

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA SIEMBRA DE
ÁRBOLES

DANILO ROJAS COLLAZOS
JORDY ESTEBAN VALENCIA ÁVILA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.017

DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA SIEMBRA DE
ÁRBOLES

DANILO ROJAS COLLAZOS
JORDY ESTEBAN VALENCIA ÁVILA

Proyecto de Grado Integral para optar el Título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.017

Nota de aceptación:

Gabriel Hernando Rivera Rodríguez

Edwin Raúl Rivera Casadiego

Daniel Eduardo Villalobos Correa

Bogotá, (julio, 2017)

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director del Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América,
los jurados calificadores y el cuerpo docente no son
responsables por los criterios e ideas expuestas
en el presente documento.
Estos corresponden únicamente a los autores.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	
1. EVALUACIÓN DE LA PLANTACIÓN DE ÁRBOLES	18
1.1 ASPECTOS TÉCNICOS PARA LA SIEMBRA	22
1.1.1 Moringa	23
1.1.2 Pino	24
1.1.3 Ciprés y Eucalipto	25
1.2 MÁQUINAS SEMBRADORAS DE ÁRBOLES EN EL MERCADO	26
2. DISEÑO CONCEPTUAL	29
2.1 DISEÑO FUNCIONAL	29
3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO	31
3.1 ALTERNATIVAS SIEMBRA	31
3.1.1 Alternativa 1 Sistema de catarinas y cadenas	31
3.1.2 Alternativa 2 Sistema de retorno rápido	31
3.2 ALTERNATIVAS PARA LA FUENTE DE POTENCIA	32
3.2.1 Alternativa 1 Potencia a partir del movimiento del eje de la máquina.	32
3.2.2 Alternativa 2 Motor eléctrico	33
3.2.3 Alternativa 3 Toma fuerza del tractor	33
3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA	34
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA SEMBRADORA	39
4.1 CÁLCULO DE VELOCIDADES DEL TUBO DIRECCIONADOR	39
4.1.1 Relación de revoluciones	41
4.2 Cálculo de longitudes de cadenas	45
4.2.1 Cálculos de la cadena 1	46
4.2.2 Cálculos de la cadena 2	47
4.2.2.1 Accesorio de la cadena	49
4.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA	49
4.3.1 Análisis de fuerzas, diagramas de momento y cortante plano xz	55
4.3.2 Análisis de fuerzas, diagramas de momento y cortante plano yz	56
4.4 ARADO DE DISCO	60
4.4.1 Ruedas tapadoras y rodillos pisadores de tierra	63
4.5 DISEÑO DE EJES	63
4.5.1 Fuerza ejercida por elementos de potencia al eje.	67
4.5.2 Cálculo de los diámetros del eje principal	72
4.5.2.1 Estrías	73
4.5.2.2 Soportes y rodamientos eje 1	80
4.5.3 Calculo de los diámetros eje 2	84

4.5.3.1 Soportes y rodamientos eje 2	94
4.5.4 Calculo de los diámetros eje 3	97
4.5.4.1 Soportes y rodamientos eje 3	104
4.6 PALANCA DE DESPLAZAMIENTO DE LA CATARINA D	106
4.7 TUBO DIRECCIONADOR	107
4.8 SOLDADURA	107
5. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	112
5.1 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA	112
5.2 SIMULACIÓN DEL EJE PRINCIPAL	115
6. MANUALES	118
6.1 MANUAL DE INSTALACIÓN	118
6.2 MANUAL DE OPERACIÓN	130
6.2.1 Transporte de la máquina	132
6.2.2 Manual de seguridad	134
6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO	134
6.3.1 Plan de mantenimiento preventivo	134
7. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO	138
8. CONCLUSIONES	143
9. RECOMENDACIONES	144
BIBLIOGRAFÍA	126
ANEXOS	129

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Marco real o cuadrado	20
Imagen 2. Siembra rectangular	21
Imagen 3. Tresbolillo o hexagonal	21
Imagen 4. Tresbolillo irregular	22
Imagen 5. Semillas de moringa	23
Imagen 6. Esquejes de moringa	24
Imagen 7. Plántulas de pino	24
Imagen 8. Plántula de pino sembrada manualmente	25
Imagen 9. Plántula de Ciprés	25
Imagen 10. Plántulas de eucalipto	26
Imagen 11. Plantadora de árboles y clavadora de tutores. Derromero	26
Imagen 12. Plantadora de árboles y clavadora de tutores. Derromero	27
Imagen 13. Plantadora de árboles Mayelu árbol-M100	27
Imagen 14. Elemento perforador	28
Imagen 15. Funcionamiento de la máquina	30
Imagen 16. Estructura funcional	30
Imagen 17. Sistema de catarinas y cadenas	31
Imagen 18. Sistema de retorno rápido	32
Imagen 19. Potencia a partir del movimiento del eje de la maquina	32
Imagen 20. Potencia a partir de un motor eléctrico	33
Imagen 21. TDF del tractor	33
Imagen 22. Esquema del mecanismo de sembrado (medidas en milímetros)	39
Imagen 23. Análisis de velocidades (medidas en milímetros)	40
Imagen 24. Rueda agrícola ref. TS-04 R-1	41
Imagen 25. Campos de aplicación de las transmisiones con cadenas de rodillos	43
Imagen 26. Esquema del sistema de transmisión de potencia y sistema de sembrado	43
Imagen 27. Representacion catarinas	45
Imagen 28. Representación lateral del sistema para el cálculo de distancia entre ejes	45
Imagen 29. Valores de K según sea la cantidad de D	47
Imagen 30. Cadena 2, catarina A Y B. (dimensiones en milímetros)	48
Imagen 31. Esquema del chasis de la máquina	50
Imagen 32. Componentes de la fuerza de tracción ejercida por la rueda aradora	51
Imagen 33. Rueda aradora con brazo	51
Imagen 34. Fuerzas presentes en el elemento más crítico de la estructura	52
Imagen 35. Cargas plano XZ	53
Imagen 36. Cargas plano XY	54
Imagen 37. Análisis de fuerzas plano XZ	55

Imagen 38. Representación de la fuerza distribuida en una puntual	55
Imagen 39. Diagrama de momento y cortante plano XZ	56
Imagen 40. Plano XY	56
Imagen 41. Diagrama de momento y cortante plano XY	57
Imagen 42. Dimensiones del perfil seleccionado (medidas en cm)	58
Imagen 43. Catálogo perfil cuadrado	59
Imagen 44. Lamina de alfajor grabada en alto relieve en forma de lágrima	60
Imagen 45. Sistema de arado y gato	61
Imagen 46. Vista lateral sistema de	61
Imagen 47. Rodamiento estándar de disco arador	62
Imagen 48. Ensamble a brazo porta-disco	62
Imagen 49. Resistencia de rodadura	63
Imagen 50. Valores de coeficiente de rodadura para diferentes suelos	64
Imagen 51. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión	65
Imagen 52. Lista de factor de material C_m según el tipo de material	65
Imagen 53. Factor de confiabilidad C_r	66
Imagen 54. Factor de tamaño C_s	66
Imagen 55. Representación de la catarina D y las fuerzas ejercidas	67
Imagen 56. Representación del eje principal	68
Imagen 57. Representación de las fuerzas sobre el eje	69
Imagen 58. Análisis de las cargas del eje principal plano YZ	69
Imagen 59. Análisis de las cargas del eje principal plano XZ	70
Imagen 60. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano YZ	71
Imagen 61. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ	72
Imagen 62. Estría con ajuste lateral	74
Imagen 63. Estría con ajuste del diámetro mayor	74
Imagen 64. Cubo de rueda METZGER N2589	75
Imagen 65. Representación de perfil y cotas del cubo de rueda	76
Imagen 66. Pasos diametrales estándar para estrías	76
Imagen 67. Longitud de par torcional, lb*in, por pulgada de longitud de estría	77
Imagen 68. Diámetros estandarizados a valores comerciales nominales eje 1	78
Imagen 69. Eje 1 (medidas en in)	79
Imagen 70. Tuerca almenada	79
Imagen 71. Especificaciones tuerca almenada	79
Imagen 72. Pasador de aletas	80
Imagen 73. Pasador de aletas	80
Imagen 74. Dimensiones conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) 1 eje 1	81
Imagen 75. Especificaciones conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) 1 eje 1	82
Imagen 76. Montaje conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) 1 eje 1	82
Imagen 77. Dimensiones conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento (YAR 211-200-2F) 2 eje 1	83
Imagen 78. Especificaciones conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento	

(YAR 211-200-2F) 2 eje 1	83
Imagen 79. Montaje conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento (YAR 211-200-2F) 2 eje 1	84
Imagen 80. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión	85
Imagen 81. Lista de factor de material C_m según el tipo de material	85
Imagen 82. Factor de confiabilidad C_r	86
Imagen 83. Factor de tamaño C_s	86
Imagen 84. Representación de la catarina C y las fuerzas ejercidas	87
Imagen 85. Representación de la catarina B y las fuerzas ejercidas	88
Imagen 86. Representación del eje 2	89
Imagen 87. Representación de las fuerzas sobre el eje	89
Imagen 88. Análisis de las cargas del eje 2 plano YZ	90
Imagen 89. Análisis de las cargas del eje principal plano XZ	90
Imagen 90. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano YZ	92
Imagen 91. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ	92
Imagen 92. Diámetros comerciales nominales eje 2 (medidas en in)	94
Imagen 93. Dimensiones conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) 2 eje 2	95
Imagen 94. Especificaciones conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) 2 eje 2	95
Imagen 95. Montaje conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) 2 eje 2	95
Imagen 96. Dimensiones conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) 2 eje 2	96
Imagen 97. Especificaciones conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) 2 eje 2	97
Imagen 98. Montaje conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) 2 eje 2	97
Imagen 99. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión	98
Imagen 100. Lista de factor de material C_m según el tipo de material	98
Imagen 101. Factor de confiabilidad C_r	99
Imagen 102. Factor de tamaño C_s	99
Imagen 103. Representación de la catarina A y las fuerzas ejercidas	100
Imagen 104. Representación del eje 2	101
Imagen 105. Representación de las fuerzas sobre el eje	101
Imagen 106. Análisis de las cargas del eje 2 plano YZ	102
Imagen 107. Análisis de las cargas del eje principal plano XZ	102
Imagen 108. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano YZ	103
Imagen 109. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ	103
Imagen 110. Diámetros eje 3 (medidas en in)	104
Imagen 111. Indicaciones rodamiento 1 (RLS102Z) eje 3	105
Imagen 112. Indicaciones rodamiento 1 (RLS102Z) capacidad eje 3	105
Imagen 113. Palanca de desplazamiento	106
Imagen 114. Funcionamiento de la	106
Imagen 115. Tubo direccionador de plantas	107

Imagen 116. Punto de soldadura crítica	108
Imagen 117. Soldadura sometida a cargas de arrastre y de peso (medidas en mm)	108
Imagen 118. Factor geométrico para el análisis de soldaduras	109
Imagen 119. Suma vectorial de las cargas	110
Imagen 120. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras	111
Imagen 121. Tamaños mínimos de cordón para placas gruesas	111
Imagen 122. Garganta cordón de chaflán	111
Imagen 123. Cargas aplicadas para la simulación de la estructura	113
Imagen 124. Resultados de esfuerzo Von Mises de la estructura	114
Imagen 125. Resultados de desplazamiento de la estructura	114
Imagen 126. Cargas aplicadas para la simulación eje principal	115
Imagen 127. Resultados de esfuerzo Von Mises eje principal	116
Imagen 128. Resultados de desplazamiento eje principal	117
Imagen 129. Numeración de piezas del chasis	119
Imagen 130. Vista isométrica del chasis	119
Imagen 131. Elementos soldados a la estructura	120
Imagen 132. Placa soldada al chasis	121
Imagen 133. Eje principal, rodamientos, catarina y cubos de rueda	121
Imagen 134. Ensamble del eje principal	122
Imagen 135. Anclaje de las llantas	122
Imagen 136. Ensamble de las ruedas que empujan la tierra y rodillos que la pisan	123
Imagen 137. Ensamble del paral	123
Imagen 138. Eje 2, soporte de rodamientos, rodamientos y catarinas B y C	124
Imagen 139. Ensamble eje 2	124
Imagen 140. Ensamble eje 3	125
Imagen 141. Sistema de transmisión del movimiento	125
Imagen 142. Tubo direccionador	125
Imagen 143. Ensamble tubo direccionador	126
Imagen 144. Ensamble del marco para el seguidor del tubo direccionador	126
Imagen 145. Ensamble gato hidráulico y rueda aradora	127
Imagen 146. Enganche para la palanca	127
Imagen 147. Palanca para el desplazamiento de la catarina	127
Imagen 148. Seguro de palanca	128
Imagen 149. Ensamble del techo de la maquina	128
Imagen 150. Ensamble de la barrera de seguridad	129
Imagen 151. Ensamble de la silla y guarda cadenas	129
Imagen 152. Ensamble general	130
Imagen 153. Accionamiento gato hidráulico	130
Imagen 154. Movimientos de seguro y palanca	131
Imagen 155. Movimiento de la catarina D	131
Imagen 156. Posición final del seguro	131
Imagen 157. Introducción de la planta	132

Imagen 158. Posición del seguro	132
Imagen 159. Elevación disco arador	133
Imagen 160. Elevación de ruedas tapadoras y pisadoras de tierra	133
Imagen 161. Posición del tubo direccionador	133
Imagen 162. Puntos de lubricación	136
Imagen 163. Puntos de lubricación inferiores	136
Imagen 164. Punto de lubricación disco	137
Imagen 165. Punto de lubricación disco pisadores	137

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Ponderación de los criterios de selección	36
Cuadro 2. Rating de satisfacción para el Sistema de desplazamiento del tubo direccionador.	36
Cuadro 3. Rating de satisfacción para la fuente de potencia.	37
Cuadro 4. Score Sistema de desplazamiento del tubo direccionador	38
Cuadro 5. Score para la fuente de potencia	38
Cuadro 6. Especificaciones rueda agrícola ref. TS-04 R-1	42
Cuadro 7. Dimensiones calculadas y estandarizadas de las catarinas	44
Cuadro 8. Especificaciones cadenas	48
Cuadro 9. Especificaciones crane jacks	62
Cuadro 10. Propiedades del material y la estructura	112
Cuadro 11. Descripción del enmallado	112
Cuadro 12. Esfuerzo elemento nodal (valores en Mpa)	113
Cuadro 13. Esfuerzo elemento nodal (valores en Mpa)	116
Cuadro 14. Elementos soldados a la estructura	120
Cuadro 15. Componentes en el eje principal	122
Cuadro 16. Componentes en el eje 2	124
Cuadro 17. Periodos de lubricación y lubricantes	135
Cuadro 18. Costos de la máquina (pesos colombianos)	139
Cuadro 19. Costos	139
Cuadro 20. Costos de investigación	141
Cuadro 21. Costo total del proyecto	141

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Cotización conjunto soportes y rodamientos	149
Anexo B. Especificaciones rodamiento 1 eje 1	151
Anexo C. Especificaciones rodamiento 2 eje 1	153
Anexo D. Especificaciones rodamiento 2 eje 2	155
Anexo E. Catalogo lamina de alfajor	157
Anexo F. Tabla de momentos de empotramiento para piezas de J Cte.	159
Anexo G. Ficha técnica tractor 6125D	161
Anexo H. Planos de diseño	163

RESUMEN

Inicialmente se investigó y se encontró que la siembra de árboles en el país se hace manualmente y la maquinaria especializada que agiliza estos procesos, se encuentra en otros países, donde su importación resulta ser muy costosa. De acuerdo con parámetros de siembras establecidos se propusieron 3 alternativas de diseño y se valoraron mediante el método de evaluación Scoring.

Una vez seleccionado una de las 3 alternativas de diseño, se procedió a calcular todos los detalles de la máquina, se seleccionaron los materiales y dimensiones de acuerdo a los esfuerzos actuantes sobre las piezas, se realizó un análisis del eje principal y la estructura por medio de un software que emplea un método por elementos finitos, se realizaron los planos, se elaboraron los manuales de montaje, operación, mantenimiento y seguridad de la máquina, con sus respectivas recomendaciones y aspectos a tener en cuenta. Por último, se evaluó financieramente el proyecto con el fin de conocer el costo de fabricación e investigación para la realización de la máquina, determinando de esta manera que el proyecto resulta ser viable financieramente.

PALABRAS CLAVE: Árboles, Siembra, Diseño, Máquina.

INTRODUCCIÓN

La tala indiscriminada de árboles ha traído problemas ambientales como la sequía de ríos, extinción de especies animales y vegetales, cambios drásticos en el clima, desertización, aumento del efecto invernadero, entre otros. Por lo que se han generado planes y campañas de siembras de grandes terrenos, donde se requiere una gran cantidad de tiempo y personal que podría desarrollar otros procesos de restablecimiento ambiental.

El mayor problema de estos planes de siembra, es el tiempo dedicado en el proceso de siembra, además de ser un trabajo arduo. Si a este inconveniente se le encuentra una solución práctica, se puede evitar el deterioro físico de los trabajadores, además de hacer una gran contribución al medio ambiente.

Las plantas que se determinaron para realizar las siembras son Eucalipto, Pino, Moringa y Ciprés. Son plantas que cumplen con los mismos parámetros de siembra, además son comerciales y medicinales.

Para llevar a cabo el proyecto denominado “DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA SIEMBRA DE ÁRBOLES”, se programan los siguientes objetivos:

- ❖ Evaluar la situación actual para la plantación de árboles
- ❖ Parametrizar las variables involucradas en el sistema
- ❖ Plantear las alternativas de diseño
- ❖ Diseñar la máquina sembradora
- ❖ Analizar por elementos finitos los componentes críticos
- ❖ Realizar planos de diseño
- ❖ Realizar el manual de operación y montaje
- ❖ Evaluar financieramente el proyecto

El proyecto involucra el diseño de una máquina automatizada para la siembra de árboles en terrenos planos. Se calculará la cantidad de árboles a sembrar por unidad de tiempo. No se construirá la máquina y no se diseñará para todo tipo de árboles.

Para el desarrollo del proyecto se inicia por realizar la investigación y diagnóstico del proceso de siembra de árboles que actualmente se realiza en el campo de la

forestacion en Colombia, de la misma manera se analiza y cuantifican factores como la eficiencia del proceso actual y peligros a los que estan expuestos los trabajadores.

Se realizan consultas en bibliotecas y a los orientadores del proyecto de grado para corroborar los datos obtenidos mediante la investigacion.

Posteriormente se establecen los parámetros básicos y requerimientos funcionales de la máquina, teniendo en cuenta todas aquellas variables como lo son: El terreno de aplicación, capacidad a soportar, dimensión y requerimientos de siembra de los árboles que se van a plantar.

Habiendo hecho el diagnóstico del proceso actual de siembra en Colombia y teniendo como base los requerimientos mínimos que deben tenerse en cuenta para el diseño detallado de la máquina de sembrado, se plantean posibles alternativas de solución, para así poder escoger la más adecuada por medio de la herramienta de selección de alternativas Scoring.

Para finalizar, se realiza el diseño detallado de la máquina, teniendo en cuenta las limitaciones y variables que fueron abordadas por medio de las distintas ramas de la ingeniería involucradas en el Proyecto, posteriormente por medio de una simulación por elementos finitos se analizan los componentes críticos de la máquina, de igual manera se realizaran los planos de diseño y manuales de operación y realizara una evaluación financiera del Proyecto para determinar su viabilidad.

1. EVALUACIÓN DE LA PLANTACIÓN DE ÁRBOLES

Los cultivos se han caracterizado a través de la historia, como una fuente de alimento o fuente de recursos naturales. Muchos cultivos se desarrollaron y otros nuevos los creó el hombre. Entre los nuevos cultivos se encuentra uno que es para la venta de oxígeno, el cual consiste en sembrar árboles con alta capacidad de captación de dióxido de carbono (CO₂), para eliminar y limpiar la atmósfera de este gas de efecto invernadero. Para estos cultivos, es necesario tener un gran número de árboles por hectárea y realizar una siembra de forma rápida y sencilla.

En la siembra de árboles hay que tener en cuenta diferentes factores como la forma de siembra, su cuidado, el terreno, las podas, el control de plagas y enfermedades, entre otros. Estos aspectos generales tienen gran importancia en todas las plantaciones porque son la base de datos e información que caracteriza cada una de ellas. Todas las especies de plantación tienen diferentes requerimientos, pero pocas especies muestran el mismo patrón en la forma de siembra.

Cada árbol posee las siguientes exigencias para su siembra:

Morfología y taxonomía

Los ejemplares poseen información taxonómica como: familia, especie y género. En la parte morfológica se encuentra la forma y tamaño de la planta, fruto, flor, forma de sus hojas y su sistema radicular.

Requerimientos edafológicos e hídricos

Los árboles tienen características específicas para su desarrollo. Las exigencias de cada cultivo son muy amplias, necesitan de suelos que permitan su progreso radicular, absorción de nutrientes, nivel de acidez (pH), la precipitación, la humedad relativa, presión atmosférica, temperatura, intensidad de luz solar, altitud, vientos, entre otras.

Establecimiento del huerto

Para el establecimiento del huerto se deben tener presente dos grupos de selección y planificación: Estable y Variable.

La selección estable relaciona lo referente al medio ambiente (clima, suelo, etc.) y al planteamiento del huerto (patrón escogido, variedad seleccionada, densidad de la plantación etc.).

La selección variable relaciona las condiciones que están sujetas a posibles cambios y que obedecen a razones de tipo económico.

Elementos para la planificación del huerto

Un huerto debe planificarse teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- ❖ Las características físicas y químicas del terreno, la topografía del mismo y las vías de acceso, como requerimientos mínimos.
- ❖ La selección de especies y variedades, las cuales se reflejan en la demanda por una variedad determinada, en los diferentes mercados cambiantes.
- ❖ Selección del patrón adecuado, para esto se deben tener en cuenta varios elementos como, las condiciones del clima y suelo y las variedades a implantarse, entre otros.
- ❖ La distribución cuidadosa de acceso a cualquier lugar del huerto, teniendo en cuenta que este solo debe ocupar el 10% de su área.
- ❖ Las maquinarias e implementos que son muy importantes para una eficacia en el desarrollo de la siembra.

Factores de plantación

La densidad de la plantación es uno de los factores más importantes, ya que ésta indica la distancia entre hileras.

Las medidas entre plantas e hileras varían según el clima, el suelo, la variedad de la planta, el ciclo de vida productiva y los recursos técnicos y económicos disponibles.

El clima, con factores como la precipitación, la temperatura, la luz solar, la humedad del aire y el viento, influye en la velocidad de crecimiento y por consiguiente en el tamaño de las plantas.

