligación de aumentar los rpm para poder realizar los cortes y el picado de los tallos de las plantas.

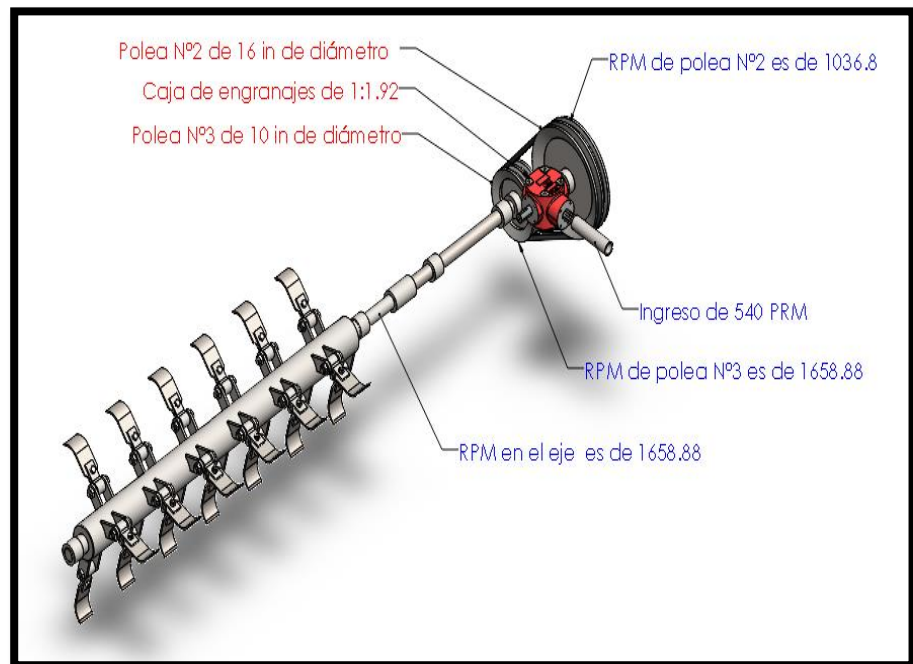


Figura 26. Las rpm de cada uno de los componentes están relacionadas al sistema de transmisión con 540 rpm brindada por el eje de la toma de fuerza o TDF que se ubica en la parte posterior del tractor agrícola

Del cálculo se determinó que el eje portacuchillas gira a 1658.88 rpm.

3.3.1.2. Cálculo de torques en el sistema

Ya que se cuenta con los datos de potencia y velocidad, se empleó la siguiente fórmula.

$$Potencia = \frac{Torque * RPM}{5252}$$

$$180Hp = \frac{T * 540}{5252}$$

$$T = 1750.66 lb * pie = 2373.58 N*m$$

Entonces, se tiene un torque de 2373.58 Nm de ingreso en el eje cardan.

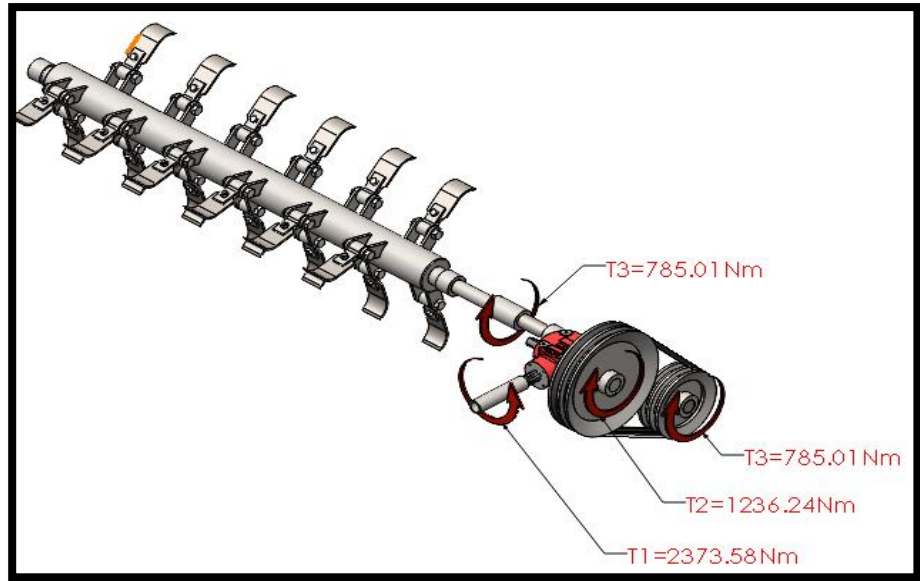


Figura 27. El cálculo de torque en cada uno de los componentes del sistema de transmisión, permitirá medir una fuerza determinada de cada eje con relación a la distancia, en la imagen se aprecia el torque efectuado en cada polea

Del cálculo anterior se pudo determinar que el eje puede girar a 1658.88 rpm y con un torque de 785.01 Nm.

3.3.1.3. Longitud de corte teórico

$$L_c = \frac{60000 * V_f}{\lambda_k * \omega_c}$$

Datos

Tabla 9. Datos para el cálculo de longitud de corte

Longitud de corte teórica (Lc) dado en mm	
Velocidad de avance del tractor (v_f)	5 m/s
Número de cuchillas (λ_k)	19
Velocidad de rotación del eje portacuchillas (ω_c)	1658.88 rpm

Reemplazando datos

$$L_c = \frac{60000 * V_f}{\lambda_k * \omega_c} = \frac{60000 * 5 \frac{m}{s}}{19 * 1658.88 RPM} = 9.51 mm$$

Longitud de los tallos picados, 9.51 mm, aproximadamente.

3.3.1.4. Capacidad teórica de la picadora de forraje

$$m_f = \frac{\rho_f * A_t * L_c * \lambda_k * \omega_c}{6 * 10^4}$$

Datos

Tabla 10. Datos para el cálculo de la capacidad teórica

Capacidad teórica o velocidad de alimentación (m) dado en kg/s	
Densidad de forraje en la garganta (Pf)	200 kg/m ³
Área de la garganta (At)	1.12 m ²

Se halla A_t

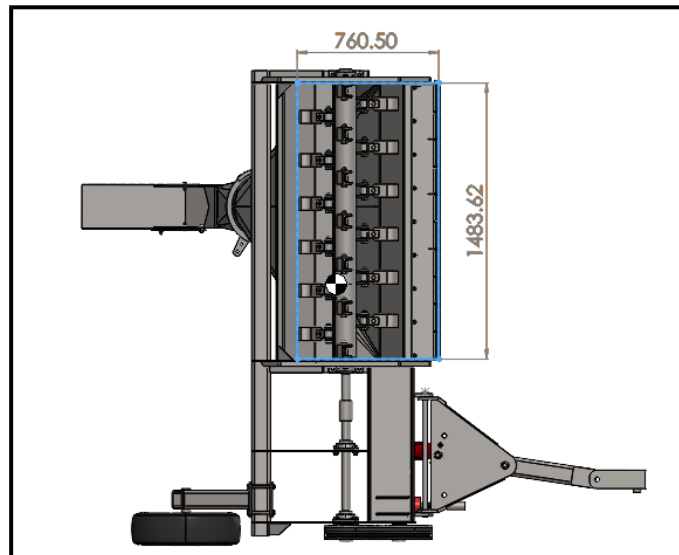


Figura 28. Vista de planta, el implemento agrícola contará con las dimensiones acorde a lo requerido por el operador para una mejora en la maniobrabilidad

$$A_t = 0.76m * 1.48m = 1.12 m^2$$

Reemplazando valores

$$m_f = \frac{200 \frac{kg}{m^3} * 1.12m^2 * 0.00951m * 19 * 1658.88RPM}{6 * 10^5} = 1.12 \frac{kg}{s}$$

3.3.1.5. Energía para el corte

$$P_c(Kw) = \frac{1000 * C_f * F_{smáx} * m_f}{\rho_f * L_c}$$

Donde

Tabla 11. Datos para el cálculo de energía necesaria de corte

Energía necesaria para el Corte (Pc) dado en KW	
Relación entre la fuerza de corte específica máxima	0.64
Fuerza de corte específica máxima, N/mm de longitud de cizallamiento	

3.3.1.6. Cálculo de fuerza de corte específico máximo

Datos

rpm = 1658.88

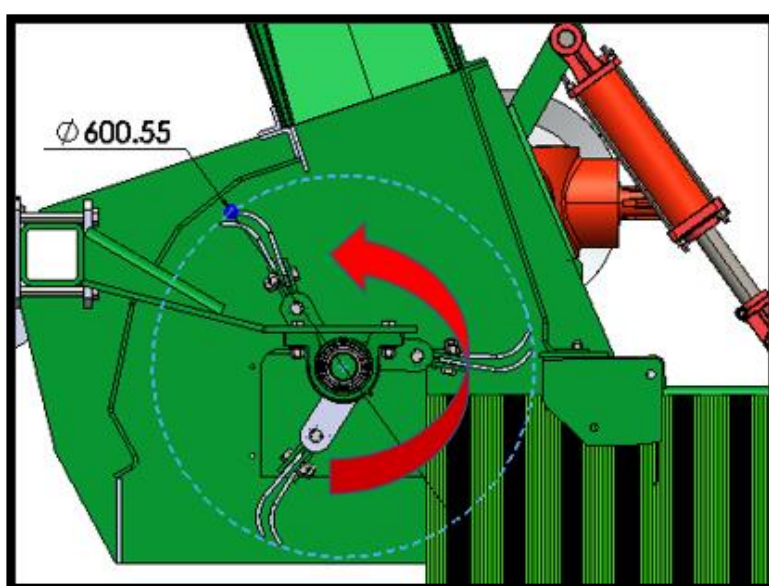


Figura 29. Representación del radio de rotación y el sentido de giro de las cuchillas, donde permitirá una mejor eficiencia en el corte de forraje en el menor tiempo posible

El choque entre las cuchillas y los tallos de las plantas es de forma frontal.

Para el diseño de las cuchillas es necesario determinar la fuerza necesaria utilizada en el corte de los tallos, mediante experimentos se determinó que, para lograr el corte de un tallo se debe dejar caer un objeto de 100 gr a una altura de 20 cm.

- Cálculo de la energía potencial para la ruptura de los tallos.

$$E_{ruptura} = m_m * g * h$$

Donde

Masa del objeto (m_m); 100 gr o 0.1 kg

Gravedad (g): 9.81 m/s²

Altura (h): 20 cm o 0.2 m

$$E_{ruptura} = 0.1kg * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.2m = 0.196Nm$$

- Cálculo de las velocidades tangenciales

Cálculo de la energía cinética que es la energía del tallo al momento del impacto con las cuchillas.

$$Ec = \frac{1}{2} * m_t * V^2$$

Que también se puede igualar con la energía potencial

$$\frac{1}{2} * m_t * V^2 = m_m * g * h$$

$$Vv = \sqrt{\frac{2 * m_m * g * h}{m_t}}$$

$$Vv = \sqrt{\frac{2 * 100g * 9.81 \frac{m}{s^2} * 0.2m}{0.09g}} = 66 \frac{m}{s}$$

Donde Vv es la velocidad tangencial de la cuchilla, pero en vacío o sin carga.

Al momento del choque de la cuchilla con los tallos de las plantas, se produce una disminución de velocidad, por lo que se genera una velocidad menor llamada Vc (velocidad de la cuchilla con carga).

Para el cálculo de Vc, se consideraron todos los componentes como un solo cuerpo, a esto se le conoce como volante, donde primero se calculó el coeficiente de fluctuación.

- Coeficiente de fluctuación

$$Cs = \frac{Vv - Vc}{V}$$

Donde

V = velocidad tangencial del volante, tomada como velocidad tangencial media.

- Velocidad tangencial media

$$V = \frac{Vv - Vc}{2}$$

Reemplazando la ecuación de velocidad tangencial media en la ecuación de coeficiente de fluctuación, se obtiene la velocidad tangencial final (para esto hay que despejar Vc).

$$Cs = \frac{Vv - Vc}{\frac{Vv - Vc}{2}} \rightarrow Vc = -Vv * \frac{Cs - 2}{Cs + 2}$$

Los valores para Cs para molinos de harina oscilan entre (0.015-0.025).

Reemplazando los valores de Cs

$$Vc = -Vv * \frac{Cs - 2}{Cs + 2}$$

$$Vc = -66 * \frac{0.025 - 2}{0.025 + 2} = 64.37 \frac{m}{s}$$

Vc es mayor a la velocidad Vv, esto es por parte de la pérdida de potencia del volante o la repentina desaceleración a causa del impacto entre las cuchillas y los tallos de las plantas.

- Cálculo del radio de giro

$$\omega = \frac{V * 60}{2 * \pi * r_g}$$

Donde

w: es la velocidad angular del eje 1658.88 rpm

Vc: velocidad con carga 64.37 m/s

$$1658.88 = \frac{64.37 * 60}{2 * \pi * r_g}$$

$$r_g = 2.69 \text{ m}$$

- Cálculo de la velocidad angular final

$$\omega_c = \frac{Vc}{r_g} = \frac{64.37}{2.69} = 25.04 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- Velocidad angular del eje

$$\omega_v = 1658.88$$

$$\omega_v = 173.71 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- Cálculo de la aceleración angular

$$\omega_v^2 = \omega_c^2 + 2 * \alpha * \theta$$

Donde

α : aceleración angular

θ : espacio recorrido por las cuchillas, despejando α de la ecuación.

$$\alpha = \frac{\omega_v^2 - \omega_c^2}{2 * \theta}$$

$$\theta = 360^\circ = 6.28 \text{ rad}$$

$$\alpha = \frac{\omega_v^2 - \omega_c^2}{2 * \theta} = \frac{173.71^2 - 25.04^2}{2 * 6.28} = 2352.56 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

- Cálculo de la fuerza de corte (Fc)

Cálculo de la fuerza de corte máximo encontrada al extremo de la cuchilla.

$$F_c = \frac{I_o * \alpha}{d}$$

Donde

I_o: momento de inercia

d: longitud de la cuchilla

- Cálculo de la inercia en las cuchillas (I_o)

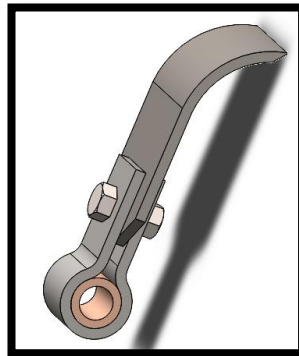


Figura 30. Vista en 3D de una de las cuchillas con corte simple, diseñado en SolidWorks

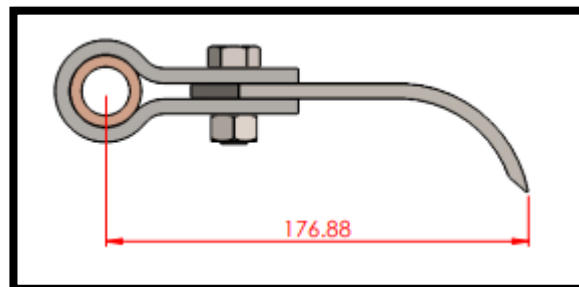


Figura 31. Representación de una cuchilla, se contará con un diseño único, con dimensiones de acuerdo con el fabricante con un acabado perfilado y moldeado

Tabla 12. Propiedades de masa de las cuchillas ensambladas

Propiedades de masa de ensamble de cuchilla	
Masa = 1.107115 kilogramos	
Volumen = 0.000147 metros cúbicos	
Área de superficie = 0.056418 metros cuadrados	
Centro de masa: (metros)	
X = 0.064525	
Y = -0.003070	
Z = 0.000000	
Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia:	
kg *m ² (Medido desde el centro de masa).	
Ix = (0.995894, -0.090530, 0.000000)	Px = 0.000390
Iy = (0.000000, 0.000000, -1.000000)	Py = 0.003964
Iz = (0.090530, 0.995894, 0.000000)	Pz = 0.004144
$I_o = \sqrt{0.00039^2 + 0.003964^2 + 0.004144^2}$	
$I_o = 0.0057$	

$$F_c = \frac{I_o(kg * m^2) * \alpha \left(\frac{rad}{s^2}\right)}{d(m)} = \frac{0.0057 * 2351.56}{0.17688} = 75.77N$$

Remplazando datos:

$$P_c = \frac{1000 * 0.64 * \frac{75.77}{9.51} * 0.112}{200 * 0.00951} = 300 kW$$

3.3.1.7. Energía específica de corte

$$E_{sc} = \frac{1000 * C_f * F_{m\acute{a}x}}{\rho_f}$$

Donde

E_{sc} = energía específica de corte por unidad de masa en el cizallamiento, J m/kg.

$$E_{sc} = \frac{1000 * 0.64 * 75.77}{200} = 242.46 \frac{Jm}{kg}$$

3.3.1.8. La potencia necesaria para acelerar el forraje en el cabezal de corte o el soplador

$$P_{accel} = \frac{m_f * V_p}{2000}$$

Donde

Potencia de aceleración del forraje P_{accel} , kW

Velocidad periférica de la cortadora o del soplador (v_p) = 66 m/s

$$P_{accel} = \frac{0.112 * 66}{2000} = 3.69 * 10^{-3} \text{ kW}$$

3.3.1.9. La potencia de aire aproximada

$$P_{air} = \frac{v_p^3}{16600} = \frac{66^3}{16600} = 3.97 * 10^{-3} \text{ kW}$$

3.3.1.10. La potencia total de la TDF consumida por la picadora de forraje

$$P_{fh} = \frac{3.6 * m_f (1 - M_{fwb}) * C_c * C_r}{(L_c/9)^{0.32}}$$

Donde

- Potencia total de la TDF consumida por la picadora de forraje (P_{fh}) = en kW.
- Factor de cultivo (C_c) = 3,3 para el maíz verde, 4,0 para la alfalfa marchita o 5,7 para los forrajes de corte directo forrajes, kW h/mg de materia seca.
- Factor de recortado (C_r) = 1,0 sin recortado o 1,25 con pantalla de recortado.
- Contenido de humedad del forraje, base húmeda (M_{fwb}) = 26 %.

$$P_{fh} = \frac{3.6 * 0.112(1 - 0.26) * 5.7 * 1.25}{(9.51/9)^{0.32}} = 2 \text{ kW}$$

3.3.2. Sistema de regulación de altura para el trabajo de las cuchillas

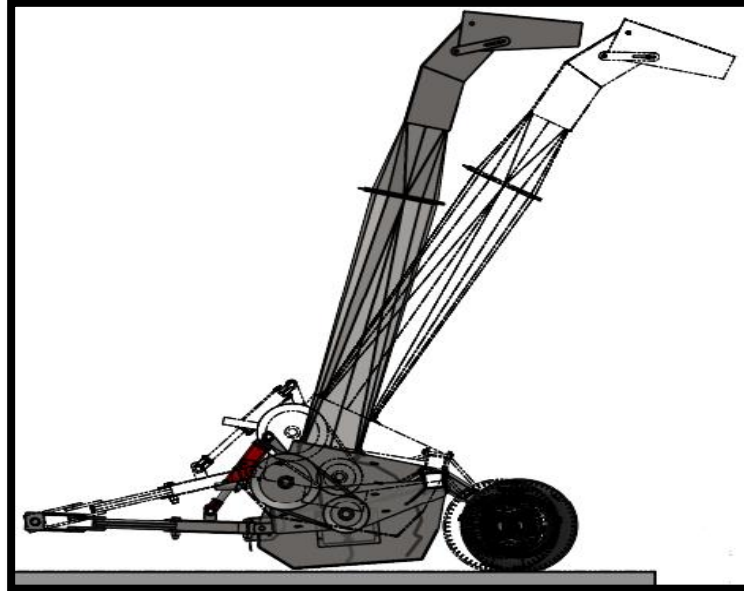


Figura 32. Representación de la estructura, regulación de la altura de trabajo de corte, el implemento agrícola contará con un cilindro hidráulico capaz de calibrar la elevación y de fácil maniobrabilidad

3.3.2.1. Cálculo de las propiedades de masa del sistema empleando el software SolidWorks

Masa = 968.64 kilogramos

Volumen = 0.14 metros cúbicos

Área de superficie = 35.06 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

X = -8.20

Y = 0.83

Z = -0.07

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia:

(kg*m²)

Medido desde el centro de masa.

I_x = (-0.29, 0.59, 0.76) P_x = 524.28

I_y = (0.13, -0.76, 0.64) P_y = 833.24

I_z = (0.95, 0.28, 0.14) P_z = 1098.97

De los datos otorgados por el software se puede determinar que el peso de toda la estructura es de 968.64 kg.

Se basó en la siguiente gráfica para proceder a calcular la fuerza necesaria para el pistón hidráulico.

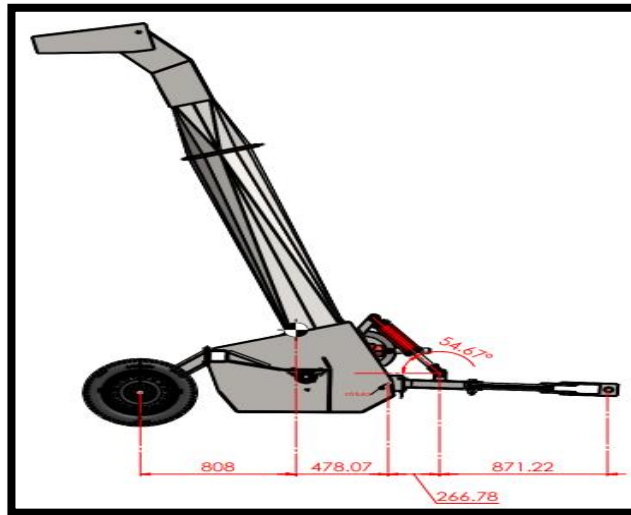


Figura 33. Dimensiones de los puntos de apoyo en la estructura, donde se podrá hallar la fuerza hidráulica del pistón

3.3.2.2. Cálculo de fuerzas en los apoyos

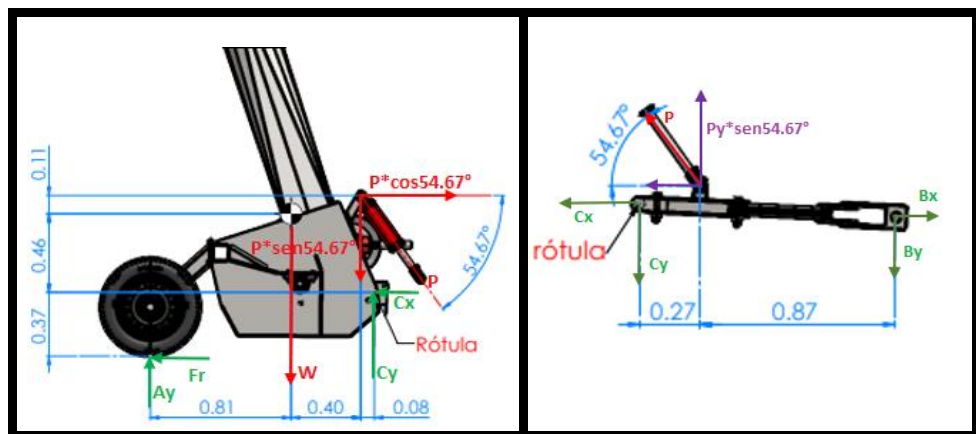


Figura 34. Análisis de cuerpo libre en cada punto por la presencia de una rótula, los puntos de apoyo son muy importantes, ya que a base de ello se calculan las fuerzas ejercidas en cada eje del soporte

Suma de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 9502.35N - P * \text{sen}54.67^\circ + C_y = 0$$

$$A_y - 0.815 * P + C_y = 9502.35N$$

Momentos en el punto A

$$9502.35N * 0.81m - 0.815 * P * 1.21m + Cy * 1.29m = 0$$

$$0.986m * P - 1.29m * Cy = 7696.9Nm$$

$$0.986m * P - 1.29m * (0.621 * P) = 7696.9Nm$$

$$P = 41604.86N$$

Hallando Ay

$$Ay - 0.815 * P + Cy = 9502.35N$$

$$Ay - 0.815 * 41604.86 + 25836.61 = 9502.35N$$

$$Ay = 17573.7N$$

Suma de fuerzas en el eje Y

$$-Cy + 0.815 * P - By = 0$$

Momentos en el punto

$$0.815 * P * 0.87 - 1.14 * Cy = 0$$

$$Cy = 0.621 * P$$

Reemplazando Cy

$$Cy = 0.621 * 41604.86N$$

$$Cy = 25836.61N$$

Hallando By

$$-Cy + 0.815 * P = By$$

$$-25836.61 + 0.815 * 41604.86 = By$$

$$By = 8071.35N$$

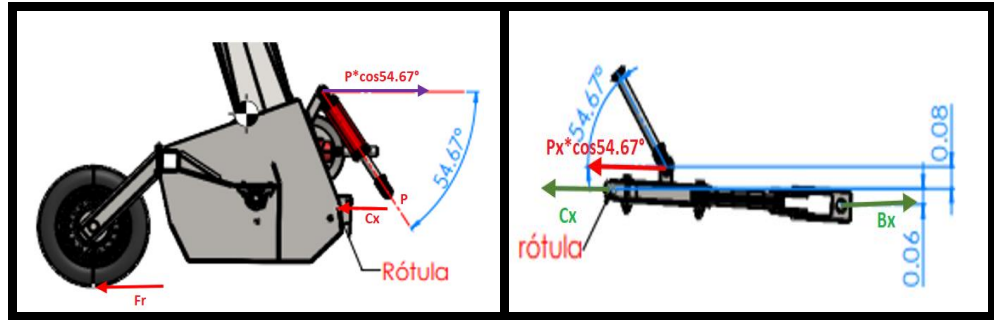


Figura 35. Análisis de cuerpo libre por cada sistema de funcionamiento, las rótulas cumplirán la función de generar movimientos relativos en todos los ejes, también contará con un fitting de engrase para evitar desgastes abrasivos en las articulaciones

Suma de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$-C_x + P \cos 54.67^\circ - f_k = 0$$

$$C_x = P \cos 54.67^\circ - f_k$$

Hallando Fr

Se tomaron datos de fricción entre caucho y concreto.

Tabla 13. Cuadro de valores de fricción entre materiales que servirán como referencia

Combinación de superficies	μ_s	μ_k
Articulaciones humanas	0.02	0.003
Acero // hielo	0.028	0.09
Acero // teflón	0.04	0.04
Teflón // teflón	0.04	0.04
Hielo // hielo	0.1	0.03
Esquí (encerado) // nieve (0 °C)	0.1	0.05
Acero // acero	0.15	0.09
Vidrio // madera	0.25	0.2
Caucho // cemento	1.0	0.7
Madera // cuero	0.5	0.4
Caucho // madera	0.7	0.6
Acero // latón	0.5	0.4
Madera // madera	0.7	0.4
Madera // piedra	0.7	0.3

Fuente: adaptada de Roce Cinético y Roce Estático (17) (p. 10)

$$f_k = N * U_k$$

$$f_k = 17573.7N * 0.7$$

$$f_k = 12301.59N$$

Remplazando f_k y P

$$C_x = P \cos 54.67^\circ - f_k$$
$$C_x = 41604.86 * \cos 54.67^\circ - 12301.59$$
$$C_x = 11757.87N$$

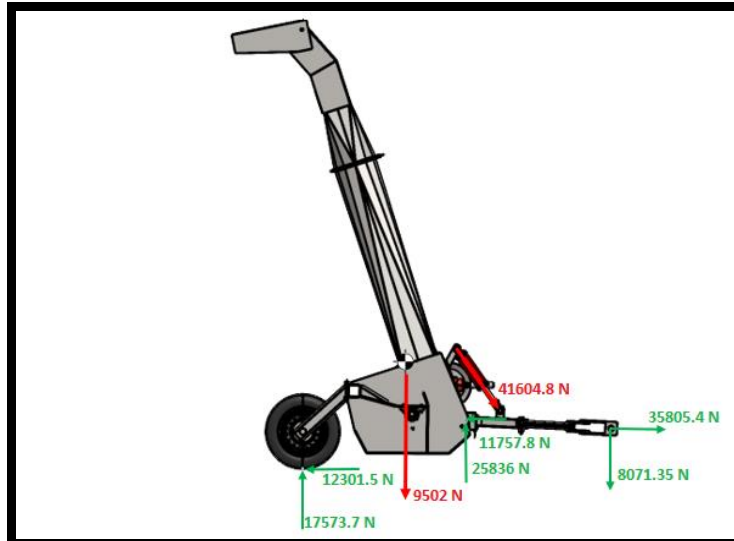


Figura 36. Cálculo de vectores en relación con las fuerzas ejercidas en los distintos puntos de apoyos de la estructura

3.3.2.3. Cálculo del diámetro mínimo del vástago del pistón que regula la altura de trabajo

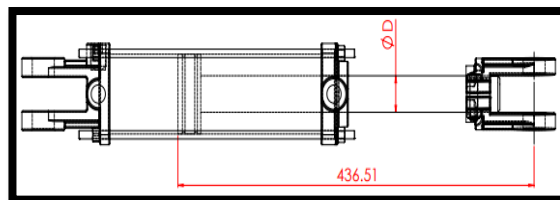


Figura 37. El actuador hidráulico por emplear muestra las especificaciones técnicas que ha de tener con relación a las medidas y capacidades internas

- El actuador hidráulico tiene un eje circular de 0.436 m de longitud que soporta una carga de 41604.8 N, empleando un factor de diseño $n_d = 4$.
- También se debe considerar que los extremos son articulados (pivoteados) y el material a emplear es un acero AISI 5140.