La conformación del suelo afecta directamente al sistema radical, el cual depende de su constitución genética. Las condiciones del suelo influyen en su distribución y formación.

La disponibilidad de recursos económicos y el grado de conocimiento técnico acerca del manejo del cultivo son factores importantes para seleccionar la densidad de la población.

Patrón de plantación

Los sistemas tradicionales de plantación empleados para los cultivos son: el marco real o cuadrado, tresbolillo o hexagonal y rectangular.

❖ El marco real o cuadrado

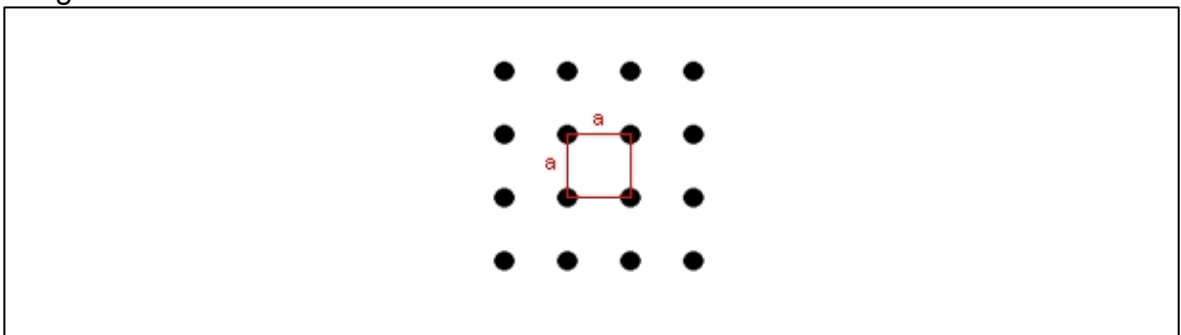
Consiste en plantar los árboles en líneas rectas, permitiendo que la distancia entre hileras sea igual.

La posición de cada 4 plantas configura un cuadrado de lado “a” que se repite en toda la superficie de la plantación.

La densidad de plantación (DP) que se logra es:

$$DP=10.000 / (a \times a)$$

Imagen 1. Marco real o cuadrado



Fuente: Agronotas. Tipos de plantaciones. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

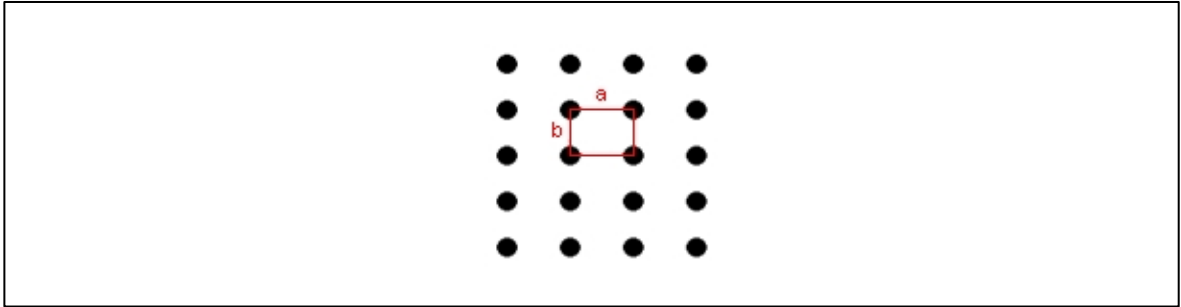
❖ Rectangular

La distancia entre hileras es mayor que la distancia entre plantas. Para determinar el número de árboles que se pueden plantar en una hectárea, la ecuación es la siguiente.

$$DP=10.000 / (a \times b)^1$$

¹ Tipos de plantaciones. Carlos José Rubio. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

Imagen 2. Siembra rectangular



Fuente: Agronotas. Tipos de plantaciones. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

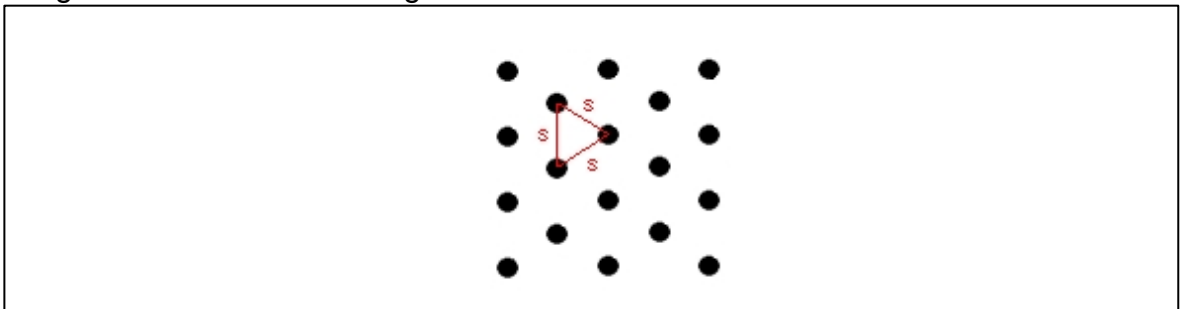
Para los sistemas tradicionales de plantación, cuadrado y rectangular, la forma de sembrar los árboles, puede ir en cualquier sentido, es decir, de forma vertical u horizontal, siempre y cuando el ancho del vehículo que halle la máquina sembradora de árboles, no exceda los 6 metros; esto permitirá que el vehículo no pise las plantas que ya ha sembrado o sembrará posteriormente.

❖ Tresbolillo o hexagonal.

Este método se fundamenta en sembrar los árboles formando triángulos equiláteros; de esta forma se logra un 15% más de plantas sembradas por superficie. Para determinar el número de plantas (NP), se emplea la siguiente ecuación.

$$DP=10.000/ (0,866 \times s \times s)^2$$

Imagen 3. Tresbolillo o hexagonal



Fuente: Agronotas. Tipos de plantaciones. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

Para este método, el vehículo que halle la máquina sembradora de árboles en sentido vertical, tendrá un ancho máximo permitido de 5,2 metros y de 3 metros en sentido horizontal.

² Tipos de plantaciones. Carlos José Rubio. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

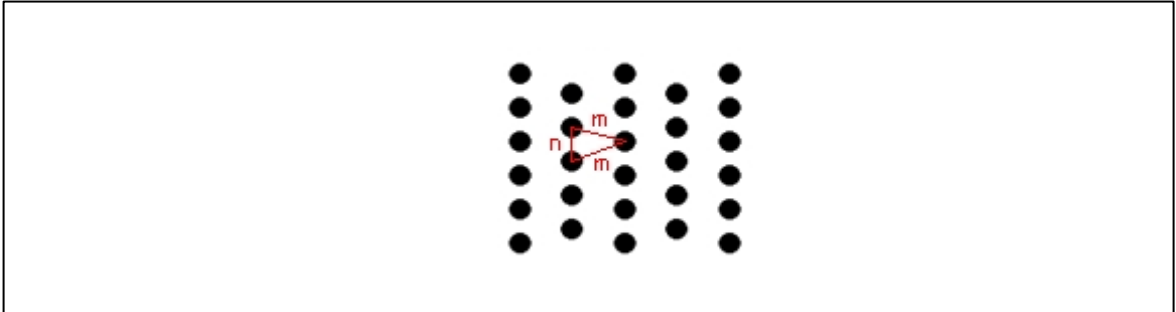
❖ Tresbolillo irregular

Consta de cada 3 plantas que conforman un triángulo isósceles de lados "m" y "n".

La densidad de plantación:

$$DP=10.000/ (m \times n)^3$$

Imagen 4. Tresbolillo irregular



Fuente: Agronotas. Tipos de plantaciones. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

En sentido vertical, el ancho máximo permitido del vehículo de arrastre debe ser de 6 metros y para el sentido horizontal 3 metros.

1.1 ASPECTOS TÉCNICOS PARA LA SIEMBRA

En condiciones adecuadas, la siembra de árboles es considerada una actividad por medio de la cual se buscan diversos objetivos tales como restaurar tierras dañadas o maltratadas, obtener madera, medicinas y alimentos.

Actualmente en Colombia existen diversas técnicas para llevar a cabo la siembra de diferentes especies de árboles:

- ❖ Sembrar semillas o gajos (cortes de árbol) directamente en el suelo.
- ❖ Recoger y trasplantar brotes silvestres
- ❖ Hacer crecer las semillas en un vivero y luego trasplantarlas al suelo.

Todas estas técnicas son realizadas manualmente para la moringa, el eucalipto, el ciprés y el pino, lo cual genera un trabajo bastante arduo y es posible que no se

³ Tipos de plantaciones. Carlos José Rubio. Disponible en: http://www.agronotas.es/A55CA3/Agronotas.nsf/titulo/tipos_plantaciones

cuenta con la seguridad adecuada al momento de realizar el proceso de sembrado. Los trabajadores deben hacer un gran esfuerzo transportando las plántulas y cavando los agujeros, además se exponen prolongadamente a la radiación solar lo cual está comprobado que aumenta las probabilidades de presentar problemas en la salud y la manipulación de las herramientas usadas en la siembra de árboles por largos lapsos de tiempo puede generar dolencias en las extremidades superiores de los trabajadores.

Cuando se requiere una siembra significativa de árboles, este método resulta bastante ineficiente, ya que depende de las características físicas y emocionales de cada uno de los trabajadores.

1.1.1 Moringa. El árbol de moringa no exige una técnica específica de siembra, este puede ser sembrado con semilla haciéndolas germinar. También puede ser plantado a partir de un esqueje o rama cortada de otro árbol de Moringa o simplemente sembrar las plántulas.

Para realizar una plantación masiva de moringa esta se debe hacer 3 X 3 lo que quiere decir que la distancia entre cada árbol y cada hilera debe ser de 3 metros obteniendo así aproximadamente 1.111 árboles por hectárea.

La profundidad del hoyo para sembrar esquejes de moringa debe ser alrededor de un tercio de la longitud del gajo. El mismo caso presentan las plántulas (es decir, que si la plántula o el gajo mide 90 centímetros la profundidad del hoyo debe ser de 30 centímetros).

Imagen 5. Semillas de moringa



Fuente: <http://moringaparaadelgazar.com/arbol-de-moringa-cultivo-casa/>

El proceso que se lleva a cabo tanto para la siembra de la semilla como para los gajos y las plántulas es actualmente realizado a mano, en el caso de la siembra del árbol ya germinado un trabajador planta en promedio 250 árboles en una jornada de trabajo equivalente a 8 horas al día.

Imagen 6. Esquejes de moringa



Fuente: ABC color. Producción de moringa. Disponible en: <http://www.abc.com.py/articulos/produccion-de-moringa-268324.html>

1.1.2 Pino. El pino es una especie de árbol el cual se puede clasificar en muchas variedades las cuales tienen en común varios parámetros para llevar a cabo una siembra adecuada. Experiencias adquiridas por agricultores y expertos en el tema han demostrado que si se desea realizar una plantación masiva de pinos se aconseja que esta se lleve a cabo sembrando vástagos o plántulas y no la semilla ya que de esta manera se logra obtener una mayor probabilidad de éxito en el cultivo. Para el sembrado del pino se debe cavar un hoyo de entre 10 y 30 cm dependiendo de la altura de la plántula, para luego introducirla, rellenar el hueco con tierra y pisarla suavemente.

Para una siembra intensiva de pinos estos deben ser sembrados a una distancia de 3 m de cada árbol y de cada hilera para garantizar que a través del cultivo fluya la suficiente cantidad de aire y reciba la intensidad adecuada de sol.

Imagen 7. Plántulas de pino



Fuente: SciELO. Efecto de *Trichoderma harzianum* y compost sobre el crecimiento de plántulas de *Pinus radiata* en vivero. Disponible en: http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0717-92002008000100006

Imagen 8. Plántula de pino sembrada manualmente



Fuente: Time. Buscando solución. Disponible en: <http://timerime.com/es/evento/2296497/buscando+solucion/>

1.1.3 Ciprés y Eucalipto. Para el caso del ciprés y el eucalipto se observa la misma situación del pino. Estos cuatro tipos de árboles coinciden en las características como la profundidad del hoyo y también en que deben ser sembrados a una distancia aproximada de 3 metros de cada árbol y de cada hilera, para facilitar la aireación y la entrada del sol al cultivo.

Imagen 9. Plántula de Ciprés



Fuente: Vivero y regalos ecológicos QRO. Ciprés italiano. Disponible en: <http://viveroyregalosecologicos.com.mx/galeria.php?ac=vivero>

Las plántulas de ciprés se consideran adecuadas para sembrar cuando estas alcanzan una altura aproximada de un metro y un tallo de diámetro de 1 a 2 centímetros.

Imagen 10. Plántulas de eucalipto



Fuente: Agro junin. A precios sociales. Disponible en: <http://agrojunin.blogspot.com.co/2012/10/a-precios-sociales-direccion-de.html>

1.2 MÁQUINAS SEMBRADORAS DE ÁRBOLES EN EL MERCADO

Actualmente existe diferentes tipos de máquinas sembradoras de árboles, algunas para especies determinadas y otras para plantaciones en general; también se dividen por la función que cumplen, como por ejemplo el rompimiento de la tierra y el posicionamiento de las plántulas en la tierra. A continuación, se muestran algunas de estas máquinas.

La plantadora de árboles y clavadora de tutores es una máquina de origen española, tiene funcionamiento mecánico y por GPS, lo que le permite adecuarse fácilmente a las necesidades del cliente, tiene un costo aproximado de 60 millones de pesos colombianos, pero si se requiere importarla, los costos de adquisición de la máquina aumentarían drásticamente. Funciona halada por un tractor, por lo tanto, necesita de dos operarios y un tractorista.

Imagen 11. Plantadora de árboles y clavadora de tutores. Derromero



Fuente: Agrotterra. Plantadora de Árboles y Clavadora de Tutores, Marca. Derromero. Disponible en: <http://www.agrotterra.com/p/plantadora-de-arboles-y-clavadora-de-tutores-marca-derromero-3014638/3014638>

La plantadora automática se encuentra ubicada en España, siembra hortícola y otro tipo de plantas, su precio es cerca de los 230 millones de pesos colombianos, requiere mínimo de 4 operarios y un tractor para su desplazamiento.

Imagen 12. Plantadora de árboles y clavadora de tutores. Derromero



Fuente: Agrotterra. Plantadora Automática. Disponible en: <http://www.agrotterra.com/p/plantadora-automatica-11974/11974>

La Mayelu árbol-M100 puede sembrar muchas especies de árboles, se encuentra ubicada en la península Ibérica, tiene un costo alrededor de los 65 millones de pesos colombianos, requiere de un tractor, un tractorista y dos operarios. Su funcionamiento se basa en romper la tierra con un elemento perforador (imagen 14) y el operador deposita la plantula en el agujero.

Imagen 13. Plantadora de árboles Mayelu árbol-M100



Fuente: Manyelu. Plantadora de árboles. Disponible en: http://acceso.siweb.es/content/976497/manylupdf/01_Manylu_Plantadora_de_Arbol_M100.pdf

Imagen 14. Elemento perforador



Fuente: Manyelu. Plantadora de árboles. Disponible en:
<https://www.youtube.com/watch?v=ufe8idojzK4>

2. DISEÑO CONCEPTUAL

Actualmente existen máquinas sembradoras de árboles en países como México, España y Uruguay.

Las plántulas se obtienen de los viveros.

Las mayorías de estas máquinas se caracterizan por tener una fuente de energía externa, como un motor y la toma de energía de un TDF de un tractor; por lo que se requiere gran cantidad de combustible fósil.

La forma de sembrar las plantas con estas máquinas, varía en la perforación del suelo, la distancia entre plantas según su especie y el requerimiento de sembrado. Utilizan mecanismos para transformar el movimiento rotativo del motor en un movimiento intermitente.

Con base en anterior se busca realizar el diseño y modelamiento de una máquina para la siembra de árboles que permita mejorar muchos de los factores que se ven involucrados actualmente en el proceso de siembra.

Según las Guías silviculturales para el manejo de especies forestales con miras a la producción de madera en la zona andina colombiana, las plántulas a sembrar, deben tener de 30 a 50 centímetros de altura y deben ser sembradas con una distancia de planta a planta de 3 metros, a una profundidad de 10 a 30 centímetros. El ancho máximo de la planta es de 5 centímetros y el peso aproximado de cada una es de 0,5Kg.

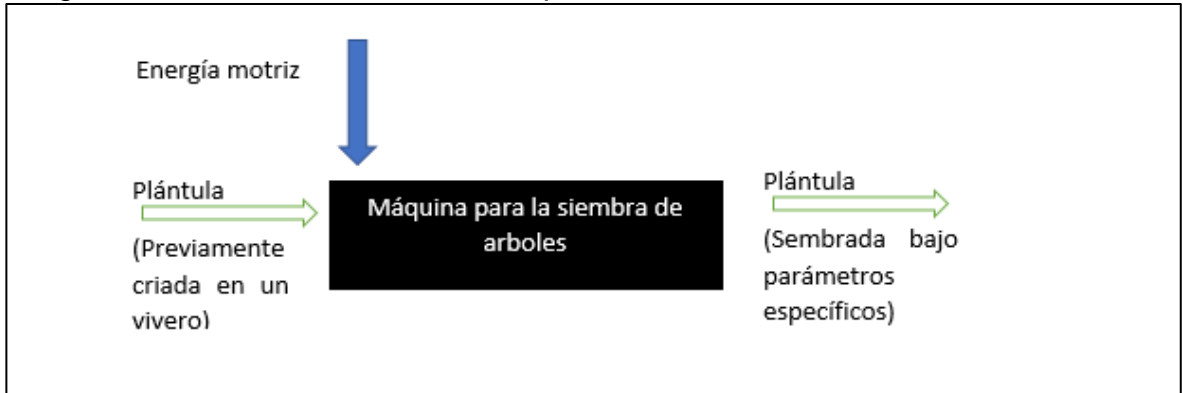
La tierra debe estar previamente arada y preparada para esta operación. Deben ser terrenos planos, es decir, con un ángulo de inclinación casi nulo. Adicionalmente la máquina debe abrir una zanja en la tierra para introducir la planta y posteriormente tapar el tallo de la misma, dando un leve pisado sobre la tierra.

La máquina será ejecutada por un operario, por lo que su operación debe ser fácil y práctica.

2.1 DISEÑO FUNCIONAL

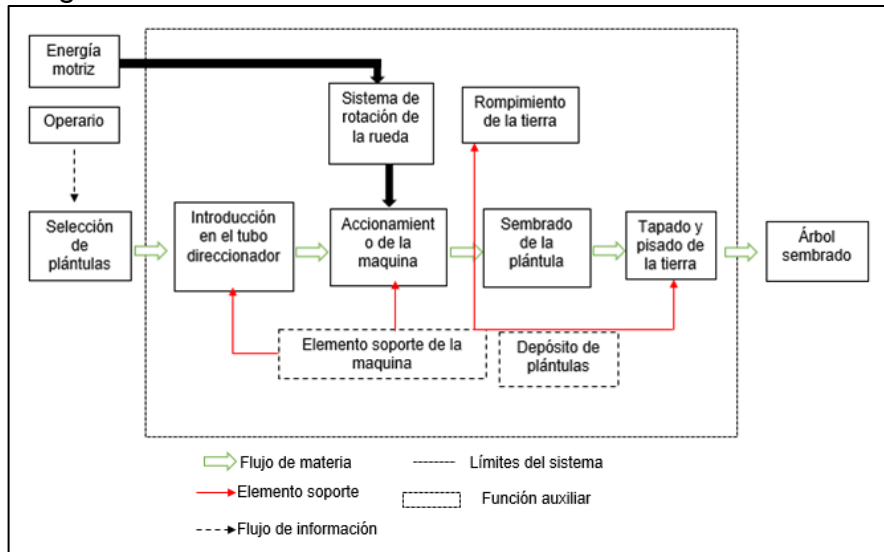
De manera abstracta se da a conocer el funcionamiento de la máquina (imagen 15)

Imagen 15. Funcionamiento de la máquina



Para dar mayor idea y entrar en detalles se muestra la siguiente estructura funcional, donde se explica de forma concisa el funcionamiento de la máquina.

Imagen 16. Estructura funcional



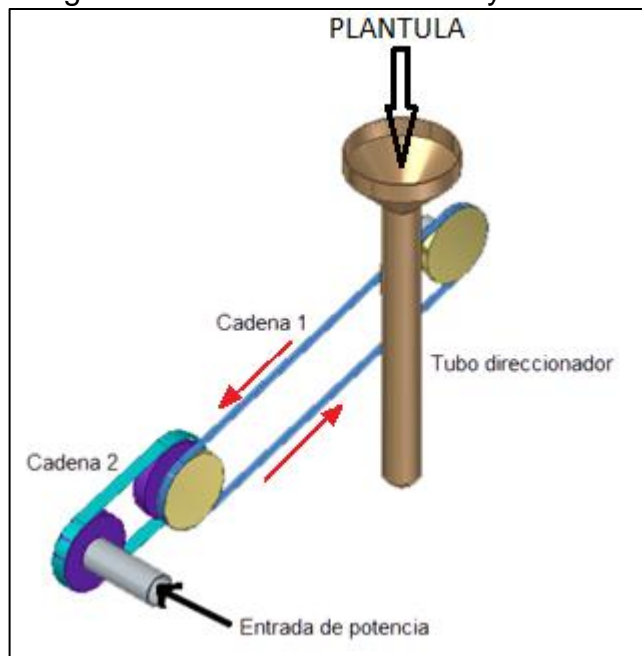
3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

En este capítulo se analizarán diferentes alternativas de diseños para los sistemas de potencia y siembra de la máquina, lo cuales serán evaluados con el método de Scoring para su posterior selección. Método ilustrado en el blog unisistemasoptimo.