Datos

Tabla 14. Cuadro de datos para el cálculo del diámetro del eje

Limite elástico o resistencia a la fluencia mínima	Sy	1480 MPa
Módulo elástico o Módulo de Young	E	209 GPa
Carga de trabajo	P	40604.8 N
Longitud	L	0.436 m
Factor de diseño	nd	4

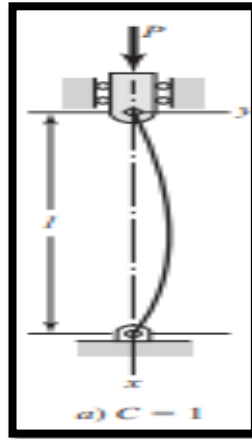


Figura 38. Prueba con carga en los extremos articulados (pivoteados), para poder determinar el factor de diseño (18)

➤ Cálculo de la carga crítica

$$P_{cr} = n_d * P$$

$$P_{cr} = 4 * 40604.8 = 162419.2 \text{ N}$$

Y se aplica la ecuación

$$d = \left(\frac{64 * P_{cr} * L^2}{\pi^3 * C * E} \right)^{1/4}$$

Reemplazando datos:

$$d = \left(\frac{64 * 162419.2 \text{ N} * 0.436 \text{ m}^2}{\pi^3 * 1 * 209 * 10^9 \text{ Pa}} \right)^{1/4} = 0.023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

Tabla 15. Tamaños preferidos y números de Renard (serie R). (Cuando pueda elegir, use uno de estos tamaños)

Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300
Números de Renard*
1a. elección, R5: 1, 1.6, 2.5, 4, 6.3, 10
2a. elección, R10: 1.25, 2, 3.15, 5, 8
3a. elección, R20: 1.12, 1.4, 1.8, 2.24, 2.8, 3.55, 4.5, 5.6, 7.1, 9
4a. elección, R40: 1.06, 1.18, 1.32, 1.5, 1.7, 1.9, 2.12, 2.36, 2.65, 3, 3.35, 3.75, 4.25, 4.75, 5.3, 6, 6.7, 7.5, 8.5, 9.5

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (13) (p. 999)

De la tabla anterior, se infiere que el tamaño recomendable es de 25 mm. Ahora, hallando la relación de esbeltez para ese diámetro de eje.

$$\left(\frac{l}{K}\right) = \frac{l}{d/4} = \frac{436}{23/4} = 75.8$$

Para estar seguros de que se está trabajando con una columna de Euler, se empleó la siguiente ecuación.

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

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2 * \pi^2 * 1 * 209 * 10^9 Pa}{1480 * 10^6 Pa}\right)^{1/2} = 52.79$$

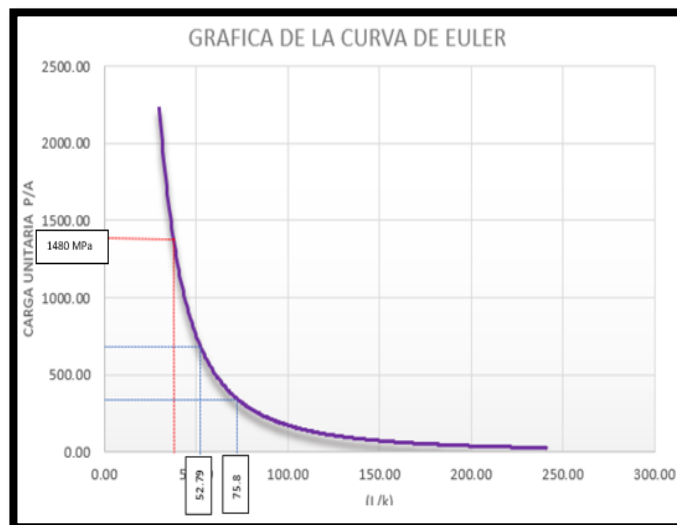


Figura 39. Análisis de la gráfica de Euler, en la gráfica se observa una carga determinada de 148 MPa aplicado en un área determinada (13) (p. 999)

Lo anterior demuestra que, en efecto, se está tratando con una columna de Euler. Así que se selecciona un diámetro de 25 mm para el eje del vástago del pistón.

Según las características se eligió el mejor actuador hidráulico.

Tabla 16. Catálogo Cicrosa para selección de cilindros hidráulicos, donde muestra los parámetros de medida de un cilindro estándar

Cilindros estándar de doble efecto [Serie 700]																			
Double acting standard cylinders [Series 700] / Vérins standard double effet [Série 700]																			
REF.	øA	øB	Z Carrera		E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	BSP	Vol. (L)	Juntas Seals Joints	Peso (kg)
			Stroke	Course															Weight Poids
701/250			250	420													0,31		4,4
701/3			300	470													0,38		4,7
701/350			350	520													0,44		5,3
701/4			400	570													0,50		5,7
701/450			450	620													0,57		6,2
701/5			500	670													0,63		6,6
701/600	25	40	600	770	17,5	20,25	40	50	64,5	35	37,5	40	15	3/8			0,75	J71N	7,6

Fuente: <https://www.cicrosa.com/index.php/productos/catalogo-general/>

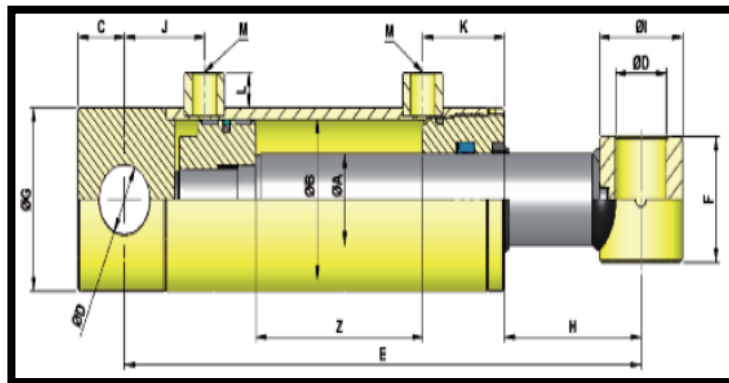


Figura 40. Se aprecia las características del cilindro estándar de doble efecto (serie 700), de acuerdo con los requerimientos obtenidos para la picadora de forraje, cumple con los estándares

Fuente: <https://n9.cl/a34c5>

3.3.3. Sistema de enganche

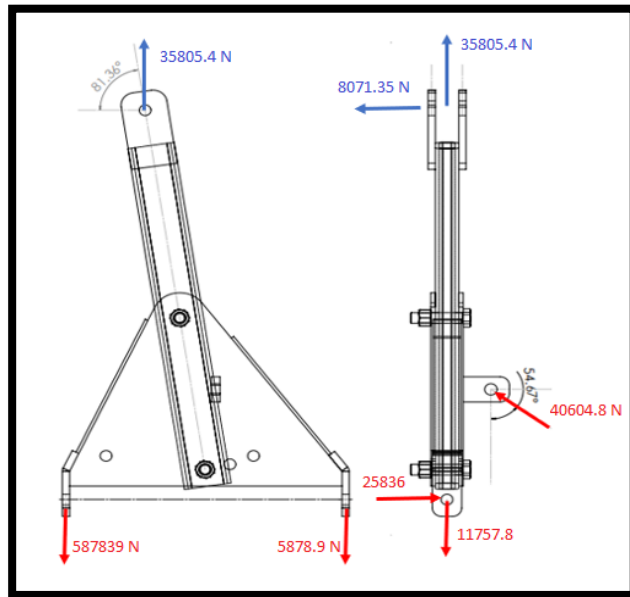


Figura 41. Diagrama de cuerpo libre correspondiente a la barra de tiro, donde actúan diferentes fuerzas para una mejor sujeción en el tractor agrícola, estos puntos de anclaje son muy importantes, ya que permite realizar una mejor maniobrabilidad al momento de girar el equipo

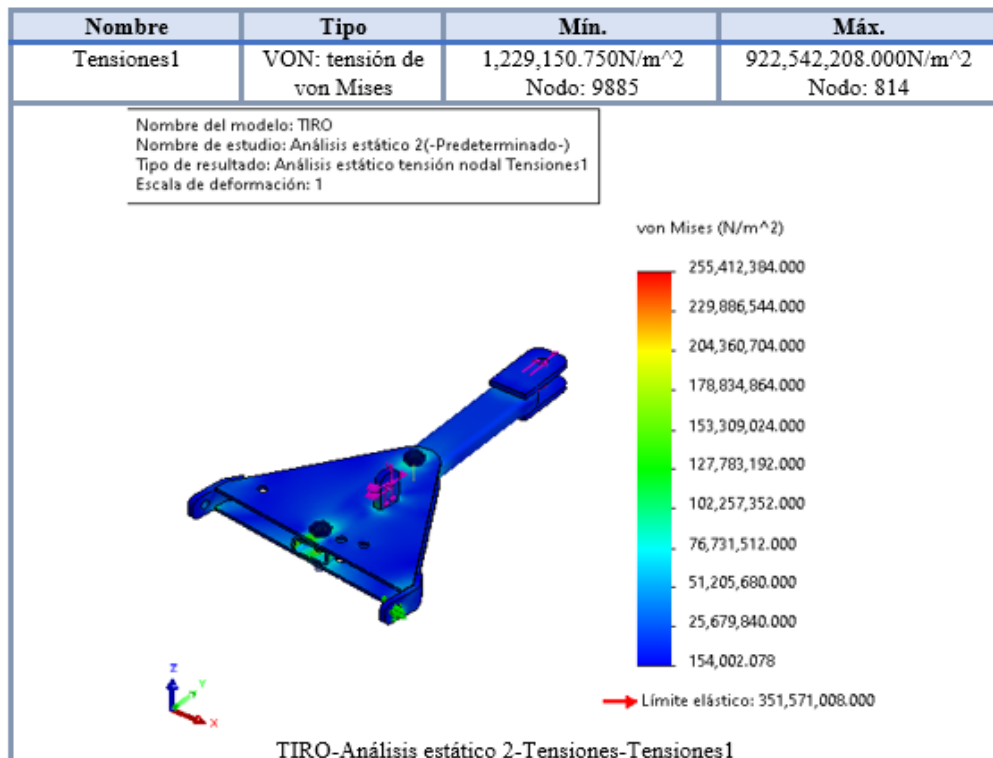


Figura 42. Análisis de von Mises correspondiente a la barra de tiro, se realizó el estudio del análisis estático de la barra de tiro empleando el simulador de SolidWorks

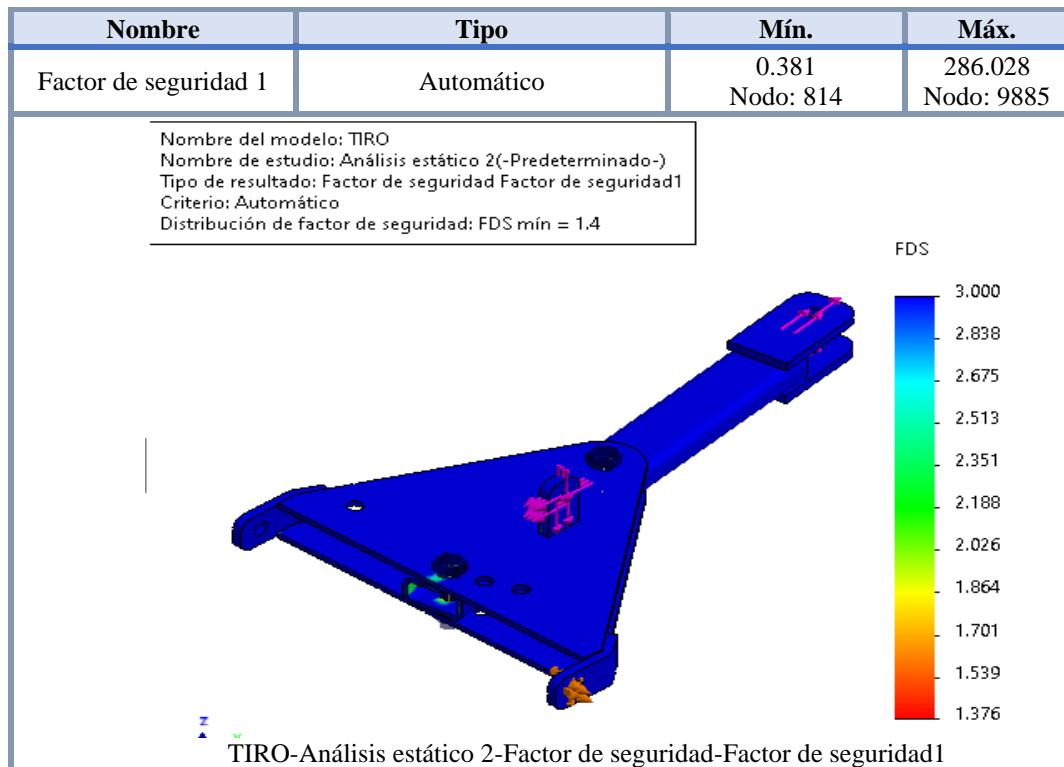


Figura 43. Análisis del factor de seguridad del tiro, muestra una distribución de factor de seguridad: FDS 1.4 a la que estará sometida la barra de tiro

Donde se determinó que el factor de seguridad mínimo para el sistema es de 1.3.

3.3.4. Cálculo de pernos

Datos para el cálculo

- Se dimensionó los pernos de 1 in para el sistema de enganche.
- Con 5 hilos por pulgada
- Con una resistencia del perno de 620422000 N/m²
- Factor de seguridad de diseño es de 2.
- Una torsión de 36369.38 Nm
- Factor de fricción de 0.2

El software da como resultado:

Tabla 17. Cuadro de resultados de las cargas que soporta cada perno, donde indica los valores de torque que soporta cada perno al realizar el ajuste

Cálculo de esfuerzos en los pernos con el software SolidWorks					
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	274.08	44.201	0	277.62	HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C-1
Fuerza axial (N)	-3.56E-12	0	35960	35960	HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C-1
Momento flector (N.m)	-3.0891	-9.6141	-3.06E-16	10.098	HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C-1
Fuerza cortante (N)	-256.69	-37.725	0	259.45	HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C-1
Fuerza axial (N)	1.57E-14	0	35950	35950	HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C-1
Momento flector (N.m)	41.433	8.1957	-1.81E-17	42.236	HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C-1

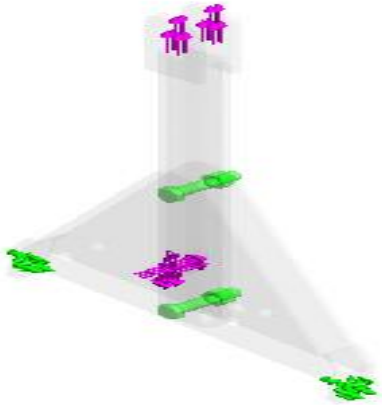
Nombre	Tipo
Comprobación de pasador/perno1	Resultados de perno y pasador estáticos
<p>Nombre del modelo: TIRO Nombre de estudio: Análisis estático 2(-Predeterminado-) Tipo de resultado: Resultados de perno y pasador estáticos</p>  <p>TIRO-Análisis estático 2-Comprobación de pasador-perno-Comprobación de pasador-perno1</p>	

Figura 44. Análisis estático de pernos sujetadores de la barra de tiro, mediante el simulador SolidWorks, se realizó el análisis estático de cada perno sujetador y de los pasadores. El color verde en las uniones con pernos indica que los pernos pueden soportar las cargas sin ningún problema con un factor de seguridad de 2

3.3.5. Sistema de corte

3.3.5.1. Cálculo y selección de eje porta cuchillas

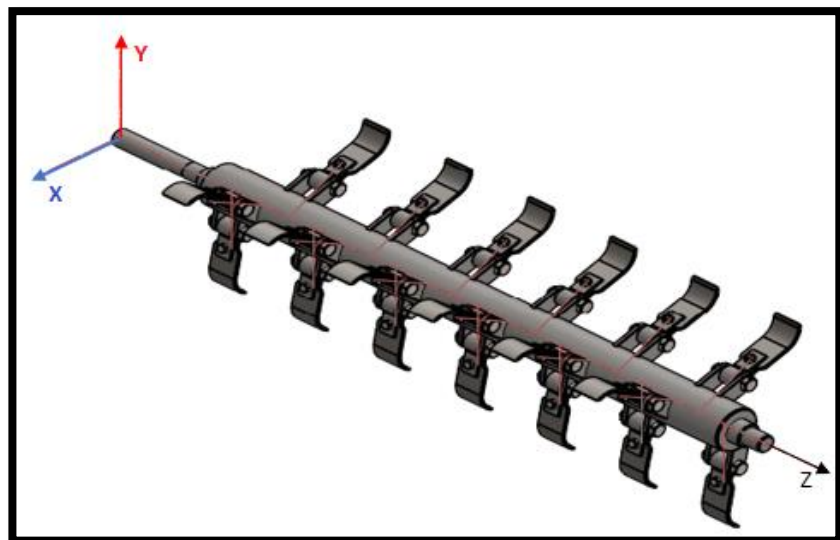
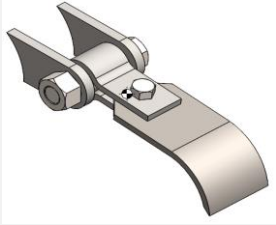



Figura 45. Sistema de corte, se puede observar la sección de cuchillas con relación a la orientación del eje en los distintos puntos Y, X y Z

Tabla 18. Propiedades de masa de las cuchillas y eje portacuchillas, donde muestra los parámetros que debe cumplir la cuchilla según lo simulado en el programa SolidWorks

Propiedades de masa	
	<p>Propiedades de masa cuchillas</p> <p>Masa = 1.63 kg Volumen = 253732.33 mm³ Área de superficie = 87264.40 mm² Centro de masa: (milímetros) X = 146.73 Y = 11.39 Z = -25.22</p>
	<p>Propiedades de masa de eje central</p> <p>Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico Masa = 124.06743 kg Volumen = 15704738.47 mm³ Área de superficie = 600951.85 mm² Centro de masa: (milímetros) X = 81.94 Y = 0.00 Z = 0.00</p>

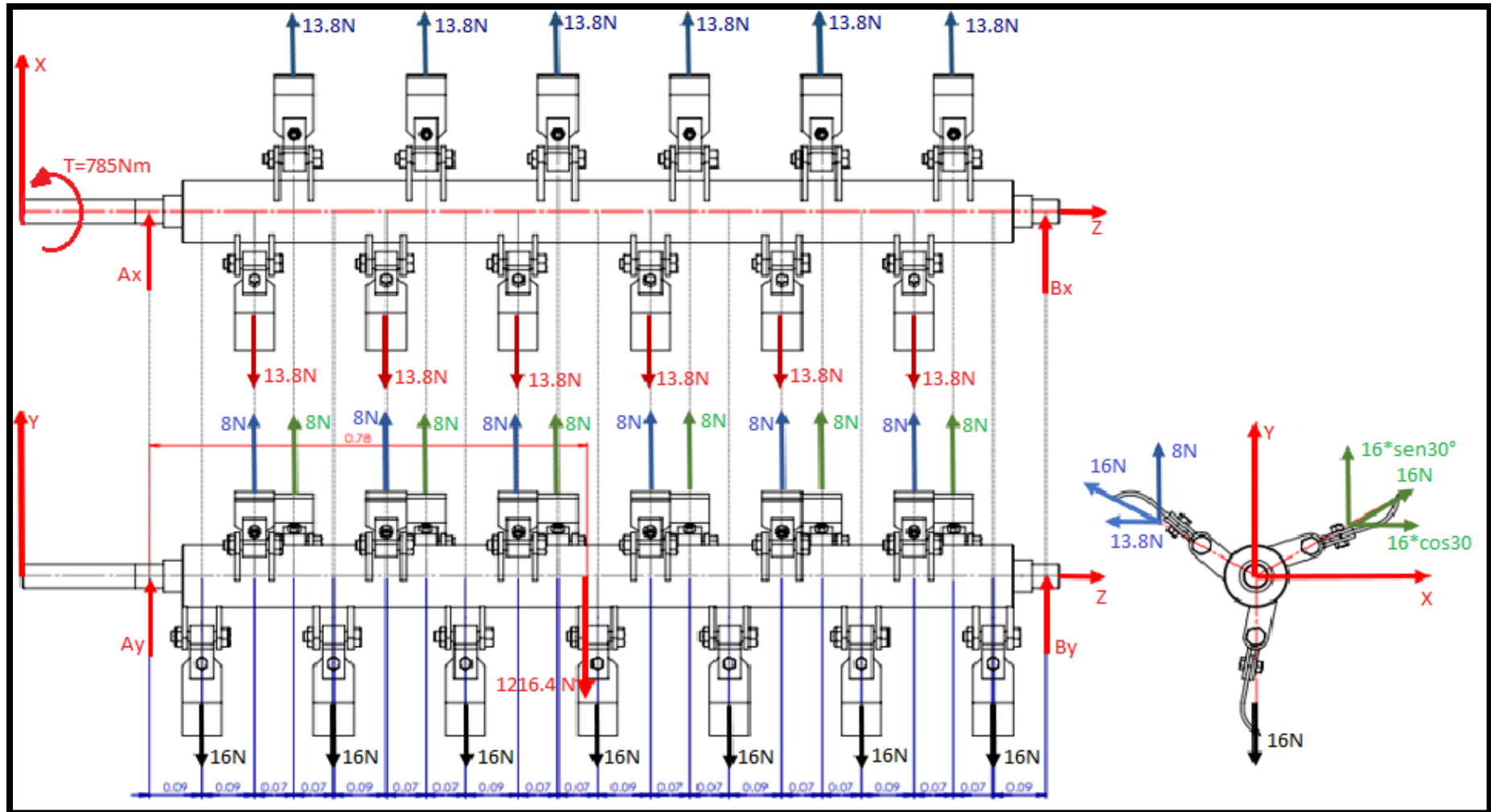


Figura 46. Diagrama de cuerpo libre corresponde al sistema de corte, donde se muestra una vista de planta completa del conjunto de cuchillas instaladas en el eje, todos en relación con las cargas aplicadas en cada punto de apoyo

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\sum Fy = 0$$

$$Ay + 12 * 8N - 16N * 7 - 1216.4N + By = 0$$

$$Ay + By = 1232.4N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$16 * (0.32 + 0.55 + 0.79 + 1.02 + 1.25 + 1.49 + 1.72) + 1216.4$$
$$* 0.78 - 8 * (0.41 + 0.48$$

$$+ 0.65 + 0.72 + 0.88 + 0.95 + 1.11 + 1.18 + 1.35 + 1.42 + 1.58$$
$$+ 1.65) - By * 1.56 = 0$$

$$114.24 + 948.79 - 99.04 - By * 1.81 = 0$$

$$By = 430.72N$$

Remplazando By

$$Ay + By = 1232.4$$

$$Ay + 430.72 = 1232.4 \rightarrow Ay = 801.68N$$

Sumatoria de fuerzas en X

$$\sum Fx = 0$$

$$Ax + 13.8 * 6 - 13.8 * 6 + Bx = 0$$

$$Ax = -Bx$$

$$\sum M_A = 0$$

$$13.8 * (0.18 - 0.25 + 0.41 - 0.48 + 0.64 - 0.71 + 0.87 - 0.94$$
$$+ 1.1 - 1.8 + 1.96 - 2.03) - 2.19 * Bx = 0$$

$$13.8 * (-1.05) - 2.19 * Bx = 0$$

$$Bx = -6.616N$$

Remplazando Bx

$$Ax = -Bx$$

$$Ax = 6.616N$$

Esfuerzos en las chumaceras

Tabla 19. Fuerzas que actúan en cada chumacera de pie, vienen a ser los valores aplicados en cada parte extrema de sujeción del eje en Newtons

Ay	616.51 N	$R_A = \sqrt{801.68^2 + 6.61^2} = 801.70 N$
Ax	6.61 N	
By	615.89 N	$R_B = \sqrt{430.72^2 + (-6.61)^2} = 430.77 N$
Bx	-6.61 N	

Nota: se contará con 2 chumaceras en todo el eje

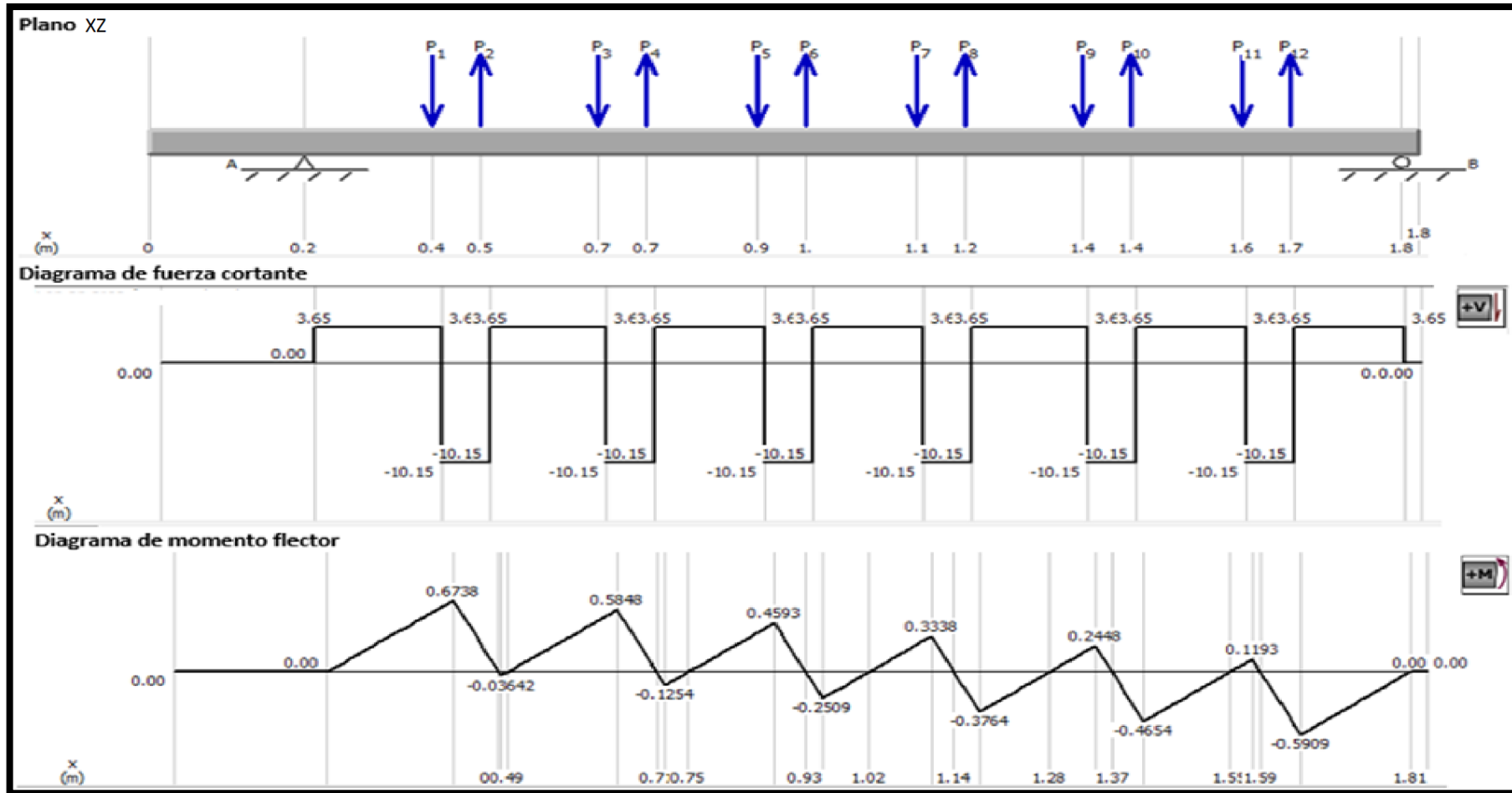


Figura 47. Diagrama cortante y flector del sistema de corte en el plano XZ, muestra los puntos de esfuerzo aplicados mediante un simulador de vigas en cada punto de anclaje de cada cuchilla

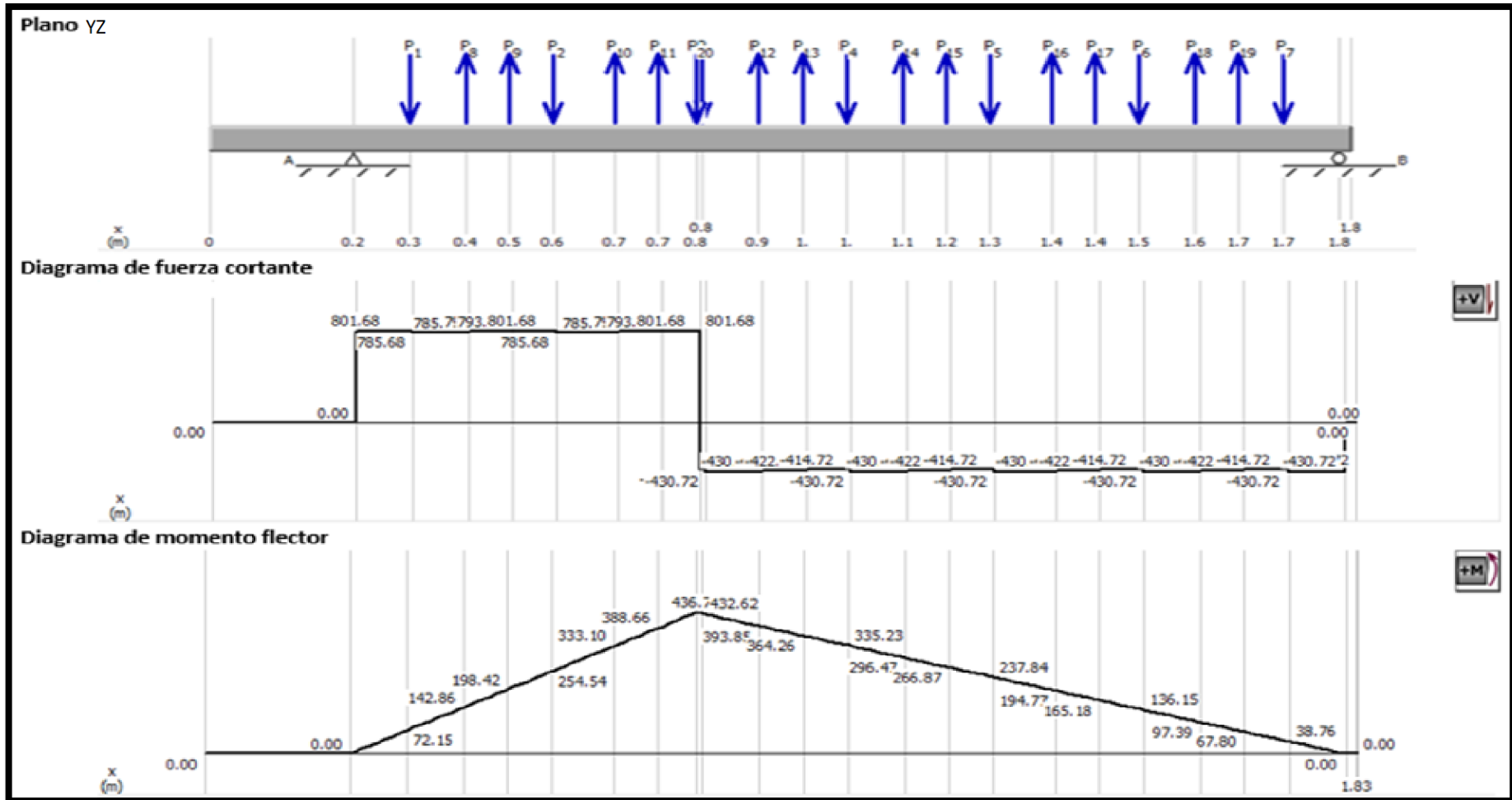


Figura 48. Diagrama cortante y flector del sistema de corte en el plano YZ, muestra los esfuerzos principales sometido en distintos puntos del plano YZ, calculados mediante un simulador de vigas

3.3.5.2. Cálculo del momento máximo de flexión

$$M_{yz} = 436 \text{ Nm}$$

$$M_{xz} = 0.67 \text{ Nm}$$

$$M \text{ máx} = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}$$

$$M \text{ máx} = \sqrt{436^2 + 0.67^2} = 436 \text{ Nm}$$

3.3.5.3. Cálculo del diámetro por energía de distorsión

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde

N = factor de seguridad (para este caso se trabajará con un factor de seguridad de 4).

S_y = esfuerzo de fluencia (depende del material que en este caso es AISI 1020) = 265 MPa.

σ' = esfuerzo de *von Mises*

Reemplazando datos

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow 4 = \frac{265 \text{ MPa}}{\sigma'} \rightarrow \sigma' = 66.25 \text{ MPa}$$

➤ Cálculo del esfuerzo de *von Mises*

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2 - \sigma_z * \sigma_y + 3\tau_{zy}^2}$$

σ_x = esfuerzo en x

σ_y = esfuerzo en y

τ = esfuerzo cortante

➤ Cálculo del esfuerzo en Z (σ_z)

$$\sigma_x = \frac{M \text{ máx} * C}{I} = \frac{M \text{ máx} * r}{\frac{\pi}{4} * r^4} = \frac{4M \text{ máx}}{\pi * r^3} = \frac{4 * 436}{\pi * r^3} = \frac{555.1Nm}{r^3}$$

➤ Cálculo del esfuerzo en y (σ_y)

El esfuerzo en y no existe, ya que se trata de un eje y sus cargas se encuentran de manera longitudinal.

$$\sigma_y = 0$$

➤ Cálculo del esfuerzo cortante (τ)

En el eje cortante por torsión

$$\tau = \frac{T * c}{J}$$

τ = esfuerzo cortante

c = para un eje es igual al radio

$$\tau = \frac{T * c}{J} = \frac{T * r}{\frac{\pi}{2} * r^4} = \frac{2 * T}{\pi * r^3} = \frac{2 * 785}{\pi * r^3} = \frac{499.7Nm}{r^3}$$

Remplazando en la ecuación de esfuerzo de *von Mises*

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2 - \sigma_z * \sigma_y + 3\tau_{zy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2 - \sigma_z * \sigma_y + 3\tau_{zy}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{zy}^2} = \sqrt{\left(\frac{555.1}{r^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{499.7}{r^3}\right)^2}$$

$$66.25 * 10^6 N/m^2 = \sqrt{555.1^2 + 3 * 499.7^2} * \frac{1}{r^3}$$

$$r = 0.025 m$$

Tabla 20. Tamaños preferidos y números de Renard (serie R). (Cuando pueda elegir, use uno de estos tamaños)

Fracción de pulgadas
$\frac{1}{64}, \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \frac{1}{8}, \frac{5}{32}, \frac{3}{16}, \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{7}{16}, \frac{1}{2}, \frac{9}{16}, \frac{5}{8}, \frac{11}{16}, \frac{3}{4}, \frac{7}{8}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 2\frac{3}{4}, 3, 3\frac{1}{4}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{3}{4}, 4, 4\frac{1}{4}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{3}{4}, 5, 5\frac{1}{4}, 5\frac{1}{2}, 5\frac{3}{4}, 6, 6\frac{1}{2}, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 9, 9\frac{1}{2}, 10, 10\frac{1}{2}, 11, 11\frac{1}{2}, 12, 12\frac{1}{2}, 13, 13\frac{1}{2}, 14, 14\frac{1}{2}, 15, 15\frac{1}{2}, 16, 16\frac{1}{2}, 17, 17\frac{1}{2}, 18, 18\frac{1}{2}, 19, 19\frac{1}{2}, 20$
Décimas de pulgadas
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20
Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300
Números de Renard*
1a. elección, R5: 1, 1.6, 2.5, 4, 6.3, 10 2a. elección, R10: 1.25, 2, 3.15, 5, 8 3a. elección, R20: 1.12, 1.4, 1.8, 2.24, 2.8, 3.55, 4.5, 5.6, 7.1, 9 4a. elección, R40: 1.06, 1.18, 1.32, 1.5, 1.7, 1.9, 2.12, 2.36, 2.65, 3, 3.35, 3.75, 4.25, 4.75, 5.3, 6, 6.7, 7.5, 8.5, 9.5

Nota: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11) (p. 999)

3.3.5.4. Empleando el programa SolidWorks se hallaron los siguientes resultados

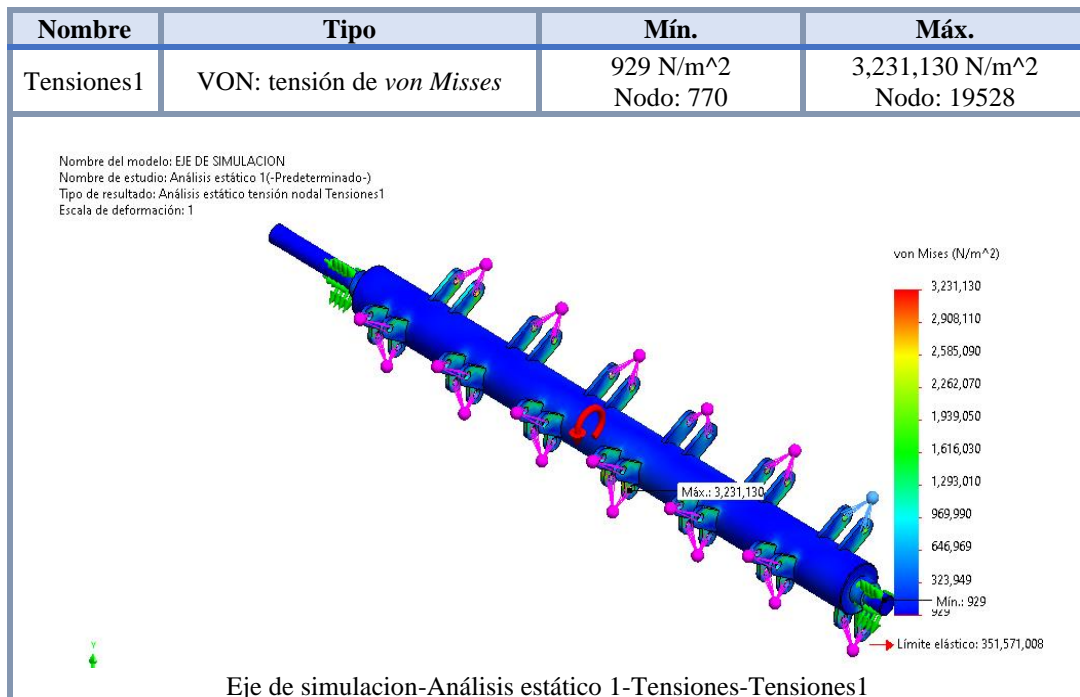


Figura 49. Análisis por von Mises referente al eje del sistema de corte, donde muestra el análisis estático del eje del portacuchillas y las tensiones mínimas y máximas. Se determina que el diámetro tentativo del eje es de 50 mm según el sistema métrico

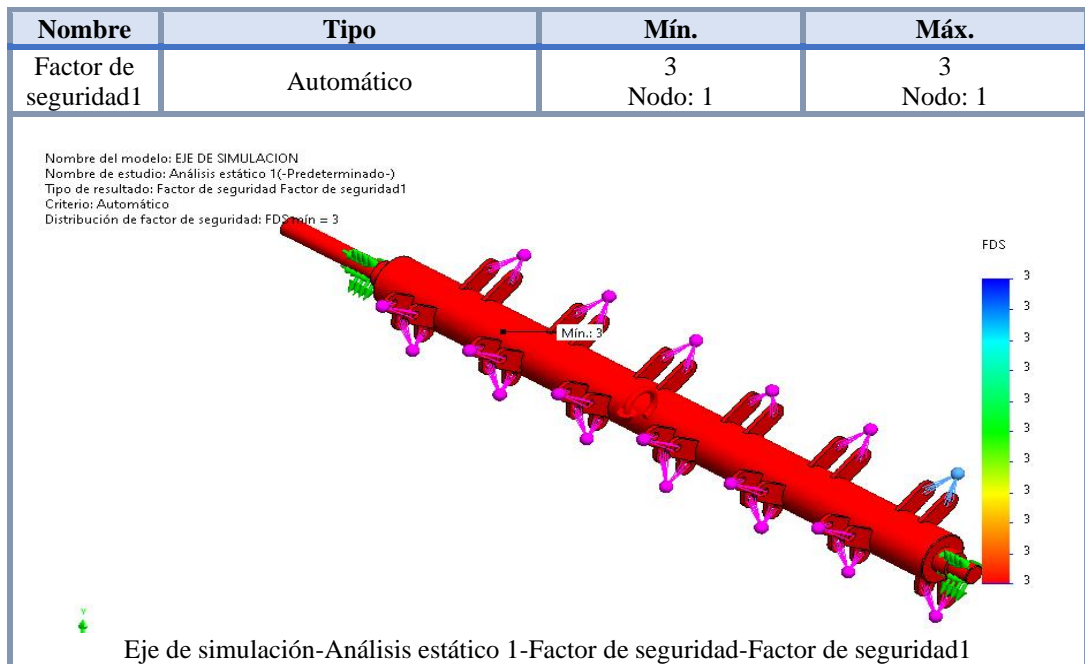


Figura 50. Análisis de factor de seguridad del sistema de corte FDS: 3, donde muestra el valor máximo de carga con relación al valor esperado del eje (real). Se determina que por cálculo da un factor de seguridad de 4 y por cálculo con software da un factor de seguridad de 3.

3.3.5.5. Criterios de falla por fatiga (ED-Goodman)

Están dados por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 * (K_f * M_a)^2 + 3 * (K_{fs} * T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4 * (K_f * M_m)^2 + 3 * (K_{fs} * T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Datos

$d_{\text{menor}}=50 \text{ mm}$

$D_{\text{mayor}}=75 \text{ mm}$

$D_{\text{mayor}}/d_{\text{menor}}=1.5$

$r=3 \text{ mm}$

$r/d=0.06$

$S_{ut}=355 \text{ MPa}$

$S_y=265 \text{ MPa}$

> Cálculo de k_t

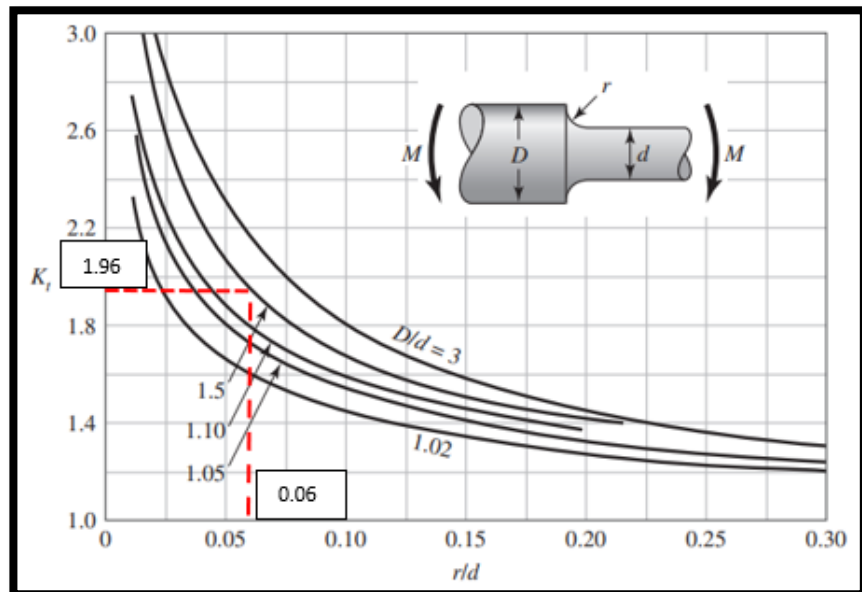


Figura 51. Barra circular con detalle circular sometida a flexión, $\sigma=M*c$, para poder seleccionar el tipo de eje se tendrán en cuenta las pruebas de flexibilidad del material (13) (p. 992)

Se determinó que $K_t = 1.96$

> Cálculo de k_{ts}

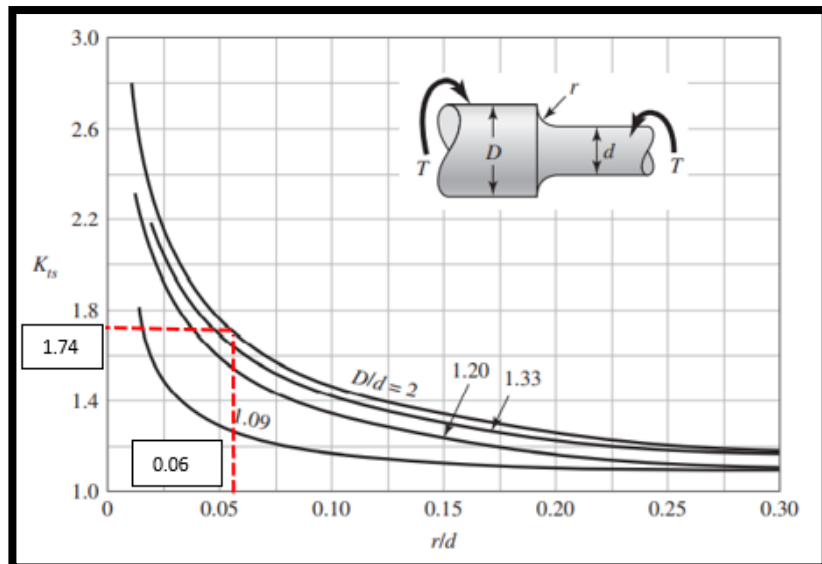


Figura 52. Eje redondeado con filete en el hombro en torsión. Permitirá seleccionar el tipo de material sometido a esfuerzos de torsión en diferentes puntos (13) (p. 992)

Se determinó que $K_{ts}=1.74$

➤ Sensibilidad a la muesca (q)

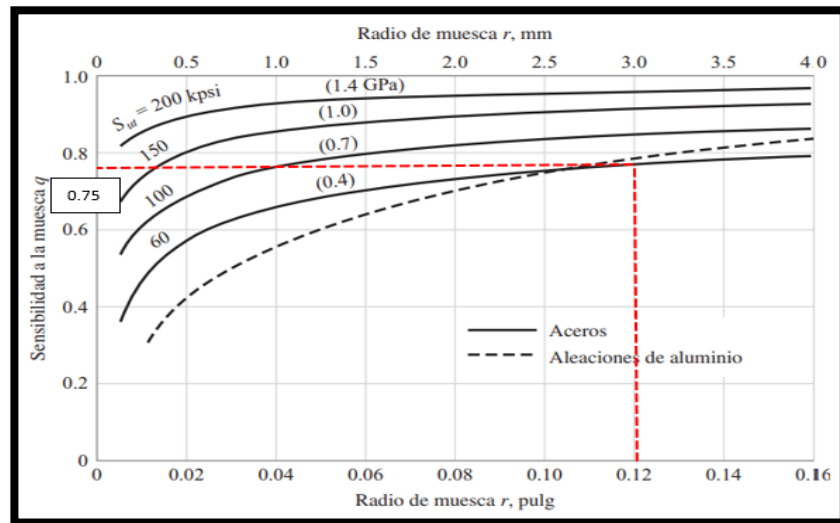


Figura 53. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio, de acuerdo con el cuadro adjunto, indica la relación entre el radio de muesca r mm y el radio de muesca r en pulgadas (13) (p. 282)

Valor de $q=0.75$

➤ Sensibilidad a la muesca (q_{cortante}) de materiales sometidos a torsión inversa

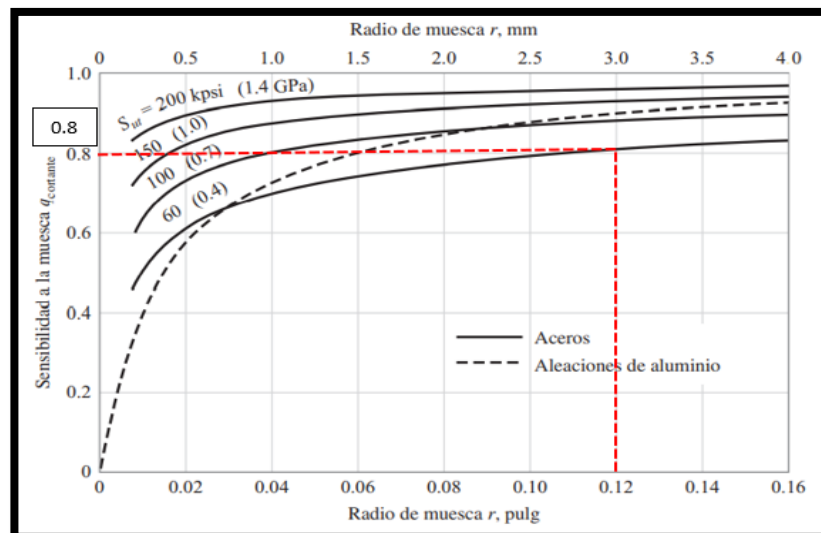


Figura 54. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio, de acuerdo con el cuadro adjunto, indica la relación entre el radio de muesca r mm y el radio de muesca r en pulgadas sometidos a torsión inversa (13) (p. 282)

Valor de $q_{\text{cortante}}=0.8$

- Se pudo hallar el factor de concentración del esfuerzo a la fatiga,

K_f o K_{fs}

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

$$K_f = 1 + 0.75(1.96 - 1) = 1.72$$

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

$$K_{fs} = 1 + 0.8 * (1.74 - 1) = 1.59$$

- Se pudo hallar el límite de resistencia a la fatiga de la vida de rotación

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

$$S'_e = 0.5 * 355 MPa = 177.5 MPa$$

- Factor de superficie K_a

Depende de la calidad de acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión que está basado en la fórmula:

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Tabla 21. Acabado superficial, donde se muestra en la tabla el resultado a seleccionar después del cálculo (4.51 – 0.256)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (13) (p. 274)

Ya que el eje de trabajo fue maquinado, se toma los siguientes valores

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 355^{-0.265} = 0.95$$

- Factor de tamaño K_b

$$K_b = \left\{ \begin{array}{ll} (d/7.62)^{-0.107} = 1.24 * d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51mm \\ 1.51 * d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254mm \end{array} \right\}$$

Ya que el diámetro es de 22 mm, se trabaja con la primera ecuación

$$K_b = 1.24 * 50^{-0.107} = 0.81$$

➤ **Factor de confiabilidad Ke**

Factor de confiabilidad ke correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales al límite de resistencia a la fatiga

$$K_e = 1 - 0.08z_a$$

Nivel de confiabilidad es de 0.999

Tabla 22. Factores de confiabilidad, muestra un factor de seguridad de 0.999

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad K_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (13) (p. 279)

$$K_e = 0.753$$

➤ **Hallar Se**

$$S_e = k_a * k_b * k_e * S_e'$$

$$S_e = 0.95 * 0.81 * 0.753 * 177.5 = 102.84 \text{ MPa}$$

En caso de un eje en constante rotación, generará que el momento flexionante cree un esfuerzo completamente reversible y flexionante.

$$M_a = 436 \text{ Nm}$$

$$T_m = 785 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

- Reemplazando valores en la ecuación para el criterio de ED-Goodman

$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 * (K_f * M_a)^2 + 3 * (K_{fs} * T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4 * (K_f * M_m)^2 + 3 * (K_{fs} * T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi * 0.05^3} \left\{ \frac{1}{102.84 * 10^6} \left[4 * (1.72 * 436)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{355 * 10^6} \left[3 * (1.59 * 785)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{N} = 0.84 \rightarrow N = 1.19$$

- Valores obtenidos

Tabla 23. Resultados de cálculo de diámetro de eje portacuchillas

Diámetro de eje mínimo	50 mm
Diámetro de eje mayor	75 mm
Radio de muesca	3 mm
Factor de seguridad por teoría de energía de distorsión	4
Factor de seguridad para el criterio de ED-Goodman (fatiga)	1.2

Nota: finalmente se observa los datos obtenidos después de los cálculos realizados en el eje de cuchillas

3.3.5.6. Cálculo de chumaceras

Datos para la selección de chumacera

Tabla 24. Datos para la selección de chumacera

Carga radial en el punto A	801.7 N
Carga radial en el punto B	430.77 N
Diámetro del eje	50 mm
rpm	1658.88
Contaminación: típica	

Nota: se observa los resultados como datos finales en la selección de las chumaceras

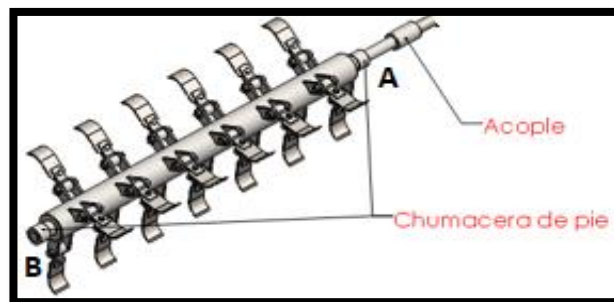


Figura 55. Gráfica en 3D del sistema de corte, donde se visualiza los acoples principales y los puntos de ubicación de las chumaceras

➤ Cálculo de carga radial dinámica equivalente

Datos

Fr: carga radial real (N)

Fa: carga axial real (N)

Y: factor axial de la tabla 24

Cor: índice de carga estática básica

Cr: índice de carga radial dinámica

fo: factor de carga axial de la tabla 24

Recomendación de fabricante: la carga axial Fa no debe superar 0.5 de Cor.

Tabla 25. Unidades de hierro fundido tipo puente Self-Lube® Serie NP

Diámetro del eje	Designación RHP	Interio rodam. básico	Grupo de fundición	Dimensiones (mm)				Centros del perno				
				L	H	H1	H2	A _{int}	A _{ext}			
mm	in/pulg											
45	NP45 NP1½ NP1¼ NP1¼	NP45A NP1¼A	NP45EC NP1¼EC	NP45DEC NP1¼DEC	1045	7	190.5	54.00	20.0	108.0	154.5	140.5
50	NP50 NP1½ NP1¼ 2	NP50A	NP50EC NP1¼EC	NP50DEC NP1¼DEC NP2DEC NP2DEC	1050	8	206.0	57.20	21.0	115.2	163.0	154.0
55	NP55 NP2 NP2¼ NP2¼			NP55DEC NP2DEC NP2¼DEC NP2¼DEC	1055	9	219.5	63.50	24.8	129.5	178.5	162.5

Dimensiones (mm)										Índices de capacidad de carga ISO		Velocidad máxima recomendada	Masa (aprox.)
G	A	A1	B	B1	B2	B3	s	s1	s2	dinámica Cr newtons	estática Cor newtons	rev/min	kg
12	54.0	35.0	49.20	41.20	43.73	56.33	19.04	11.04	21.43	32500	20500	3700	2.8
16	55.0	36.0	51.60	43.50	43.73	62.73	19.04	11.04	24.64	35000	23200	3400	3.2
16	60.0	39.5	55.60	-	-	71.42	22.24	-	27.84	43500	29200	3100	4.0

Fuente: <https://es.rubix.com/es/soporte-tipo-puente-self-lube-de-rhp/p-G1632003161?openVariant=true>

Ya que se tiene un eje con diámetro de 50 mm se obtiene los siguientes datos.

Tabla 26. Valores de datos extraídos de la tabla 21

Inserto de rodamiento básico	1050
Carga dinámica Cr	35000 N
Carga estática Cor	23200 N
Velocidad máxima recomendada	3400 rpm
Masa aproximada	3.2 kg

➤ **Cálculo del valor de fo**

Al contar con el inserto de rodamiento 1050 se determinó el valor de fo en la siguiente tabla.

Tabla 27. Valores de fo con relación al inserto de rodamiento

Inserto del rodamiento básico	f ₀
1017	13.1
1020	13.1
1025	13.9
1030	13.8
1035	13.8
1040	14.0
1045	14.1
1050	14.4
1055	14.3
1060	14.3
1065	14.4
1070	14.4
1075	14.7
1080	14.6
1085	14.7
1090	14.5
3095	13.6

Fuente: https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

Donde se pudo hallar que fo es 14.4:

➤ **Cálculo del valor de Y**

Primero se calculó $\frac{fo * Fa}{Cor}$ y se obtuvo el valor de Y en la siguiente tabla.

$$\frac{fo * Fa}{Cor} = 0$$

Ya que no se presentan cargas axiales

Tabla 28. Valores de Y, relacionado a cargas axiales

$\frac{f_o F_a}{C_{or}}$	Y
0.172	2.30
0.345	1.99
0.689	1.71
1.03	1.55
1.38	1.45
2.07	1.31
3.45	1.15
5.17	1.04
6.89	1.00

Fuente: <https://evolution.skf.com/es/capacidad-de-carga-axial-de-los-rodamientos-de-rodillos-cilindricos/>

Se tomó el menor valor de la tabla para Y (Y = 0)

➤ **Cálculo de carga radial dinámica equivalente (Pr)**

$$Pr = 0.56 * Fr + Y * Fa$$

$$Pr = 0.56 * 801.7 N = 448.952 N \quad \text{o} \quad Pr = Fr = 801.7$$

Se toma el mayor valor para Pr = 801.7

➤ **Relación entre la carga y vida útil**

$$L_{10}(\text{la vida en horas}) = \left(\frac{Cr}{Pr} \right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Donde

N: es la velocidad de funcionamiento rpm

$$\begin{aligned} L_{10}(\text{la vida en horas}) &= \left(\frac{35000}{801.07} \right)^3 * \frac{10^6}{60 * 1658.88} \\ &= 837966.21 \text{ horas} \end{aligned}$$

3.3.5.7. Sistema de transmisión

➤ **Selección de fajas**

Una vez hallado todos los torques en los siguientes puntos se procedió a seleccionar la faja.

Datos de polea conductora

Tabla 29. Datos para la selección de la polea conductora

W ₂ de la polea 2	1036.8	rpm
T ₂ de la polea 2	1236.24	Nm
Servicio diario	8	horas aprox.
N.º de arranques por día	5	Al día
Distancia entre ejes	466-364	mm
Diámetro de la polea 2	D ₂ ≤ 410	mm
Condiciones de servicio	Temperatura 20 °C Sin influencia de aceites	

Datos de polea conducida

Tabla 30. Datos para la selección de la polea conducida, depende de las rpm y cargas aplicadas

W ₃ de la polea 3	1658.88	rpm
T ₃ de la polea 3	785	Nm
Tipo de carga	Constante	
Arranque	Bajo carga	

Con la siguiente fórmula se determinó la potencia que se tiene en la polea 2 que es la polea conductora.

$$P_{polea N^{\circ}2} = \frac{T_2 * N_2}{9.55} = \frac{1236.8 * 1036.8}{9.55} = 134273.74 \text{ whatts} = 134.273 \text{ kW}$$

$$P_{polea N^{\circ}3} = \frac{T_3 * N_3}{9.55} = \frac{785 * 1658.88}{9.55} = 136358.19 \text{ whatts} = 136.358 \text{ kW}$$

➤ Se halla el factor de carga

Tabla 31. Factor de carga, catálogo de fajas trapezoidales, se selecciona de acuerdo con el tipo de máquina de trabajo (transmisión pesada)

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsores (transportadoras helicoidales, de placas, de conglones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fuente: <https://rodavigo.net/catalogos>

Se determinó que el factor de carga (c_2) es igual a 1.4

➤ Potencia teórica

Se puede calcular con la siguiente ecuación

$$P_b = (pot. polea N^{\circ 2}) * c_2$$

$$P_b = 134.273KW * 1.4 = 187.98KW$$

➤ Selección del perfil de la correa

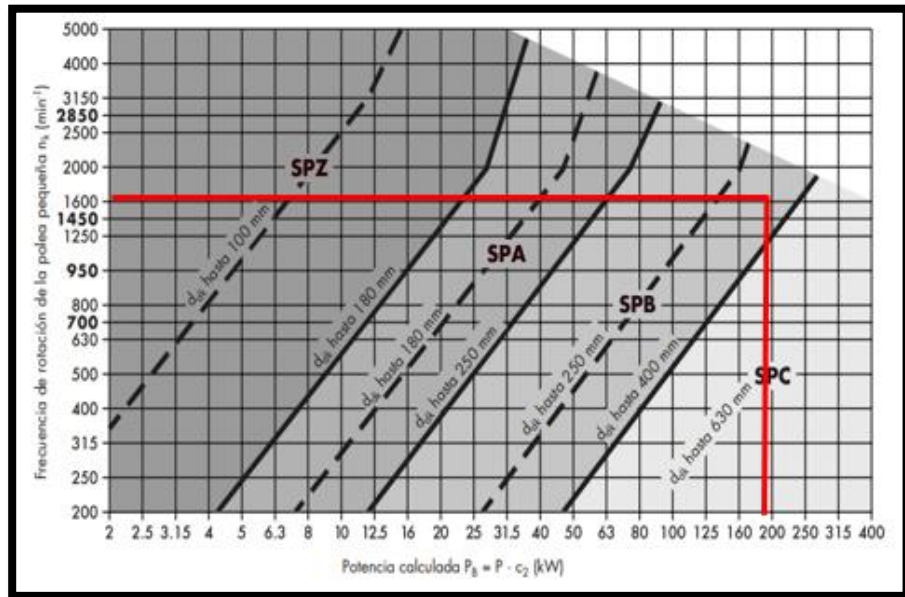


Figura 56. Correas trapeziales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753

Fuente: <https://n9.cl/lq3xb>

Se selecciona una correa SPB.