3.1 ALTERNATIVAS SIEMBRA

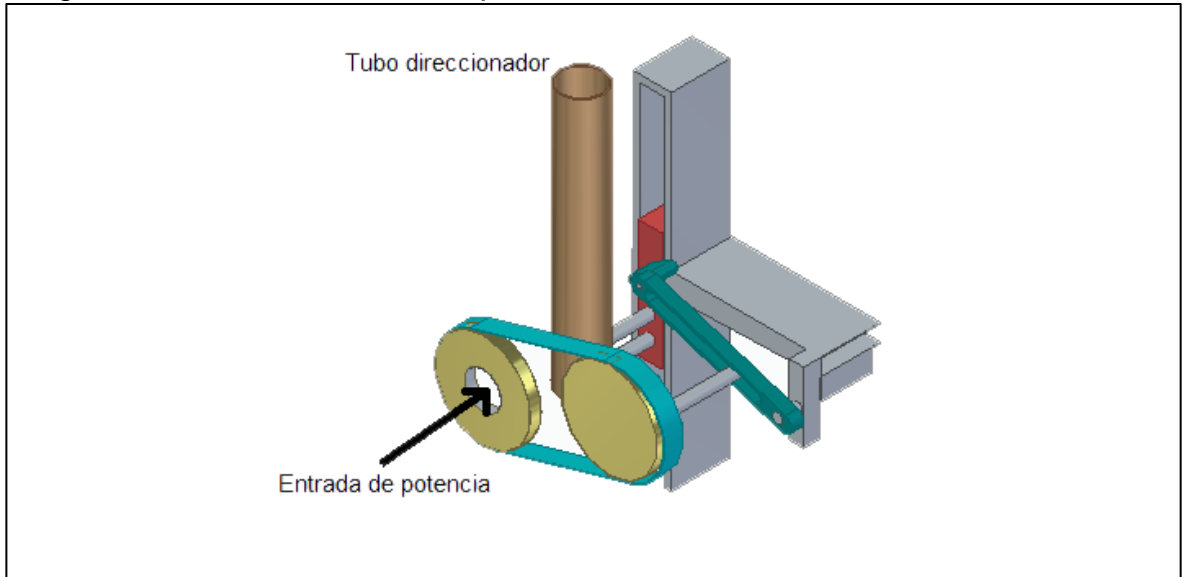
3.1.1 Alternativa 1 Sistema de catarinas y cadenas. El sistema está compuesto por catarinas y cadenas que transmite el movimiento hasta el tubo direccionador que está sujeto a uno de los eslabones de la cadena 1; El sistema tiene un movimiento oscilatorio en dirección diagonal hacia arriba y hacia abajo el cual permite sembrar la plántula de modo que esta no presente problemas en su posición vertical de sembrado.

Imagen 17. Sistema de catarinas y cadenas



3.1.2 Alternativa 2 Sistema de retorno rápido. En este sistema se aplica el concepto de biela manivela para crear un mecanismo de retorno rápido en el cual el movimiento es transmitido inicialmente a través de un sistema de transmisión de potencia hasta un brazo que está anclado al canal de deslizamiento permitiendo un desplazamiento oscilatorio hacia arriba y hacia abajo, logrando así que el tubo direccionador suba y baje para colocar la planta en su lugar de siembra.

Imagen 18. Sistema de retorno rápido

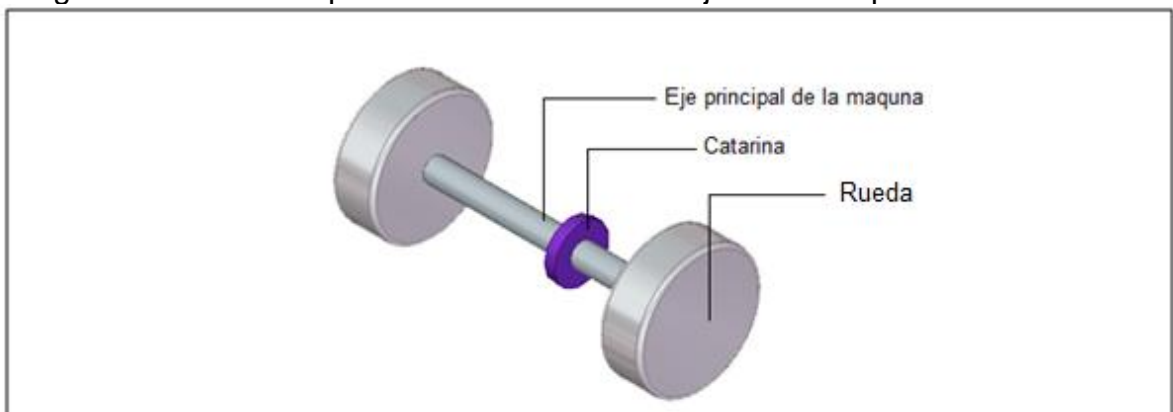


3.2 ALTERNATIVAS PARA LA FUENTE DE POTENCIA

Para la fuente de potencia se establecen 3 posibles alternativas para suministrar al sistema de siembra.

3.2.1 Alternativa 1 Potencia a partir del movimiento del eje de la máquina. Para esta alternativa se realiza una transmisión de potencia partiendo desde el eje de la máquina hasta llegar al tubo direccionador, teniendo en cuenta la relación de velocidades para obtener la velocidad y distancia exacta de siembra.

Imagen 19. Potencia a partir del movimiento del eje de la maquina



3.2.2 Alternativa 2 Motor eléctrico. En esta alternativa se usa un motor eléctrico como fuente de potencia para el movimiento del sistema sembrador, por lo tanto se requiere una caja de velocidades para hacer la adaptación de velocidad requerida para la siembra.

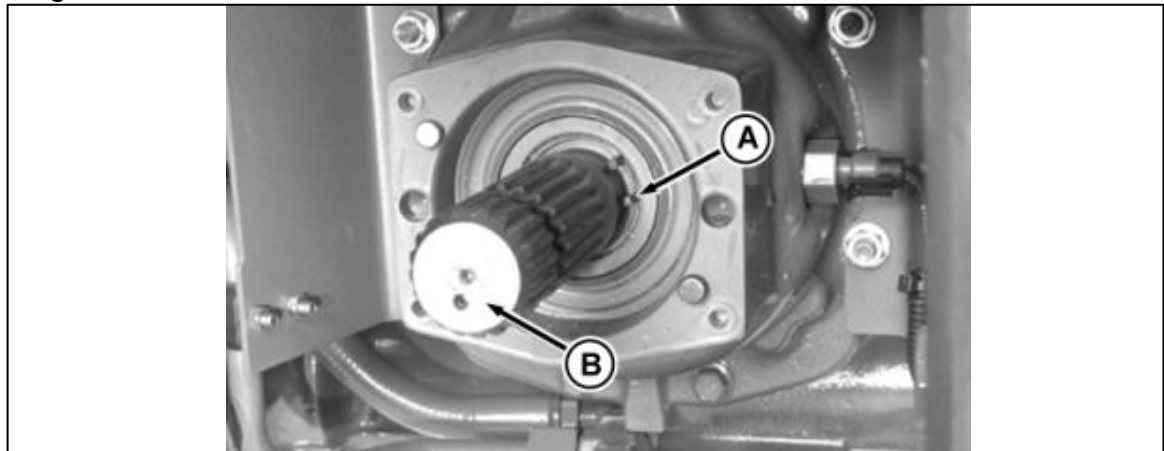
Imagen 20. Potencia a partir de un motor eléctrico



Fuente: Hergoros. El motor eléctrico, su funcionamiento e historia. Disponible en: <http://www.hergoros.com/el-motor-electrico-su-funcionamiento-e-historia/>

3.2.3 Alternativa 3 Toma fuerza del tractor. Finalmente, la última alternativa como fuente de energía es el TDF (toma de fuerza) del tractor, en la cual se requiere únicamente de un tractor para el funcionamiento de la máquina y adicionalmente un convertidor de velocidades. Véase imagen20.

Imagen 21. TDF del tractor



Fuente: http://manuals.deere.com/omview/OMAR178074_63/AG_RX15494_2760_63_24SEP01_1.htm

Donde:

(A) Es el anillo de seguridad que retiene al eje corto del TDF y (B) es el eje corto del TDF.

3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Método de ponderación lineal. Para la selección de la alternativa adecuada de cada uno de los sistemas propuestos, se implementará el método de ponderación lineal (SCORING) el cual es utilizado para identificar la alternativa preferible en un problema de decisión multi-criterio. Las etapas a seguir durante el método son las siguientes:

- ❖ Identificar una meta general del problema.
- ❖ Identificar las alternativas.
- ❖ Listar los criterios a emplear en la toma de decisión.
- ❖ Asignar una ponderación para cada uno de los criterios.
- ❖ Establecer en cuánto satisface cada alternativa a nivel de cada uno de los criterios.
- ❖ Calcular el puntaje para cada una de las alternativas. La alternativa con el puntaje más alto representa la alternativa a recomendar.

Modelo Matemático:

$$S_j = \sum_i W_i r_{ij}$$

W_i = Ponderación para cada criterio

r_{ij} = Rating de la alternativa j en función del criterio i

S_j = Puntaje o Score para la alternativa j

A continuación, se muestran los criterios para cada uno de los subsistemas:

a) Sistema de desplazamiento del tubo direccionador

- ❖ Mantenimiento
- ❖ Costo
- ❖ Tamaño
- ❖ Velocidad de operación
- ❖ Fabricación

b) Fuente de energía

- ❖ Mantenimiento
- ❖ Costo

- ❖ Consumo energético
- ❖ Peso
- ❖ Operabilidad

Definición de cada criterio

Mantenimiento: Este criterio evalúa la complejidad y cantidad de tareas necesarias para desarrollar el mantenimiento.

Costos: Este criterio evalúa la inversión necesaria para la construcción del sistema de siembra y la adquisición de la fuente de potencia.

Tamaño: Este criterio hace referencia al mejor uso del espacio ocupado por el sistema de siembra.

Fabricación: Este criterio evalúa la complejidad de las tareas necesarias para la fabricación del sistema de siembra.

Consumo energético: Este criterio hace referencia y evalúa la cantidad de energía consumida por cada uno de los sistemas de alimentación de potencia.

Peso: Este criterio evalúa la carga adicional que suministra cada uno de los sistemas de alimentación de potencia a la máquina.

Operabilidad: Este criterio evalúa la facilidad con la que se puede arrancar y colocar en neutro el sistema de siembra en cualquier momento.

En este cuadro se muestra la ponderación para cada uno de los criterios de selección en la escala de 1 a 5 puntos.

1 = Muy poco importante.

2 = Poco importante.

3 = Importancia Media.

4 = Algo importante.

5 = Muy importante.

Cuadro 1. Ponderación de los criterios de selección

Sistema de desplazamiento del tubo direccionador		Fuente de potencia	
Criterios	Ponderación W_i	Criterios	Ponderación W_i
Velocidad de operación	5	Consumo energético	5
Mantenimiento	4	Mantenimiento	4
Costos	3	Costo	3
Fabricación	2	Operabilidad	2
Tamaño	1	Peso	1

Luego de esto se establece una evaluación de satisfacción para cada alternativa empleando una escala de 1 a 9.

- | | |
|----------------|-----------------|
| 1 = Extra bajo | 6. = Poco alto |
| 2 = Muy bajo | 7. = Alto |
| 3 = Bajo | 8. = Muy alto |
| 4 = Poco Bajo | 9. = Extra Alto |
| 5 = Medio | |

Se muestran los cuadros de los sistemas con las alternativas y el Rating de satisfacción para cada una de ellas.

Cuadro 2. Rating de satisfacción para el Sistema de desplazamiento del tubo direccionador.

Sistema de desplazamiento del tubo direccionador	Criterios	Retorno rápido biela manivela $ri1$	Catarinas y cadena $ri2$
	Velocidad de operación	5	7
Mantenimiento	6	7	
Costos	6	7	
Fabricación	8	9	
Tamaño	8	7	

Es claro que la velocidad de operación puede ser mayor utilizando el sistema de catarinas y cadenas ya que este permite que el tubo direccionador se desplace en dos sentidos y a la misma velocidad de la máquina, pero en sentido contrario de tal forma que la velocidad relativa sea cero y no haya riesgo de maltratar o dañar la plántula. El sistema de retorno rápido solo permite que el tubo direccionador se desplace sólo en uno de los ejes (hacia arriba y hacia abajo) lo que necesitara un mayor tiempo para realizar el proceso de colocar la planta en el lugar de siembra y garantizar que el tubo no se obstruya con la tierra.

El mantenimiento se puede llevar a cabo de manera sencilla, ambos tienen gran accesibilidad, pero se diferencian en que el sistema de retorno rápido necesita mantenimiento en un periodo más corto que el sistema por catarinas y cadenas ya que éste integra un sistema de desplazamiento por canal lo que hace necesario que esté siendo constantemente lubricado por su gran superficie de contacto entre elementos.

El costo para tener en funcionamiento el sistema de siembra se ve reflejado más alto en el sistema de retorno rápido ya que este no se encuentra en el comercio y debe ser fabricado especialmente para el uso que se le va a dar en la máquina, al contrario del sistema de catarinas y cadenas el cual sus componentes se encuentran estandarizados en el mercado.

En cuanto a la fabricación de los dos sistemas se evidencia que el sistema por catarinas y cadenas se puede construir a partir de elementos que se encuentran estandarizados en el mercado, lo que disminuye su complejidad de construcción un gran margen con respecto al de retorno rápido, en el cual se deben fabricar todas sus piezas.

Cada uno de los sistemas ocupa una superficie considerable donde se podría aprovechar para almacenar un mayor número de plantas. La superficie que ocupa el sistema de retorno rápido es menor al que ocupa del de catarinas y cadenas ya que éste es más compacto y el tubo direccionador solo necesita desplazarse en un sentido.

Cuadro 3. Rating de satisfacción para la fuente de potencia.

	Criterios	Motor eléctrico <i>ri1</i>	Movimiento motriz del eje de la máquina <i>ri2</i>	TDF del tractor <i>ri3</i>
Fuente de potencia	Consumo energético	5	8	8
	Mantenimiento	6	7	6
	Costos	5	8	6
	Operabilidad	9	8	8
	Peso	5	7	5

El consumo energético se ve mayormente reflejado si se utiliza un motor eléctrico para operar el sistema de siembra, ya que éste necesita de una fuente de energía externa como una batería para operar.

Al implementar un motor eléctrico se aumentan los componentes a los que se debe realizar mantenimiento, además para este se debe realizar un mantenimiento

más riguroso y especial, ya que se le debe abrir el motor para realizar una inspección visual de sus componentes.

Al utilizar un motor eléctrico los costos presentados se aumentan, ya que es un componente adicional que se debe adquirir, al contrario del tdf del tractor o el eje de la máquina que ya se encuentran en el sistema.

Con el motor eléctrico se logra una mayor operabilidad, por lo que si se desea detener el sistema de siembra solo habría que oprimir un interruptor que apague el motor. Para realizar la misma tarea y tomando la energía del tdf del tractor o el eje de la máquina implica que el operario desacople manualmente el sistema para que este quede en un estado de neutro.

El peso que genera todo el acoplamiento del tdf al sistema de siembra de la máquina es considerable al igual que el peso que adicionaría el motor eléctrico. Si la energía se toma del eje de la máquina no habrá un peso adicional ya que este hace parte de todo el sistema.

Por último, se calcula el puntaje (Score) mediante la ecuación. Los resultados se muestran en los siguientes cuadros:

Cuadro 4. Score Sistema de desplazamiento del tubo direccionador

	Criterios	Retorno rápido biela manivela $W_i r_i$	Catarinas y cadena $W_i r_i$
Sistema de desplazamiento del tubo direccionador	Velocidad de operación	25	35
	Mantenimiento	24	28
	Costos	18	27
	Fabricación	16	14
	Tamaño	8	7
	Puntaje S_j	91	111

Cuadro 5. Score para la fuente de potencia

	Criterios	Motor eléctrico $W_i r_1$	Movimiento motriz del eje de la máquina $W_i r_2$	TDF del tractor $W_i r_3$
Fuente de potencia	Consumo energético	25	40	40
	Mantenimiento	24	28	24
	Costos	15	24	18
	Operabilidad	18	16	16
	Peso	5	7	5
	Puntaje S_j	87	115	103

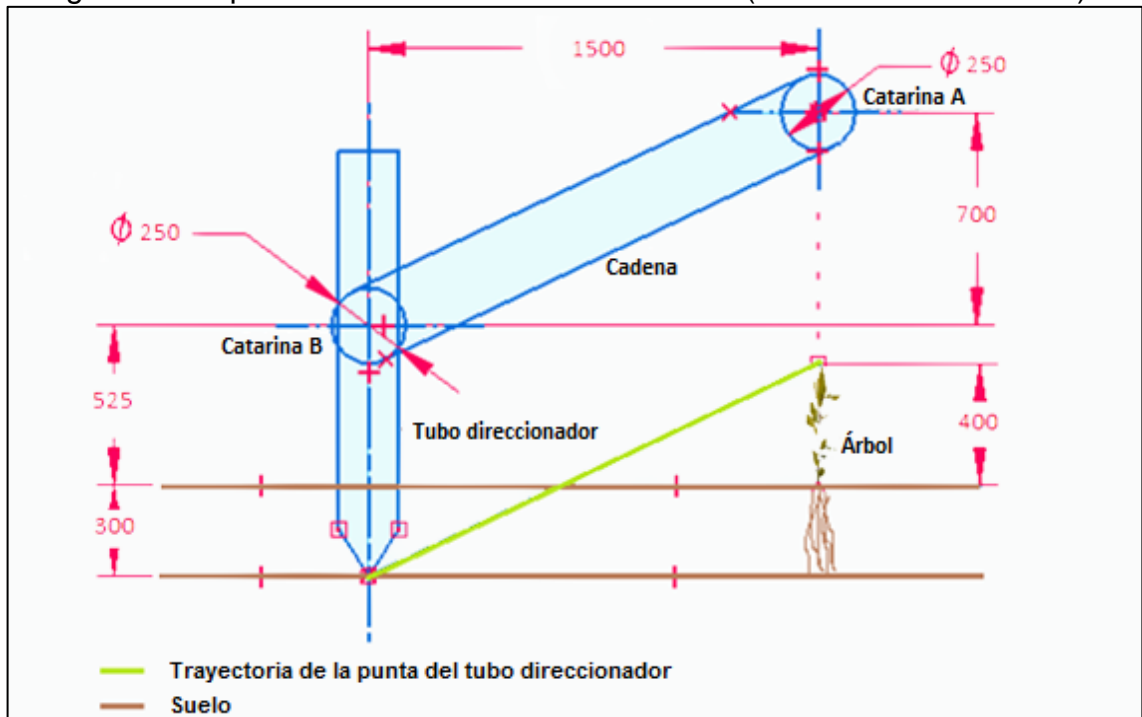
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA SEMBRADORA

En la ponderación y evaluación de cada una de las alternativas se seleccionan las que obtuvieron el mayor puntaje. Para el desplazamiento del tubo direccionador se escoge el sistema de transmisión por cadenas y catarinas y para el sistema de potencia la obtención de la energía a partir del movimiento de las ruedas.

Se realizan los cálculos correspondientes con el fin de obtener los valores y las dimensiones de acuerdo a los parámetros establecidos.

4.1 CÁLCULO DE VELOCIDADES DEL TUBO DIRECCIONADOR

Imagen 22. Esquema del mecanismo de sembrado (medidas en milímetros)

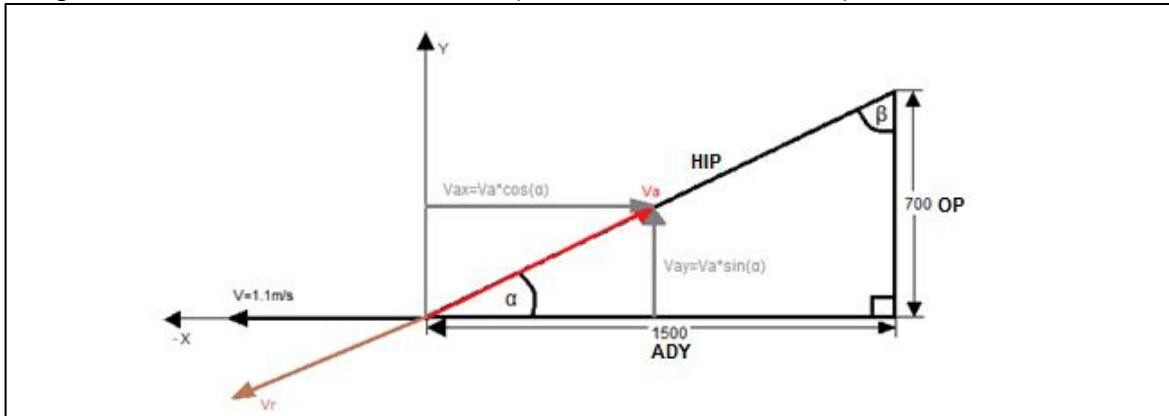


A partir de las medidas conocidas se realizan los cálculos necesarios para hallar la trayectoria recorrida por el tubo en el proceso de sembrado para posteriormente calcular su velocidad.

Se sabe que la velocidad de avance del vehículo que hala la máquina es de $1,1\text{m/s}$, por lo tanto, la velocidad del tubo sembrador debe ser la misma, pero en dirección opuesta, esto garantiza que la planta quede sembrada verticalmente.

La velocidad de siembra parametriza la velocidad del tubo direccionador y las velocidades tangenciales de las catarinas, las cuales se analizan de la siguiente manera:

Imagen 23. Análisis de velocidades (medidas en milímetros)



V_a = Velocidad de avance

V_r = Velocidad de retroceso

V = Velocidad de la máquina

V_{ax} = Componente de V_a en X

V_{ay} = Componente de V_a en Y

$$HIP = \sqrt{ADY^2 + OP^2}$$

$$HIP = \sqrt{(1.500mm)^2 + (700mm)^2} = 1.655,3mm$$

$$V_a = V_r$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{OP}{ADY}\right)$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{700}{1.500}\right) = 25,02^\circ$$

El ángulo α de $25,02^\circ$ se utiliza para calcular la velocidad de avance

$$V_{ax} = V = 1,1m/s$$

$$V_a = \frac{1,1m/s}{\cos(25,02)} = 1,21m/s$$

La velocidad de 1,21m/s es la velocidad de avance y de retroceso del tubo direccionador que está sujeto a la cadena de las catarinas A y B.

4.1.1 Relación de revoluciones. Inicialmente se selecciona un diámetro de paso para las catarinas A y B de 250 mm teniendo en cuenta el diámetro del tubo sembrador que es de 100 mm, y la velocidad tangencial es igual a la velocidad de la máquina 1,1m/s.

Según el libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley para el cálculo de la velocidad tangencial se puede usar la siguiente ecuación de la cual se despeja n para hallar las revoluciones de salida de la máquina.

$$V = \frac{\pi * D * n}{60}$$

Dónde:

V = Velocidad tangencial

D = Diámetro de paso

n = Revoluciones de salida

$$n = \frac{1,21m/s * 60}{\pi * 0,25m} = 92,44 \text{ rpm}$$

Para la máquina se escoge un tipo de rueda agrícola de la empresa MITAS de Medellín - Colombia o una rueda similar, que cuenta con las siguientes especificaciones:

Imagen 24. Rueda agrícola ref. TS-04 R-1



Fuente: Mitas. Productos. Disponible en: <http://www.mitas-tyres.com/es/product/2000061122101/>

Cuadro 6. Especificaciones rueda agrícola ref. TS-04 R-1

Dimensión del neumático	6.00 - 16	Índice de carga / Código de velocidad	79/91 A8
Número de lonas	6 PR	Llanta / Llanta permitida	4,00Ex16 / 4,50Ex16
Ancho de la sección (mm)	360	Diámetro total (mm)	735
Radio estático en carga (mm)	345	Circunferencia de rodadura (mm)	2.160
Peso del neumático (kg)	10	Capacidad de carga nominal (kg)	10
Presión de inflado nominal (bar)	2,8	Sin cámara / con cámara	TT
Cámara / Fondo de llanta	6,00-16	Código EAN	8,59034E+12

Fuente: Mitas. Productos. Disponible en: <http://www.mitas-tyres.com/es/product/2000061122101/>

Para calcular las revoluciones de entrada se tienen en cuenta las dimensiones de la rueda escogida para la máquina.

Se realiza el cálculo del perímetro de la rueda para hallar el tiempo que dura en dar una vuelta a la velocidad de 1,1m/s y posteriormente se calculan los rpm.

$$P = \pi * D$$

Dónde:

P = Perímetro

D = Diámetro exterior de la llanta

$$P = \pi * 735mm = 2.309,07mm$$

$$n2 = \frac{Vt}{P}$$

Dónde:

$n2$ = Revoluciones de entrada

Vt = Velocidad tangencial de las llantas

$$n2 = \frac{1,1m/s * 60s/min}{2,30907m} = 28,58rpm$$

Para la selección del paso de la cadena se escoge 15,875mm o 5/8 in de acuerdo con el rango establecido según el libro Campos de aplicación de las transmisiones con cadenas de rodillos, siendo este un valor adecuado para maquinaria agrícola.

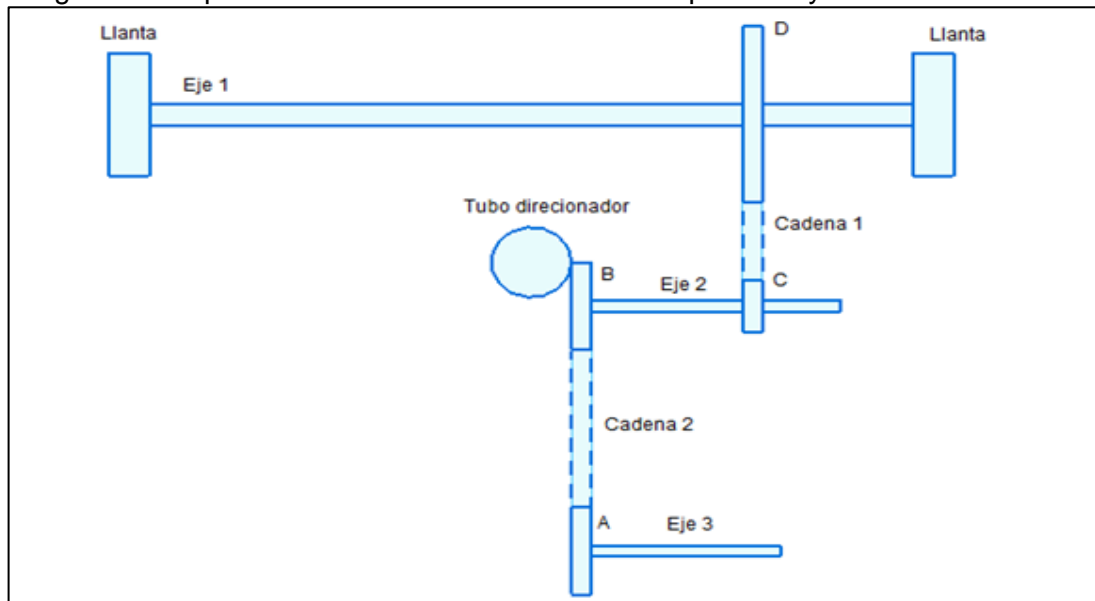
Imagen 25. Campos de aplicación de las transmisiones con cadenas de rodillos

Aplicación	Rango del paso (mm)	Rango de carga límite de la cadena (N)
Motocicletas y bicicletas.	12,700 ... 15,875	7500 ... 20000
Máquinas agrícolas	15,875 ... 41,300	2000 ... 160000
Máquinas para la industria del petróleo.	19,050 ... 63,500	38000 ... 430000
Maquinaria general	8,000 ... 50,800	2000 ... 160000

Fuente: Cadenas de rodillos. Tendencias de desarrollo y dimensionales según normas ISO. M. E. García Domínguez y G. González Rey

Seleccionando algunos de los parámetros anteriormente mencionados, teniendo algunos datos de entrada y otros calculados, se hace una representación del sistema de siembra para dar idea de su esquema y su funcionamiento, con el fin de analizar otras secciones importantes del sistema sembrador para un buen desarrollo del proyecto.

Imagen 26. Esquema del sistema de transmisión de potencia y sistema de sembrado



Según el libro diseño de maquinaria Robert L. Norton cuarta edición, el cálculo para la relación de velocidades se determina de la siguiente manera:

$$n1 = \frac{\text{Catarina conductoraD}}{\text{Catarina conducidaC}} * \frac{\text{Catarina conductoraB}}{\text{Catarina conducidaA}} * n2$$

$$\frac{\text{Catarina conductoraD}}{\text{Catarina conducidaC}} = \frac{\text{Catarina conductoraA}}{\text{Catarina conducidaB}} * \frac{n1}{n2}$$

$$\frac{\text{Catarina conductoraD}}{\text{Catarina conducidaC}} = \frac{250\text{mm}}{250\text{mm}} * \frac{92,74\text{rpm}}{28,58\text{rpm}} = 3,24$$

Para calcular la catarina D se selecciona un diámetro de paso de 80 mm para la catarina C, con el fin de que la relación de transmisión resultante no sea sobredimensionada.

$$\text{Catarina conductora D} = 3,24 * 80\text{mm} = 259,2\text{mm}$$

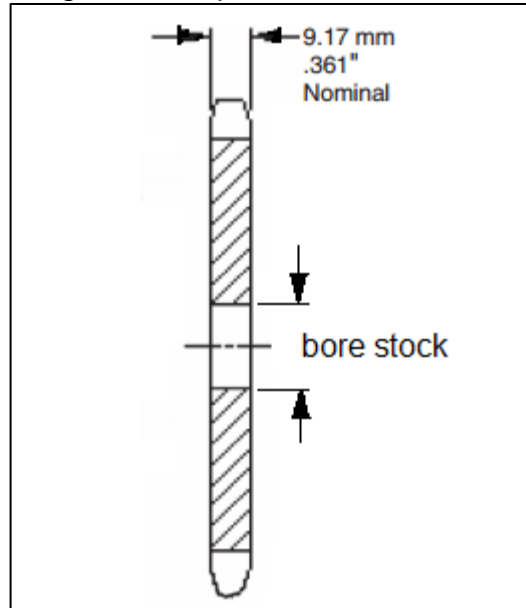
En el siguiente cuadro se muestra las dimensiones calculadas de las catarinas y su respectivo diámetro estandarizado para catarina tipo A No. 50 5/8 según el catalogo SPROCKET & GEAR, INC.

Cuadro 7. Dimensiones calculadas y estandarizadas de las catarinas

Catarina	Numero de dientes	Diámetro calculado cm/in	Diámetro estandarizado (in)	Ancho de diente (in)	Numero de catálogo	Bore stock (Diámetro interno) (mm)	Peso (Kg)
A	50	25/9,425	9,954	0,361	10A50	24	3,22
B	50	25/9,8425	9,954		10A50	24	3,22
C	16	8/3,1496	3,204		10A16	12	0,31
D	52	25,92/10,2047	10,351		10A52	24	3,62

Las catarinas tienen como material el acero SAE 1045, el cual es resistente a la tracción y es el acero más utilizado para catarinas.

Imagen 27. Representación catarinas

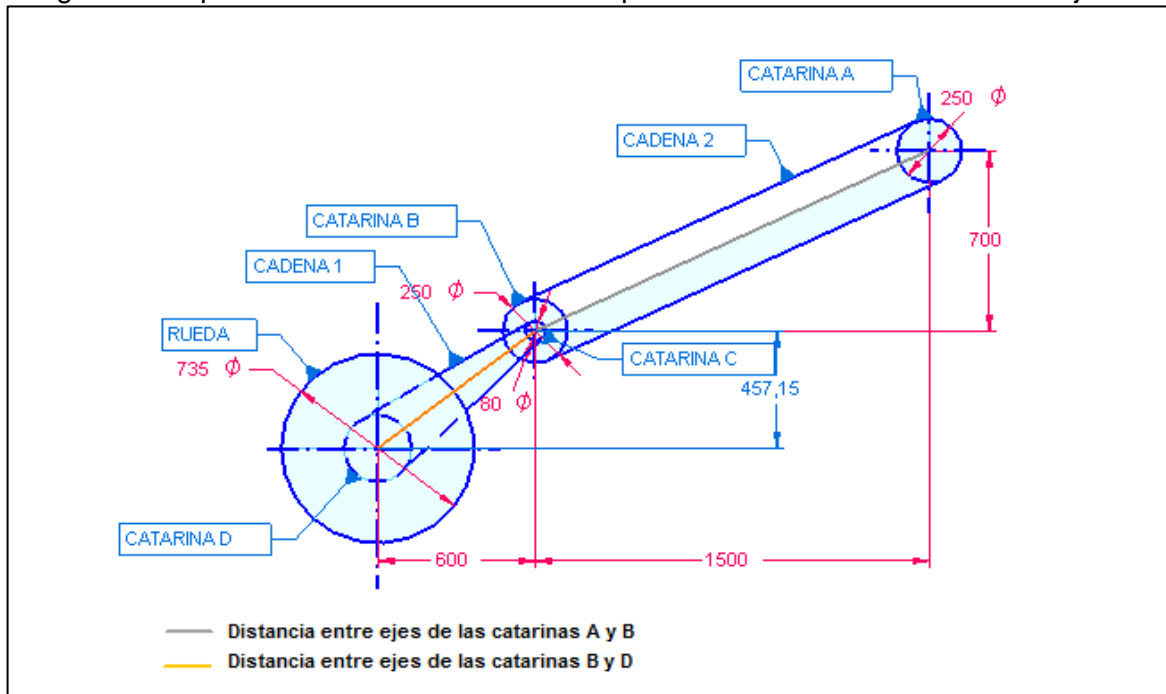


Fuente: Catálogo SPROCKET & GEAR, INC

4.2 Cálculo de longitudes de cadenas

Para la selección de las cadenas y sus respectivos cálculos, se utiliza el catálogo La transmisión de potencia por cadena de rodillos de INTERMEC.

Imagen 28. Representación lateral del sistema para el cálculo de distancia entre ejes



4.2.1 Cálculos de la cadena 1. Se selecciona una cadena estándar de rodillos No. 50 paso 5/8 in.

Datos:

Dientes de la catarina $D = 52$

Dientes de la catarina $C = 16$

Paso de la cadena = $5/8 \text{ in}$

Distancia entre los centros de los ejes = $29,70 \text{ in}$

Cálculos:

$$\# \text{ de eslabones} = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C}$$

C = División de la distancia de los centros de los ejes multiplicado por el paso de la cadena

S = Suma de los dientes de las dos catarinas

D = Resta del número de dientes de la catarina grande menos los de la catarina pequeña

K = Factor que depende del valor de D

$$C = \frac{29,70 \text{ in}}{5/8 \text{ in}} = 47,53$$

$$D = (52 - 16) \text{ dientes} = 36 \text{ dientes}$$

$$S = (52 + 16) \text{ dientes} = 68 \text{ dientes}$$

Imagen 29. Valores de K según sea la cantidad de D

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
1	.03	32	25.94	63	100.54	94	223.82	125	395.79	156	616.44
2	.10	33	27.58	64	103.75	95	228.61	126	402.14	157	624.37
3	.23	34	29.28	65	107.02	96	233.44	127	408.55	158	632.35
4	.41	35	31.03	66	110.34	97	238.33	128	415.01	159	640.38
5	.63	36	32.83	67	113.71	98	243.27	129	421.52	160	648.46
6	.91	37	34.68	68	117.13	99	248.26	130	428.08	161	656.59
7	1.24	38	36.58	69	120.60	100	253.30	131	434.69	162	664.77
8	1.62	39	38.53	70	124.12	101	258.99	132	441.36	163	673.00
9	2.05	40	40.53	71	127.69	102	263.54	133	448.07	164	681.28
10	2.53	41	42.58	72	131.31	103	268.73	134	454.83	165	689.62
11	3.06	42	44.68	73	134.99	104	273.97	135	461.64	166	698.00
12	3.65	43	46.84	74	138.71	105	279.27	136	468.51	167	706.44
13	4.28	44	49.04	75	142.48	106	284.67	137	475.42	168	714.92
14	4.96	45	51.29	76	146.31	107	290.01	138	482.39	169	723.46
15	5.70	46	53.60	77	150.18	108	295.45	139	489.41	170	732.05
16	6.48	47	55.95	78	154.11	109	300.95	140	496.47	171	740.60
17	7.32	48	58.36	79	158.09	110	306.50	141	503.59	172	749.37
18	8.21	49	60.82	80	162.11	111	312.09	142	510.76	173	758.11
19	9.14	50	63.33	81	166.19	112	317.74	143	517.98	174	766.90
20	10.13	51	65.88	82	170.32	113	323.44	144	525.25	175	775.74
21	11.17	52	68.49	83	174.50	114	329.19	145	532.57	176	784.63
22	12.26	53	71.15	84	178.73	115	334.99	146	539.94	177	793.57
23	13.40	54	73.86	85	183.01	116	340.84	147	547.36	178	802.57
24	14.59	55	76.62	86	187.34	117	346.75	148	554.83	179	811.61
25	15.83	56	79.44	87	191.73	118	352.70	149	562.36	180	820.70
26	17.12	57	82.30	88	196.16	119	358.70	150	569.93	181	829.85
27	18.47	58	85.21	89	200.64	120	364.76	151	577.56	182	839.04
28	19.86	59	88.17	90	205.18	121	370.86	152	585.23	183	848.29
29	21.30	60	91.19	91	209.76	122	377.02	153	592.96	184	857.58
30	22.80	61	94.25	92	214.40	123	383.22	154	600.73	185	866.93
31	24.34	62	97.37	93	219.08	124	389.48	155	608.56

Fuente: Catalogo INTERMEC S.A. La transmisión de potencia por cadena de rodillos.

$$K = 32,83$$

Reemplazando en la ecuación

$$\# \text{ de eslabones} = 2(47,53) + \frac{68}{2} + \frac{32,83}{47,53} = 129,75 \text{ eslabones}$$

Aproximado por exceso 130 eslabones.

$$\text{Longitud de la cadena en pulgadas} = 130 * 5/8 \text{ in} = 81,25 \text{ in}$$

$$\text{Longitud de la cadena en metros} = 81,25 \text{ in} * \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ in}} = 2,06 \text{ m}$$

El peso de la cadena seleccionada es de 10.1N/m según el libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley 8 edición tabla 17-19.

$$\text{Peso total de la cadena} = 2,06 \text{ m} * 10,1 \text{ N/m} = 20,81 \text{ N}$$

4.2.2 Cálculos de la cadena 2. Se selecciona una cadena estándar de rodillos No. 50 paso 5/8 in

Datos:

Dientes de la catarina A = 50

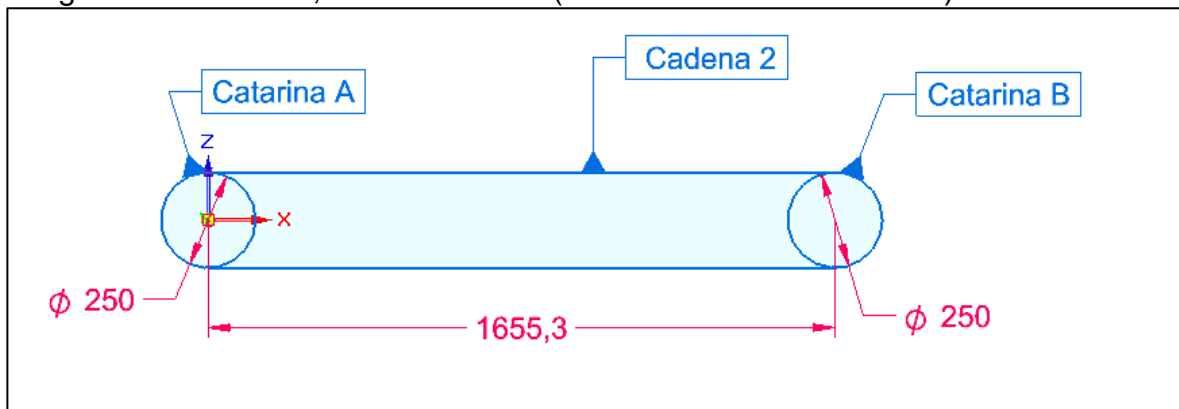
Diámetro de la catarina A= 25cm
 Dientes de la catarina B= 50
 Diámetro de la catarina B= 25cm
 Paso de la cadena = 5/8 in
 Distancia entre los centros de los ejes = 65,17in

$$C = \frac{65,17in}{5/8 in} = 104,27$$

$$D = (50 - 50)dientes = 0$$

En la tabla para de selección del valor K de INTERMEC no se contempla un valor para D=0 entonces el cálculo se realiza analíticamente.

Imagen 30. Cadena 2, catarina A Y B. (dimensiones en milímetros)



$$Longitud\ de\ la\ cadena = 65,17in * 2 + \pi * 9,54in = 161,61in = 410,49cm$$

Por criterios de diseño de cadenas la longitud obtenía se aumenta hasta 411cm para evitar tensión en ambos lados de la cadena.

$$Peso\ total\ de\ la\ cadena = 4,11m * 10,1N/m = 41,51N$$

Cuadro 8. Especificaciones cadenas

Cadena	Longitud (m)	Peso (N)	Ancho del rodillo (in)	Diámetro del rodillo
1	2,06	41,51	0,4	0,375
2	4,11	20,81		

El ancho y el diámetro del rodillo se encuentra especificados en el libro diseño de ingeniería mecánica de Shigley 8 edición tabla 17-19.

4.2.2.1 Accesorio de la cadena. La cadena 2 debe llevar uno de sus pasadores (pines) más largo de lo normal, con la finalidad de anclar el tubo direccionador a éste. En el catálogo de TSUBAKI-CUSTOM MADE CHAIN se encuentra la designación del PIN de acuerdo al paso de la cadena, las especificaciones son las siguientes:

Numero de cadena: RS35-LMC

Paso = 5/8''

Diámetro = 0,2in = 5,09mm

Longitud = 1,23in = 31,3mm

4.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

Para el diseño del chasis se realiza un diagrama del sistema de cargas al que está sometida, así como los tipos de soportes y restricciones que tendrá. Se determina la magnitud de las cargas, se selecciona el elemento más crítico de la estructura y con base en este se determina el perfil más adecuado.

Área total = 4,811031m²

Peso aproximado por planta (a) = 0,5Kg

Número de plantas capaz de cargar la máquina: 800 plantas

Longitud del elemento crítico = 2m

Peso total de las plantas = 0,5Kg * 800Plantas = 400Kg

Conociendo el peso de las plantas se calcula la carga distribuida (q) ejercida por las plantas.

$$P = \frac{420Kg * 9.81m/s}{4,811m^2} = 856.407N/m$$

$$q = 856.407N/m * 2m = 1.712,81N/m$$

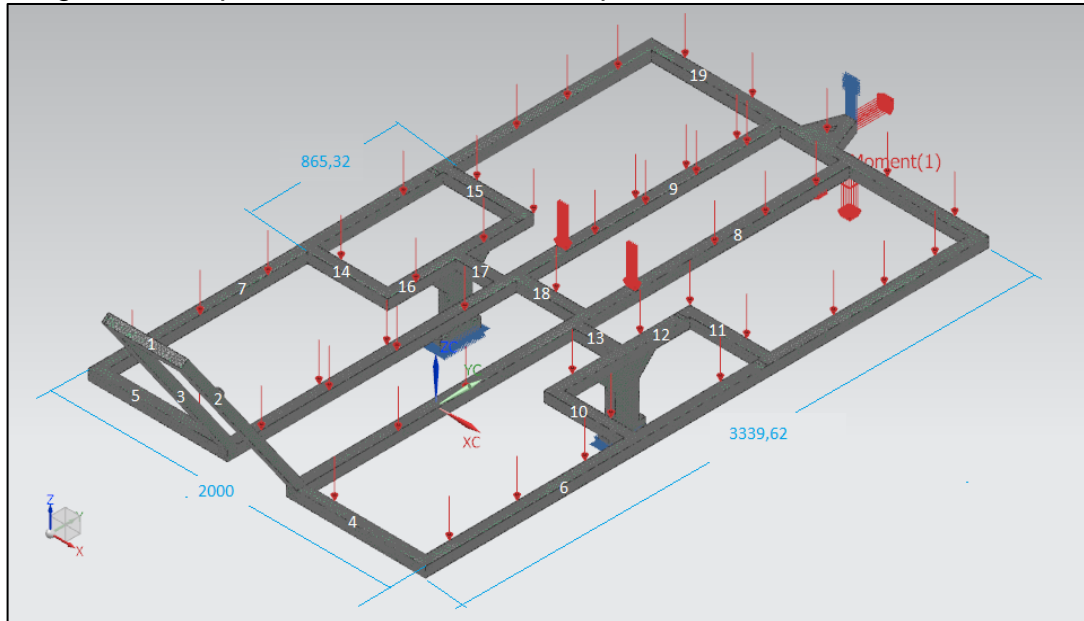
Dónde:

P = Presión

q = Carga distribuida

Sobre toda la superficie de la estructura se encuentra la carga distribuida ejercidas por las plantas (q), en los elementos 9 y 8 se encuentran las cargas puntuales producidas por el peso del operario.

Imagen 31. Esquema del chasis de la máquina



El elemento más crítico en la estructura es el elemento 19 el cual además de soportar la carga distribuida (q) ejercida por las plantas y las cargas puntuales generadas por el trabajador, también debe soportar la fuerza que se genera por la rueda aradora ubicada en el extremo del elemento 8 que está soldado al elemento de estudio 19.

Posteriormente se analizan las cargas ejercidas sobre el elemento para determinar los esfuerzos internos generados y de esta forma seleccionar un material y perfil que soporte sin problemas las cargas a las que se encuentra sometidas a la estructura. El material y perfil seleccionado se aplica para todo el chasis.

Para el cálculo de la fuerza que ejerce la rueda aradora al elemento más crítico se tiene en cuenta el ancho del surco, la profundidad y la resistencia de la tierra que en este caso en específico es una resistencia media de $\mu=40$ KPa.