➤ Relación de transmisión

$$i = \frac{n_2}{n_3} = \frac{1036.8}{1658.88} = 0.62$$

➤ Diámetro de referencia de las poleas acanaladas trapezoidales

Se sabe: $D_2 \leq 410$ mm y la correa trapezoidal es de modelo SPB

Tabla 32. Selección de diámetros de poleas, según tabla y con relación al cálculo del diámetro realizado, se selecciona 406.4 mm

Correas trapeziales Perfil	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Datum diameter d_d		Tolerancia de concentricidad y planitud
		DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	min.	
Correas trapeziales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-	min.	máx.	
Diámetro de referencia d_d				180	170	170	170		180	180			170,0	172,7	
				180	180	180	180		180	180			180,0	182,9	
				190	190	190	190		190	190			190,0	193,0	
			200	200	200	200	200		200	200			200,0	203,2	
			212	212	212	212	212		212	212			212,0	215,4	0,4
			224	224	224	224	224	224		224	224		224,0	227,6	
				225	225	225	225		225	225			225,0	228,6	
				236	236	236	236		236	236			236,0	239,8	
			250	250	250	250	250	250		250	250		250,0	254,0	
						265	265		265	265			265,0	269,0	
					280	280	280	280		280	280		280,0	284,5	
					300	300	300	300		300	300		300,0	304,8	
					315	315	315	315	315	315	315		315,0	320,0	0,5
					335	335	335	335		335	335		335,0	340,0	
					355	355	355	355	355	355	355	355	355,0	360,7	
				400	400	400	400	400	400	400	400	400,0	406,4		
						425	425		425	425		425,0	431,4		

Fuente: <https://n9.cl/4tjwm>

Se eligió una polea que tenga 406.4 de D máx. para la polea conductora.

➤ **Calcular el diámetro de la polea conducida**

$$D3 = D2 * i$$

$$D3 = 400 * 0.62 = 248$$

Y basado en la tabla anterior se determinó que la polea debe tener 239.8 de D máx. Para la polea conducida.

➤ **Comprobación de la velocidad de giro de la máquina accionada**

$$i' = \frac{Dd_3}{Dd_2} = \frac{239.8}{406.4} = 0.59$$

0.59 es la nueva relación de transmisión obtenida de los diámetros de poleas estandarizadas.

➤ **Distancia entre ejes**

$$Dd3 = Ddk = 239.8 \text{ mm}$$

$$Dd2 = Ddg = 406.4 \text{ mm}$$

$$0.7 * (Ddk + Ddg) < a < 2 * (Ddk + Ddg)$$

$$0.7 * (239.8 + 406.4) < a < 2(239.8 + 406.4)$$

$$452.32 < a < 1292.4$$

Valor asumido de 465.99 mm de distancia entre ejes.

➤ **Desarrollo de referencia de la correa (LDTH)**

$$Ldth \approx 2a + 1.57 * (Ddg + Ddk) + \frac{(Ddg + Ddk)^2}{4a}$$

Remplazando los valores:

$$Ldth \approx 2a + 1.57 * (Ddg + Ddk) + \frac{(Ddg + Ddk)^2}{4a}$$

$$Ldth \approx 2 * 465.99 + 1.57 * (239.8 + 406.4) + \frac{(239.8 + 406.4)^2}{4 * 465.99}$$

$$Ldth \approx 2170.53 \text{ mm}$$

Tabla 33. Selección de distancia entre ejes de poleas, según tabla y el perfil SPB

Perfil SPZ			Perfil SPA				Perfil SPB		Perfil SPC
Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d			Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d				Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d		Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d
487	1037	1637	732	1382	2120	3350	1250	3750	2000
512	1047	1662	757	1400	2132	3382	1320	3800	2120
562	1060	1687	782	1407	2182	3550	1400	4000	2240
587	1077	1700	800	1432	2207	3750	1450	4050	2360
612	1087	1737	807	1457	2232	4000	1500	4250	2500
630	1112	1762	832	1482	2240	4250	1600	4300	2650
637	1120	1787	850	1500	2282	4500	1700	4500	2800
662	1137	1800	857	1507	2300		1750	4560	3000
670	1162	1812	882	1532	2307		1800	4750	3150
687	1180	1837	900	1557	2332		1850	4820	3350
710	1187	1862	907	1582	2360		1900	5000	3550
722	1202	1887	932	1600	2382		2000	5070	3750
737	1212	1900	950	1607	2432		2020	5300	4000
750	1237	1937	957	1632	2482		2060	5600	4250
762	1250	1987	982	1657	2500		2120	6000	4500
772	1262	2000	1000	1682	2532		2150	6300	4750
787	1287	2037	1007	1700	2582		2180	6700	5000
800	1312	2120	1032	1707	2607		2240	7100	5300

Fuente: <https://n9.cl/2uebw>

Selección **Ldst=2180 mm**

➤ **Desarrollo entre ejes (a_{nom})**

$$\text{Si: } \quad Ldst > Ldth \quad \quad \quad anom \approx a + \frac{Ldst - Ldth}{2}$$

$$\quad \quad \quad Ldst < Ldth \quad \quad \quad anom \approx a - \frac{Ldst - Ldth}{2}$$

Para este caso:

$$anom \approx a + \frac{Ldst - Ldth}{2}$$

$$anom \approx 465.99 + \frac{2180 - 2170.53}{2} \approx 470.72mm$$

➤ **Ajuste mínimo X/y de la distancia entre ejes (a_{nom})**

Con un $Ldth = 2170.53$ mm se determinó un rango de $1800 \leq 2240$

Tabla 34. Correas trapeciales estrechas Optibelt SK, se selecciona en base al desarrollo de referencia en milímetros

Desarrollo de referencia (mm)	Recorrido mínimo de ajuste x (mm) – para tensado y retensado	Recorrido mínimo de ajuste y (mm) – para montar sin forzar			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
$487 \leq 670$	10	10	10	–	–
$> 670 \leq 1000$	15	15	15	–	–
$> 1000 \leq 1250$	20	15	15	–	–
$> 1250 \leq 1800$	25	20	20	20	–
$> 1800 \leq 2240$	25	20	20	20	25
$> 2240 \leq 3000$	35	20	20	20	30

Fuente: <https://n9.cl/0beok>

De la tabla:

$$x \geq 25 \text{ mm}$$

$$y \geq 20 \text{ mm}$$

➤ **Velocidad de flexión de la correa**

$$v = \frac{Ddk * N3}{19100} = \frac{239.8 * 1658.88}{19100} = 20.82 \text{ m/s}$$

El fabricante de la correa recomienda que no se debe sobrepasar los 42 m/s, cosa que se cumple, ya que está en 20.82 m/s.

➤ **Frecuencia de flexión de correa**

$$fb = \frac{2 * 1000 * v}{Ldst} = \frac{2 * 1000 * 21.76}{2180} = 19.96 \text{ Hz}$$

El fabricante de la correa recomienda que no se debe sobrepasar los 100 Hz, cosa que se cumple, ya que está en 19.96 Hz.

➤ **Arco de brazo y factor de corrección**

Se tiene la relación $\frac{Ddg-Ddk}{a_{nom}} = \frac{406.4-239.8}{470.72} = 0.354$

Tabla 35. Datos del arco de brazo y factor de corrección

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98

Fuente: adaptada de *Diseño de Ejes de Transmisión de Potencia* (19) (p. 24)

Donde los valores de $\beta= 160^\circ$ y $c_1=0.99$

➤ **Factor de desarrollo**

Tabla 36. Tabla de factor de desarrollo 2120 mm.

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	c_1	Desarrollo de referencia (mm)	c_1	Desarrollo de referencia (mm)	c_1	Desarrollo de referencia (mm)	c_1
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
						4250	0,96

Fuente: adaptada de *Diseño de Ejes de Transmisión de Potencia* (19) (p. 35)

Con el dato de $L_{dst} = 2180$ se determinó el factor de desarrollo $c_3 = 0.92$.

➤ **Potencia nominal de la correa (Pn):**

Datos que se emplean:

- $D_{d3} = D_{dk} = 239.8$ mm
- $N_3 = 1658.88$ rpm
- $I = 0.59$
- $L_d = 2180$

Tabla 37. Valores de potencia nominal (kW), donde indica la potencia nominal de la correa (PN)

n_1 (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_d (mm)														Incremento por multiplicación (kW) por correa para				
	90	95	100	112	125	132	140	150	160	180	200	224	250	280	315	hasta 1.05	hasta 1.26	hasta 1.57	> 1.57
1300	2.20	2.55	2.90	3.72	4.60	5.07	5.61	6.27	6.93	8.23	9.51	11.02	12.61	14.41	16.43	0.04	0.28	0.40	0.49
1400	2.33	2.70	3.07	3.96	4.90	5.40	5.97	6.68	7.38	8.77	10.13	11.73	13.42	15.31	17.44	0.05	0.30	0.43	0.52
1500	2.46	2.86	3.25	4.19	5.19	5.72	6.33	7.08	7.83	9.30	10.73	12.42	14.20	16.19	18.40	0.05	0.32	0.46	0.56
1600	2.59	3.00	3.42	4.41	5.48	6.04	6.68	7.48	8.26	9.81	11.33	13.10	14.96	17.04	19.34	0.05	0.34	0.49	0.60
1700	2.71	3.15	3.59	4.64	5.76	6.35	7.03	7.86	8.69	10.32	11.91	13.76	15.70	17.86	20.24	0.06	0.37	0.52	0.64
1800	2.83	3.29	3.76	4.86	6.03	6.66	7.37	8.25	9.11	10.81	12.47	14.41	16.42	18.64	21.08	0.06	0.39	0.55	0.67
1900	2.94	3.43	3.92	5.07	6.30	6.96	7.70	8.62	9.52	11.30	13.03	15.03	17.11	19.40	21.89	0.06	0.41	0.58	0.71

Fuente: <https://n9.cl/abwqe>

$$\text{Potencia nominal (PN)} = 20.24 + 0.06 = 20.3 \text{ kW}$$

➤ **Número de correas**

$$x = \frac{P_{polea} * c_2}{P_N * c_1 * c_3} = \frac{134.27 * 1.4}{20.3 * 0.99 * 0.92} = 10$$

Para el sistema de transmisión se necesitan:

Tabla 38. Resultados de diámetros de las poleas

Polea 2	∅ 406.4 mm	Para correa trapezoidal SPB
Polea 3	∅ 289.8 mm	Para correa trapezoidal SPB
Un juego de correas múltiple Optibelt de 2180 mm de longitud		
Distancia entre ejes es de 471 mm		

Nota: se considera en base a las tablas

3.3.6. Análisis del sistema de recolección

Para realizar el análisis del sistema de recolección, en primer lugar, se tuvo que realizar un análisis de lo que ocurre con los fluidos que se encuentran dentro de la tolva que en este caso es el aire.

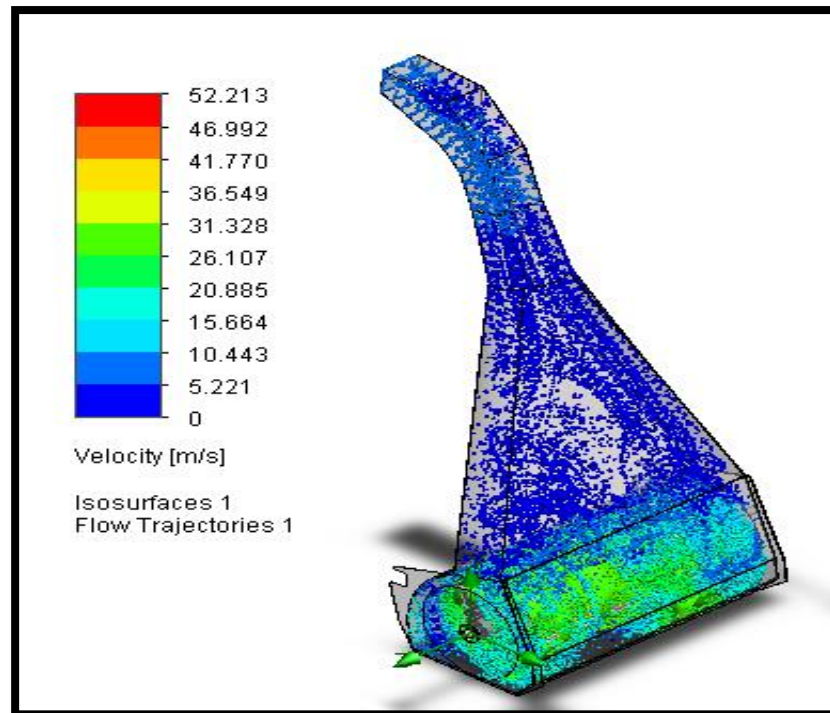


Figura 57. Análisis del sistema de recolección referente a la velocidad del aire dentro de la tolva en funcionamiento, empleando el programa SolidWorks

De la gráfica se determinó que las cuchillas al girar a una velocidad muy elevada producen que el aire que se encuentra en el ambiente tienda a desplazarse, pero no es suficiente para generar un flujo de aire continuo, entonces se puede afirmar que las partículas cortadas se desplazarán por el impulso que les da la cuchilla a los tallos al momento de impactar con estos y no por una ráfaga de aire.

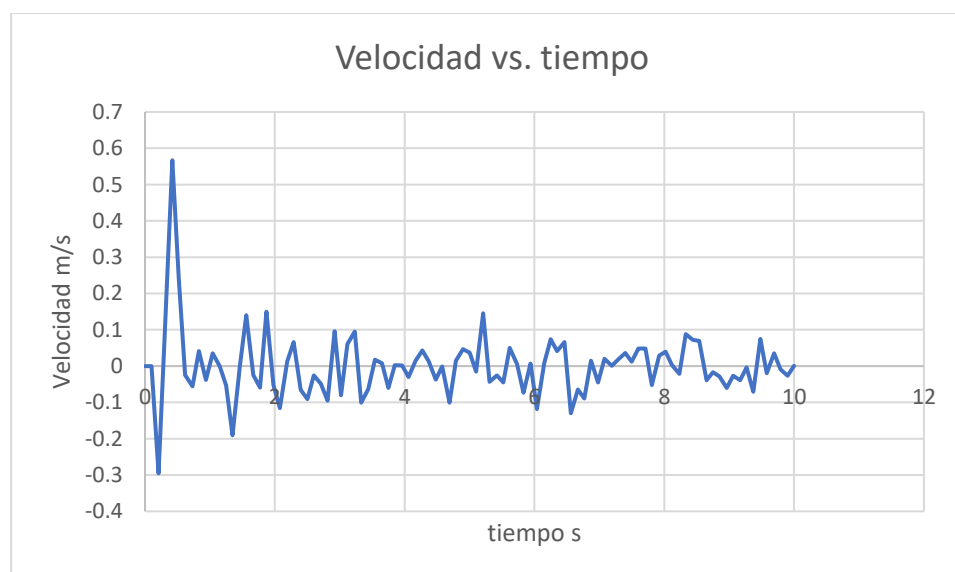


Figura 58. Valores de la velocidad de las partículas impulsadas por las cuchillas empleando el software Edem (velocidad vs. tiempo)

Empleando el software EDEM *simulation*, se determinó la velocidad de desplazamiento de las partículas al momento de ser impactadas por las cuchillas, basado en lo que se puede observar de la gráfica, se afirma que el momento del arranque puede alcanzar un pico máximo de 0.6 m/s para luego estabilizarse entre 0.2 a 0.1 m/s.

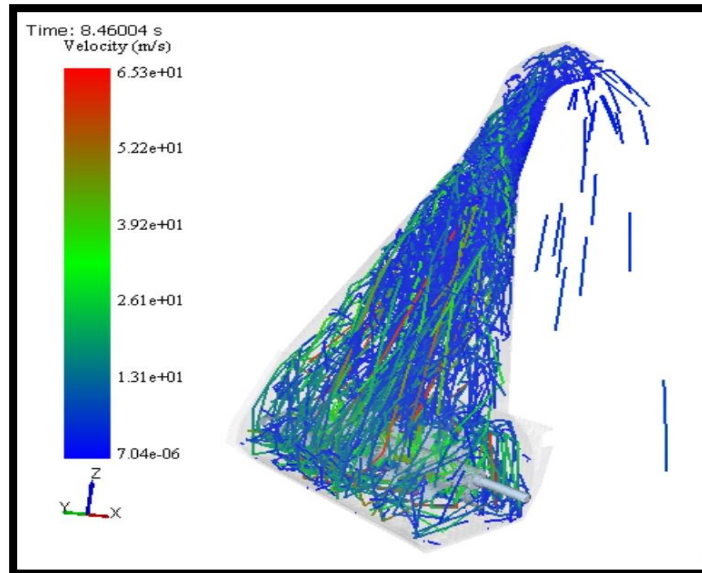


Figura 59. Se observa que, las partículas, al momento de impactar con las cuchillas, pueden alcanzar los 0.6 m/s, esto se muestra de rojo y también se observa cómo la velocidad se va perdiendo por diferentes motivos, ya sea por el impacto o roce de las partículas contra las paredes internas de la tolva

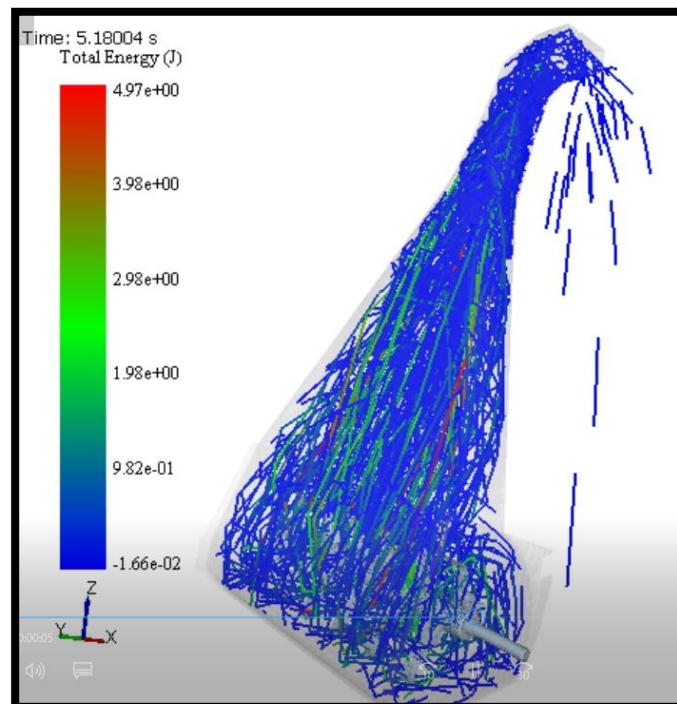


Figura 60. Se observa las partículas al momento de impactar con las cuchillas, pueden alcanzar una energía de impulso de 4.97 J, esto se muestra de rojo, también se pueden registrar las pérdidas generadas por el impacto de las partículas con las paredes internas de la tolva

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Presentación de resultados

4.1.1. Diseño de la máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples

Se logró diseñar una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples para tractores agrícolas en el valle del Mantaro.

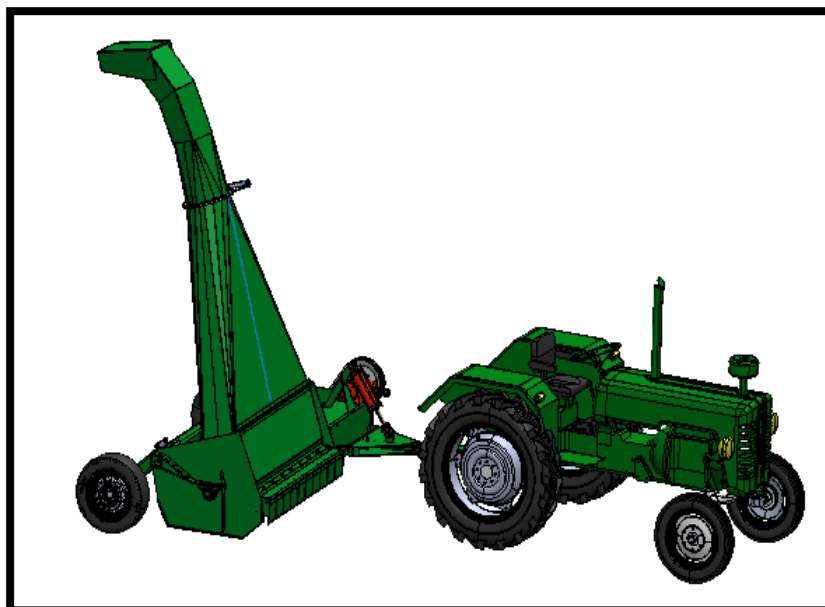


Figura 61. Se visualiza una máquina agrícola unida al sistema de corte o implemento de corte, mediante una barra de anclaje para transporte y su desplazamiento

4.1.2. Diseño del sistema de transmisión

Para el diseño del sistema de transmisión se tomó en cuenta las características técnicas del tractor (en este caso es un tractor John Deere modelo 7930) donde se va a montar la máquina picadora y recolectora de forraje, ya que es el tractor quien define su velocidad de avance y la altura de trabajo y, por último, la velocidad del picado del forraje.

Como características técnicas principales del tractor, se considera la velocidad de avance que es de 2.6 km/h, tiene una potencia de 220 HP y que entrega en el eje cardan una velocidad de giro de 540 rpm.

Basado en estos requerimientos se vio innecesario el aumento de las revoluciones de 540 rpm a 1658 rpm para lograr una velocidad tangencial de 64.37 m/s en las cuchillas, y así poder realizar el corte y picado de los tallos de las plantas.

Al momento de investigar sobre los precios y disponibilidad de las cajas de transmisión se escogió una caja de transmisión robusta de 1:1.92, pero con esta caja no es suficiente para lograr el rpm requerido, así que, se vio la necesidad de emplear un par de poleas de 10 y 16 in, solo así, se pudo lograr el rpm requerido que es de 1658 rpm.

Con respecto a la energía necesaria para el corte de los tallos se obtuvo un toque total de 785 Nm en el eje.

El sistema de transmisión a considerar es mecánico, ya que las rpm que genera la máquina mediante la TDF será transmitida hacia un eje cardan y esta, a la vez, a una caja reductora acoplada al implemento de la picadora de forraje. Se debe conducir el tractor a la velocidad que le brinda 540 r/min en la TDF (bajo carga). Si el tractor funciona a menos de 540 r/min, el régimen del motor disminuye y el corte no será correcto. En casos en los que sea necesario disminuir la velocidad de avance del tractor, cambiar a una marcha menor para mantener el motor a su régimen normal.

Resultados del sistema de transmisión:

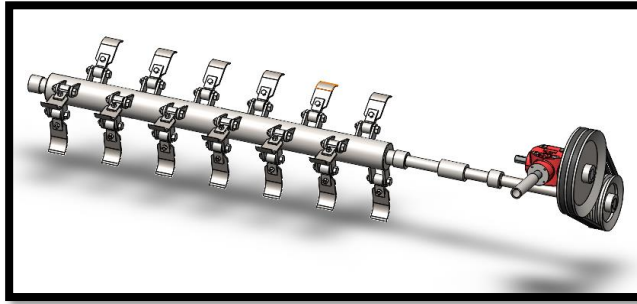


Figura 62. Sistema de transmisión, que servirá como un mecanismo de torsión al momento de generar las rpm y realizar los cortes parejos de las plantas, dependiendo de la regulación de la altura

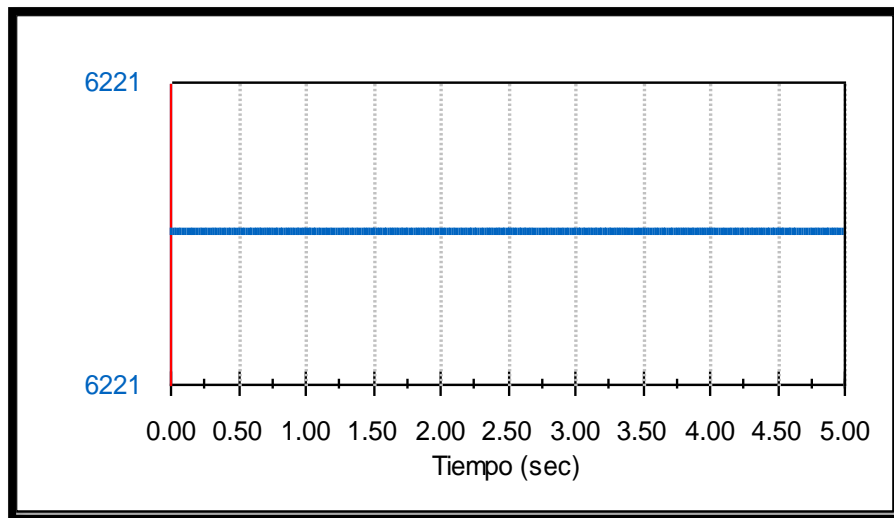


Figura 63. Velocidad registrada en el eje, donde se encuentra la polea de 16 in

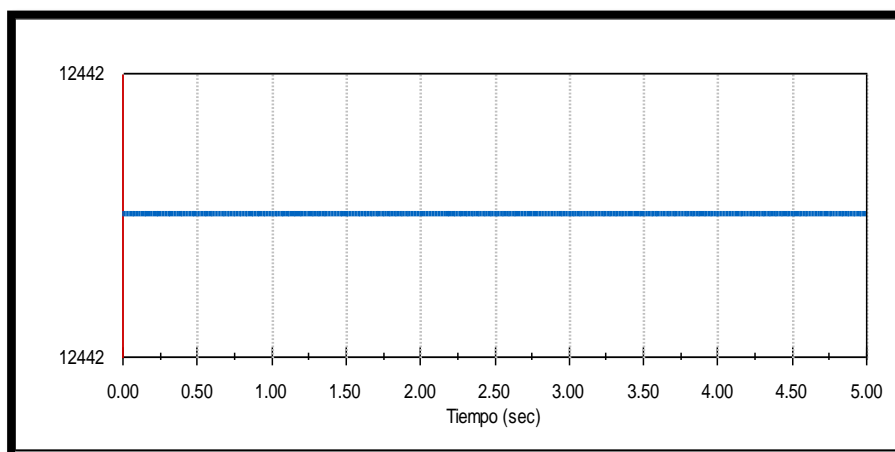


Figura 64. Velocidad registrada en el eje portacuchillas

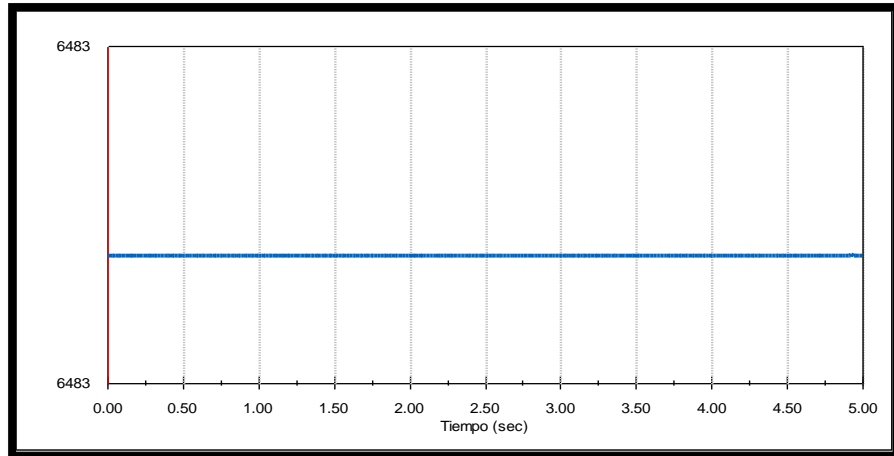


Figura 65. Energía cinética angular registrada en el eje de rotación

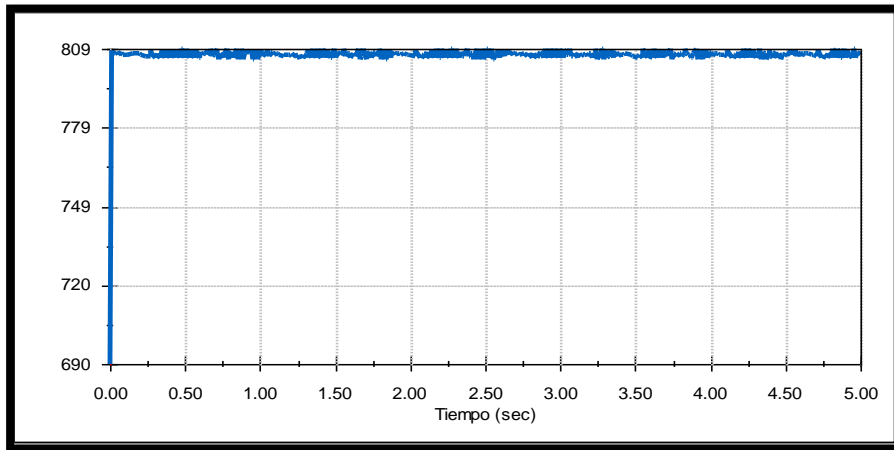


Figura 66. Energía cinética rotacional registrada en las cuchillas

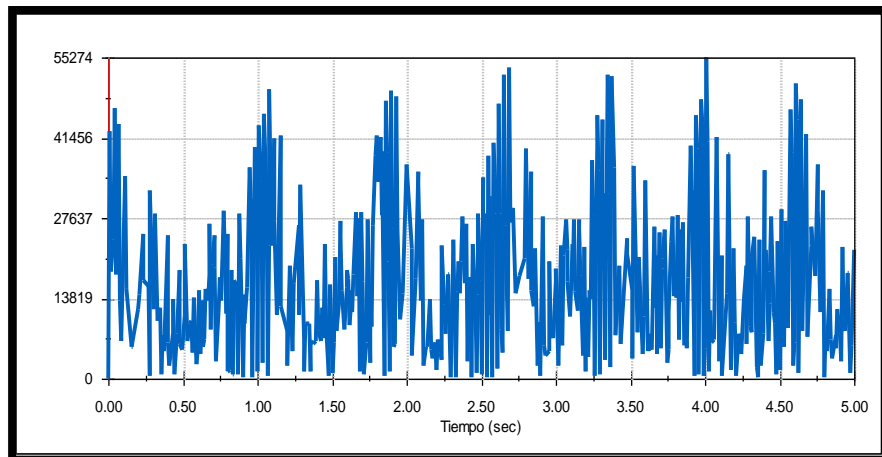


Figura 67. Fuerza de torsión registrada en el eje cardan

4.1.3. Diseño del sistema de estructural

Para el diseño de la estructura se debe tener mucho cuidado con la geometría escogida, porque depende de esta para que los tallos picados se puedan desplazar libremente al momento de ser cortados.