Datos:

Profundidad = 30cm
Ancho del surco = 20cm
Resistencia media = 40 kPa
Cantidad de surcos = 1

Como primera medida se calcula la sección de labor:

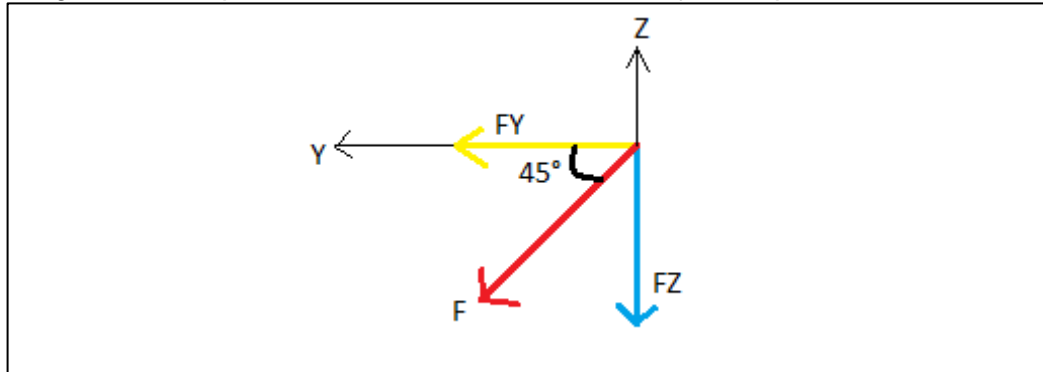
$$\text{Sección de labor} = \text{Profundidad} * \text{Ancho} * \# \text{ de surcos}$$

$$\text{Sección de labor} = 0,3m * 0,2m * 1 = 0,06m^2$$

$$\text{Fuerza de tracción} = 0,06m^2 * 40.000Pa = 2.400N$$

Conociendo la fuerza de tracción necesaria se realiza el cálculo de su componente en el eje Z, sabiendo que el ángulo del elemento que la sostiene se encuentra a 45° respecto al suelo.

Imagen 32. Componentes de la fuerza de tracción ejercida por la rueda aradora



Se calcula la fuerza resultante (F) ejercida por la rueda aradora y posteriormente se calcula su componente en dirección Z.

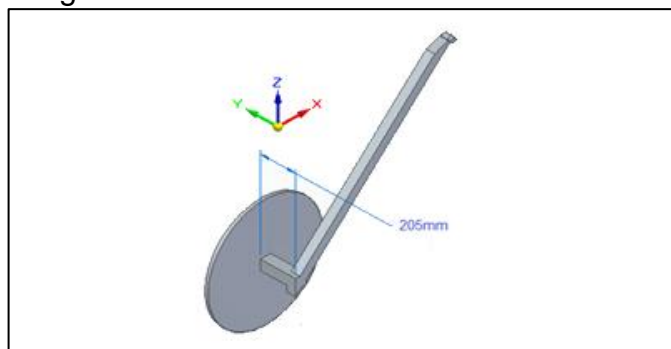
$$FY = F * \text{Cos}(45)$$

$$F = \frac{2.400N}{\text{Cos}(45)} = 3.394,11N$$

$$FZ = 3.394,11N \text{ Sen}(45) = 2.400N$$

El momento generado por la rueda aradora es igual a la fuerza que ejerce la misma por la longitud del brazo que la sostiene.

Imagen 33. Rueda aradora con brazo



$$M = 2.400N * 0,205m = 492Nm$$

Posteriormente se calcula la fuerza de rodadura.

$$Fr = R * W$$

Dónde:

Fr: Fuerza de rodadura

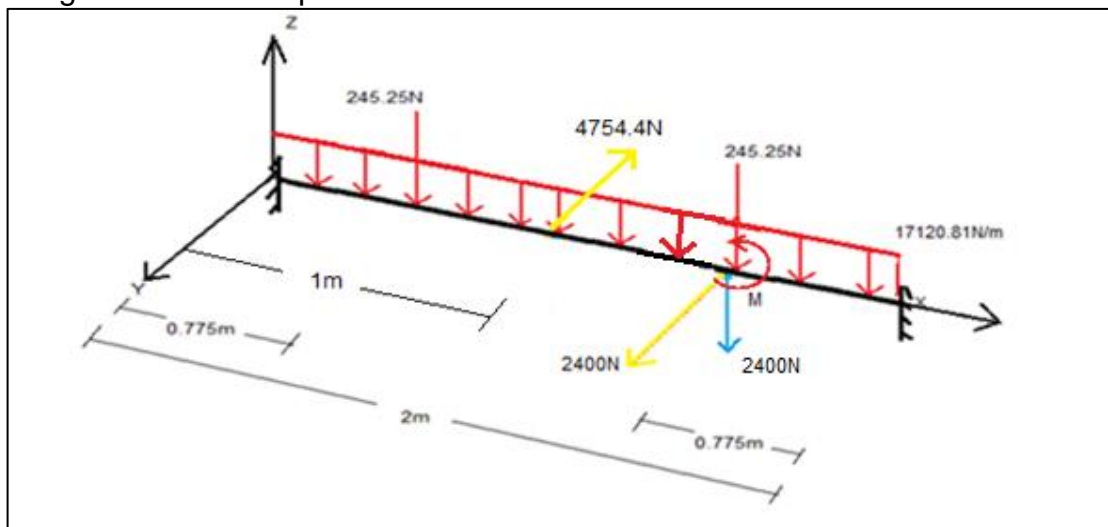
R: Coeficiente de rodadura

W: Peso

El coeficiente de rodadura se toma de la imagen 50.

$$Fr = 0,30 * 800Kg * 9,81m/s = 2354.4N$$

Imagen 34. Fuerzas presentes en el elemento más crítico de la estructura



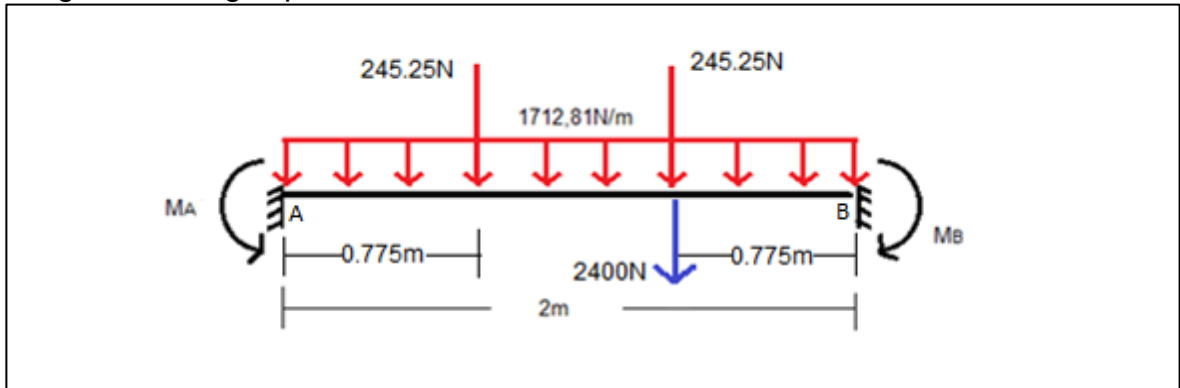
El elemento se comporta como una viga empotrada en ambos extremos, a este tipo de vigas se les conoce como hiperestáticas.

La fuerza ejercida por el trabajador que en este caso se asume una persona por encima del promedio es de $100Kg = 981 N$, se distribuye como cuatro cargas puntuales en la estructura, dos de ellas se encuentran en el elemento más crítico y cada una equivale a $245,25N$, las fuerzas de $2.400N$ en la dirección Y, dirección Z y el momento son generados por acción de la rueda aradora, la fuerza de $4.754,4N$ es ejercida por el vehículo que hala la máquina y equivale a la suma de la fuerza de rodadura y la fuerza que genera la rueda aradora.

Para el análisis del elemento más crítico de la estructura se utiliza el método de superposición, ilustrado en el anexo E del documento Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa Eurocódigo 3.

Se hallan los momentos de empotramiento generados por acción de las cargas presentes en el elemento.

Imagen 35. Cargas plano XZ



Según la tabla 6.1 del libro análisis estructural del Dr. Genner Villareal Castro, los momentos generados en una viga empotrada en ambos extremos y con una carga distribuida por toda su longitud es:

$$M_A = \frac{1}{12} * W * l^2$$

Dónde:

W: Carga distribuida
l: Longitud de la viga

Ecuación de momentos de empotramiento para cargas puntuales

$$M_A = \frac{P * a * b}{l^2} * b$$

$$M_B = \frac{P * b * a}{l^2} * a$$

Dónde:

P: Carga puntual
a: Distancia entre el extremo izquierdo y la carga
b: Distancia entre el extremo derecho y la carga

l : Longitud total del elemento

Para el cálculo de los momentos de empotramientos generados por todas las cargas se relaciona la ecuación para una carga uniformemente distribuida y una puntual.

$$M_A = \frac{W * l^2}{12} + \frac{P * a * b^2}{l^2} + \frac{P * a * b^2}{l^2}$$

$$M_A = \frac{1712,81N/m * (2m)^2}{12} + \frac{245,25N * 0,775m * (1,225m)^2}{(2m)^2} + \frac{2.645,25N * 1,225m * (0,775m)^2}{(2m)^2}$$

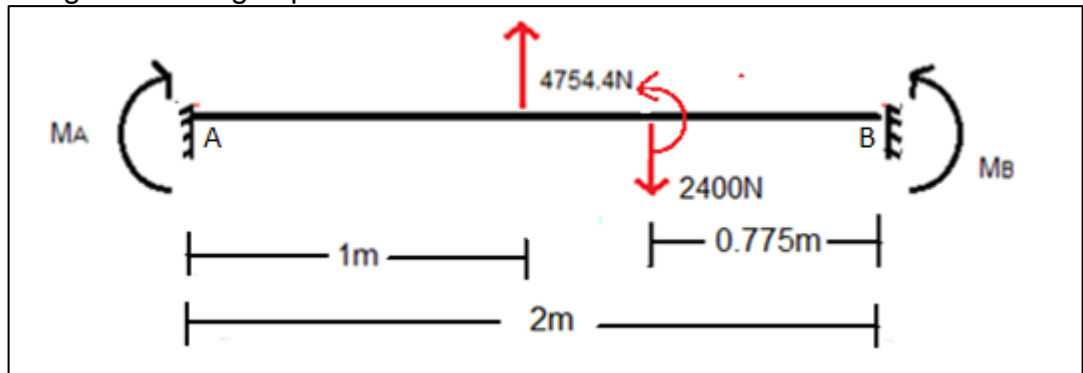
$$M_{AB} = -1.128,81Nm$$

$$M_{BA} = \frac{W * l^2}{12} + \frac{P * a^2 * b}{l^2} + \frac{P * a^2 * b}{l^2}$$

$$M_A = \frac{1.712,81N/m * (2m)^2}{12} + \frac{245,25N * (0,775m)^2 * 1,225m}{(2m)^2} + \frac{2.645,25N * (1,225m)^2 * 0,775m}{(2m)^2}$$

$$M_B = 1.385,14Nm$$

Imagen 36. Cargas plano XY



$$M_A = \frac{W * l^2}{12} + \frac{P * a * b^2}{l^2} + \frac{P * a * b^2}{l^2} + \frac{M * b}{l} * \left(2 - 3 \frac{b}{l}\right)$$

Dónde:

M= momento

B= distancia entre el extremo derecho del elemento y el momento

$$M_A = \frac{\frac{1.712,81N}{m} * (2m)^2}{12} + \frac{4754,4N * 1m * (1m)^2}{(2m)^2} - \frac{2.400N * 1,225m * (0,775m)^2}{(2m)^2} + \frac{492Nm * 0,775m}{2m} * \left(2 - 3 * \frac{0,775m}{2}\right)$$

$$M_A = 1.477,75Nm$$

$$M_B = \frac{W * l^2}{12} + \frac{P * a^2 * b}{l^2} + \frac{P * a^2 * b}{l^2} + \frac{M * a}{l} * \left(2 - 3 \frac{a}{l}\right)$$

$$M_B = \frac{1.712,81N/m * (2m)^2}{12} + \frac{4.754,4N * (1m)^2 * 1m}{(2m)^2} - \frac{2.400N * (1,225m)^2 * 0,775m}{(2m)^2} + \frac{492Nm * 1,225}{2m} * \left(2 - 3 * \frac{1,225m}{2}\right)$$

$$M_B = -1.110,72Nm$$

4.3.1 Análisis de fuerzas, diagramas de momento y cortante plano xz.

Imagen 37. Análisis de fuerzas plano XZ

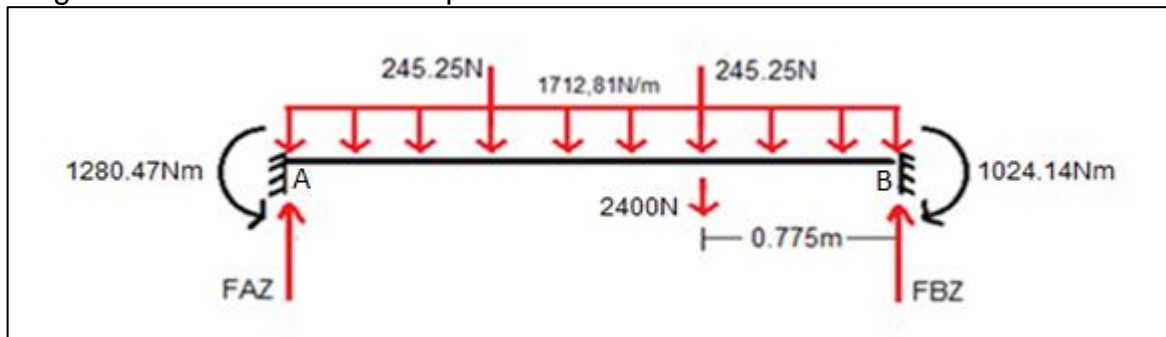
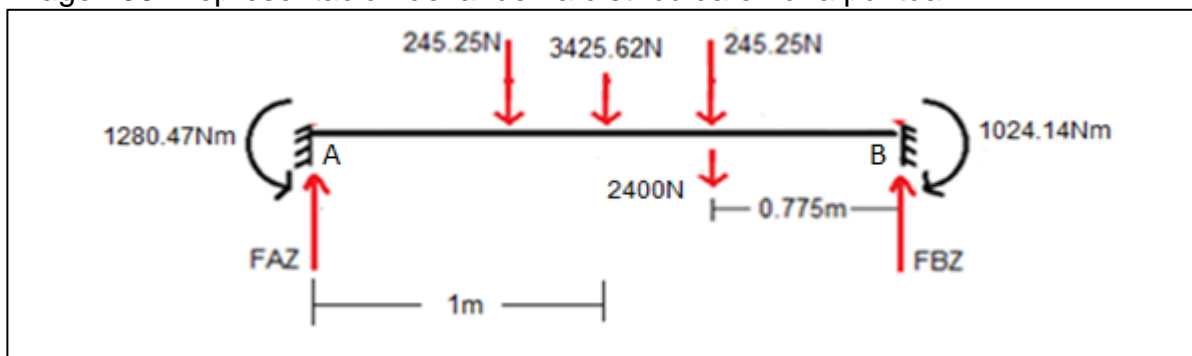


Imagen 38. Representación de la fuerza distribuida en una puntual



$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = 1.280,7Nm - 245,25N * 0,775m - 3.425,62N * 1 - 2.400N * 1,225m - 245,25N * 1,225m + FBZ * 2m - 1.024,14Nm$$

$$FBZ = \frac{-1.280,47Nm + 245,25Nm * 0,775m + 3.425,62N * 1 + 2.400N * 1,225m + 245,25N * 1,225m + 1.024,14Nm}{2m}$$

$$FBZ = 3.299,9N$$

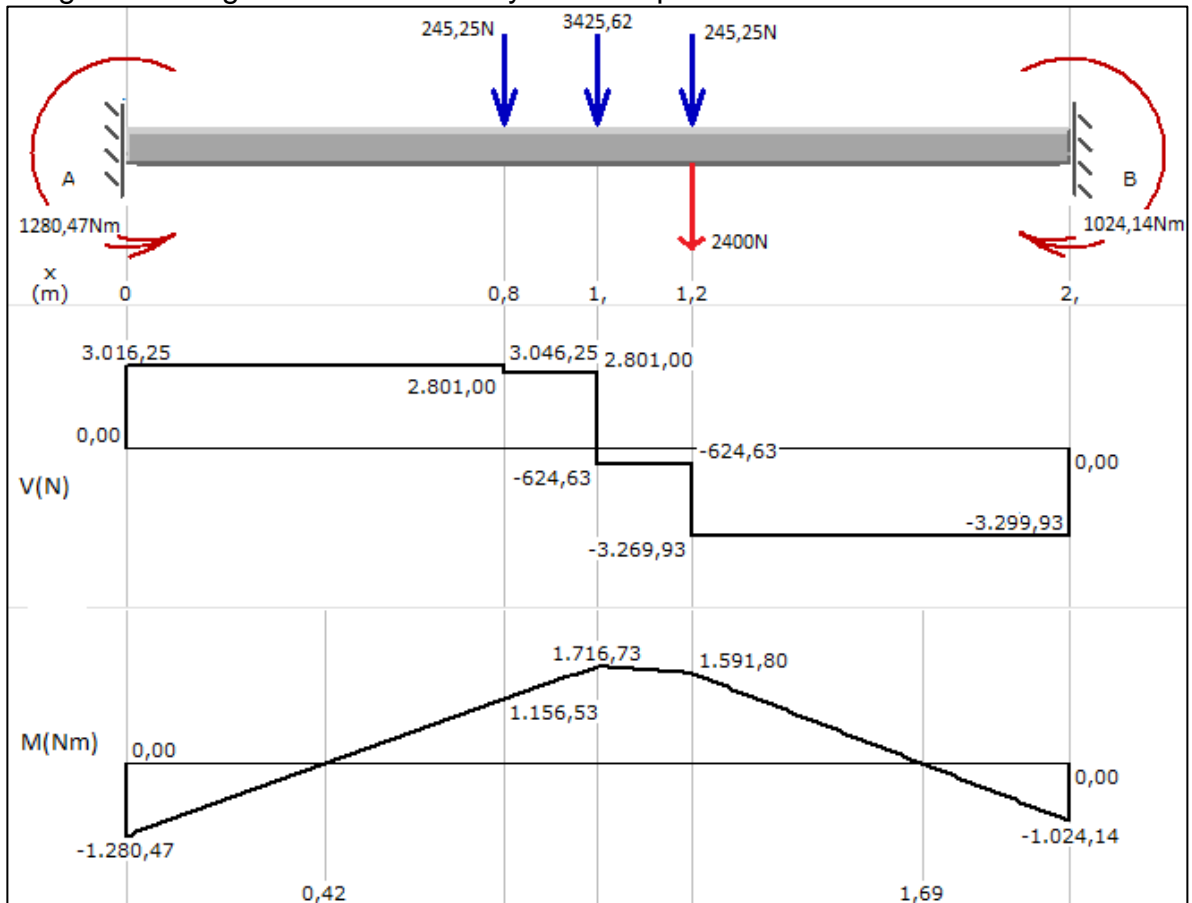
$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = -FAZ * 2m + 1.280,47Nm + 245,25N * 1,225m + 3.425,62N * 1 + 2.400N * 0,775m - 245,25N * 0,775m - 1024,14Nm$$

$$FAZ = \frac{1.280,47Nm + 245,25Nm * 1,225m + 3.425,62N * 1 + 2.400N * 0,775m + 245,25N * 0,775m - 1.024,14Nm}{2m}$$

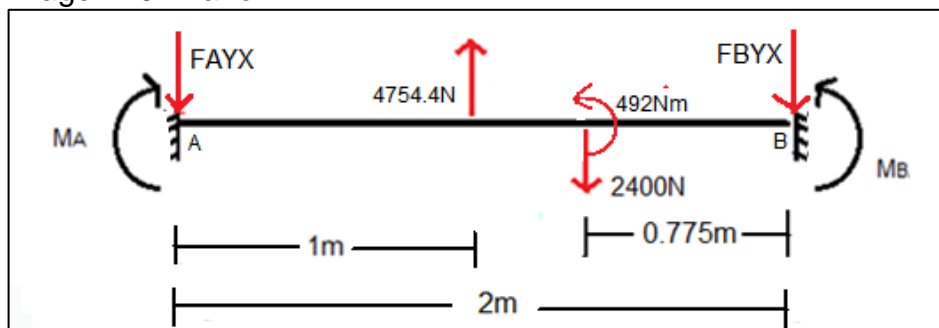
$$FAZ = 3.016,23N$$

Imagen 39. Diagrama de momento y cortante plano XZ



4.3.2 Análisis de fuerzas, diagramas de momento y cortante plano yz.

Imagen 40. Plano XY



$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = -1.477,75Nm + 4.754,4N * 1m - 2.400N * 1,225m + 492Nm - FB_{YX} * 2m + 1.110,72Nm$$

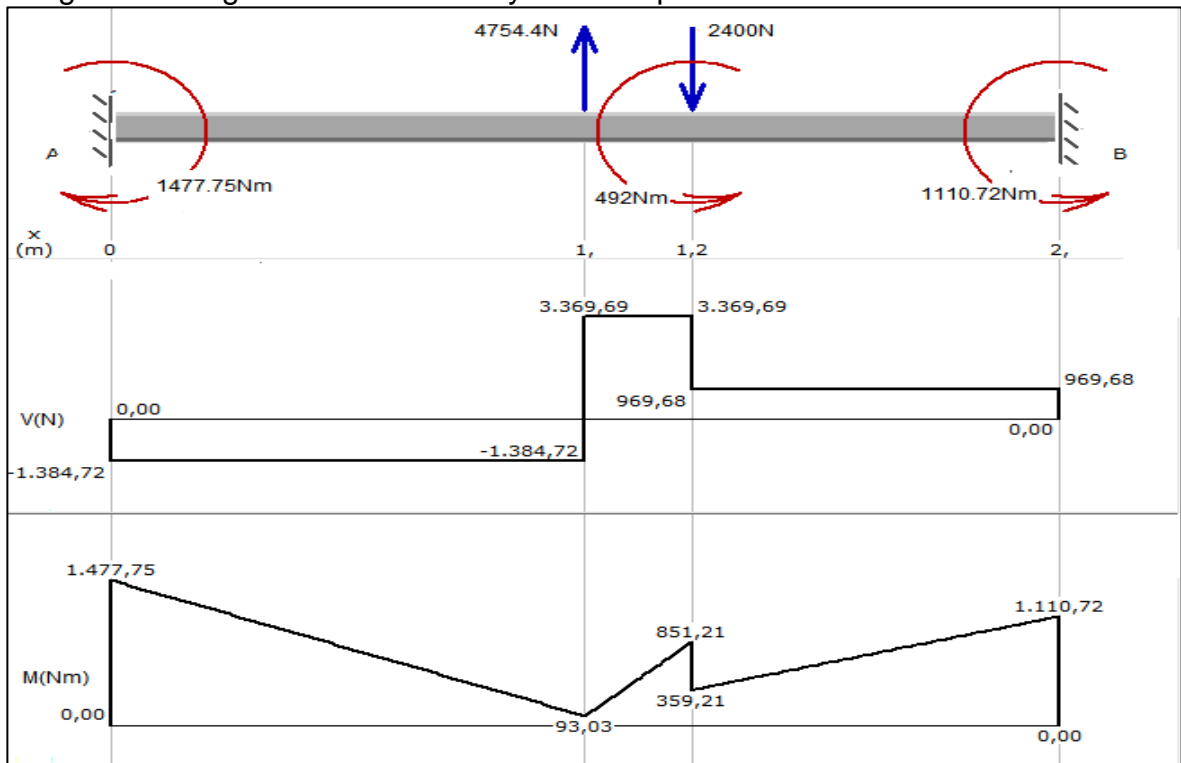
$$FB_{YX} = \frac{-1.477,75Nm + 4.754,4N * 1m - 2.400N * 1,225m + 492Nm + 1.110,72Nm}{2m} = 969,658$$

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = 1.110,72Nm + 2.400N * 0,775m + 492Nm - 4.754,4N * 1m + FA_{YX} * 2m - 1.477,75Nm$$

$$FA_{YX} = \frac{-1.110,72Nm - 2.400N * 0,775m - 492Nm + 4.754,4N * 1m + 1.477,75Nm}{2m} = 1.384,72N$$

Imagen 41. Diagrama de momento y cortante plano XY



Conociendo los momentos máximos generados se calcula el momento máximo resultante de los dos planos y posteriormente se halla el esfuerzo permisible.

$$M_{max\ Resultante} = \sqrt{1280,47Nm^2 + 1477,75Nm^2} = 1955,34Nm$$

Para un acero ASTM A500 grado C, con esfuerzo de fluencia de 350 Mpa y dando un factor de seguridad de 2 se tiene que:

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_y}{FS}$$

Dónde:

σ_y : Esfuerzo de fluencia

FS: Factor de seguridad

$\sigma_{Permisible}$: Esfuerzo permisible

$$\sigma_{permisible} = \frac{350Mpa}{2} = 175Mpa$$

Calculado el esfuerzo permisible, se calcula el módulo de sección requerido.

$$S_{requerido} = \frac{M_{max}}{\sigma_{permisible}}$$

Dónde:

$S_{requerido}$: Módulo de sección requerido

M_{max} : Momento máximo

$$S_{requerido} = \frac{1.955,34Nm}{175 \times 10^6 Pa} = 1,117 \times 10^{-5} m^3 = 11,17 cm^3$$

Teniendo el $S_{requerido}$ se selecciona un perfil de 60X60mm y un espesor de pared de 3mm el cual se encuentra especificado catálogo PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR ASTM A500 (NTC 4526) y cumple con los requerimientos necesarios para soportar las cargas a las que estará expuesto.