Realizando los cálculos con los programas SolidWorks y EDEM *simulation*, se puede determinar la geometría óptima para evitar que los tallos picados se amontonen y puedan fluir a lo largo de la tolva hasta llegar al punto de almacenamiento.

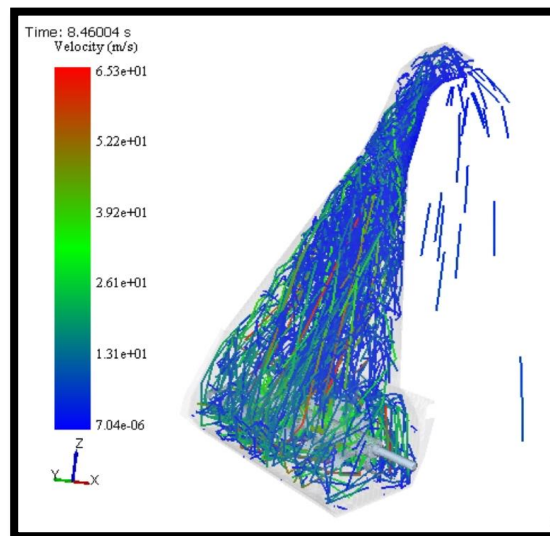


Figura 68. Se puede observar que, con la velocidad de las partículas, los tallos picados, alcanzaron una velocidad máxima de 0.6 m/s, velocidad necesaria para impulsar los tallos cortados desde el recinto de corte hasta la salida de la tolva



Figura 69. Valores de la velocidad de las partículas impulsadas por las cuchillas empleando el software EDEM (velocidad vs. tiempo)

4.1.4. Criterios tomados en cuenta para validar el diseño de la máquina

4.1.4.1. Sistema de picado

Tomando las consideraciones como la separación entre planta y planta que va desde los 2 cm hasta los 10 cm y la quina puede abarcar 1.48 m de ancho, que permiten cortar de 40 a 74 tallos de forma lineal, por lo que, es necesario 7.84 Nm a 14.5 Nm de energía.

Para el diseño de la máquina que produce hasta 75.77 Nm de torque en el eje y debido a las pérdidas por efecto del impacto de las cuchillas contra los tallos de las plantas, este torque puede bajar hasta los 40.5 Nm, como se puede apreciar, la máquina puede realizar el corte de 74 tallos de plantas a la vez.

Cuando se utilice la picadora en materiales como maleza, mala hierbas o tallos, puede ser preferible utilizar con los protectores de las cuchillas libres o abiertas para que el material se extienda de manera más uniforme sobre el terreno de trabajo.

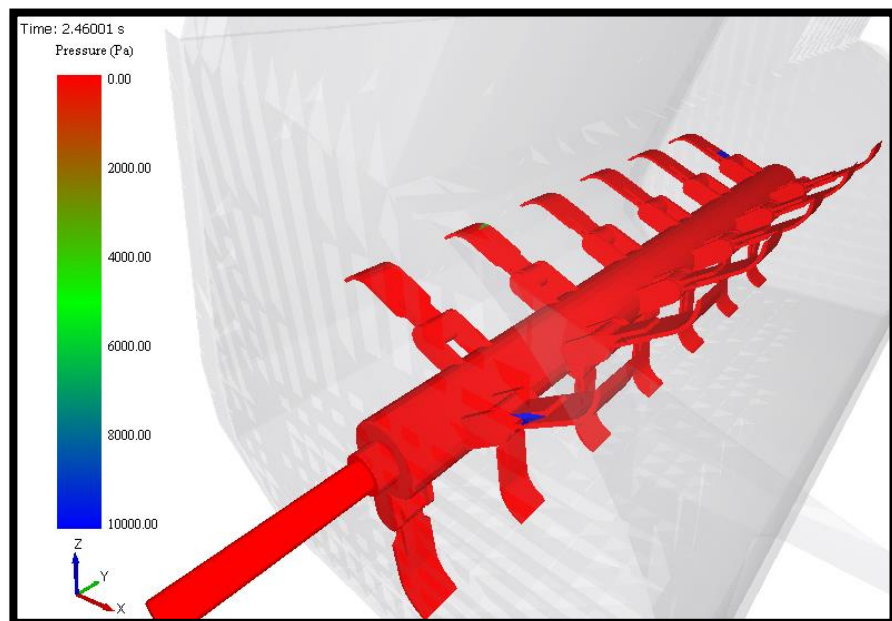


Figura 70. Análisis de presiones registradas en el eje portacuchillas al momento de realizar el picado (para ser más exactos es el segundo 2.4), empleando el programa EDEM simulation

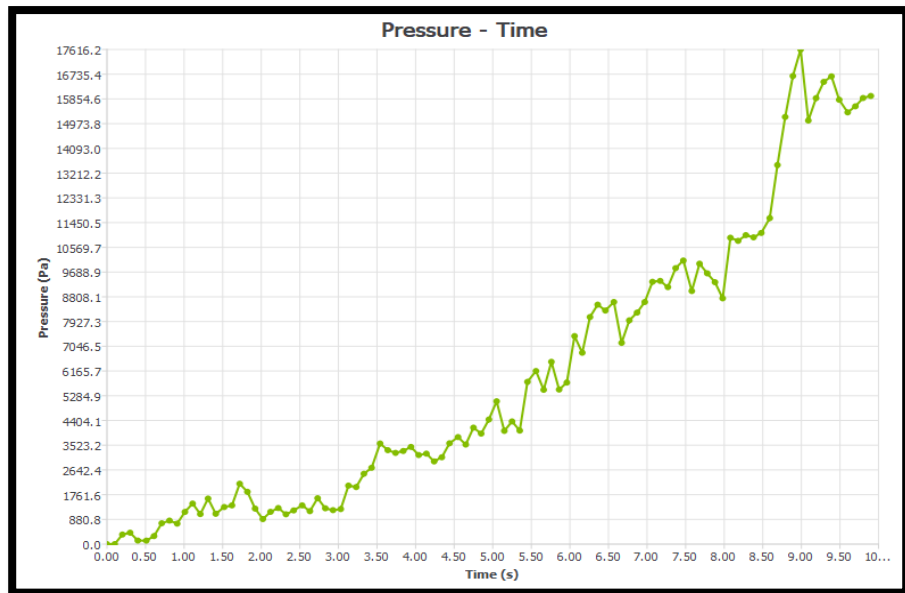


Figura 71. Análisis de presiones registradas del eje portacuchillas al momento de realizar el picado empleando el programa EDEM simulation

4.1.4.2. Diseño de cuchillas de corte

Para el diseño de las cuchillas se realizó un estudio de diseño, empleando el programa *SolidWorks*, para el desarrollo de este estudio se plantearon dos variables fundamentales que son:

- Fuerza que deben soportar las cuchillas al momento de realizar el picado del forraje (para el picado del forraje se emplea una carga de 240 N).
- El material óptimo para la fabricación de las cuchillas.

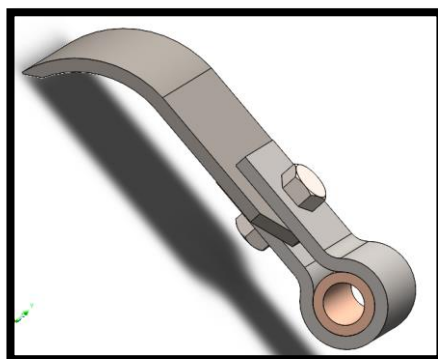


Figura 72. Diseño y selección del material de cuchillas, donde será acoplada una bocina de bronce en la base interior del adaptador, tal como indica la figura, para un mejor funcionamiento

Para la realización de este estudio se planteó como característica principal, que la tensión se encuentre en el siguiente rango.

- Tensión mínima debe ser de 17627 PSI.
- Tensión máxima debe ser de 40000 PSI.

Y por último se planteó como objetivo minimizar el peso de las cuchillas que como diseño preliminar tiene un peso de 527.94 g además de minimizar el costo.

Tabla 39. Variables, material AISI 316

Variables	Fuerza	200 N	
		300 N	
		400 N	
		500 N	
	Material	AISI 316 Barra de acero inoxidable recocido (SS)	0
		1.6587 (18CrNiMo7-6)	1

El resultado fue:

Tabla 40. Resultados de análisis de variables

Nombre del componente	Unidades	Actual	Óptimo	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 4	Escenario 5	Escenario 6	Escenario 7	Escenario 8
Fuerza	N	500	300	200	300	400	500	200	300	400	500
Material	N/A	1	1	0	0	0	0	1	1	1	1
Tensión1	psi	39344	23303	15115	22672	30230	37787	15535	23303	31071	38838
Masa1	g	527.94	514.74	527.94	527.94	527.94	527.94	514.74	514.74	514.74	514.74

Como resultado se obtuvo que el material óptimo es 1.6587 (18CrNiMo7-6) que puede soportar una carga de 300 N sin ningún problema, además de disminuir el peso de la cuchilla de 527.94 g a 514.74 g.

También se determinó que el ángulo de ataque de la cuchilla óptimo es de 10.6° .

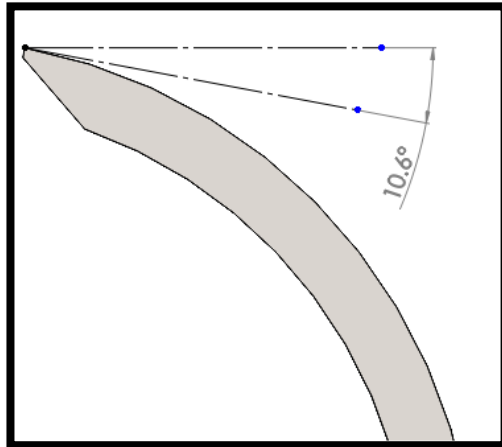


Figura 73. Ángulo de ataque óptimo para las cuchillas, se tomará el ángulo de 10.6° , ya que al aplicar este tipo de ángulo permitirá ejecutar un mejor corte en los tallos de las plantas y se reducirán los tiempos de trabajo

4.1.4.3. Transporte de máquina

Para el traslado de la máquina, primero se tuvo que hallar el peso y punto donde se encuentra el centroide de masa de la máquina.

Como segundo paso fue determinar cuánto peso va a cargar cada una de las ruedas.

En el diagrama de cuerpo libre que se encuentra, se puede observar que la carga que actúa sobre el centroide es de 9502 N que equivale a 968.6 kg y la carga soportada por los dos neumáticos es de 17573 N que equivale a 1792 kg, después se calcula la carga que soporta cada neumático que es 896 kg.

La picadora de forraje contará con un solo punto de anclaje para el traslado y maniobrabilidad del equipo al momento de realizar los trabajos, considerar el ingreso y salida a espacios reducidos acordes al ancho del tractor (220 HP, 110 HP, 90 HP y 82 HP), el radio de giro del tractor y del implemento serán adecuados para el operador en los lugares con poca visibilidad.

4.1.4.4. Sistema de regulación de altura (movimientos de la máquina)

Se diseñó un sistema efectivo para el sistema de regulación para la altura de trabajo de las cuchillas, el principal motivo para realizar este sistema es que la máquina siempre se enfrenta a diversos tipos de planta que cuentan con diferentes tamaños.

Si se desea reducir la altura de corte, se procederá mediante un cilindro hidráulico acoplado al bastidor del eje de cuchillas, donde será graduada dependiendo al tipo de materiales que va a cortar.

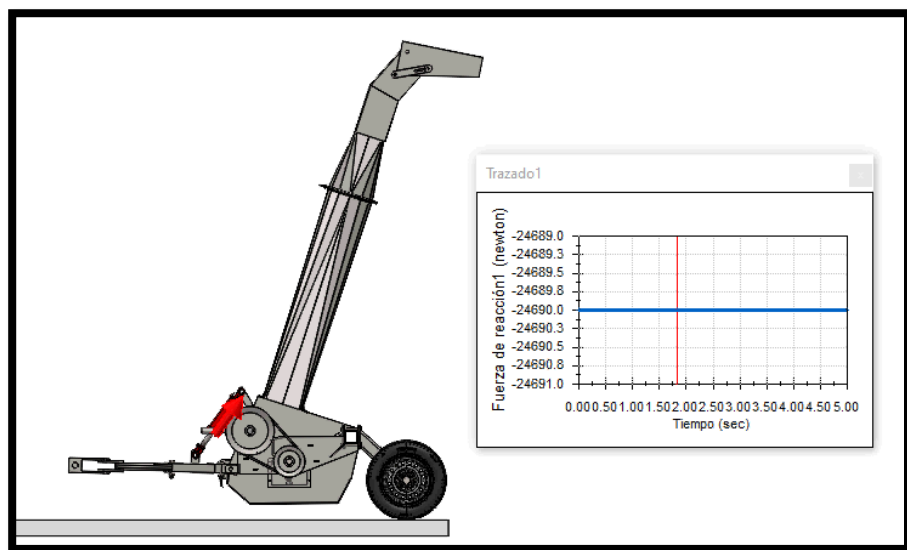


Figura 74. Demostración de la fuerza necesaria que debe realizar el actuador hidráulico para poder regular la altura de trabajo, que en este caso es de 24690 N, según los cálculos realizados en base a la fuerza de reacción y los tiempos de salida del vástago

4.2. Discusión de resultados

Nongye (4) determina en sus resultados que la velocidad óptima para el picado de forraje es de 950 rpm, que le da una longitud de corte de 29.04 mm, pero en la presente tesis al realizar el cálculo y simulación se determinó que la longitud de corte va de 9 a 12 cm, esto es debido a que se emplea una mayor velocidad de corte en el eje que es de 1680 rpm.

Tian (5) argumenta que el ángulo de corte de las cuchillas debe de estar entre 0° y 8° y que la velocidad de trabajo promedio de la máquina fue de 1,6 m/s, la altura de corte fue de 40 a 80 mm, por lo que, se determina que la velocidad de corte es de 2131 rpm para cosechar alfalfa, 836 rpm para la cosecha de maíz y 1045 rpm para la hierba.

En la presente tesis, se determinó que la velocidad de avance va con relación a la velocidad del tractor que es de 5 m/s que es una velocidad de avance ideal para poder abarcar toda el área de cultivo, con respecto al grado de inclinación de ataque de las cuchillas se trabajó con un ángulo de 10.6°.

Sánchez (7) determina que es necesario una potencia de 8.16 HP y una velocidad de corte de 724 rpm que da como resultado que puede trabajar 0.33 Ha/h, esto a una velocidad de 2 km/h que equivale a 0.55 m/s.

Con relación a estos resultados se determinó que se puede trabajar con una velocidad mayor que es de 5 m/s, pero esto exige mayor potencia de consumo que es de 220 HP.

CONCLUSIONES

- Se logro diseñar un sistema de transmisión que puede aumentar las rpm entregadas por el tractor de 540 rpm a 1658 rpm, gracias a esto se logró alcanzar una velocidad tangencial de 64.37 m/s que es la velocidad de impacto entre las cuchillas y los tallos de las plantas.

Con estas características se pudo lograr picar tallos de 9 cm e impulsarlos desde el recinto de corte hasta la salida de la tolva (la velocidad de impulso es de 0.6 m/s).

- De acuerdo con los datos obtenidos en las pruebas, se logró realizar un buen diseño estructural con parámetros de mejora en la geometría de cada pieza, con un perfil y ángulo de corte de cuchillas, así el corte se podrá realizar en el menor tiempo posible sin importar el grado de inclinación que el terreno presente, ampliando a sí mismo la vida útil del resto de componentes.
- Se efectuó un buen diseño del sistema de regulación de elevación, siendo primordial encontrar la carga máxima que se debe vencer para poder regular la altura del implemento agrícola, se pudo determinar que la carga máxima y la selección del pistón vencer la fuerza determinada, esto con relación a la altura máxima de trabajo correspondiente a 274 mm y una altura mínima de trabajo de 70 mm.
- Se realizó un óptimo diseño del sistema de picado, ya que puede cortar más de 74 tallos por cada revolución que da el eje de toma de fuerza, esto da una capacidad de picado de forraje de 1.12 kg/s, logrando reducir el peso de cada cuchilla, además de poder definir un buen ángulo de ataque (ángulo de corte) que es de 10.4°, el material óptimo para la fabricación de estas cuchillas es el acero 1.6587 (18CrNiMo7-6), además logrando determinar la fuerza de trabajo óptima de diseño que es de 300 N.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda someter las cuchillas de la máquina picadora de forraje a diferentes tipos de ensayos de dureza para comprobar su eficiencia, mediante los resultados obtenidos en el presente trabajo de investigación.
- Desarrollar experimentos reales físicos que efectúen un corte adecuado de los diferentes tipos de forraje (pastos, avena, alfalfa, alcachofa, entre otros productos).
- Se recomienda implementar un programa de capacitaciones y charlas para las comunidades que adquieran el diseño para un uso adecuado y evitar accidentes a futuro, al momento de su operación.
- Realizar un estudio para poder implementar accesorios que permitan acoplar la máquina a otros equipos agrícolas y no solo en los tractores agrícolas como se muestra en el presente trabajo de investigación.
- Se recomienda realizar un estudio de costo y beneficio con equipos competentes en el mercado en distintas marcas, para así poder proyectar la venta en el mercado peruano.
- Se recomienda patentar el diseño mediante Indecopi para evitar plagios o copias en los trabajos a futuro.
- Se recomienda la fabricación de la máquina picadora de forraje para así competir en el mercado con otras máquinas similares de otras marcas, básicamente con relación al material de fabricación y mano de obra.

LISTA DE REFERENCIAS

1. **NEDELCU, A., et al.** *Investigación Influencia de forraje segador equipo de picado sobre las características de las virutas; Artículo publicado en Ingeniería para el desarrollo rural.* 2021. ISSN 16913043; DOI 10.22616 / ERDev.2020.19.TF330.
2. **SÁNCHEZ; ÁLVAREZ.** *Gramíneas de corte.* 2003.
<http://www.fao.org/3/a1564s/a1564s04.pdf>.
3. **YAIPEN CARRANZA, Raúl.** *Agencia agraria de noticias.* 2011.
<https://agraria.pe/noticias/mecanizacion-del-agro-evitaria-perdidas-de-hasta-30-1338>.
4. **NONGYE JIXIE, Xuebao.** *Diseño y experimento del dispositivo triturador de rodillos de King Grass segador. Artículo publicado en Nongye Jixie Xuebao / Transacciones de la Sociedad China de Maquinaria Agrícola.* 2021. 52(4), p. 134-142, revisado el 25 de abril de 2021; ISSN 10001298; DOI:10.6041 / j. issn.1000-1298.2021.04.014.
5. **TIAN, F.; XIA, F.; WANG, J.; SONG, Z.; YAN, Y.; LI, F.; WANG, F.** *Diseño y experimentación de paja autopropulsada de forraje de cultivo segador; Artículo publicado en Avances en Ingeniería Mecánica.* 2021. 13(7). ISSN 16878132; DOI 10.1177 / 16878140211024455.
6. **ROMANIUK, W.; SAVINYKH, P.; BOREK, K.; ROMAN, K.; ISUPOV, A. Y.; MOSHONKIN, A.; WAŁOWSKI, G.; ROMAN, M.** *La aplicación de la teoría de la similitud y el análisis dimensional al estudio de centrífuga-rotatoria helicóptero de forraje grano. En Energías.* 2021. ISSN 19961073; DOI 10.3390 / en14154501:
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/871>.
7. **SÁNCHEZ MAMANI, Willy Luis Jaime; COARITE CCORI, Xavier Rainero.** *Mejoramiento del proceso de henificación de forraje mediante el diseño y construcción de una máquina segadora – acondicionadora.* Universidad Nacional Altiplano; disponible en:
http://repositorio.unap.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/5012/Sanchez_Mamani_Willy_Luis_Jaime_Coarite_Ccori_Xavier_Rainero.pdf?sequence=1&isAllowed=y. 2017. Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico.
8. **ZEA APAZA, Edwin.** *Evaluación de sistemas de corte de avena forrajera (avena sativa l.) en el C. I. P. Illpa, Puno.* Universidad Nacional del Altiplano.
http://repositorio.unap.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/7120/Zea_Apaza_Edwin.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Puno : s.n., 2017. Tesis para obtener el título de Ingeniero Agrónomo.
9. **CARDONA MEJÍA, Juan Fernando.** *Módulo de pastos y forrajes Arauca.* 2012. Federación Colombiana de Ganaderos – Fedegán-fng; 2012; ISBN: 978-958-8498-42-3.

10. **SRIVASTAVA, A.; GOERING, C.; ROHRBACH, R.; BUCKMASTER, D.** *Engineering Principles of Agricultural Machines*. (2.º ed.). American Society of Agricultural and Biological Engineers. 2006.
11. **GARCÍA, M.** *Análisis de licuefacción y mitación de grava. Esquema de dosificación*. 2019.
12. **GUEVARA, E.** *Métodos hidrológicos para el análisis de corte. Análisis estadístico de fuerza y desplazamiento*. 2015.
13. **BUYNAS, Richard G.** *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 2012. McGraw-Hill / Interamericana Editores, Novena edición; ISBN 978-607-15-0771-6.
14. **MORENO, B.** *Electrodos revestidos de acero. Servicio Ecuatoriano de Normalización*. 2018.
15. **MONTAÑO, S.** *Análisis comparativo de juntas soldadas en filetes. Análisis matemático en placas de tipo filete*. 2019.
16. **CEGARRA, J.** *Metodología de la investigación científica y tecnológica*. s.l. : Ediciones Díaz de Santos. ISBN: 84-7978-624-8. Madrid, 2004.
17. **VELIZ, J.** *Roce cinético y roce estático. Guía de estudio, 2º medio, fuerzas de corte*. 2022.
18. **VEA, F. P.; BEER, E. R.; JOHNSTON, Jr.; DeWOLF, J. T. .** *Mechanics of Materials*, (4.º ed.), McGraw-Hill, Nueva York, 2006, pp. 610-613.
19. **LÓPEZ, A.** *Diseño de ejes de transmisión de potencia. Apoyos con cargas variables y cargas estáticas*. 2013.









ANEXOS

Anexo 1
Matriz de consistencia

Problema	Objetivo	Metodología
<p style="text-align: center;">Problema general</p> <p>¿Cómo diseñar una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples para tractores agrícolas?</p> <p>Problemas específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> • ¿Cómo diseñar un adecuado sistema de transmisión de la máquina picadora y recolectora de forraje? • ¿Cómo diseñar un sistema estructural adecuado para la máquina picadora y recolectora? • ¿De qué forma será el accionamiento para que pueda generar movimiento en el sistema de corte, transporte y movimiento de la maquina? • ¿Qué criterios se tomarán en cuenta para validar el diseño de la maquina? 	<p style="text-align: center;">Objetivo general</p> <p>Diseñar una máquina picadora y recolectora de forraje con cuchillas simples, remolcada por tractores agrícolas.</p> <p>Objetivos específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> • Diseñar un adecuado sistema de transmisión de la máquina picadora y recolectora de avena forrajera. • Diseñar un sistema estructural adecuado para la máquina picadora y recolectora. • Seleccionar el accionamiento adecuado para que pueda generar movimiento en el sistema de corte, transporte y movimiento de la máquina. • Considerar el sistema de picado, diseño de cuchillas de corte, sistema de regulación de altura y transporte de máquina. 	<p>Tipo de investigación</p> <p>Investigación tecnológica</p> <p>Metodología para el desarrollo de solución</p> <ul style="list-style-type: none"> • Estado de tecnología • Diseño conceptual VDI 221, VDI 225 • Memoria de cálculo • Modelamiento y simulación

Anexo 2










Especificaciones SAE para pernos de acero

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de bajo o medio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
5.2	$\frac{1}{4}$ a 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ a 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

* Las resistencias mínimas son resistencias que exceden 99 por ciento de los sujetadores.

Anexo 3

Especificaciones SAE para pernos de acero

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza	
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono		
A325 tipo 1	$\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R		
		74	105	81			
A325 tipo 2	$\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R		
		74	105	81			
A325 tipo 3	$\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero no temperizado, T y R		
		74	105	81			
A354 grado BC	$\frac{1}{4}$ a $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ a 4	105	125	109	Acero aleado, T y R		
		95	115	99			
A354 grado BD	$\frac{1}{4}$ a 4	120	150	130	Acero aleado, T y R		
A449	$\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ a 3	$\frac{1}{4}$ a 1	85	120	Acero de medio carbono, T y R		
		$\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	74	105			81
		$\frac{1}{2}$ a 3	55	90			58
A490 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R		
A490 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R		

* Las resistencias mínimas son las resistencias que exceden 99 por ciento de los sujetadores.

Anexo 4

Especificaciones SAE para pernos de acero

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm (3/4 a 1 1/4 in). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición de que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, 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
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Anexo 5

Potencias nominales de bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Anexo 6

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV*
y en V

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	K1	
		VV	Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

* Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Anexo 7

Factor de corrección de longitud de banda K2*

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

* Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Anexo 8

Algunos parámetros de bandas en V*

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Anexo 9

Resultados de evaluación de costos

Costo de material directo (CMD)

ID	Descripción	Material	Peso kg	Cant.	Und.	Precio unitario (US \$/)	Precio parcial (US \$/)
1	• Sistema de enganche	Acero AISI 1020	70	1	Pza.	5.00	350.00
2	• Sistema de traslado	AISI 1020	80	1	Pza.	5.00	400.00
3	• Soporte general	AISI 1020	550	1	Pza.	5.00	2750.00
4	• Sistema de recolección	AISI 1020	41	1	Pza.	5.00	205.00
5	• Pernos de sujeción de cuchilla inferior	HFBOLT 0.37-16X1.25X1-C	100	1	Pza.	4.00	400.00
6	• Subsistema de recolección	AISI 1020	30	1	Pza.	5.00	150.00
7	• Soporte	AISI 1020	250	1	Pza.	5.00	1125.00
8	• Partes del soporte	Acero 1020	60	1	Pza.	5.00	300.00
9	• Salida de tolva	AISI 1020	200	1	Pza.	5.00	1000.00
10	• Partes de salida de tolva	AISI 1020	50	1	Pza.	5.00	250.00
11	• Sistema de corte	AISI 1020	120	1	Pza.	5.00	600.00
12	• Partes del sistema de corte	ASTM A36	5	1	Pza.	5.00	25.00
13	Otros Electrodos para raíz Electrodos para acabado	E 6011 E 7018	10 25		kg kg	17.00 18.00	170 450
Total, costo de material directo (CMD)							S/ 8,175.00

Costo de mano de obra directo (CMOD)

Proceso	Horas hombre	Costo (S/)	
		Unitario/hora	Total
<ul style="list-style-type: none"> • Maquinado Torneado Fresado Rectificado 	40	15	2240.00
• Soldado	40	15	
• Ensamble	32	10	
• Acabado	48	15	
Costo total de mano de obra directa (CMOD)			S/ 2,240.00

Total, costo directo (CD)

$$CD = CMD + CMOD$$

Costo indirecto (CI)

Descripción	Referencia	Costo (S/)
Materiales indirectos	10 % de CMD	400
Mano de obra indirecta	10 % de CMOD	100
Trabajos de inspección y control	10h x \$10/h	400
Alquiler de máquinas y herramientas	5h x \$15/h	900
Alquiler de equipos de soldar	5h x \$10/h	600
Costos de servicios		200
Total, de costos indirectos (CI)		S/ 2,600.00

Finalmente, el costo de fabricación (CF) será:

$$CF = CD + CI$$

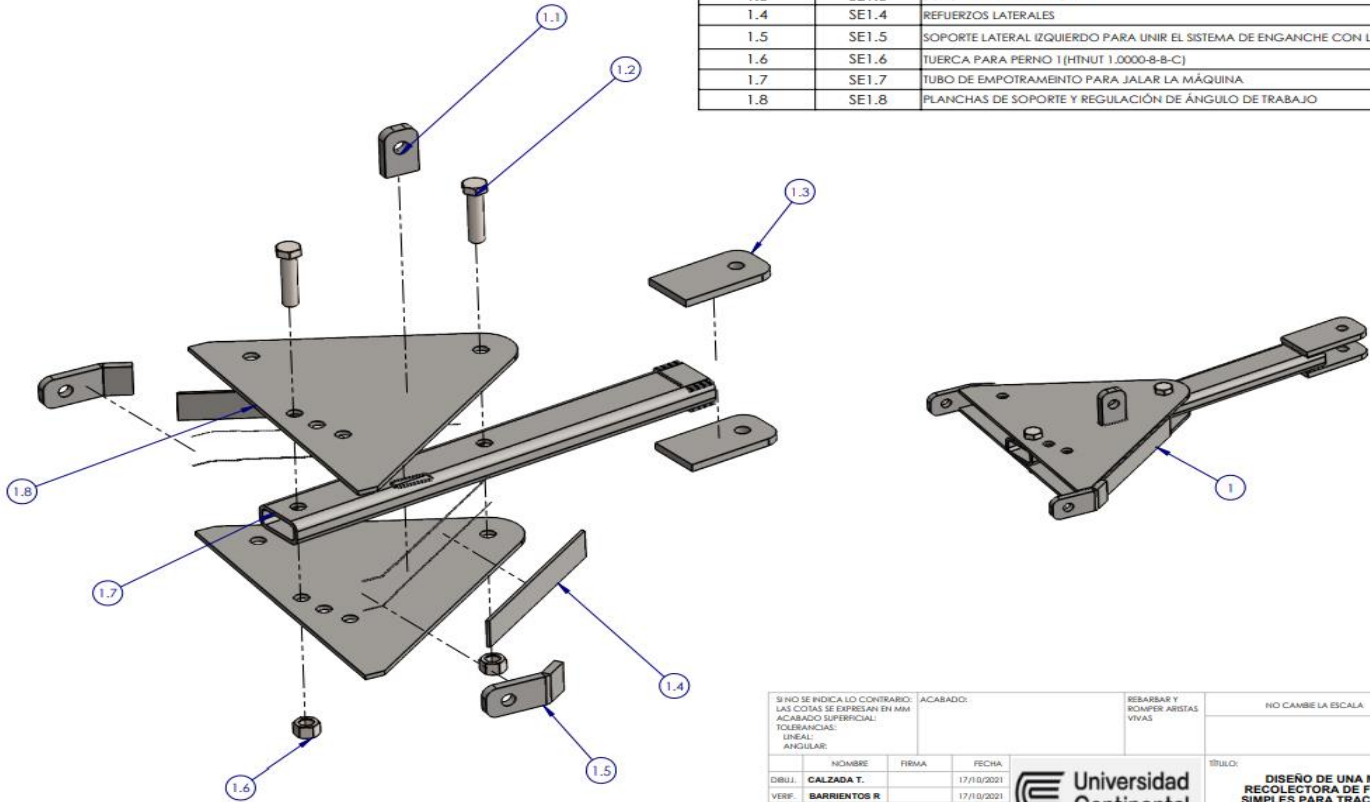
$$CF = S/ 13,015.00 \text{ nuevos soles}$$

Anexo 10
Planos de picadora de forraje

N.º DE ELEMENTO	CÓDIGO DE SUB CONJUNTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	SA	SISTEMA DE ENGANCHE	1
2	ST	SISTEMA DE TRASLADO	2
3	SP	SOPORTE GENERAL	1
4	SC	SISTEMA DE CORTE	1
5	SRA	SISTEMA DE REGULACIÓN DE ALTURA DE TRABAJO	1

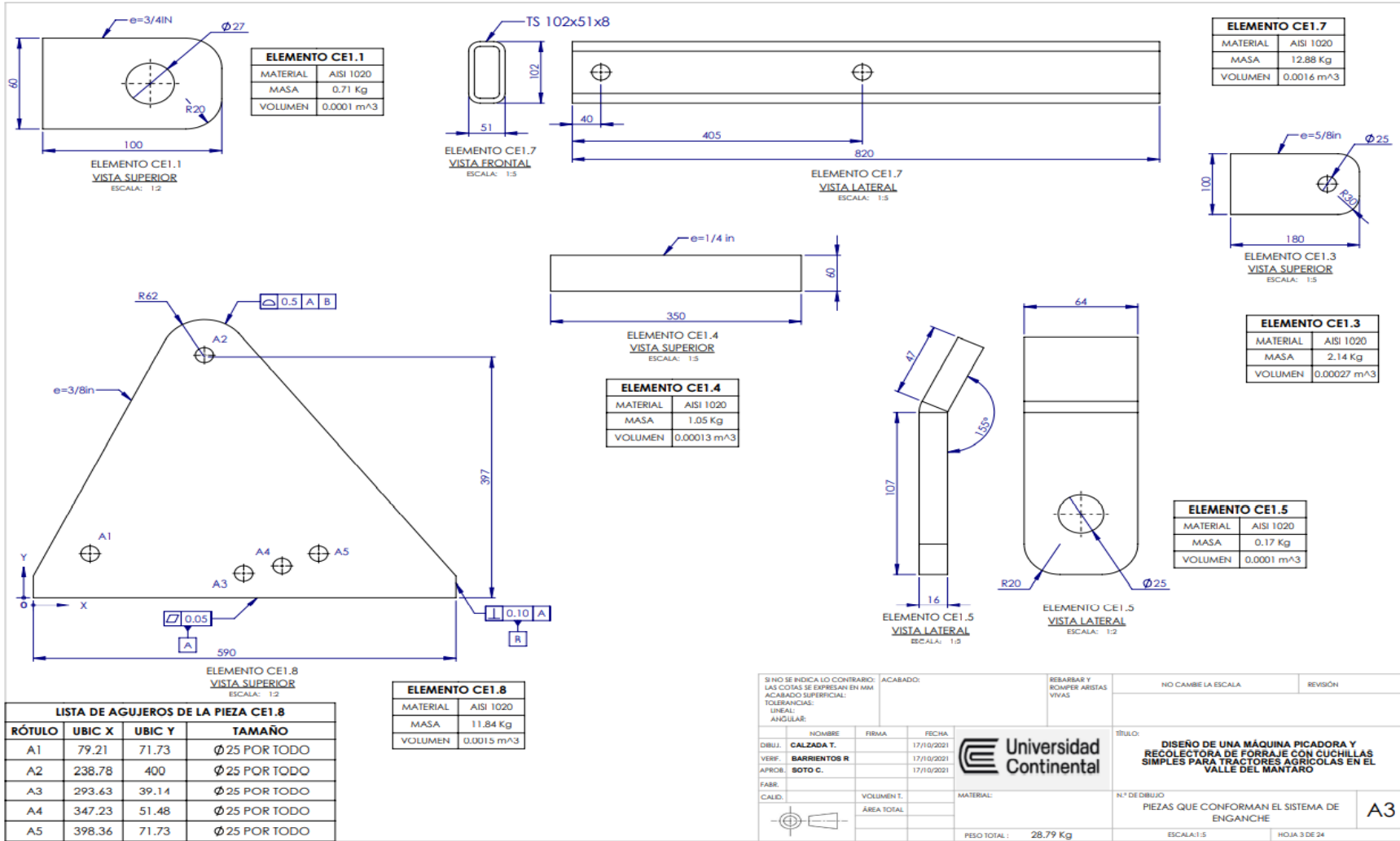
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAS Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA.	REVISIÓN																				
<table border="1"> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> <tr> <td>DIBUJ.: CALZADA T.</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>VERIF.: BARRIENTOS R</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>APROB.: BOTO C.</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>PAIS:</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAID.</td> <td>VOLUMEN T.</td> <td>MATERIAL:</td> </tr> <tr> <td></td> <td>ÁREA TOTAL:</td> <td></td> </tr> </table>	NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ.: CALZADA T.		17/10/2021	VERIF.: BARRIENTOS R		17/10/2021	APROB.: BOTO C.		17/10/2021	PAIS:			CAID.	VOLUMEN T.	MATERIAL:		ÁREA TOTAL:				TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CÚCHILLAS SIMPLÉS PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																								
DIBUJ.: CALZADA T.		17/10/2021																								
VERIF.: BARRIENTOS R		17/10/2021																								
APROB.: BOTO C.		17/10/2021																								
PAIS:																										
CAID.	VOLUMEN T.	MATERIAL:																								
	ÁREA TOTAL:																									
	N.º DE DIBUJO: Ensamblaje de máquina completa				A3																					
PESO TOTAL: 969.37 Kg			ESCALA: 1:50		HOJA: 1 DE 24																					

1.SISTEMA DE ENGANCHE SE1			
Nº DE ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1.1	SE1.1	SOPORTE DE ACTUADOR HIDRÁULICO	1
1.2	SE1.2	PERNO 1 PARA SOPORTE DE TUBO (HFBOLT 1-8x4.5x2.25-C)	2
1.3	SE1.3	SOPORTE DEL PIN PRINCIPAL	2
1.4	SE1.4	REFUERZOS LATERALES	2
1.5	SE1.5	SOPORTE LATERAL IZQUIERDO PARA UNIR EL SISTEMA DE ENGANCHE CON LA MÁQUINA	1
1.6	SE1.6	TUERCA PARA PERNO 1 (HTNUT 1.0000-8-8-C)	2
1.7	SE1.7	TUBO DE EMPOTRAMIENTO PARA JALAR LA MÁQUINA	1
1.8	SE1.8	PLANCHAS DE SOPORTE Y REGULACIÓN DE ÁNGULO DE TRABAJO	2

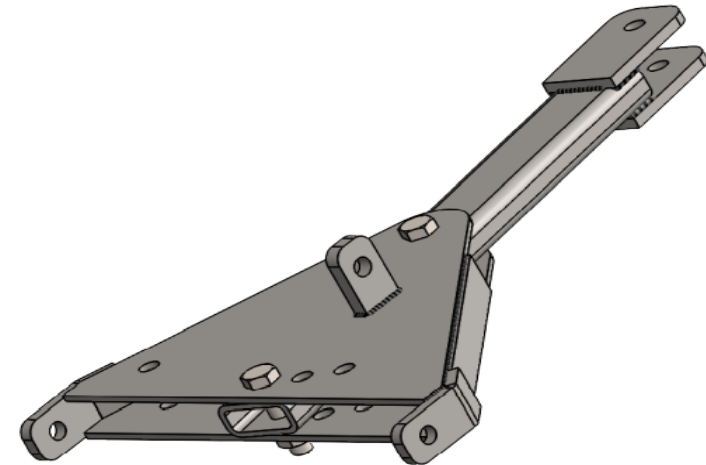
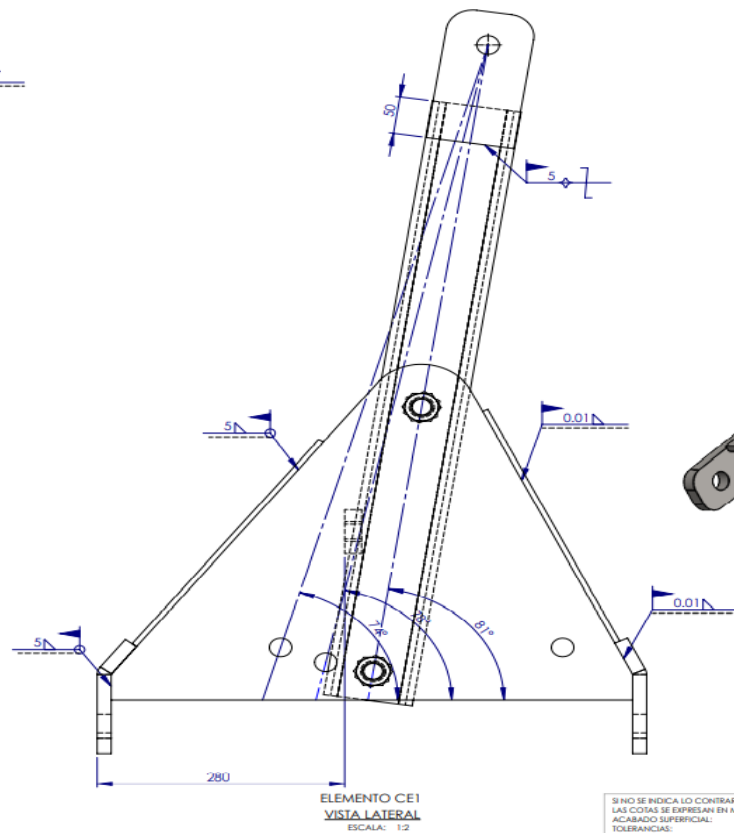
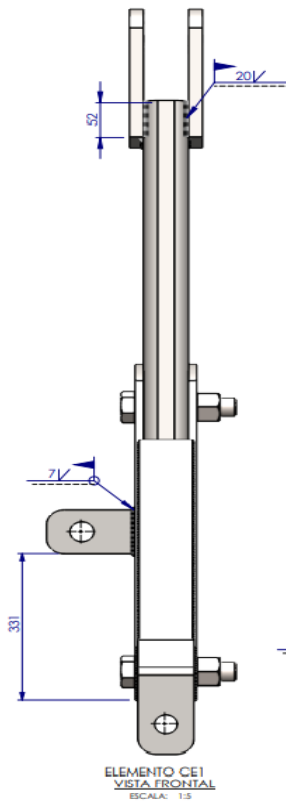


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. CALZADA T.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	Universidad Continental TÍTULO: DISÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLS PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF. BARRIENTOS R			17/10/2021		
APROB. SOTO C.			17/10/2021		
FABR.					
CALEB.	VOLUMEN T.	MATERIAL:			
		ÁREA TOTAL:		PESO TOTAL: 48.55 Kg	Nº DE DIBUJO: SISTEMA DE ENGANCHE
			ESCALA: 1:20	HOJA 2 DE 24	

A3

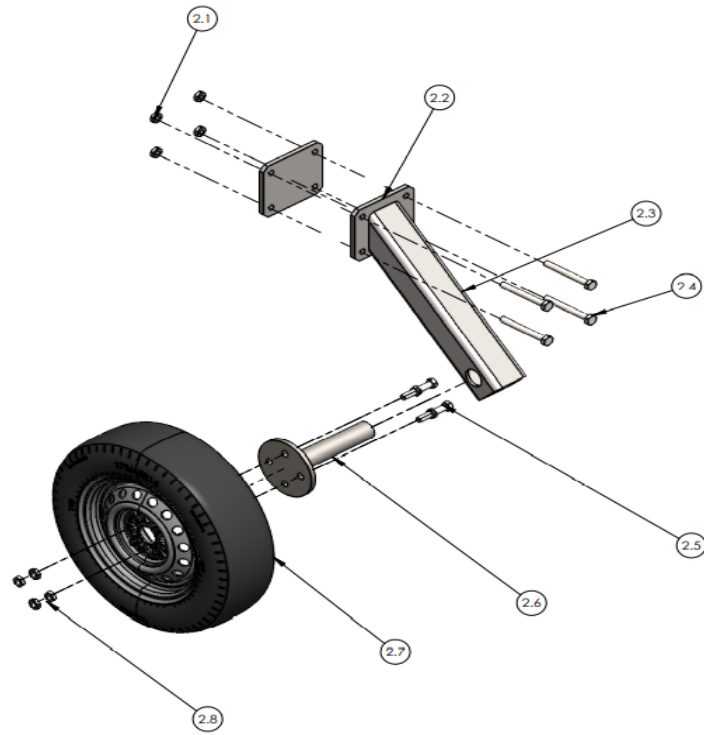


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. CALZADA T.	FECHA	17/10/2021		TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF. BARRIENTOS R	FECHA	17/10/2021			
APROB. SOTO C.	FECHA	17/10/2021			
FABR.					
CALIB.	VOLUMEN T.		MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	PIEZAS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE ENGANCHE
	ÁREA TOTAL				
PESO TOTAL : 28.79 Kg				ESCALA: 1:5	HOJA 3 DE 24

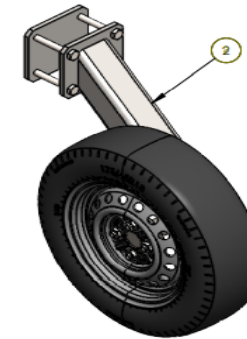


ELEMENTO CE1	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	46.39 Kg
MASA DE SOLDADURA	2.23 Kg
VOLUMEN	0.01 m ³

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	RESABAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN	
DISEÑ: CALZADA T.	NOMBRE	FIRMA	FECHA				TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO
VERIF: BARRIENTOS R.			17/10/2021				
APROB: SOTO C.			17/10/2021				
DISEÑ:							
CALID:	VOLUMEN I:	MATERIAL:					
	ÁREA TOTAL:	PESO TOTAL: 48.55 Kg		N.º DE DIBUJO: SISTEMA DE ENGANCHE	ESCALA: 1:5	HOJA 4 DE 24	
						A3	

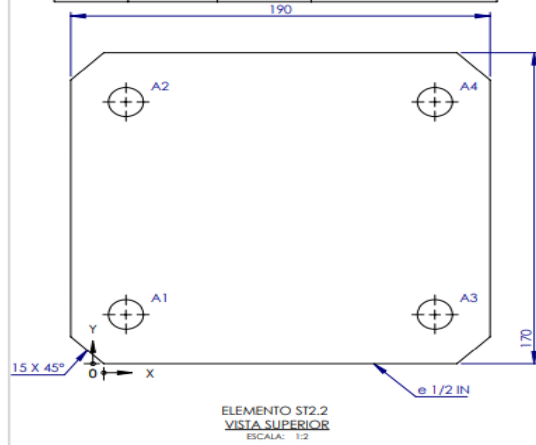


2.SISTEMA DE TRASLADO SE2			
Nº DE ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
2.1	ST2.1	TUERCA DE SUJECIÓN AL TUBO CUADRADO (HHJNUT 0.6250-18-B-C)	4
2.2	ST2.2	PLANCHA DE EMPOTRAMIENTO	2
2.3	ST2.3	TUBO DE SOPORTE	1
2.4	ST2.4	PERNOS DE SUJECIÓN AL TUBO CUADRADO (HBOLT 0.6250-18x1.5x1.5-C)	4
2.5	ST2.5	PERNOS DE ANCLAJE DE LA LLANTA (HHFBOLT 0.6250-11x5.5x1.5-C)	4
2.6	ST2.6	EJE DE ANCALAJE PARA LA LLANTA	1
2.7	ST2.7	LLANTA TREADWEAR 280, CÓDIGO 175164R15, ARO DE 21IN CON TRACCIÓN TIPO C	1
2.8	ST2.8	TUERCAS DE SUJECIÓN DE LA LLANTA (HHJNUT 0.6250-11-B-C)	4

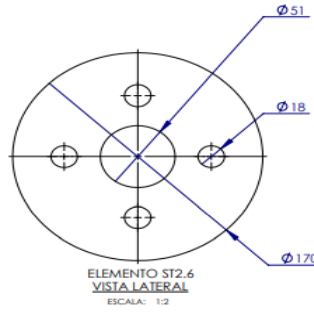


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	RESABAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
DBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
VERF.	CALZADA T.		17/10/2021	DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
APROB.	BARrientos R		17/10/2021	N.º DE DIBUJO	A3
FABR.	SUTU C.			SISTEMA DE TRASLADO	
CALID.		VOLUMEN T.	MATERIAL:	ESCALA:1:10	HOJA 5 DE 24
		ÁREA TOTAL	PESO TOTAL : 33.35 Kg		

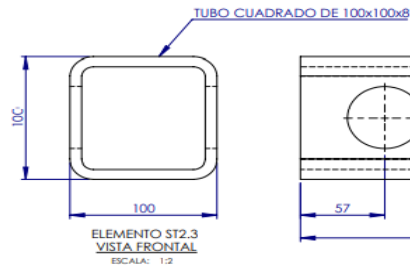
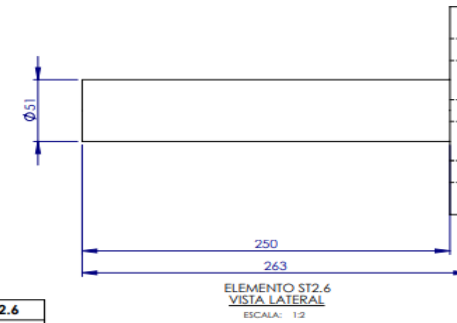
LISTA DE AGUJEROS DE LA PIEZA ST2.2			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	10	27.06	Ø 16 POR TODO
A2	10	142.94	Ø 16 POR TODO
A3	150	27.06	Ø 16 POR TODO
A4	150	142.94	Ø 16 POR TODO



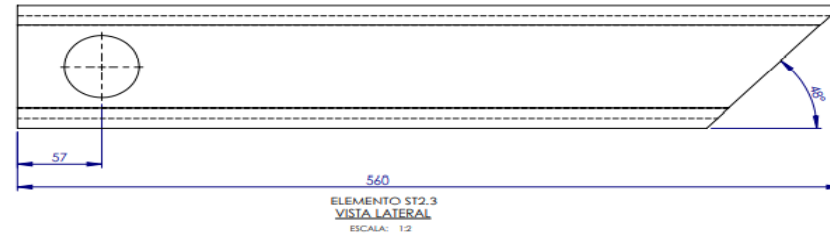
ELEMENTO ST2.2	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	3.1 Kg
VOLUMEN	0.00039 m ³



ELEMENTO ST2.6	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	6.15 Kg
VOLUMEN	0.0008 m ³

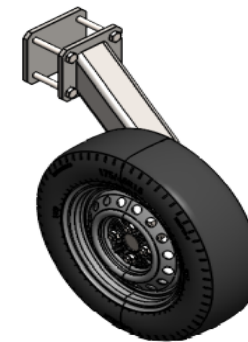
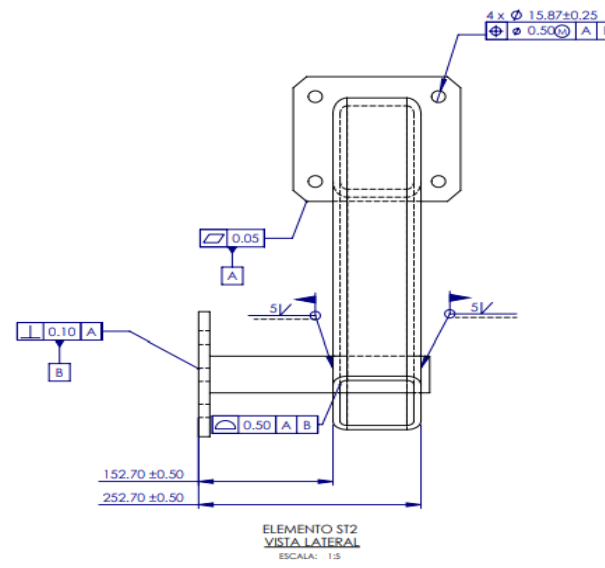
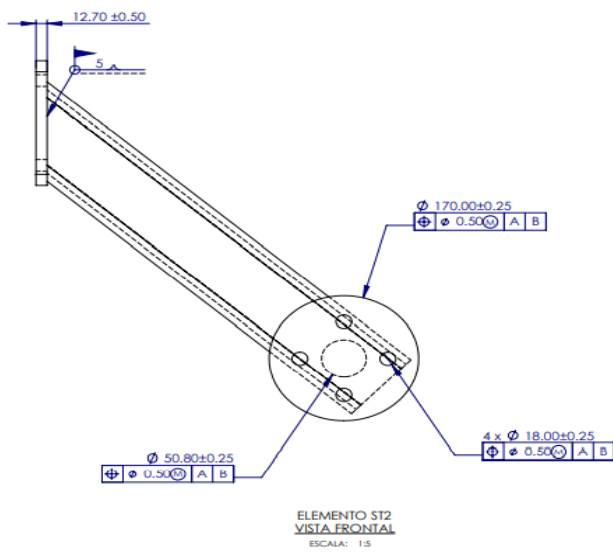


ELEMENTO ST2.3	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	11 Kg
VOLUMEN	0.0014 m ³



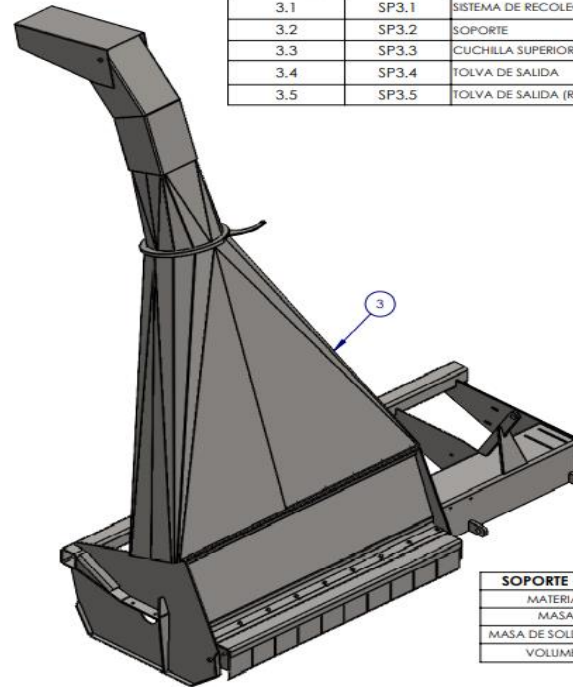
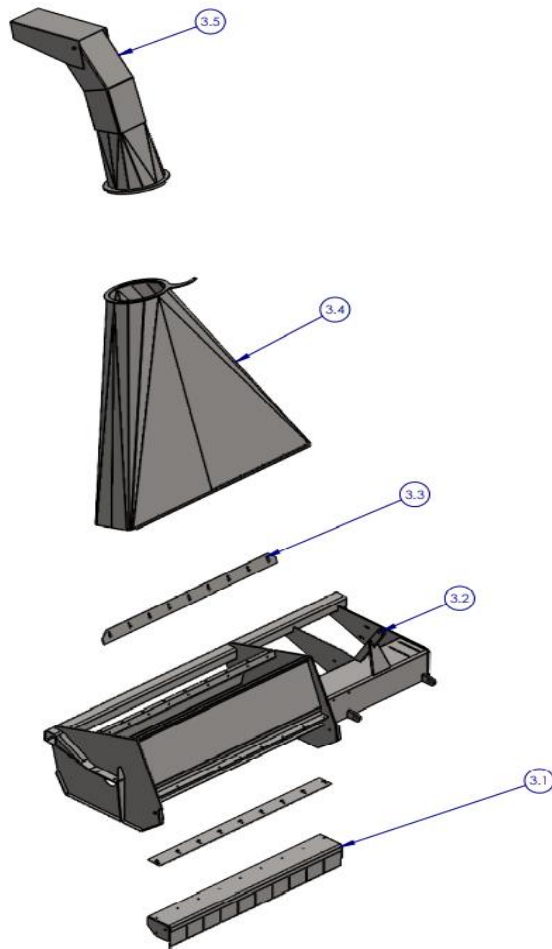
SI HAY QUE INDICARLO CONTRIBUYENDO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ. CALZADA T.			17/11/2021	DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF. BARRIENTOS R.			17/11/2021		
APRUB. SOTO G.			17/11/2021		
FABR.				Nº DE PIEZA:	
CALID.		VOLUMEN T.		PARTES DEL SISTEMA DE TRASLADO	
		ÁREA TOTAL		A3	
				ESCALA: 1:2	
		MATERIAL:		HOJA 6 DE 24	
		PESO TOTAL: 20.25 Kg			





ELEMENTO ST2	
MASA	55.6 Kg
VOLUMEN	0.0024 m³

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:		TOLERANCIAS:		LINEAL:		ANGULAR:			
NOMBRE		FIRMA		FECHA		UNIVERSIDAD		TÍTULO:	
DIBUJ. CALZADA T.				17/1/0/2021		Continental		DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF. BARRIENTOS R				17/1/0/2021				N.º DE DIBUJO	
APROB. SOTO C.				17/1/0/2021				ENSAMBLE DE SISTEMA DE TRASLADO	
FABR.								A3	
CALD.		VOLUMEN T.		MATERIAL:				PLC/MI & 1:10	
		ÁREA TOTAL		PRECIO TOTAL:				MCI/16.7 D/F 24	

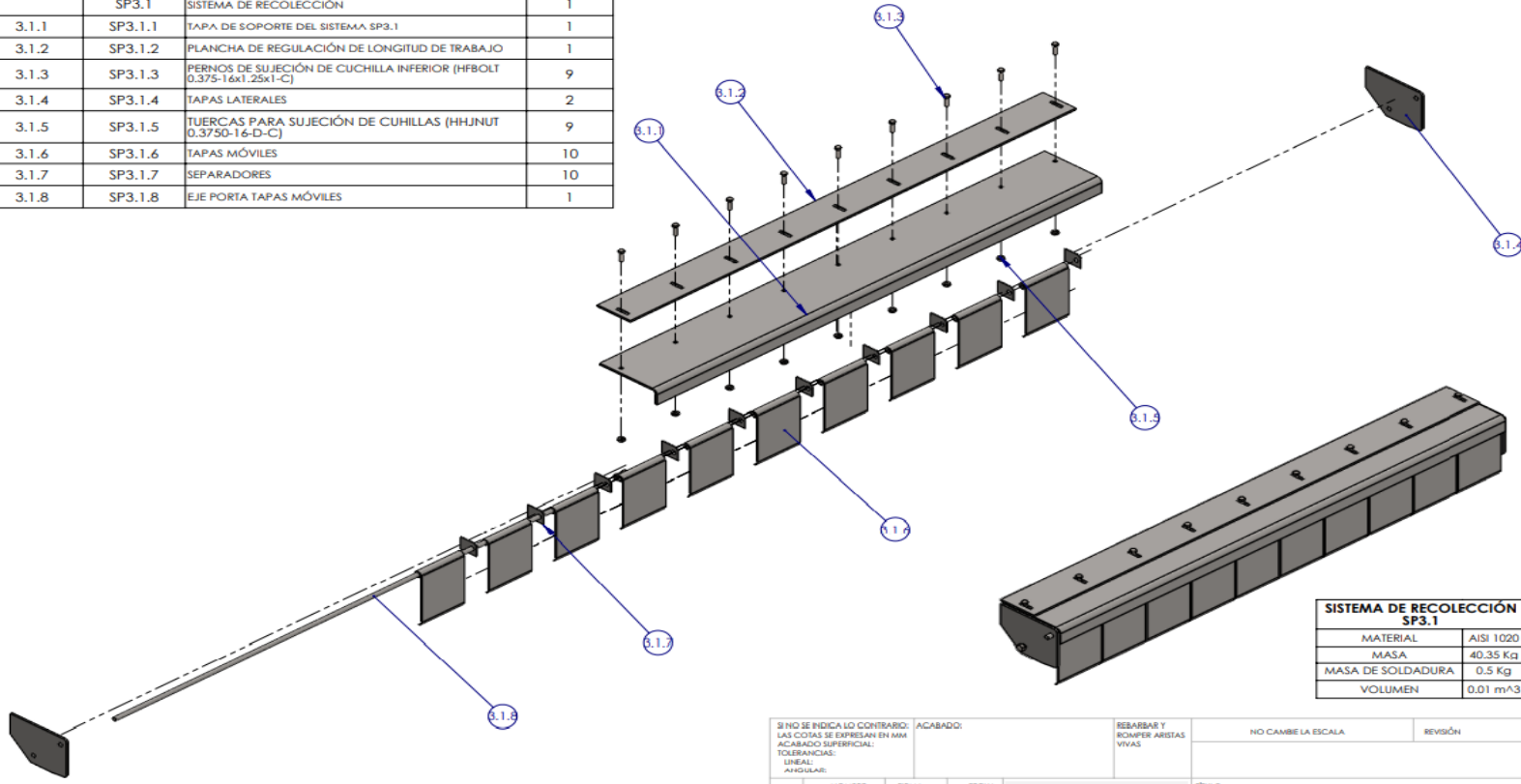


3. SOPORTE GENERAL SP3			
Nº DE ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
3.1	SP3.1	SISTEMA DE RECOLECCIÓN	1
3.2	SP3.2	SOPORTE	1
3.3	SP3.3	CUCHILLA SUPERIOR INSTALADA EN TOLVA	1
3.4	SP3.4	TOLVA DE SALIDA	1
3.5	SP3.5	TOLVA DE SALIDA (REGULA EL ÁNGULO DE SALIDA)	1

SOPORTE GENERAL SP3	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	587.47 Kg
MASA DE SOLDADURA	4.58 Kg
VOLUMEN	0.07 m ³

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAL: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOBRE	FIRMA	FECHA				
DRILL: CALZADA T.		17/10/2021			TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLÉS PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF: BARRIENTOS R		17/10/2021				
APROB: GOTO G.		17/10/2021				
FABR:						
CALED:	VOLUMEN T.	MATERIAL:	Nº DE DIBUJO		SOPORTE GENERAL	
	ÁREA TOTAL		A3			
			PESO TOTAL:	ESCALA: 1:100		HOJA 9 DE 24