Imagen 42. Dimensiones del perfil seleccionado (medidas en cm)

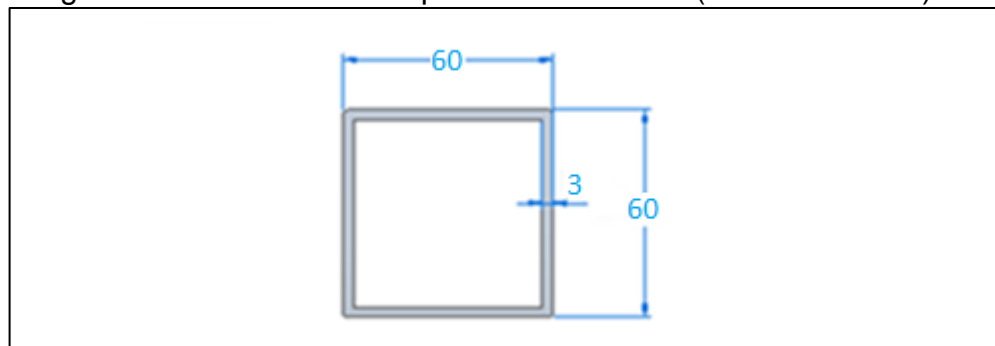


Imagen 43. Catálogo perfil cuadrado

PERFIL CUADRADO														
CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTADÍSTICAS							
TAMAÑO PERFIL		REAL		ESPESOR DE PARED e mm	PESO		ÁREA cm ²	FLEXIÓN			TORSIÓN		UNIDAD DE EMPAQUE	
TAMAÑO NOMINAL		d mm	b mm		NEGRO (kg/m)	GALV. (kg/m)		MOMENTO INERCIA I _x = I _y cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO S _x = S _y cm ³	RADIO DE GIRO r _x = r _y cm	MÓDULO PLÁSTICO Z _x = Z _y cm ³	MOMENTO INERCIA J cm ⁴		MÓDULO ELÁSTICO B cm ³
PULG.	MM													
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,06	1,23	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48	36
	25 X 25	25,00	25,00	2,00	1,36	1,60	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82	
	25 X 25	25,00	25,00	2,50	1,64	1,90	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11	
1 4/7 X 1 4/7	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,77	1,90	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13	25
	40 X 40	40,00	40,00	2,00	2,31	2,49	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25	
	40 X 40	40,00	40,00	2,50	2,82	2,98	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25	
2 X 2	50 X 50	50,00	50,00	1,50	2,24	2,53	2,85	11,07	4,43	1,97	5,15	17,45	6,66	25
	50 X 50	50,00	50,00	2,00	2,93	3,31	3,73	14,15	5,66	1,95	6,66	22,73	8,53	
	50 X 50	50,00	50,00	2,50	3,60	3,97	4,59	16,94	6,78	1,92	8,07	27,75	10,26	
2 1/3 X 2 1/3	60 X 60	60,00	60,00	1,50	2,71	2,94	3,45	19,52	6,51	2,38	7,53	30,53	9,78	25
	60 X 60	60,00	60,00	2,00	3,56	3,86	4,54	25,14	8,38	2,35	9,79	39,91	12,61	
	60 X 60	60,00	60,00	2,50	4,39	4,63	5,59	30,34	10,11	2,33	11,93	48,92	15,26	
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70,00	70,00	1,50	3,18	3,54	4,05	31,46	8,99	2,79	10,36	48,89	13,50	16
	70 X 70	70,00	70,00	2,00	4,19	4,65	5,34	40,73	11,64	2,76	13,52	64,10	17,50	
	70 X 70	70,00	70,00	2,50	5,17	5,59	6,59	49,41	14,12	2,74	16,54	78,79	21,27	
3 X 3	75 X 75	75,00	75,00	3,00	6,60	-	8,41	71,62	19,10	2,92	22,49	115,14	28,81	16
	75 X 75	75,00	75,00	4,00	8,59	-	10,95	90,19	24,05	2,87	28,76	148,83	36,48	
	75 X 75	75,00	75,00	6,00	12,27	-	15,63	120,16	32,04	2,77	39,58	209,99	49,43	
3 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90,00	90,00	2,00	5,45	6,01	6,94	88,86	19,75	3,58	22,78	138,32	29,66	9
	90 X 90	90,00	90,00	2,50	6,74	7,23	8,59	108,55	24,12	3,56	28,00	170,65	36,27	
	90 X 90	90,00	90,00	3,00	8,01	8,45	10,20	127,28	28,29	3,53	33,04	202,14	42,59	
4 X 4	100 X 100	100,00	100,00	2,00	6,07	-	7,74	123,01	24,60	3,99	28,30	190,75	36,94	9
	100 X 100	100,00	100,00	2,50	7,53	-	9,59	150,63	30,13	3,96	34,86	235,64	45,27	
	100 X 100	100,00	100,00	3,00	8,96	-	11,41	177,05	35,41	3,94	41,21	279,48	53,27	
5 X 5	100 X 100	100,00	100,00	4,00	11,73	-	14,95	226,35	45,27	3,89	53,30	364,04	68,31	9
	100 X 100	100,00	100,00	6,00	16,98	-	21,63	311,47	62,29	3,79	75,10	521,39	94,85	
	127x127	127,00	127,00	4,00	15,13	-	19,27	480,54	75,68	4,99	88,22	760,77	113,90	
5 1/3 x 5 1/3	127x127	127,00	127,00	6,00	22,07	-	28,11	674,33	106,19	4,90	126,09	1.100,20	160,70	9
	135 X 135	135,00	135,00	4,00	16,13	-	20,55	581,70	86,18	5,32	100,25	917,81	129,65	
	135 X 135	135,00	135,00	6,00	23,58	-	30,03	819,72	121,44	5,22	143,72	1.330,14	183,57	
6X6	150 X 150	150,00	150,00	4,00	18,01	-	22,95	807,82	107,71	5,93	124,87	1.267,82	161,93	9
	150 X 150	150,00	150,00	6,00	26,40	-	33,63	1.145,91	152,79	5,84	179,88	1.843,64	230,58	
	200 X 200	200,00	200,00	5,00	30,11	-	38,36	2.410,09	241,01	7,93	278,87	3.771,59	362,24	
7 7/8 x 7 7/8	200 X 200	200,00	200,00	7,00	41,43	-	52,78	3.236,47	323,65	7,83	378,83	5.158,78	487,67	9
	250 X 250	250,00	250,00	8,00	59,50	-	75,79	7.315,65	585,25	9,82	682,67	11.596,64	881,14	
	250 X 250	250,00	250,00	10,00	73,34	-	93,42	8.841,86	707,35	9,73	832,79	14.229,85	1.067,66	
12 X 12	300 X 300	300,00	300,00	10,00	89,04	-	113,42	15.713,90	1.047,59	11,77	1.223,86	24.972,90	1.577,87	6
	300 X 300	300,00	300,00	12,00	105,61	-	134,53	18.334,49	1.222,30	11,67	1.439,07	29.509,20	1.845,00	

Fuente: COLMENA. PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR Negro y Galvanizado ASTM A500 (NTC 4526). Disponible en: <http://tuboscolmena.com/colmena/wp-content/uploads/2015/02/Estructural.pdf>

Se selecciona una lámina de alfajor a-569 grabada en alto relieve en forma de lagrima del catálogo Lamina calidad estructural alfajor a-569 de la empresa Ferrocortes S.A.S con un espesor de 2,5mm que irá sobre la estructura y la cual será el suelo de la máquina.

Imagen 44. Lamina de alfajor grabada en alto relieve en forma de lágrima



Fuente: DOBLAMOS S.A. Ingeniería estructural y soluciones en acero. Disponible en: <http://www.doblamos.com/?q=node/48>

4.4 ARADO DE DISCO

Es un disco que rota al contacto con el suelo cuando el elemento en el que está montado se mueve hacia adelante. El disco rotatorio está montado sobre el chasis de la máquina sembradora, es cóncavo y la profundidad de trabajo se controla por un sistema hidráulico.

El suelo y rastrojo se cortan y se mueven con la acción del rodillo, para conseguir la profundidad de arado requerida, se ajusta el ángulo del disco con un mecanismo hidráulico anclado al chasis de la máquina y con el peso de la misma, la rueda arado se entierra. Se debe operar a velocidad uniforme y lenta, las velocidades altas tienden a reducir la profundidad. La penetración del disco y la velocidad de rotación se controlan con la posición de disco.

Las ruedas sirven como guía para el disco arador porque permite un buen trabajo de aradura, además absorbe el empuje lateral del suelo contra los discos (efecto izquierdo) por lo que mantiene un corte uniforme y asegura su funcionamiento en línea recta.

Disco: Son casquetes que tienen un diámetro determinado y con diferentes radios de curvatura, que se adaptan a las distintas labores, tipos de suelos y potencias de tracción existentes. El disco compone el elemento fundamental, debido a que éste realiza el trabajo. El material de los discos se constituye a partir de una chapa de acero laminada, la cual es estampada y tratada térmicamente para dar la dureza superficial necesaria para disminuir los desgastes producidos por la fricción con la tierra, especialmente en el borde del disco.

Brazo porta-disco: Es el conjunto de elementos que unen el disco con el chasis de la máquina sembradora.

La representación del sistema de arado y gato hidráulico que se va a aplicar a la máquina sembradora para permitir la siembra de los árboles, se muestran a continuación.

Imagen 45. Sistema de arado y gato hidráulico

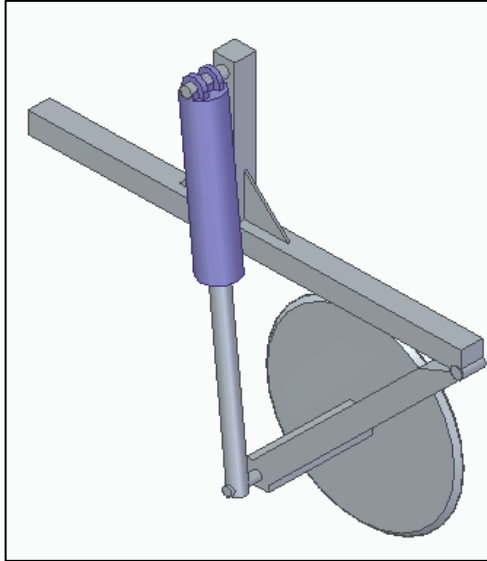
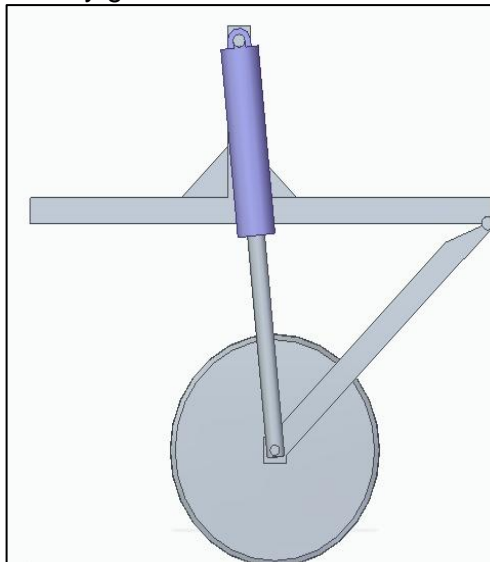


Imagen 46. Vista lateral sistema de arado y gato hidráulico



Se debe seleccionar un gato hidráulico que tenga la capacidad de enterrar la rueda aradora en la tierra hasta unos 30 cm de profundidad. La fuerza generada por la tierra al disco arador es de 3394,11N en su máxima profundidad, la cual el gato hidráulico debe igualar o superar dicha fuerza. El gato hidráulico más

pequeño que hay en el mercado que se puede usar en esta aplicación, es de una capacidad de 2 Ton, por lo que supe la fuerza necesaria para mantener el disco arador enterrado. El gato hidráulico o crane jacks seleccionado cuenta con las siguientes características:

Cuadro 9. Especificaciones crane jacks

Model	44915
Capacidad	½ Ton
Longitud mínima y máxima	15in - 35in
Peso	8,16 kg

Fuente: Professional Lift Equipment Catalog. Pag 22

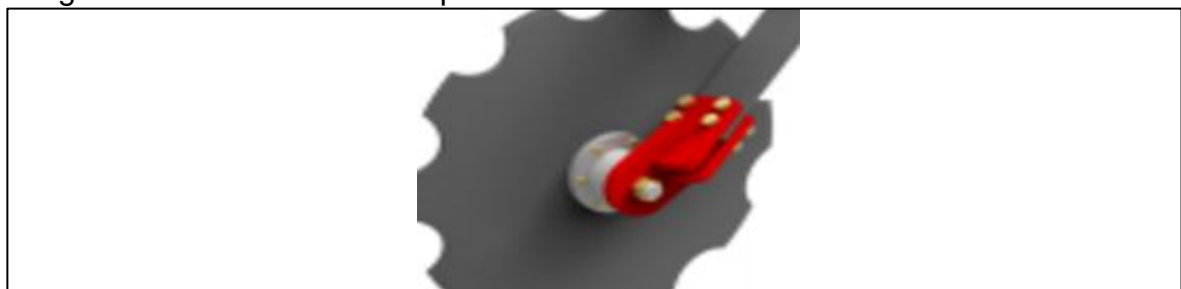
Según el catálogo de BELLOTA los discos aradores Inphinium cuentan con un acero reforzado con una dureza de 55-2 HRc, el cual le da una mayor vida útil al disco, siendo flexibles y tenaces, pero sin presentar doblamientos o fracturas cuando están sometidos a fuertes condiciones de terrenos. El disco tiene 660,4 mm de diámetro, 6 mm de espesor. Cuenta con un rodamiento el cual tiene las siguientes especificaciones:

Imagen 47. Rodamiento estándar de disco arador



Fuente: Bellota. Soporte de disco. Disponible en: <http://www.bellotaagrisolutions.com/es/catalogo/grada/soportes-de-disco>

Imagen 48. Ensamble a brazo porta-disco



Fuente: Bellota. Soporte de disco. Disponible en: <http://www.bellotaagrisolutions.com/es/catalogo/grada/soportes-de-disco>

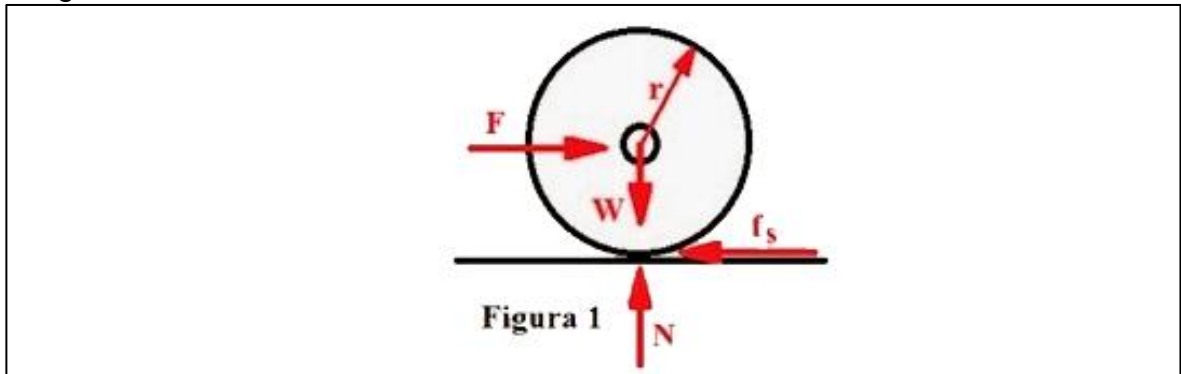
4.4.1 Ruedas tapadoras y rodillos pisadores de tierra. Las ruedas tapadoras de tierra, son el mismo disco arador, pero en posición en V para arrojar la tierra al tallo de la planta, la diferencia parte en que estos discos van fijos, es decir que no van girando como lo hace el disco arador.

Luego de hacer el tapado del tallo, se hace un leve pisado con los rodillos, para suprimir posibles bolsas de aire y permitir que la planta quede en una posición vertical y firme.

4.5 DISEÑO DE EJES

Para el cálculo del eje principal es necesario conocer el torque al que está sometido el cual va relacionado directamente con la resistencia de rodadura que es la fuerza que se opone a la rotación de las ruedas.

Imagen 49. Resistencia de rodadura



Fuente: Apuntes de ingeniería mecánica. Fricción por rodadura. Disponible en: <http://apuntes-ing-mecanica.blogspot.com.co/2015/05/titulo-friccion-subtitulo-friccion-por.html>

F = Fuerza de avance
 r = Radio de la rueda
 W = Peso
 N = Normal
 F_s = Fuerza de fricción

La resistencia que opone el suelo a la rodadura se encuentra en función del peso de la máquina y del tipo de terreno.

Imagen 50. Valores de coeficiente de rodadura para diferentes suelos

Naturaleza y Estado del suelo	Indice de cono (CI) [kPa]	Coefficiente de resistencia a la rodadura (2)
Carretera en buen estado	-	0.02 a 0.04
Camino de tierra afirmado	-	0.03 a 0.05
Camino de tierra	-	0.04 a 0.06
Suelo baldío	1800	0.06 a 0.10
Rastrojo seco	1200	0.08 a 0.10
Tierra labrada	900	0.10 a 0.20
Arena y suelo muy suelto	450 - 250	0.15 a 0.30

Fuente: Sobre el papel. Potencia de tracción. Disponible en: http://www.mapama.gob.es/ministerio/pags/Biblioteca/Revistas/pdf_Agrotec%2FAgrotec_1999_2_36_42.pdf

El eje principal se diseña para soportar una carga máxima de 800Kg. Para el cálculo del torque generado por las ruedas al eje se tiene en cuenta la resistencia de rodadura y el radio de la rueda.

$$T = R * W * r$$

Dónde:

T: Torque generado en el eje por acción de las ruedas

R: Coeficiente de rodadura

W: Peso

r: Radio de la rueda

Se selecciona el coeficiente de rodadura de la imagen 49 correspondiente al terreno donde trabaja la máquina el cual es suelo muy suelto igual a 0,3.

$$T = 0,30 * 800Kg * 9,8m/s * 0,3675m = 864,36Nm$$

Posteriormente se selecciona un acero AISI 4340 forjado y pulido para el eje, es un acero resistente a la torsión, a la flexión y es uno de los aceros más usados para los ejes.

Resistencia a la tensión (Su) = 149,35Ksi

Esfuerzo de fluencia (Sy) = 105Ksi

Para determinar la resistencia a la fatiga estimada Sn' se calcula con la siguiente ecuación:

$$Sn' = Sn * Cm * Cst * Cr * Cs$$

Dónde:

S_n : Resistencia a la fatiga

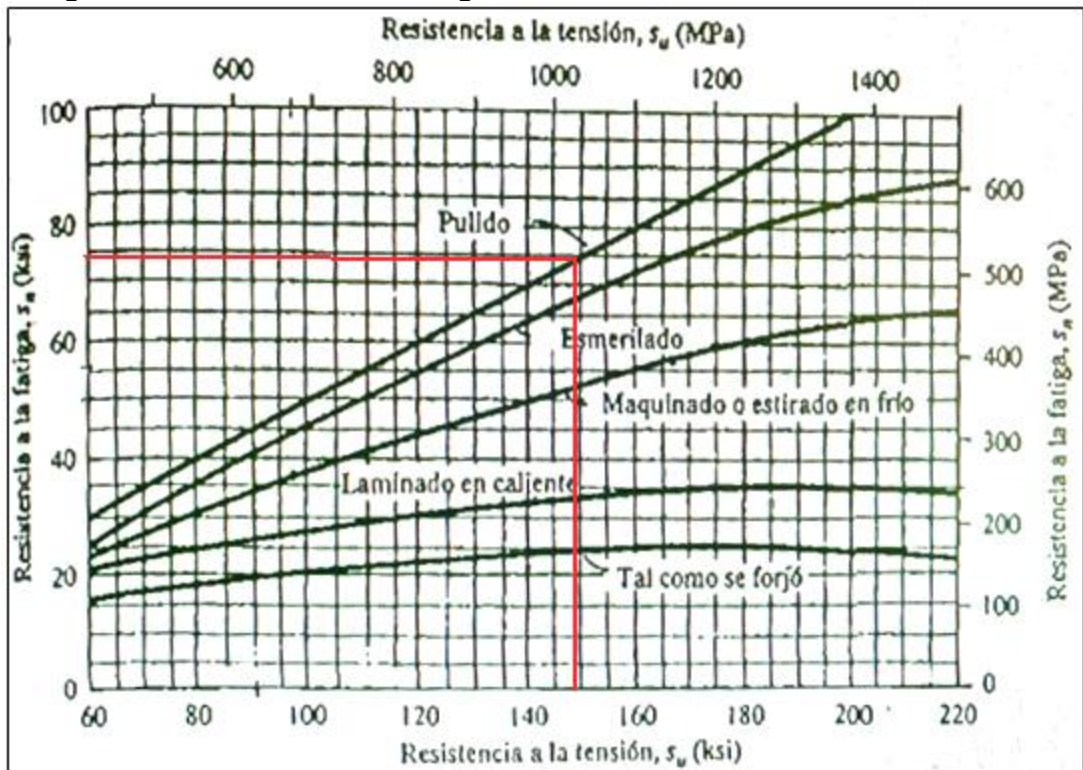
C_m : Factor de material

C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo

C_r : Factor de confiabilidad

C_s : Factor por tamaño

Imagen 51. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

A partir de la gráfica se obtiene un valor para S_n de 74Ksi.

El factor de material C_m para acero forjado se selecciona de la siguiente lista.

Imagen 52. Lista de factor de material C_m según el tipo de material

Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

El factor de tipo de esfuerzo C_{st} para esfuerzo flexionante corresponde a 1,0. Para el factor de confiabilidad C_r se selecciona a partir de la siguiente imagen:

Imagen 53. Factor de confiabilidad C_R

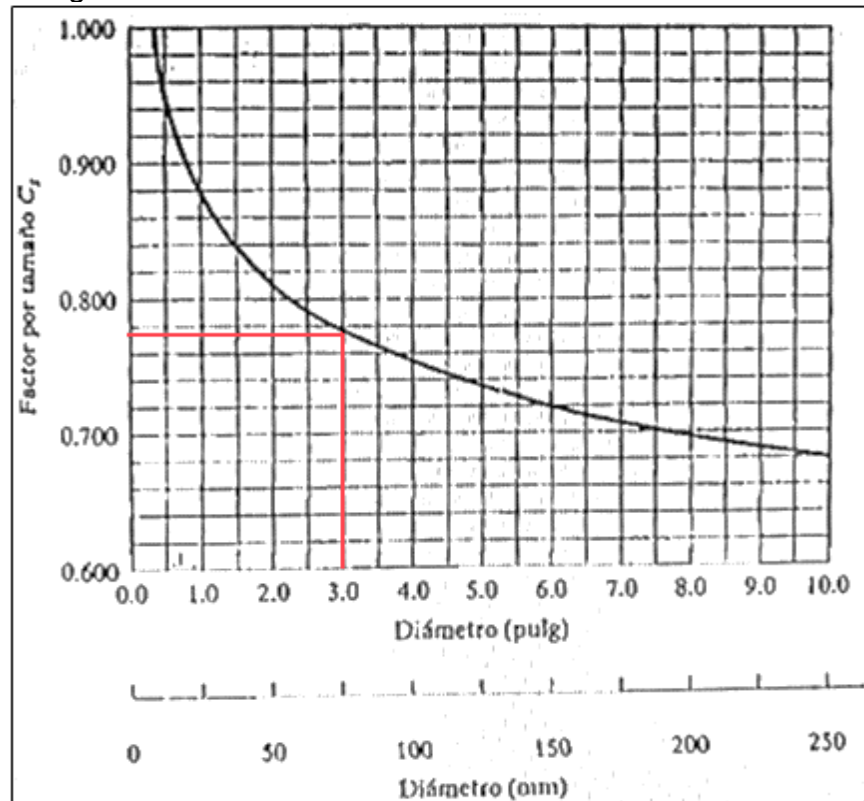
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

Se selecciona una confiabilidad del 99% que indica un C_R de 0,81.

Para el factor de tamaño se debe asumir un diámetro general para el eje con el cual se calcula el factor de tamaño C_s a partir de la siguiente gráfica.

Imagen 54. Factor de tamaño C_s



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

Asumiendo un diámetro de 3 in se obtiene un valor de 0,765 para el factor C_s .

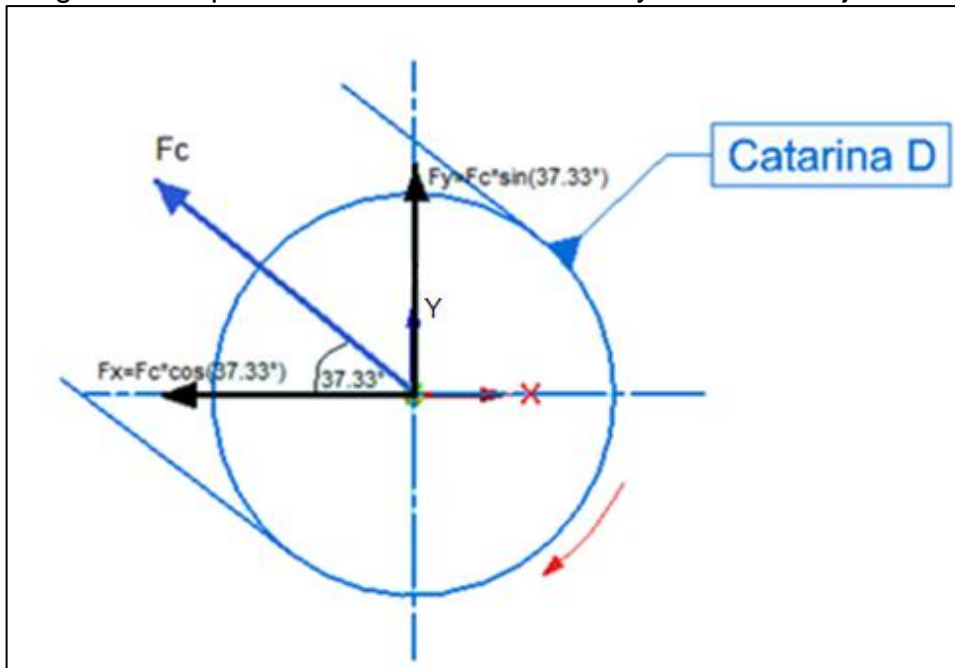
Obtenidos todos los valores necesarios se calcula S_n' .

$$S_n' = 74Ksi * 1,0 * 1,0 * 0,81 * 0,765 = 45,85Ksi$$

4.5.1 Fuerza ejercida por elementos de potencia al eje. En el eje principal se encuentra ubicada una catarina la cual ejerce unas fuerzas sobre el mismo y su vez transmite el movimiento para el funcionamiento del sistema de siembra.

Para calcular las fuerzas ejercidas por la catarina al eje principal se tiene en cuenta el torque generado por la misma causado por el peso del tubo direccionador que tiene un peso estimado de 45,07 N, de esta manera se calculan las fuerzas de tensión de la cadena 1.

Imagen 55. Representación de la catarina D y las fuerzas ejercidas



$$FB = 45,07N$$

$$TB = FB * \frac{DB}{2} = 45,07N * \frac{0,25m}{2} = 5,63Nm$$

$$Fc = \frac{2 * TB}{DC} = \frac{2 * 5,63Nm}{0,08m} = 140,84N$$

$$Fx = 140,84N * \cos(37,33^\circ) = 111,99N = 25,17lb$$

$$Fy = 140,84N * \sin(37,33^\circ) = 85,41N = 19,2lb$$

Dónde:

F_B = fuerza de tensión de la cadena 2

D_B = diámetro de la catarina B

F_c = fuerza de tensión de la cadena 1

T_D = torque en el eje 2

T_B = toque en el eje 1

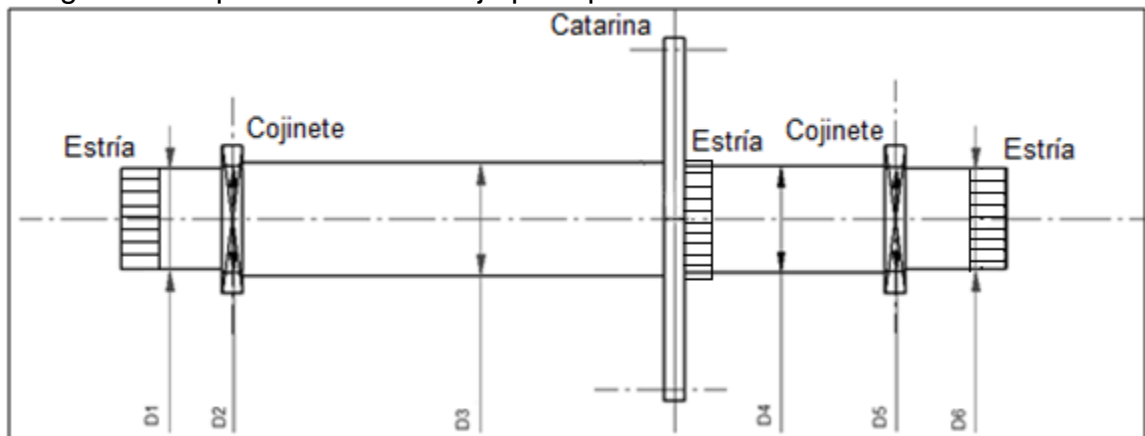
D_C = Diámetro de la catarina DC

F_x = Componente en el eje X

F_y = Componente en el eje Y

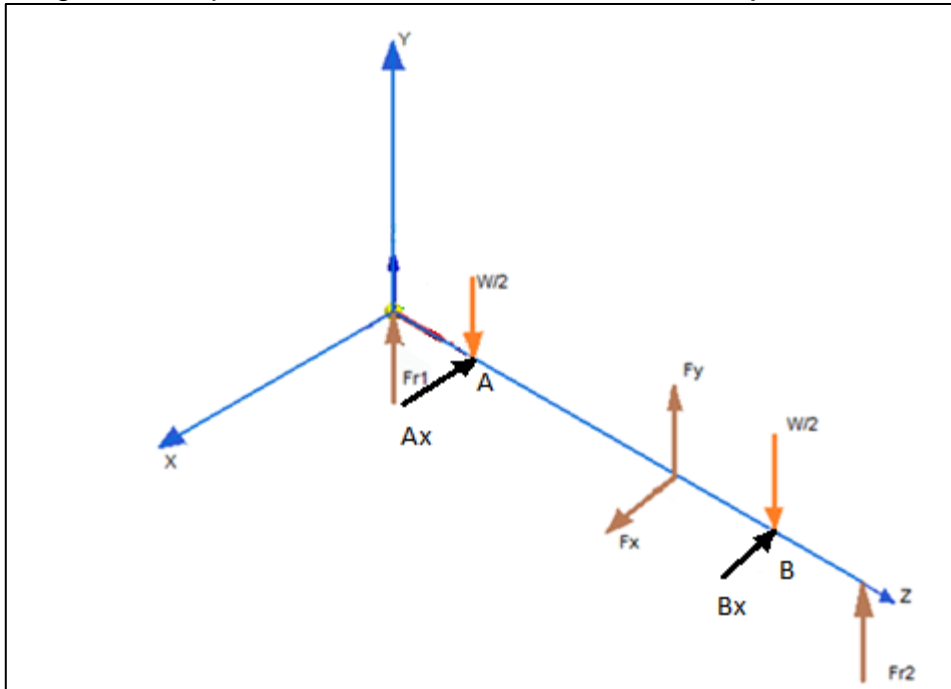
Después del análisis de las cargas ejercidas por la catarina al eje principal, se ilustra en la imagen 55 el eje mostrando los escalonamientos, la posición de los elementos y las estrías.

Imagen 56. Representación del eje principal



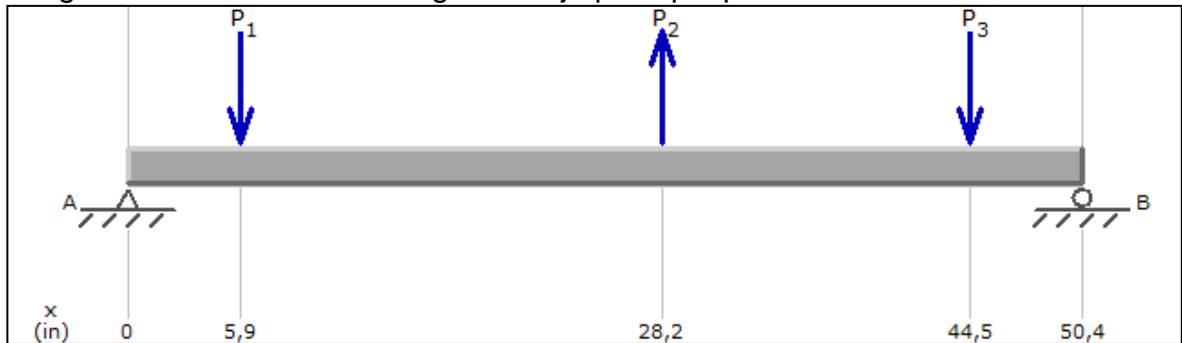
A continuación, se muestra en la imagen 56 la representación de las fuerzas ejercidas sobre el eje en un plano tridimensional con sus respectivas direcciones y denominaciones.

Imagen 57. Representación de las fuerzas sobre el eje



Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje principal, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano YZ y posteriormente el plano XZ.

Imagen 58. Análisis de las cargas del eje principal plano YZ



P1 y P3 corresponden a la carga ejercida por el peso máximo que puede soportar el eje.

$$P1 = P3 = 882,15\text{ lbf} = 3924\text{ N}$$

P2 es la fuerza de tensión que ejerce la cadena 1 en dirección del eje Y.

$$P2 = 19,2\text{ lbf} = 85,41\text{ N}$$

Realizando sumatoria de momentos en el punto A se obtiene:

$$\sum MA = 0$$

$$\sum MA = -882,15lb * 5,91in + 19,2lb * 28,15in - 882,15lb * 44,49in + Rb * 50,4in$$

$$Rb = 871,44lb$$

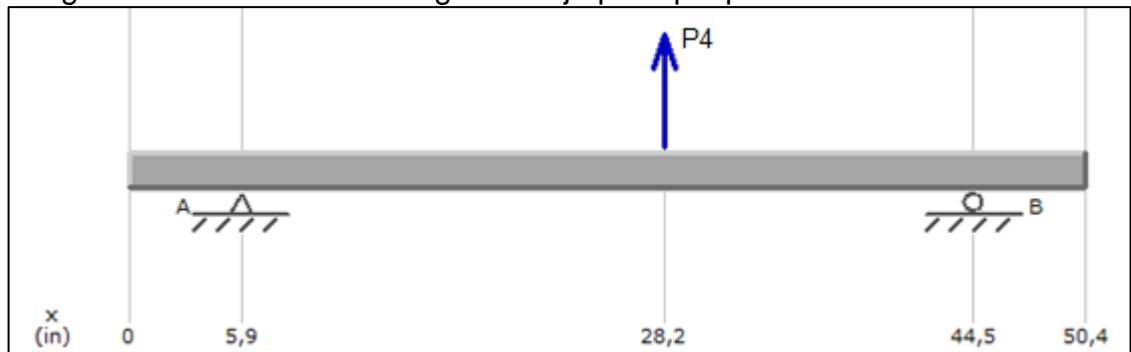
Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y se obtiene:

$$\sum FY = 0$$

$$\sum FY = Ra - 882,15lb - 882,15lb + 19,2lb + 871,44lb$$

$$Ra = 873,67lb$$

Imagen 59. Análisis de las cargas del eje principal plano XZ



P4 es la fuerza de tensión que ejerce la cadena 1 en dirección del eje X.

$$P4 = 25,17lb = 111,99N$$

Realizando sumatoria de momentos en el punto A se obtiene:

$$\sum MA = 0$$

$$\sum MA = 25,17lb * 22,4in - BX * 38,58in$$

$$BX = 14,51lb$$

Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y se obtiene:

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum F_X = -AX + 25,17lb - 14,51lb$$

$$AX = 10,66lb$$

Una vez terminados los cálculos, se muestran los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos YZ y XZ respectivamente, con el fin de observar los valores máximos a los que está sometido el eje principal.

Imagen 60. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano YZ

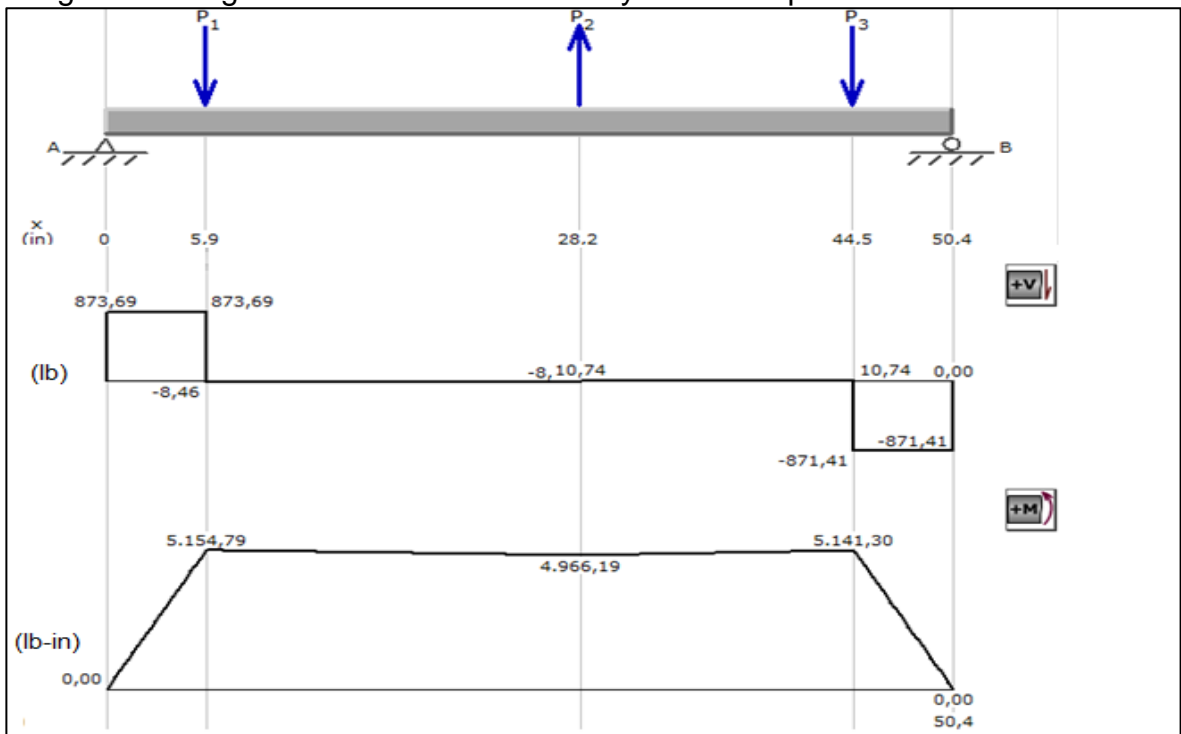
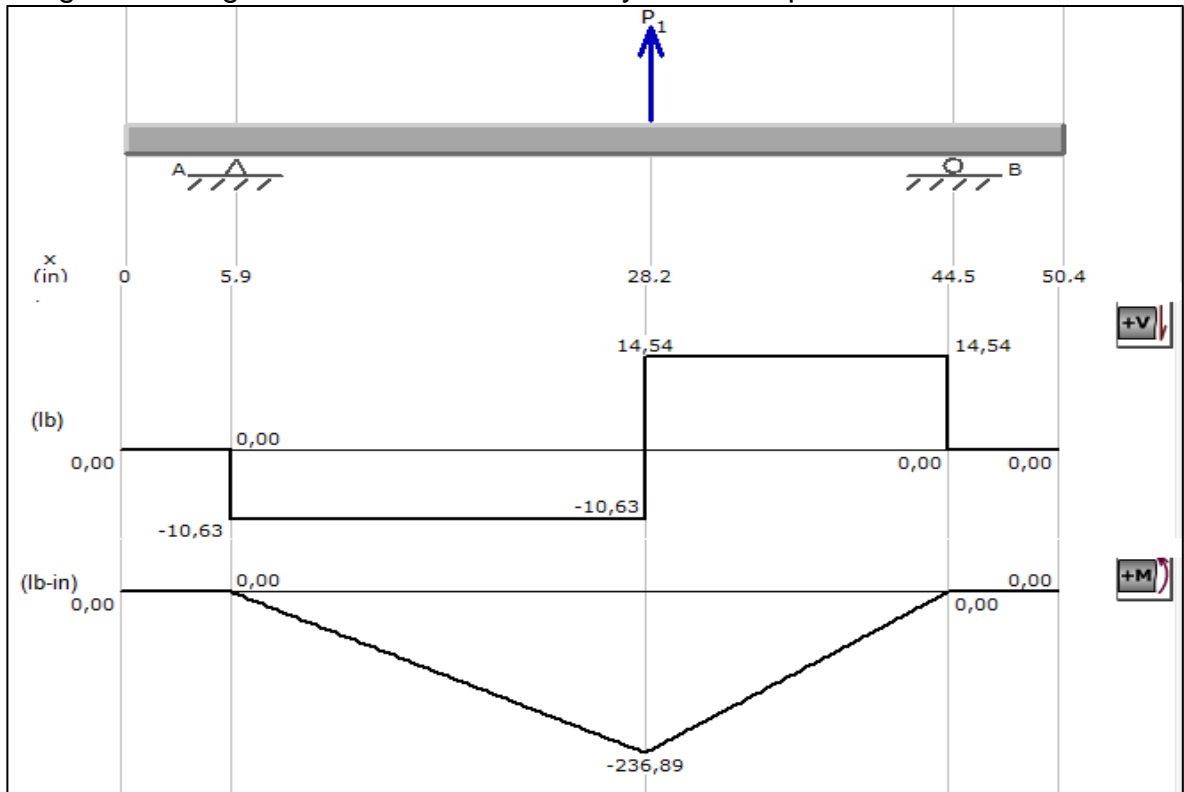


Imagen 61. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ



4.5.2 Cálculo de los diámetros del eje principal. Para el cálculo de los diámetros se utiliza la ecuación del libro de Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

$$D = \left(\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Kt * M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right)^{1/3}$$

Dónde:

N: Factor de seguridad

Kt: Concentraciones de esfuerzos de los ejes

M: momento máximo

S'n: Resistencia a la fatiga estimada real

T: Torque

Sy: Esfuerzo de fluencia

Los diámetros D1 y D6 tienen estrías por lo cual su cálculo de diámetro mínimo se efectúa más adelante, pero para la verificación de resistencia al torque, se calcula con la fórmula anteriormente mencionada; las estrías son para acoplar las ruedas

por medio de un bocín; en los extremos del eje se tiene una rosca para tuercas de seguridad para garantizar que las ruedas no se salgan del eje cuando la máquina esté en funcionamiento, el valor de Kt para la rosca es de 1,0.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{1,0 * 0}{45.854,1Psi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{3.823,52lb * in}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 0,86in$$

$$D6 = D1 = 0,86in$$

Los diámetros D2 y D5 cuentan con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5.