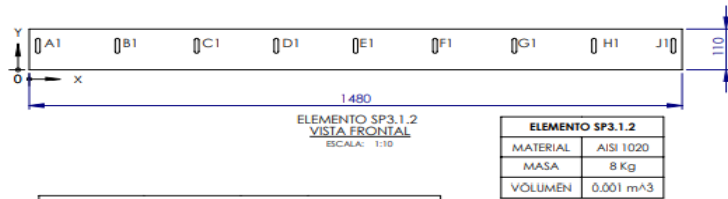
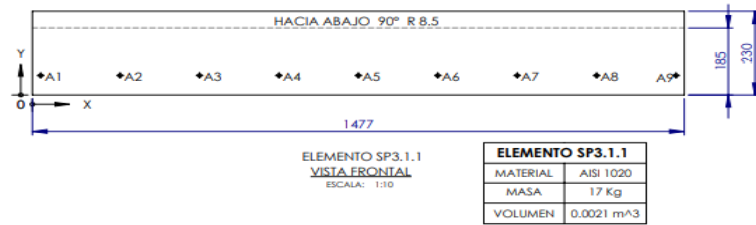
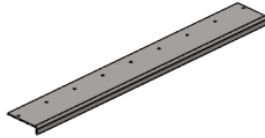
SOPORTE GENERAL SP3				
Nº DE ELEMENTO	SUB ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
3.1		SP3.1	SISTEMA DE RECOLECCIÓN	1
	3.1.1	SP3.1.1	TAPA DE SOPORTE DEL SISTEMA SP3.1	1
	3.1.2	SP3.1.2	PLANCHA DE REGULACIÓN DE LONGITUD DE TRABAJO	1
	3.1.3	SP3.1.3	PERNOS DE SUJECIÓN DE CUCHILLA INFERIOR (HFBOLT 0.375-16x1.25x1-C)	9
	3.1.4	SP3.1.4	TAPAS LATERALES	2
	3.1.5	SP3.1.5	TUERCAS PARA SUJECIÓN DE CUHILLAS (HHJNUT 0.3750-16-D-C)	9
	3.1.6	SP3.1.6	TAPAS MÓVILES	10
	3.1.7	SP3.1.7	SEPARADORES	10
	3.1.8	SP3.1.8	EJE PORTA TAPAS MÓVILES	1



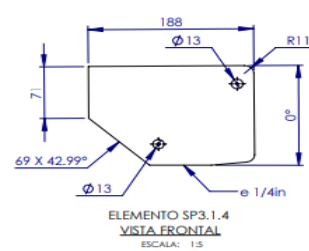
SISTEMA DE RECOLECCIÓN SP3.1	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	40.35 Kg
MASA DE SOLDADURA	0.5 Kg
VOLUMEN	0,01 m^3

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		JACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. CALZADA T.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	Universidad Continental TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUHILLAS SIMPLÉS PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF. BARRIENTOS R			17/10/2021		
APROB. SOTO C.			17/10/2021		
FABR.					
CALED.	VOLUMEN T.	MATERIAL:		Nº DE DIBUJO	A3
	ÁREA TOTAL	PESO TOTAL:		SISTEMA DE RECOLECCIÓN	
				ESCALA: 1:20	HOJA 9 DE 24

LISTA DE AGUJEROS DEL ELEMENTO SP3.1.1			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	18.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A2	198.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A3	378.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A4	558.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A5	738.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A6	918.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A7	1098.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A8	1278.62	53.61	Ø 10 POR TODO
A9	1458.62	53.61	Ø 10 POR TODO

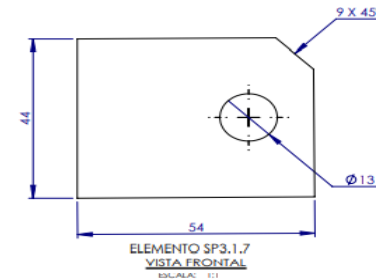
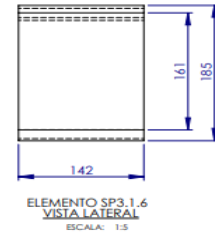
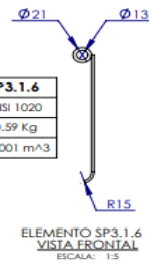


LISTA DE AGUJEROS DE SP3.1.2			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	19.69	65	30
B1	199.69	65	30
C1	379.69	65	30
D1	559.69	65	30
E1	739.69	65	30
F1	919.69	65	30
G1	1099.69	65	30
H1	1279.69	65	30
J1	1459.69	65	30



ELEMENTO SP3.1.4	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	1,14 Kg
VOLUMEN	0,00015 m³

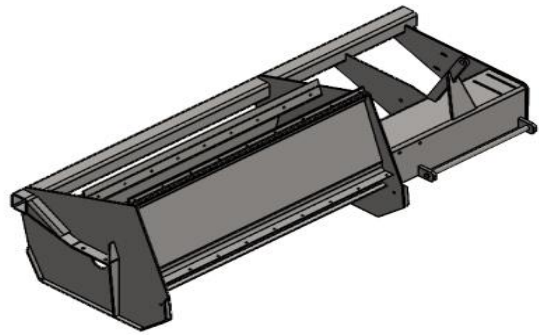
ELEMENTO SP3.1.6	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	0,59 Kg
VOLUMEN	0,0001 m³



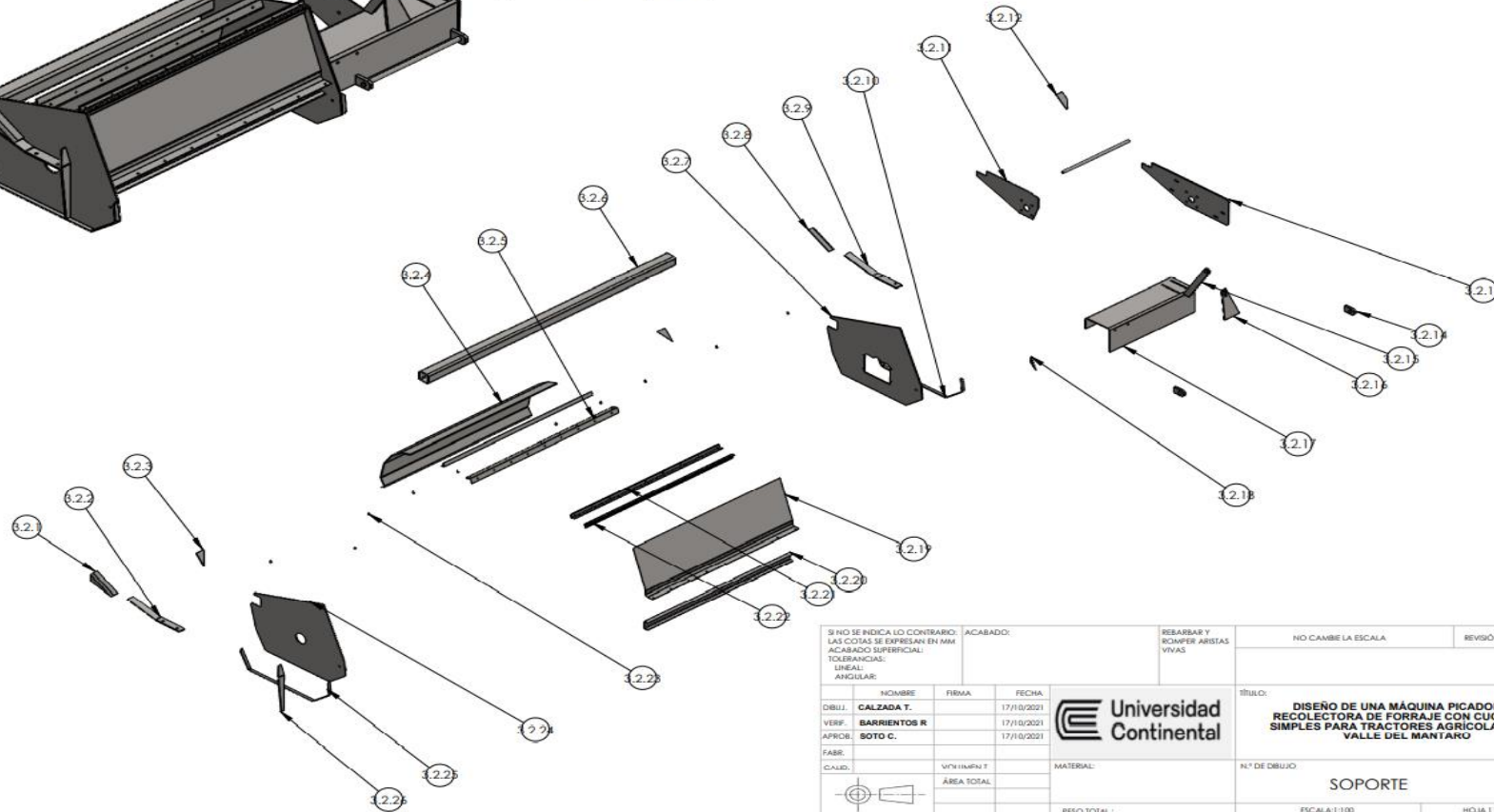
ELEMENTO SP3.1.7	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	0,042 Kg
VOLUMEN	0,00001 m³

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. CALZADA T.	FECHA 17/1/0/2021			TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF. BARRIENTOS R	FECHA 17/1/0/2021				
APROB. SOTO C.	FECHA 17/1/0/2021				
FABR.	VOLUMEN T.	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	ELEMENTOS DEL SUB SISTEMA SISTEMA DE RECOLECCIÓN SP3.1	
CALID.	ÁREA TOTAL	PESO TOTAL:	ESCALA:1:10		

A3

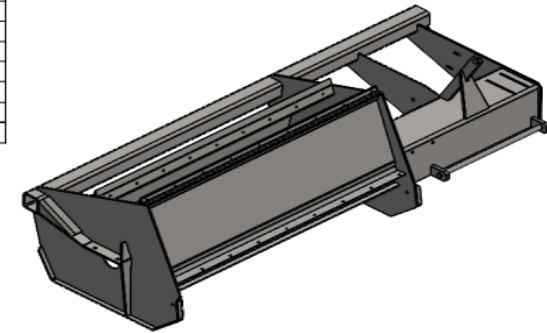


SOPORTE SP3.1	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	263.56 Kg
MASA DE SOLDADURA	3 Kg
VOLUMEN	0.03 m³



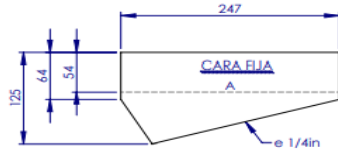
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																					
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ: CALZADA T.</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>VERIF: BARRIENTOS R</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>APROB: SOTO C.</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>FABR:</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAJED:</td> <td>VPM INVENT</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>ÁREA TOTAL</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ: CALZADA T.		17/10/2021	VERIF: BARRIENTOS R		17/10/2021	APROB: SOTO C.		17/10/2021	FABR:			CAJED:	VPM INVENT			ÁREA TOTAL				TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
NOMBRE	FIRMA	FECHA																									
DIBUJ: CALZADA T.		17/10/2021																									
VERIF: BARRIENTOS R		17/10/2021																									
APROB: SOTO C.		17/10/2021																									
FABR:																											
CAJED:	VPM INVENT																										
	ÁREA TOTAL																										
			MATERIAL:		Nº DE DIBUJO	A3																					
PESO TOTAL:			ESCALA:1:100		HOJA 11 DE 24																						

3.SOPORTE GENERA SP3				
N° DE ELEMENTO	SUB ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
3.2		SP3.2	SOPORTE	1
	3.2.1	SP3.2.1	REFUERZO 1	1
	3.2.2	SP3.2.2	SOPORTE DE CHUMACERA DE PIE (LADO IZQUIERDO)	1
	3.2.3	SP3.2.3	SOPORTE 2	1
	3.2.4	SP3.2.4	TAPAS TRACERA	1
	3.2.5	SP3.2.5	ÁNGULO DE SOPORTE 1	1
	3.2.6	SP3.2.6	TUBO CUADRADO	1
	3.2.7	SP3.2.7	TAPA LATERAL (LADO DERECHO)	1
	3.2.8	SP3.2.8	FIF PORTA TAPAS MÓVILES	1
	3.2.9	SP3.2.9	REFUERZO 1 (LADO DERECHO)	1
	3.2.10	SP3.2.10	SOPORTE DE CHUMACERA DE PIE (LADO DERECHO)	1
	3.2.11	SP3.2.11	PLANCHA PARA SOPORTE DE EJE 1	1
	3.2.12	SP3.2.12	SOPORTE 3	1
	3.2.13	SP3.2.13	PLANCHA PARA SOPORTE DE EJE 2	1
	3.2.14	SP3.2.14	SOPORTE DE ACTUADOR HIDRÁULICO	1
	3.2.15	SP3.2.15	BRAZO	1
	3.2.16	SP3.2.16	SOPORTE DE BRAZO	1
	3.2.17	SP3.2.17	SOPORTE PLEGADO	1
	3.2.18	SP3.2.18	SOPORTE 2	1
	3.2.19	SP3.2.19	PLANCHA PLEGADA PARA ANCLAJE DE CUCHILLA	1
	3.2.20	SP3.2.20	PERFIL EN U	1
	3.2.21	SP3.2.21	ÁNGULO DE SOPORTE 2	1
	3.2.22	SP3.2.22	ÁNGULO DE SOPORTE 3	1
	3.2.23	SP3.2.23	PERNOS DE SUJECIÓN DE ÁNGULO	1
	3.2.24	SP3.2.24	TAPA LATERAL (LADO IZQUIERDO)	1
	3.2.25	SP3.2.25	SOPORTE 4	1
	3.2.26	SP3.2.26	SOPORTE 5	1

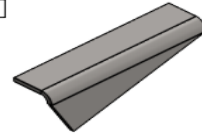


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE CALZADA T.	FIRMA	FECHA 17/10/2021	Universidad Continental TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF.	BARRIENTOS R		17/10/2021		
APROB.	SOTO C.		17/10/2021		
FABR					
CAID.		VOLUMEN T.	MATERIAL:	N° DE DIBUJO	
		ÁREA TOTAL		SOPORTE	A3
PESO TOTAL:			ESCALA:1:100	HOJA 12 DE 24	

LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO SP3.2.1			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	90°	10

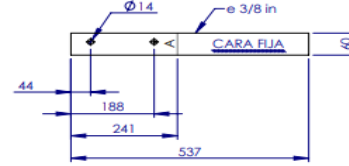


ELEMENTO SP3.2.1
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

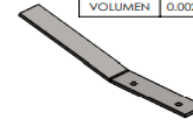


ELEMENTO SP3.2.1	
MATERIAL	AI SI 1020
MASA	17 Kg
VOLUMEN	0,0021 m ³

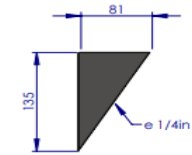
LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO SP3.2.2			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ARRIBA	14.33°	19.53



ELEMENTO SP3.2.2
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

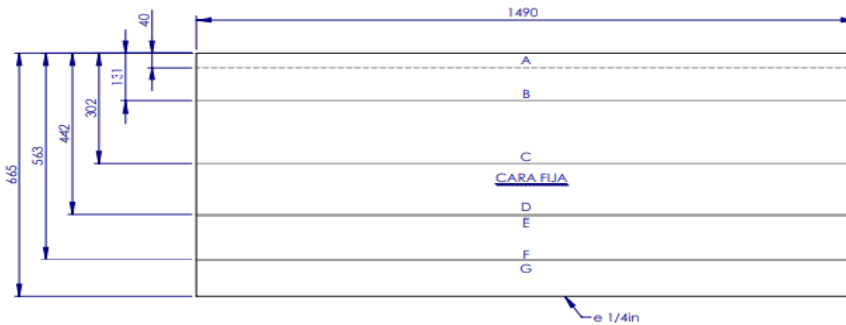


ELEMENTO SP3.2.2	
MATERIAL	AI SI 1020
MASA	17 Kg
VOLUMEN	0,0021 m ³

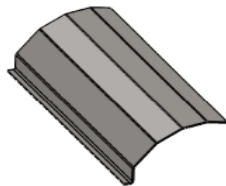


ELEMENTO SP3.2.3
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.2.3	
MATERIAL	AI SI 1020
MASA	17 Kg
VOLUMEN	0,0021 m ³



ELEMENTO SP3.2.4
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

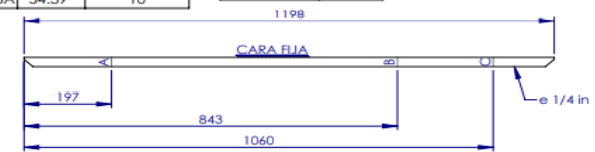


LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO SP3.2.4			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	90°	10
B	HACIA ARRIBA	40°	10
C	HACIA ARRIBA	20°	10
D	HACIA ARRIBA	10°	0.74
E	HACIA ARRIBA	10°	0.74
F	HACIA ARRIBA	10°	0.74
G	HACIA ARRIBA	10°	0.74

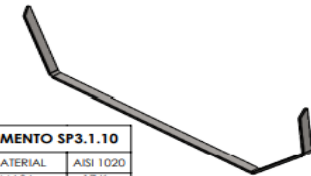
ELEMENTO SP3.2.4	
MATERIAL	AI SI 1020
MASA	17 Kg
VOLUMEN	0,0021 m ³

LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO SP3.2.10			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ARRIBA	61.59°	10
B	HACIA ARRIBA	41.59°	10
C	HACIA ARRIBA	54.39°	10

ELEMENTO SP3.1.10	
MATERIAL	AI SI 1020
MASA	17 Kg
VOLUMEN	0,0021 m ³



ELEMENTO SP3.1.10
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

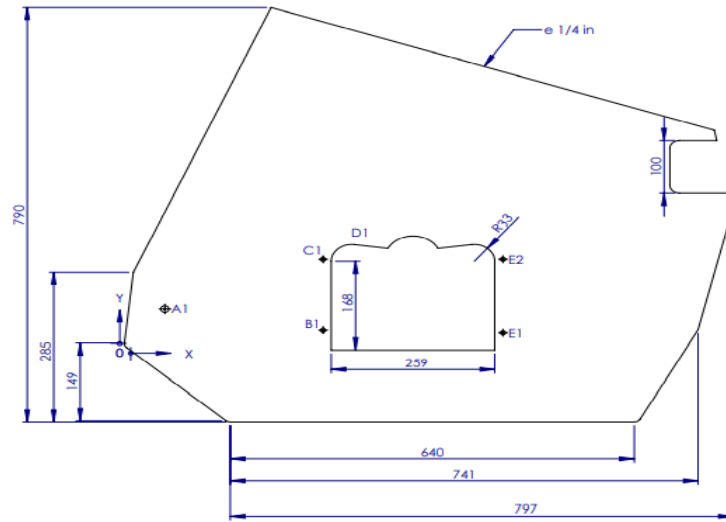


SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.: CALZADA T.	NOMBRE:	FIRMA:	FECHA:	TÍTULO: DISEÑO DE UNA MAQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF.: BARRIENTOS R			17/10/2021		
APROB.: SOTO C.			17/10/2021		
FABR.:					
CALED.:	VOLUMEN T.:	MATERIAL:		N.º DE DIBUJO:	
	ÁREA TOTAL:			PARTES DE SOPORTE	A3
PESO TOTAL:				ESCALA: 1:2	HOJA 13 DE 26

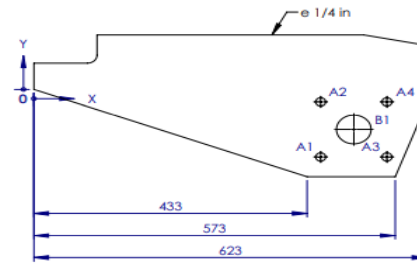


LISTA DE AGUJEROS DE SP3.2.7			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	54.09	65.17	Ø 13 POR TODO
B1	304.82	24.79	Ø 8 POR TODO
C1	304.82	159.85	Ø 8 POR TODO
D1	447.32	96.22	Ø 8 POR TODO
E1	589.82	19.90	Ø 8 POR TODO
E2	589.82	159.90	Ø 8 POR TODO

ELEMENTO SP3.2.7	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	25.6 Kg
VOLUMEN	0.003 m ³



ELEMENTO SP3.2.7
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:10



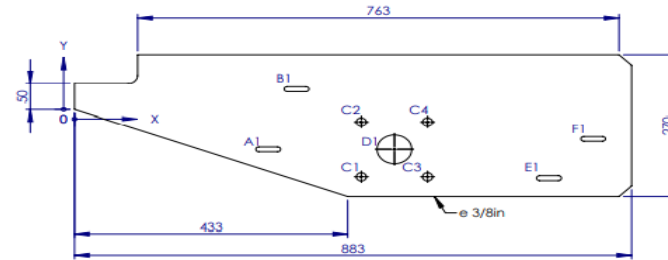
ELEMENTO SP3.2.10
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.2.10	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	3.97 Kg
VOLUMEN	0.0007 m ³

ELEMENTO SP3.2.13	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	14.46 Kg
VOLUMEN	0.0018 m ³

LISTA DE AGUJEROS DE SP3.2.10			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	454.53	-128.81	Ø 16 POR TODO
A2	454.53	-23.81	Ø 16 POR TODO
A3	559.53	-128.81	Ø 16 POR TODO
A4	559.53	-23.81	Ø 16 POR TODO
B1	507.03	-76.31	Ø 55 POR TODO

LISTA DE AGUJEROS DE SP3.2.13			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	307.04	-76.31	9 X 39
B1	352.04	38.69	9 X 39
C1	454.53	-128.81	Ø 16 POR TODO
C2	454.53	-23.81	Ø 16 POR TODO
C3	559.53	-128.81	Ø 16 POR TODO
C4	559.53	-23.81	Ø 16 POR TODO
D1	507.03	-76.31	Ø 55 POR TODO
E1	752.04	-131.31	9 X 39
F1	822.04	-56.31	9 X 39

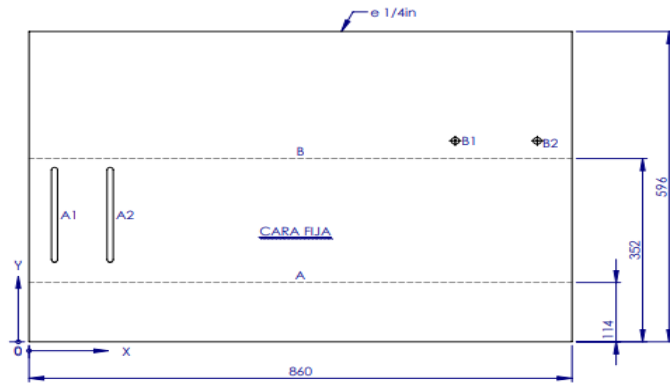


ELEMENTO SP3.2.13
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:10

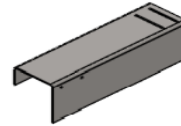
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA				
DRIL: CALZADA T.		17/10/2021				
VERF: BARRIENTOS R.		17/10/2021				
APRUE: SUTU G.		17/10/2021				
FABR:						
CAUD:	VOLUMEN T.	MATERIAL:	TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y REGOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO			
	ÁREA TOTAL		N.º DE DIBUJO PARTES DE SOPORTE			
		RESO TOTAL:	ESCALA: 1:5			
			HOJA 14 DE 24			

LISTA DE AGUJEROS DE ELEMENTO 3.2.17			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	40.38	244.16	10 X 182
A2	128.43	244.16	10 X 182
B1	675	385.99	Ø 13 POR TODO
B2	805	385.99	Ø 13 POR TODO

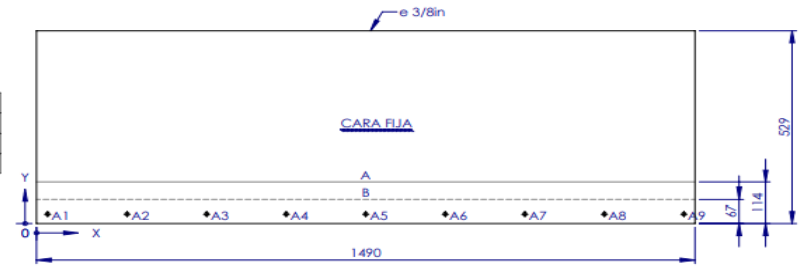
LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO 3.2.17			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	90°	10
B	HACIA ABAJO	90°	10



ELEMENTO SP3.2.17
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10



ELEMENTO SP3.2.17	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	25.52 Kg
VOLUMEN	0.0032 m ³



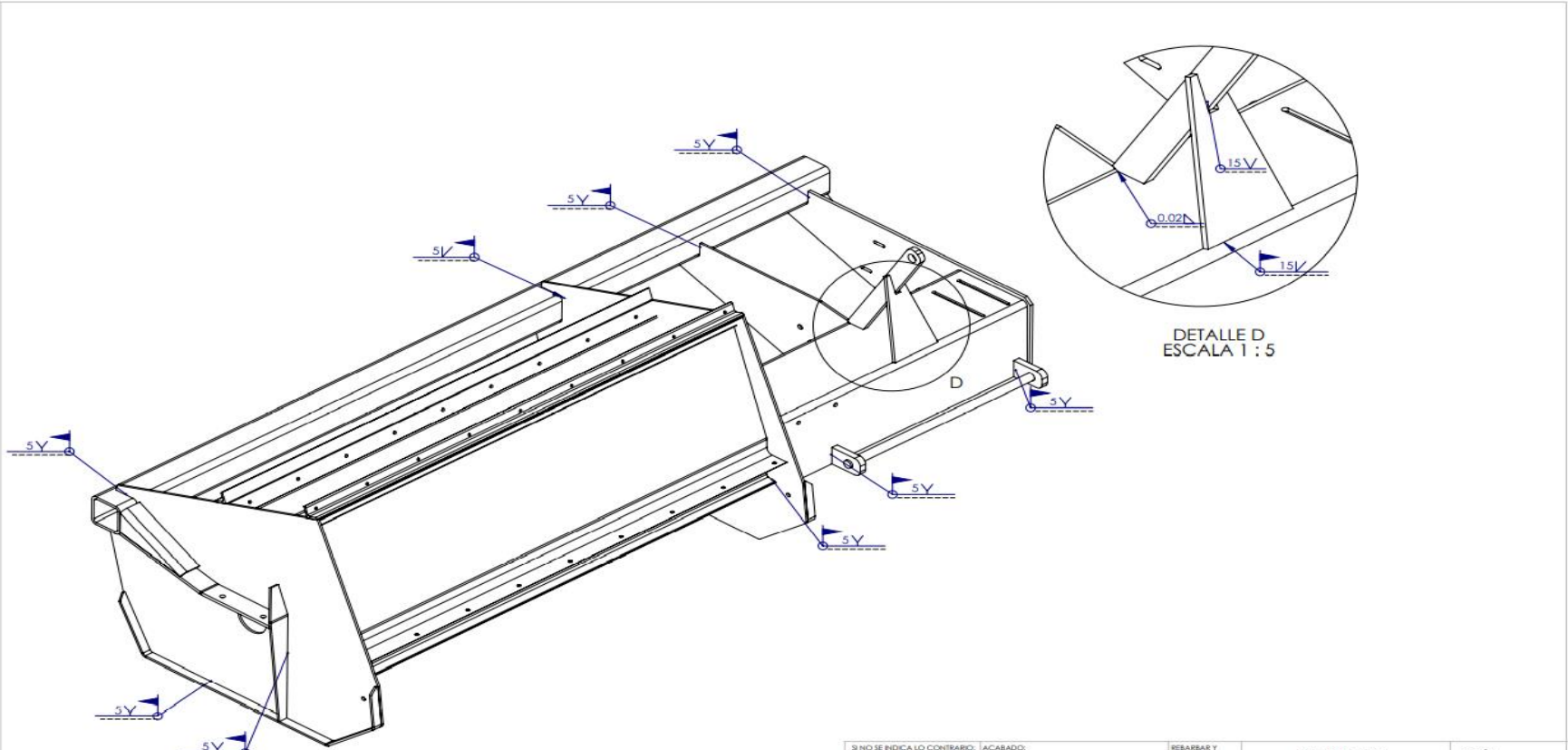
ELEMENTO SP3.2.19
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

LISTA DE AGUJEROS DE ELEMENTO 3.2.19			
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	25	25.95	Ø 10 POR TODO
A2	205	25.95	Ø 10 POR TODO
A3	385	25.95	Ø 10 POR TODO
A4	565	25.95	Ø 10 POR TODO
A5	745	25.95	Ø 10 POR TODO
A6	925	25.95	Ø 10 POR TODO
A7	1105	25.95	Ø 10 POR TODO
A8	1285	25.95	Ø 10 POR TODO
A9	1465	25.95	Ø 10 POR TODO

ELEMENTO SP3.2.19	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	62.22 Kg
VOLUMEN	0.01 m ³

LISTA DE AGUJEROS DE ELEMENTO 3.2.19			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ARRIBA	18°	15
B	HACIA ABAJO	90°	14.85

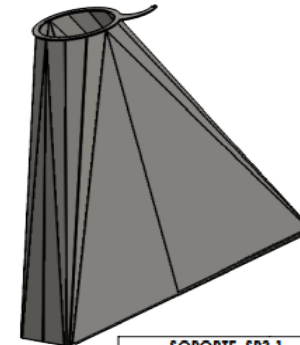
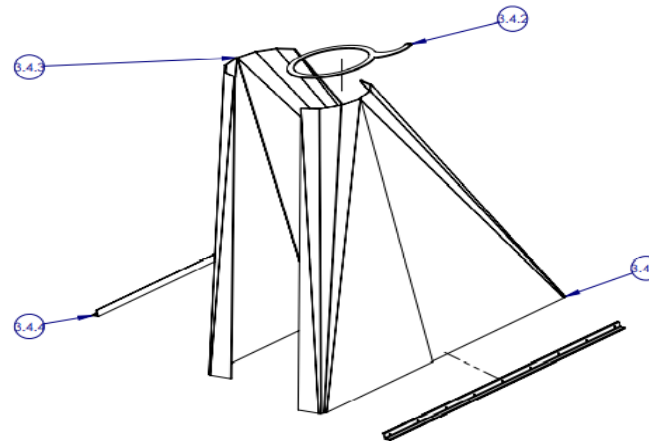
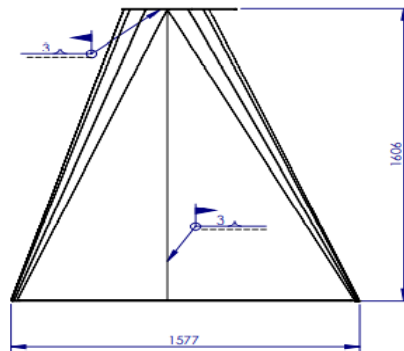
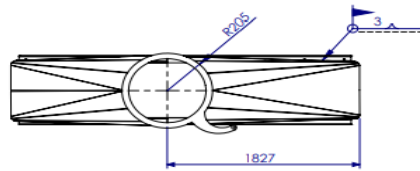
SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	 TÍTULO: DISÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO		
DIRIJ. CALZADA T.		17/10/2021			
VERE. BARRIENTOS R		17/10/2021			
APROB. BOTO C.		17/10/2021			
FABR.					
CALD.	VOLUMEN T.	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO		A3
	ÁREA TOTAL		PARTES DE SOPORTE		
PESO TOTAL:			ESCALA: 1:10		HOJA 15 DE 26



DETALLE D
ESCALA 1 : 5

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO:	
VERIF.	CALZADA T.		17/10/2021		DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CÚCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
APROB.	BARRIENTOS R		17/10/2021		N° DE DIBUJO	
FABR.	SOTO C.		17/10/2021		SOPORTE	
CAJED.					A3	
	VOLUMEN T.			MATERIAL:	ESCALA: 1:10	
	ÁREA TOTAL:			PESO TOTAL:	HOJA: 16 DE 26	

SOPORTE GENERAL SP3				
Nº DE ELEMENTO	SUB ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
3.4		SP3.4	SISTEMA DE RECOLECCIÓN	1
	3.4.1	SP3.4.1	CARA 1 DE TOLVA	1
	3.4.2	SP3.4.2	ANILLO DE REGULACIÓN DE ÁNGULO DE SALIDA	1
	3.4.3	SP3.4.3	SIMETRÍA DE CARA DE TOLVA 1	1
	3.4.4	SP3.4.4	ÁNGULO DE ANCLAJE	2

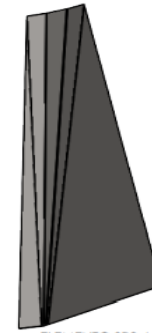


SOPORTE SP3.1	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	215.93 Kg
MASA DE SOLDADURA	1 Kg
VOLUMEN	0,03 m³

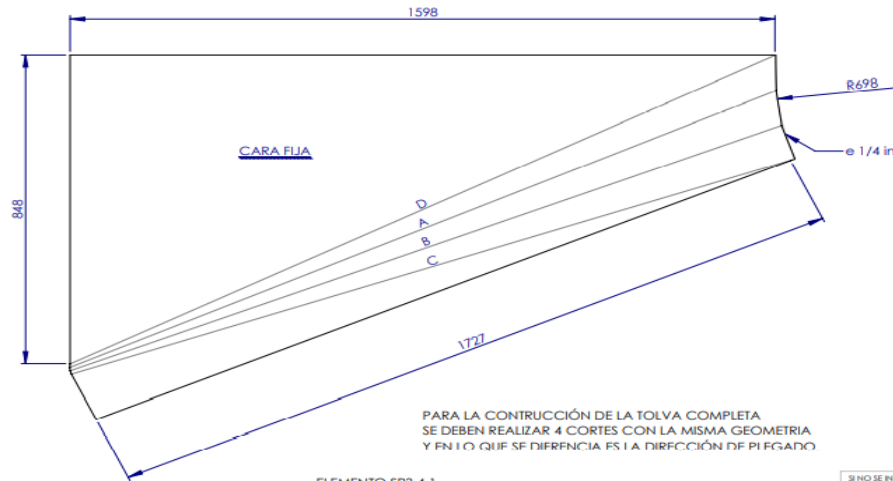
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. CALZADA T.	FIRMA	FECHA		TÍTULO:	
VERIF. BARRIENTOS R		17/10/2021		DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLOS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
APROB. SOTO C.		17/10/2021		N.º DE DIBUJO	
FABR.				TOLVA DE SALIDA	
CALID.	VOLUMEN T.	ÁREA TOTAL	MATERIAL:	A3	
PESO TOTAL:			ESCALA: 1:20		HOJA 17 DE 24

TABLA DE ELEMENTOS DE SP3.4.1			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ARRIBA	31.45°	0.74
B	HACIA ARRIBA	28.39°	0.74
C	HACIA ARRIBA	13.78°	0.74
D	HACIA ARRIBA	16.92°	0.74

ELEMENTO SP3.4.1	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	53.37 Kg
VOLUMEN	0.01 m ³

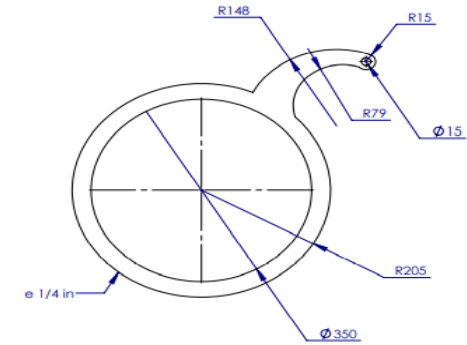


ELEMENTO SP3.4.1
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA: 1:10



ELEMENTO SP3.4.1
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

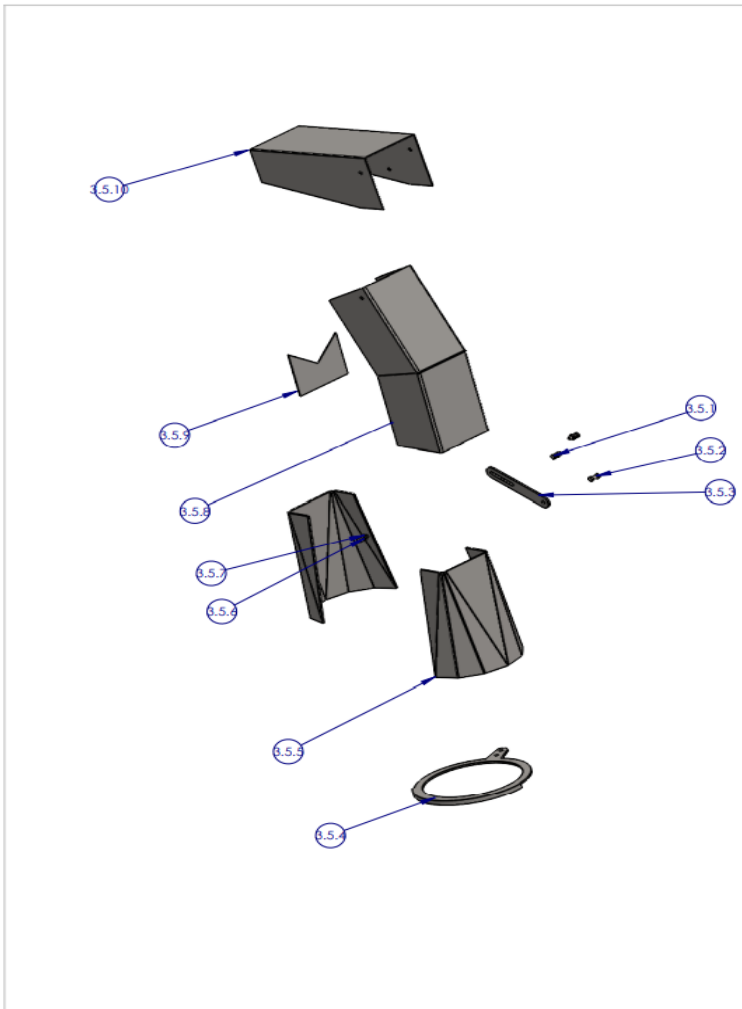
PARA LA CONTRUCCIÓN DE LA TOLVA COMPLETA SE DEBEN REALIZAR 4 CORTES CON LA MISMA GEOMETRÍA Y EN LO QUE SE DIFERENCIA ES LA DIRECCIÓN DE PLEGADO



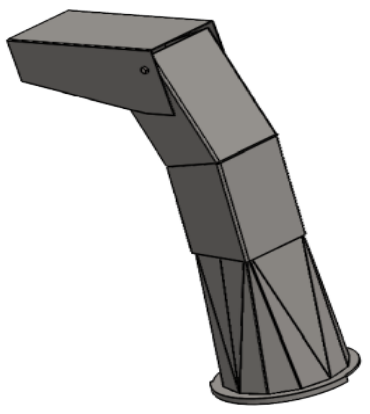
ELEMENTO SP3.4.2
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.4.2	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	2.21 Kg
VOLUMEN	0.0003 m ³

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO:	
VERIF.	BARBIEROS R		17/10/2021		DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
APROB.	SOTO C.		17/10/2021		N.º DE DIBUJO	
FABR.					TOLVA DE SALIDA	
CALID.	VOLUMEN T.			MATERIAL:	A3	
	ÁREA TOTAL			PESO TOTAL:	ESCALA: 1:20	HOJA 18 DE 24



SOPORTE GENERAL SP3				
Nº DE ELEMENTO	SUB ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
3.5		SP3.5	TOLVA DE SALIDA (REGULA EL ÁNGULO DE SALIDA)	1
	3.5.1	SP3.5.1	PERNOS DE ANCLAJE DE REGULADOR	1
	3.5.2	SP3.5.2	PERNO PARA FIJAR EL ÁNGULO	1
	3.5.3	SP3.5.3	BRAZO REGULADOR	1
	3.5.4	SP3.5.4	ANILLO DE FIJACIÓN	2
	3.5.5	SP3.5.5	TOLVA 2	
	3.5.6	SP3.5.6	PERNOS DE ANCLAJE DE REGULADOR	
	3.5.7	SP3.5.7	TUERCA	
	3.5.8	SP3.5.8	TOLVA 3	
	3.5.9	SP3.5.9	TAPA	
	3.5.10	SP3.5.10	DIRECCIONADOR	

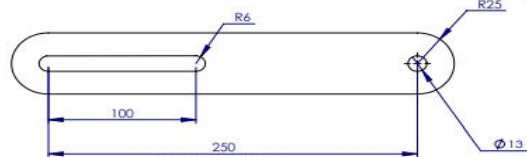


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ. CALZADA T.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO:	
VERIF. BARRIENTOS R			17/10/2021		DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
APROB. RAYDIN R			17/10/2021		Nº DE DIBUJO	
FABR.					PARTES DE TOLVA DE SALIDA	
CALIB.	VOLUMEN T		ÁREA TOTAL	MATERIAL:	ESCALA: 1:50	
				PESO TOTAL:	HOJA 19 DE 24	



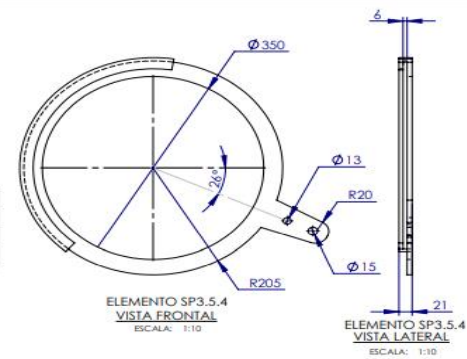
ELEMENTO SP3.5.3
VISTA LATERAL
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.5.3	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	0.82 Kg
VOLUMEN	0.0001 m ³



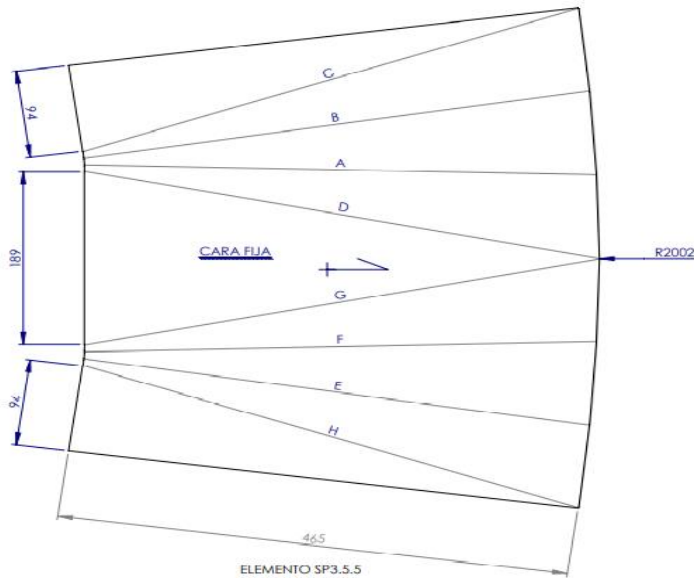
ELEMENTO SP3.5.3
VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.5.4	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	3.47 Kg
VOLUMEN	0.0004 m ³

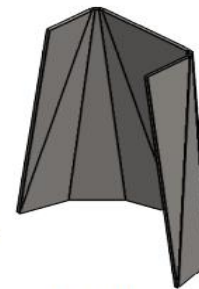


ELEMENTO SP3.5.4
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.5.4
VISTA LATERAL
ESCALA: 1:10



ELEMENTO SP3.5.5
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10



ELEMENTO SP3.5.5
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA: 1:10

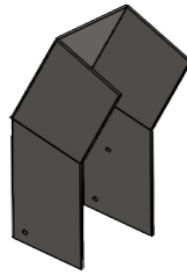
LISTA DE PLEGES DEL ELEMENTO 3.5.5			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ARRIBA	30.01°	0.74
B	HACIA ARRIBA	30.01°	0.74
C	HACIA ARRIBA	15.25°	0.74
D	HACIA ARRIBA	15.25°	0.74
E	HACIA ARRIBA	30.01°	0.74
F	HACIA ARRIBA	30.01°	0.74
G	HACIA ARRIBA	15.25°	0.74
H	HACIA ARRIBA	15.25°	0.74

ELEMENTO SP3.5.5	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	11.3 Kg
VOLUMEN	0.0014 m ³

SÍ NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DRJL. CALZADA T.</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>VERIF. BARRIENTOS R</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>APROB. SOTO C.</td> <td></td> <td>17/10/2021</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAJED.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	NOMBRE	FIRMA	FECHA	DRJL. CALZADA T.		17/10/2021	VERIF. BARRIENTOS R		17/10/2021	APROB. SOTO C.		17/10/2021	FABR.			CAJED.					TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																					
DRJL. CALZADA T.		17/10/2021																					
VERIF. BARRIENTOS R		17/10/2021																					
APROB. SOTO C.		17/10/2021																					
FABR.																							
CAJED.																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>VOLUMEN T.</th> <th>ÁREA TOTAL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		VOLUMEN T.	ÁREA TOTAL			MATERIAL: PESO TOTAL:		N° DE DIBUJO: PARTES DE TOLVA DE SALIDA															
VOLUMEN T.	ÁREA TOTAL																						
				ESCALA: 1:2 HOJA 20 DE 24																			

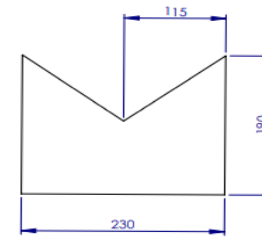
A3

LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO SP3.5.8			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	90°	0.74
B	HACIA ABAJO	90°	0.74
C	HACIA ABAJO	90°	0.74
D	HACIA ABAJO	90°	0.74
E	HACIA ABAJO	23.5°	6.5



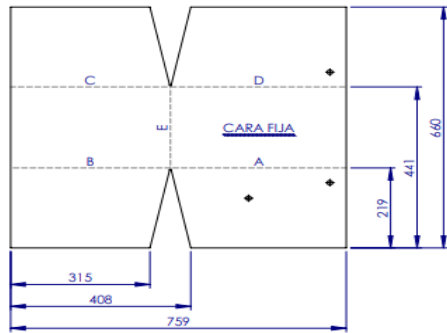
ELEMENTO SP3.5.8
VISTA ISMÉTRICA
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.5.8	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	24.9 Kg
VOLUMEN	0.003 m ³

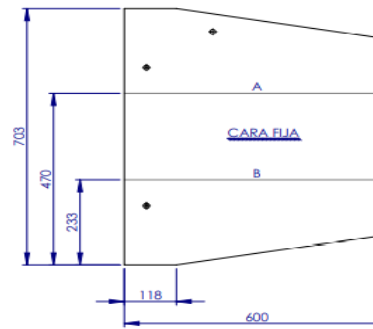


ELEMENTO SP3.5.9
VISTA SUPERIOR
ESCALA: 1:10

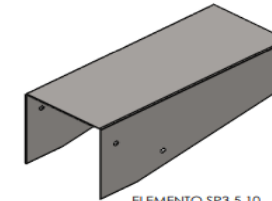
ELEMENTO SP3.5.9	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	0.65 Kg
VOLUMEN	0.00008 m ³



ELEMENTO SP3.5.8
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10




ELEMENTO SP3.5.10
VISTA DESPLIEGUE
ESCALA: 1:10

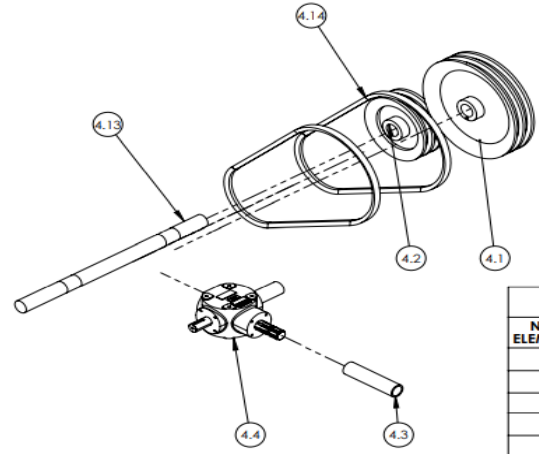
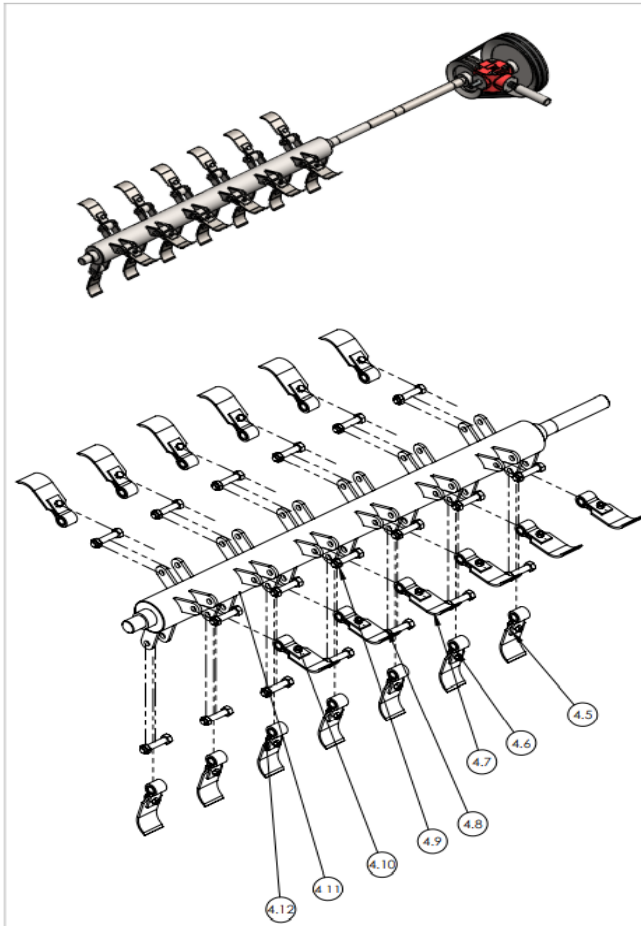


ELEMENTO SP3.5.10
VISTA ISMÉTRICA
ESCALA: 1:10

ELEMENTO SP3.5.10	
MATERIAL	AISI 1020
MASA	7.52 Kg
VOLUMEN	0.0009 m ³

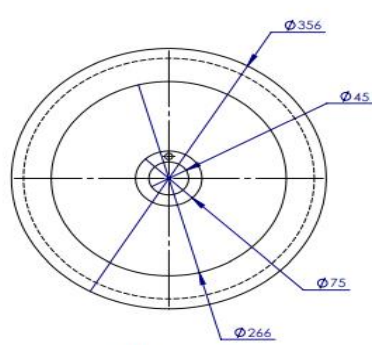
LISTA DE PLEGUES DE ELEMENTO SP3.5.10			
Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ARRIBA	90°	0.74
B	HACIA ARRIBA	90°	0.74

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO: DISÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
DISEÑÓ	CAI ZANA T	17/11/2021			
VERIF.	BARRIENTOS R	17/11/2021			
APROB.	SOTO C.	17/11/2021			
FABR.				Nº DE DIBUJO	A3
CALID.	VOLUMEN T.	MATERIAL:	1.1		
	ÁREA TOTAL	RESO TOTAL:		ESCALA:1:10	HOJA 21 DE 24

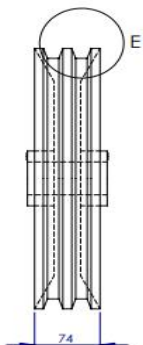


4 SISTEMA DE CORTE SC				
Nº DE ELEMENTO	SUB ELEMENTO	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
4		SC4	SISTEMA DE CORTE SC	1
	4.1	SC4.1	POLEA DE 1.6 in	1
	4.2	SC4.2	POLEA DE 4 in	1
	4.3	SC4.3	EJE CARDÁNICO	1
	4.4	SC4.4	CAJA DE ENGRANAJES DE 1:1.92	1
	4.5	SC4.5	SUJETADOR DE CUCHILLA	19
	4.6	SC4.6	BOCINA DE BRONCE	19
	4.7	SC4.7	CUCHILLA	19
	4.8	SC4.8	PERNO DE ANCLAJE DE CUCHILLA	19
	4.9	SC4.9	TUERCA DE ANCLAJE DE CUCHILLA	19
	4.10	SC4.10	TUERCA PARA CUCHILLA	19
	4.11	SC4.11	EJE PORTA CUCHILLA	1
	4.12	SC4.12	TUERCA PARA CUCHILLA	19
	4.13	SC4.13	EJE 2	1
	4.14	SC4.14	FAJA	1

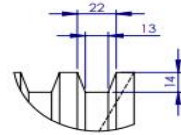
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ESPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.: CALZADA T.	NOMBRE:	FIRMA:	FECHA:	Universidad Continental TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLAS PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO	
VERIF.: BARRIENTOS R			17/10/2021		
APROB.: SOTO C.			17/10/2021		
FABR.:					
CALID.:	VOLUMEN T.	MATERIAL:			
		ÁREA TOTAL:		Nº DE DIBUJO: SISTEMA DE CORTE	A3
PESO TOTAL :			ESCALA:1:50	HOJA 22 DE 24	



ELEMENTO SC4.1
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:5



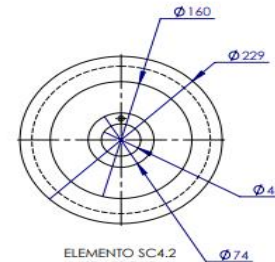
ELEMENTO SC4.1
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:5



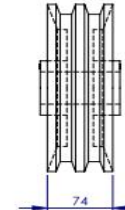
DETALLE E
ESCALA 2 : 5

AMBAS POLEAS TIENE EL MISMO
CANAL YA QUE TRABAJAN CON L
LA MISMA FAJA

ELEMENTO SC4.1	
MATERIAL	ACERO FUNDIDO
MASA	26.3 Kg
VOLUMEN	0.003 m ³

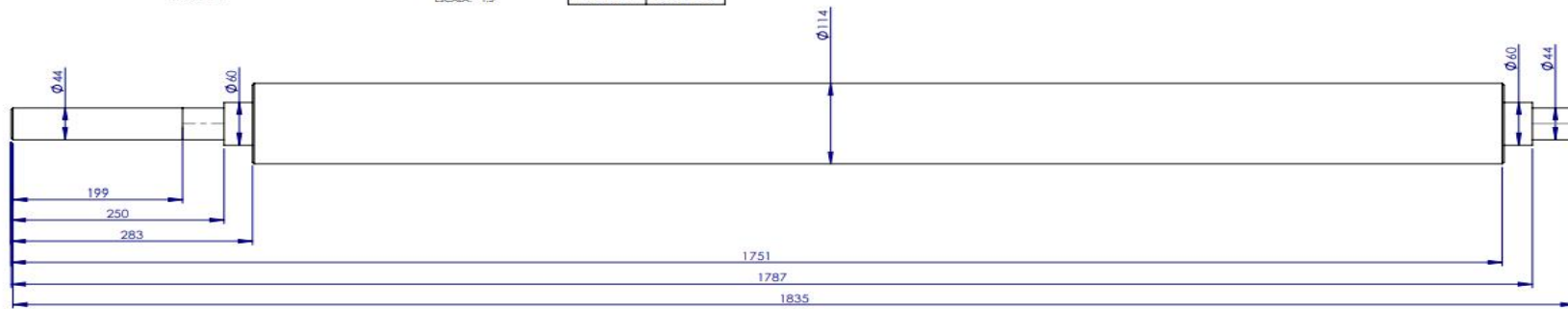


ELEMENTO SC4.2
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:5



ELEMENTO SC4.2
VISTA LATERAL
ESCALA: 1:5

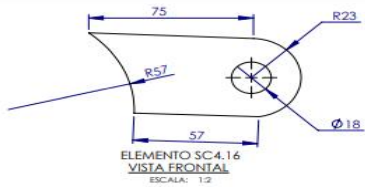
ELEMENTO SC4.2	
MATERIAL	ACERO FUNDIDO
MASA	12.6 Kg
VOLUMEN	0.0017 m ³



ELEMENTO SC4.11
VISTA FRONTAL
ESCALA: 1:5

ELEMENTO SC4.11	
MATERIAL	AIISI 1020
MASA	124 Kg
VOLUMEN	0.02 m ³

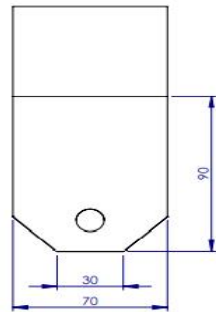
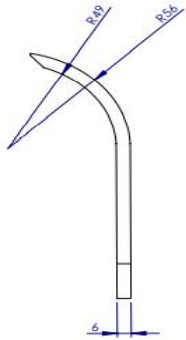
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO LAMBRE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA	 Universidad Continental		
DIRIJ. CALZADA T.		17/10/2021			
VERIF. BARRIENTOS R.		17/10/2021			
APROB. SOTO C.		17/10/2021			
FABR.			TÍTULO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLES PARA TRACTORES AGRÍCOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO		
CAJID.	VOLUMEN T.	MATERIAL:	N° DE DIBUJO		A3
	ÁREA TOTAL		PARTES DEL SISTEMA DE CORTE		
PESO TOTAL:			ESCALA: 1:5		HOJA 23 DE 24



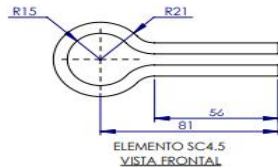
ELEMEN TO SC4.16	
MATERIAL	ASTM A36
MASA	0.24 Kg
VOLUMEN	0.00003 m ³



ELEMEN TO SC4.6	
MATERIAL	BRONCE
MASA	0.13 Kg
VOLUMEN	0.00002 m ³

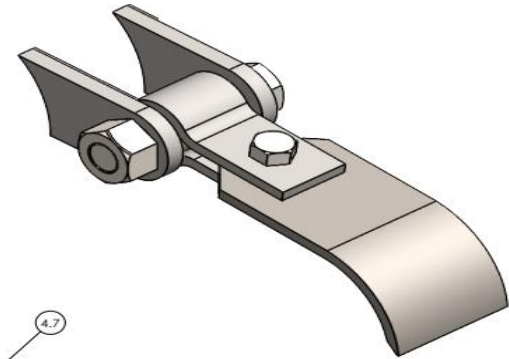
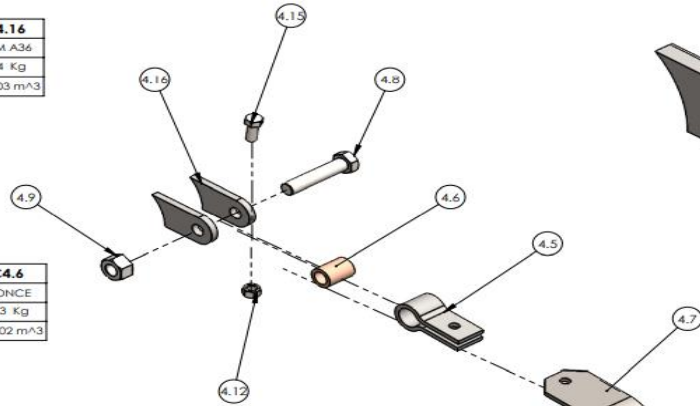


ELEMEN TO SC4.7
VISTA ISOMÉTRICO
ESCALA: 1:1



ELEMEN TO SC4.5	
MATERIAL	ASTM A36
MASA	0.44 Kg
VOLUMEN	0.00006 m ³

ELEMEN TO SC4.7	
MATERIAL	ASTM A36
MASA	0.52 Kg
VOLUMEN	0.00007 m ³



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COSAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REKABAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CAI ZANA T</td> <td></td> <td>17/11/2021</td> </tr> <tr> <td>BARRIENTOS R</td> <td></td> <td>17/11/2021</td> </tr> <tr> <td>SOTO C.</td> <td></td> <td>17/11/2021</td> </tr> </tbody> </table>	NOMBRE	FIRMA	FECHA	CAI ZANA T		17/11/2021	BARRIENTOS R		17/11/2021	SOTO C.		17/11/2021			TÍTULO: DISÑO DE UNA MÁQUINA PICADORA Y RECOLECTORA DE FORRAJE CON CUCHILLAS SIMPLS PARA TRACTORES AGRICOLAS EN EL VALLE DEL MANTARO		
NOMBRE	FIRMA	FECHA															
CAI ZANA T		17/11/2021															
BARRIENTOS R		17/11/2021															
SOTO C.		17/11/2021															
<table border="1"> <thead> <tr> <th>CAID.</th> <th>VOLUMEN T.</th> <th>MATERIAL:</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	CAID.	VOLUMEN T.	MATERIAL:							N° DE DIBUJO PARTES DEL SISTEMA DE CORTE		A3					
CAID.	VOLUMEN T.	MATERIAL:															
			PESO TOTAL:	ESCALA: 1:5	HOJA 24 DE 24												