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 5.163,39lb * in}{45.854,1Psi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{3.823,52lb * in}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 1,79in$$

$$D5 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 5.150,21lb * in}{45.854,1Psi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{3.823,52lb * in}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 1,79in$$

El diámetro D3 debe ser 0,25in mayor que el diámetro anterior, ya que se necesita este escalonamiento para los rodamientos, por lo tanto, se define de la siguiente manera.

$$D3 = D2 + \frac{1}{4} = 2,04in$$

El diámetro D4 tiene otro procedimiento para calcular su diámetro mínimo requerido, porque se usan estrías en esa sección, por lo tanto, los cálculos se verán reflejados en la parte de estrías.

4.5.2.1 Estrías. En el libro de Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott se encuentra el método para calcular el diámetro requerido de las estrías del eje, ésta sección del eje es donde van ubicados los acoples los cuales sirven para conectar las ruedas al eje y adicionalmente en la sección donde va ubicada la catarina D, para tener un acople y desacople variable de la misma, lo que permitirá que se inhíba el movimiento del sistema sembrador cuando se requiera dar una vuelta al lindero por donde se siembran las plantas y también cuando se requiera transportar la máquina por carretera.

Inicialmente se hacen los cálculos para las estrías de los extremos del eje, donde van los acoples que conectan las ruedas al eje.

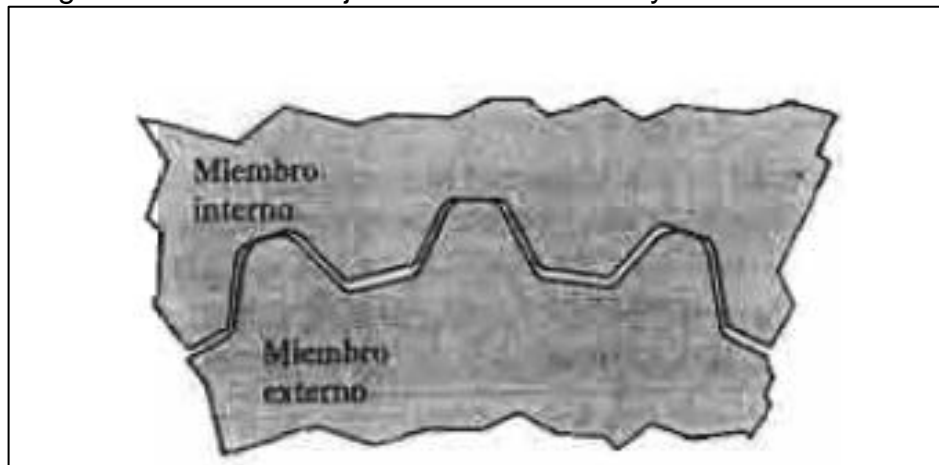
En las siguientes imágenes se muestran la representación de la estría:

Imagen 62. Estría con ajuste lateral



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

Imagen 63. Estría con ajuste del diámetro mayor



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

Observe el chaflán en las puntas de los dientes de estría externos.

Se selecciona la estría del diámetro mayor son las siguientes ya que tiene un mayor ajuste y confiabilidad.

$$\text{Diámetro menor interno} = \frac{N-1}{P}$$

$$\text{Diámetro menor externo} = \frac{N-1.35}{P}$$

$$\text{Diámetro mayor Interno} = \frac{N+1.35}{P}$$

$$\text{Ajuste lateral: } = \frac{N-1}{P}$$

$$\text{Ajuste del diámetro mayor externo } = \frac{N+1}{P}$$

$$P = \frac{N}{D}$$

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$t = \frac{p}{2}$$

Dónde:

N = Número de dientes de estría

P = Paso diametral

D = Diámetro de paso

p = Paso circular

t = Espesor del diente

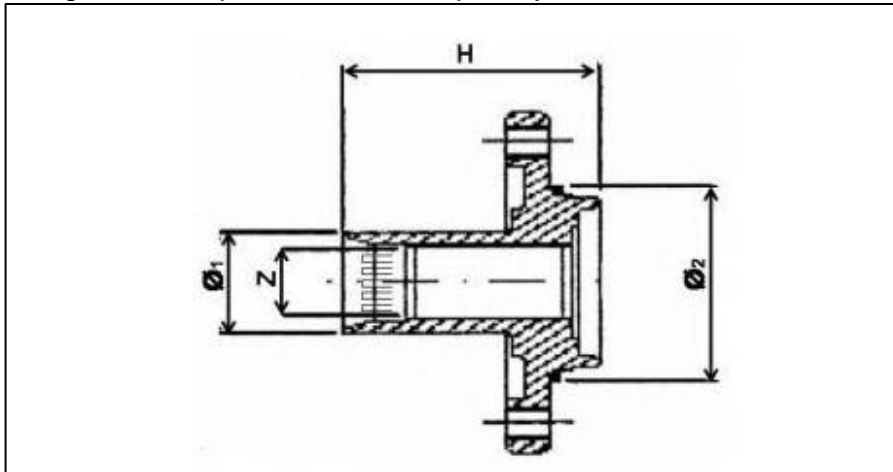
Para calcular los datos anteriormente mencionados, se selecciona un acople con los siguientes requerimientos, que es el que se encarga de conectar el eje a las ruedas:

Imagen 64. Cubo de rueda METZGER N2589



Fuente: Autorecambios store. Cubo de rueda. Disponible en:
<https://www.autorecambiosstore.es/metzger/cubo-de-rueda-1821758>

Imagen 65. Representación de perfil y cotas del cubo de rueda



Fuente: Autorecambios store. Cubo de rueda. Disponible en:
<https://www.autorecambiosstore.es/metzger/cubo-de-rueda-1821758>

El acople entre el eje y las ruedas tiene un diámetro interno Z de 35 mm (35 mm = 1,38 in) y tiene 16 estrías, por lo tanto, el paso diametral P y el número de estrías para el eje debe ser el mismo al del acople.

Imagen 66. Pasos diametrales estándar para estrías

2.5	3	4	5	6	8	10	12	16
20	24	32	40	48	64	80	128	

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

$$P = \frac{16 \text{ estrías}}{1,38 \text{ in}} = 11,59 \text{ in} \approx 12 \text{ estrías/in}$$

$$\text{Diámetro menor miembro interno} = \frac{16-1}{12} = 1,25 \text{ in}$$

$$\text{Diámetro menor miembro externo} = \frac{16-1,35}{12} = 1,22 \text{ in}$$

$$\text{Diámetro mayor miembro Interno} = \frac{16+1,35}{12} = 1,45 \text{ in}$$

$$\text{Ajuste del diámetro mayor} = \frac{16+1}{12} = 1,42 \text{ in}$$

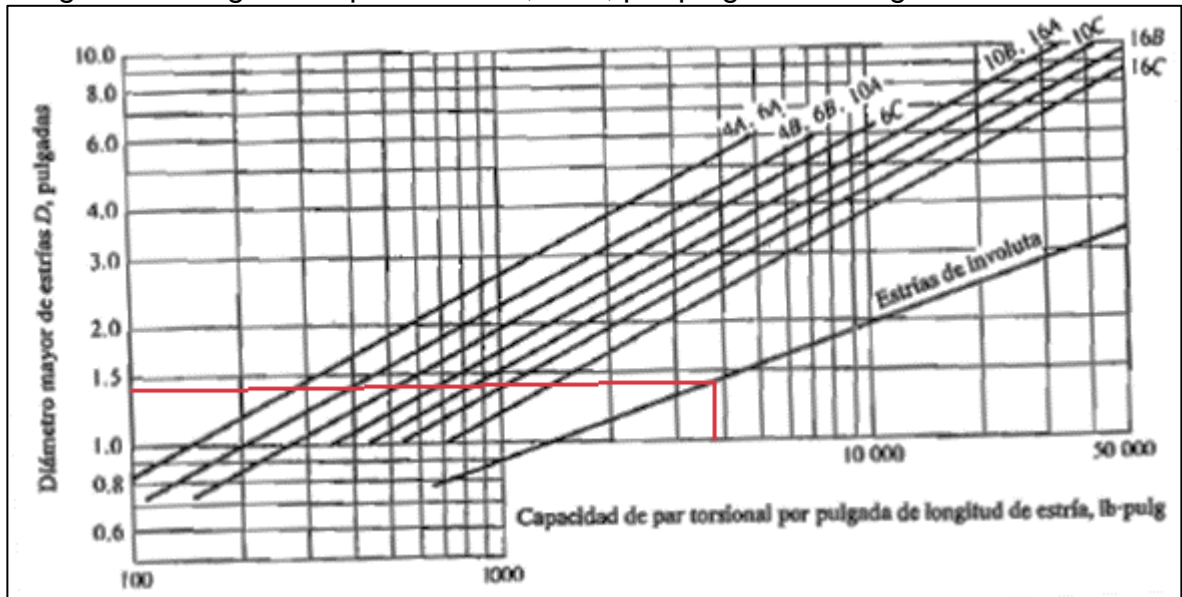
$$p = \frac{\pi}{12} = 0,26 \text{ in/estría}$$

$$t = \frac{0,26 \text{ in}}{2} = 0,13 \text{ in}$$

El miembro interno corresponde al acople y el miembro externo corresponde al eje.

En la siguiente imagen se muestra la gráfica para calcular y verificar el diámetro teniendo en cuenta el torque y el tipo de estría seleccionada.

Imagen 67. Longitud de par torsional, lb*in, por pulgada de longitud de estría



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

Se verifica con un valor de torque de 3.823,52 lb*in que el diámetro seleccionado para las estrías de 1,38in es superior al diámetro mínimo requerido dado por la imagen de 1,35in

En diseño la longitud de las estrías va desde 0,75D hasta 1,25D, dónde D es el diámetro de paso de la estría según el libro de Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

$$L = 1,25 * 1,38in = 1,73in$$

Posteriormente se calcula el diámetro mínimo requerido para el estriado de la sección de la catarina D en el eje principal, el diámetro D4. Para esta sección se requiere que la catarina se pueda desplazar por las estrías, de tal manera que se desacople y acople fácilmente, por lo tanto, se selecciona estrías de involuta con deslizamiento bajo carga, ajuste C y número de estrías 10 con un paso diametral estándar de 4. Se selecciona estría con ajuste lateral.

Reemplazando los valores en las ecuaciones tenemos que:

$$\text{Diámetro menor miembro interno} = \frac{10-1}{4} = 2,25in$$

$$\text{Diámetro menor miembro externo} = \frac{10-1,35}{4} = 2,1625in$$

$$\text{Diámetro mayor miembro Interno} = \frac{10+1,35}{4} = 2,8375in$$

$$\text{Ajuste lateral:} = \frac{10+1,35}{4} = 2,8375in$$

$$\text{Diámetro mayor miembro externo} = \frac{10+1}{4} = 2,75in$$

$$p = \frac{\pi}{4} = 0,7854in/estría$$

$$t = \frac{0,7854in}{2} = 0,3927in$$

$$L = 0,75 * 2,5in = 1,875in$$

El miembro interno corresponde a las catarinas y el miembro externo corresponde al eje.

En la siguiente imagen se muestra la estandarización de los diámetros a valores comerciales nominales, donde se seleccionan teniendo en cuenta el valor mínimo, los elementos y detalles de cada sección, con excepción de los valores de los diámetros de las estrías.

Imagen 68. Diámetros estandarizados a valores comerciales nominales eje 1

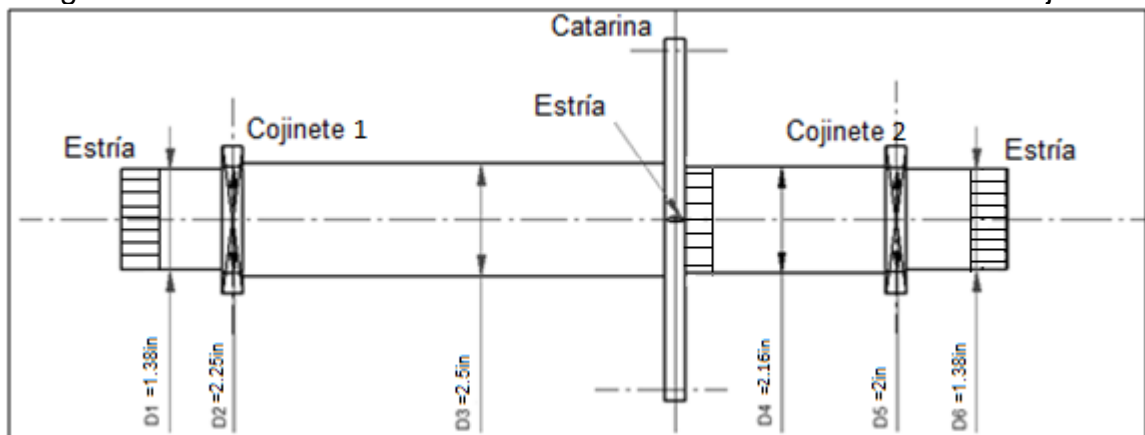
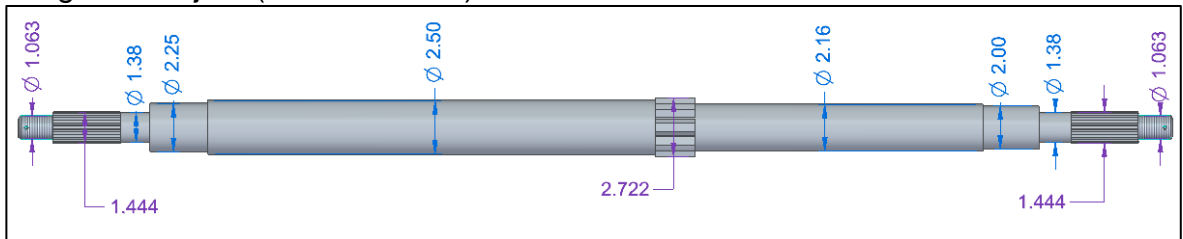


Imagen 69. Eje 1 (medidas en in)



Las tuercas de seguridad (tuerca almenada), son empleadas para sostener el cubo de rueda al eje y permitir que éste no se desacople tiene las siguientes designaciones:

Imagen 70. Tuerca almenada



Fuente: Wurt. Tuerca almenada. Disponible en: https://eshop.wuerth.de/is-bin/INTERSHOP.enfinity/WFS/1401-B1-Site/es_ES/-/EUR/ViewModelDetail-ShowRecommendedModel?CatalogCategoryID=Pi4KD92ek1QAAAFDHkAiJOKK&CampaignName=CS002&Recold=box1@modelldetailpageA.

Imagen 71. Especificaciones tuerca almenada

Tuerca almenada TU-DIN935-A2/70-LL41-M27 N° de art.: 033927	
Informaciones técnicas	
Tipo de rosca x diámetro nominal	M27
Altura	30 mm
Accionamiento externo	SW41
Material	Acero inoxidable A2
Superficie	Bruñido
DIN	935
Anchura entre las esquinas	45,2 mm
Protector para punta de llave	16,6 mm

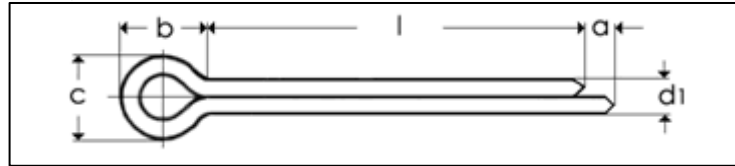
Fuente: Wurt. Tuerca almenada. Disponible en: https://eshop.wuerth.de/is-bin/INTERSHOP.enfinity/WFS/1401-B1-Site/es_ES/-/EUR/ViewModelDetail-ShowRecommendedModel?CatalogCategoryID=Pi4KD92ek1QAAAFDHkAiJOKK&CampaignName=CS002&Recold=box1@modelldetailpageA.

El pasador empleado tiene como designación, pasador de aletas D-94 4x50.

C=diámetro nominal de 4 mm

L= longitud= 50mm

Imagen 72. Pasador de aletas



Fuente: Ferreteria santa engracia. Pasador de aletas. Disponible en: <http://www.ferreteriasantaengracia.com/01tornilleria/d94.htm>

Imagen 73. Pasador de aletas



Fuente: Seldén. Disponible en :http://www.seldenmast.com/es/products/rigging_hardware/clevis-_and_split_pins-_lock_rings.html.

4.5.2.2 Soportes y rodamientos eje 1. Se necesitan dos rodamientos para el eje principal, donde su ubicación coincide con el apoyo del chasis sobre el eje principal, los rodamientos y los soportes se seleccionan del catálogo SKF teniendo en cuenta los diámetros estandarizados del eje y las cargas a los que están sometidos.

Para el rodamiento y soporte 1 del eje 1, el diámetro interno es de 2,25 in = 57,15 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 882,15 lb, la revolución del eje es de 28,58 rpm y tiene una duración recomendada de 6000 horas según la tabla 14-4 en la página 612 del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

La capacidad de carga dinámica se calcula con las siguientes ecuaciones tomadas del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott:

$$Ld = h * rpm * 60 \text{ min/h}$$

$$C = Pd \left(\frac{Ld}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Dónde:

Ld = Duración de diseño

h= Duración recomendada

rpm = Revoluciones del eje

C = Capacidad de carga dinámica

Pd = Carga aplicada

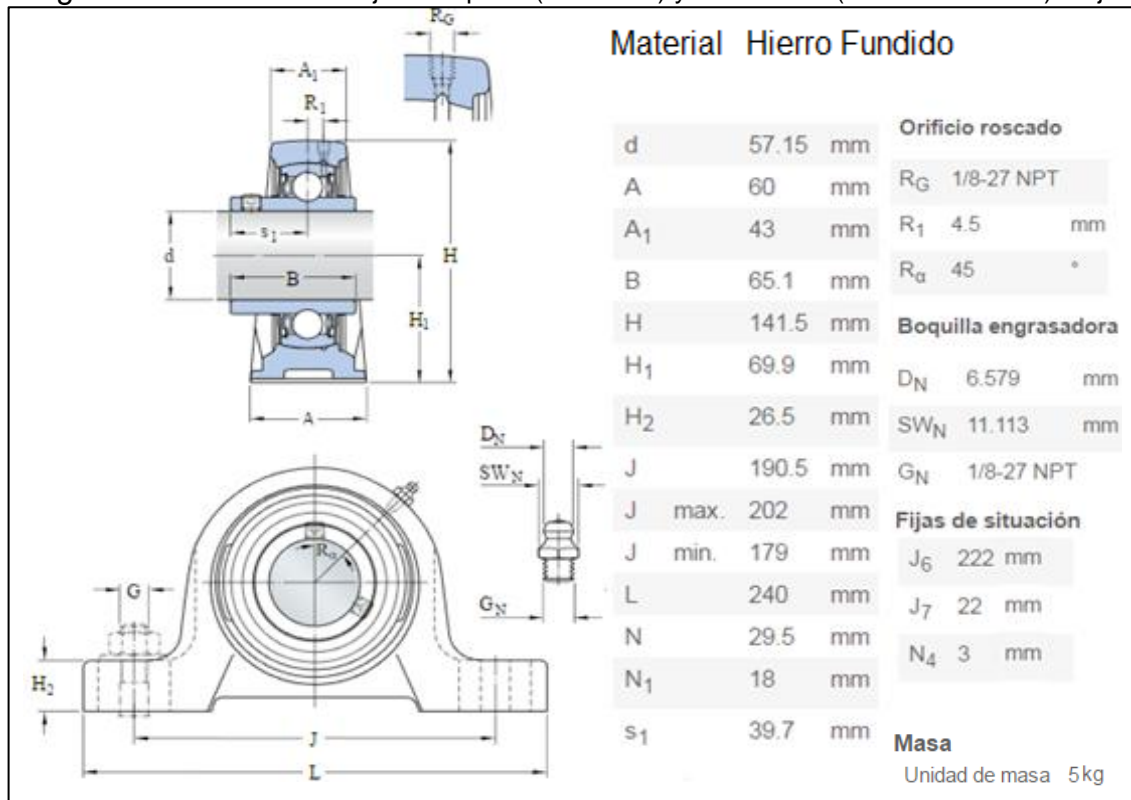
K = 3.00 para rodamientos de bolas

$$Ld = 6000h * 28,58rpm * 60 \frac{min}{h} = 10,289 * 10^6 \text{ rev}$$

$$C = 882,15lb \left(\frac{10,289 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1918,67lb = 8538,08N$$

La carga dinámica calculada es de 8538,08N por lo que se selecciona un rodamiento con una carga dinámica igual o superior. El conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) seleccionados para esta aplicación cuentan con las siguientes especificaciones:

Imagen 74. Dimensiones conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) 1 eje 1



Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SY+2.1%2F4+TF&unit=metricUnit>

Imagen 75. Especificaciones conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) 1 eje 1

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	52.7	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	36	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.53	kN
Velocidad límite		3400	r/mir

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SY+2.1%2F4+TF&unit=metricUnit>

Imagen 76. Montaje conjunto soporte (SY 512 U) y rodamiento (YAR 212-204-2F) 1 eje 1

Información de montaje			
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	4.763	mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		16.5	N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16	mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.0246	in

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SY+2.1%2F4+TF&unit=metricUnit>

Para el rodamiento y soporte 2 del eje 1, el diámetro interno es de 2,00 in = 50,8 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 882,15 lb, la revolución del eje es de 28,58 rpm y tiene una duración recomendada de 6000 horas según la tabla 14-4 en la página 612 del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

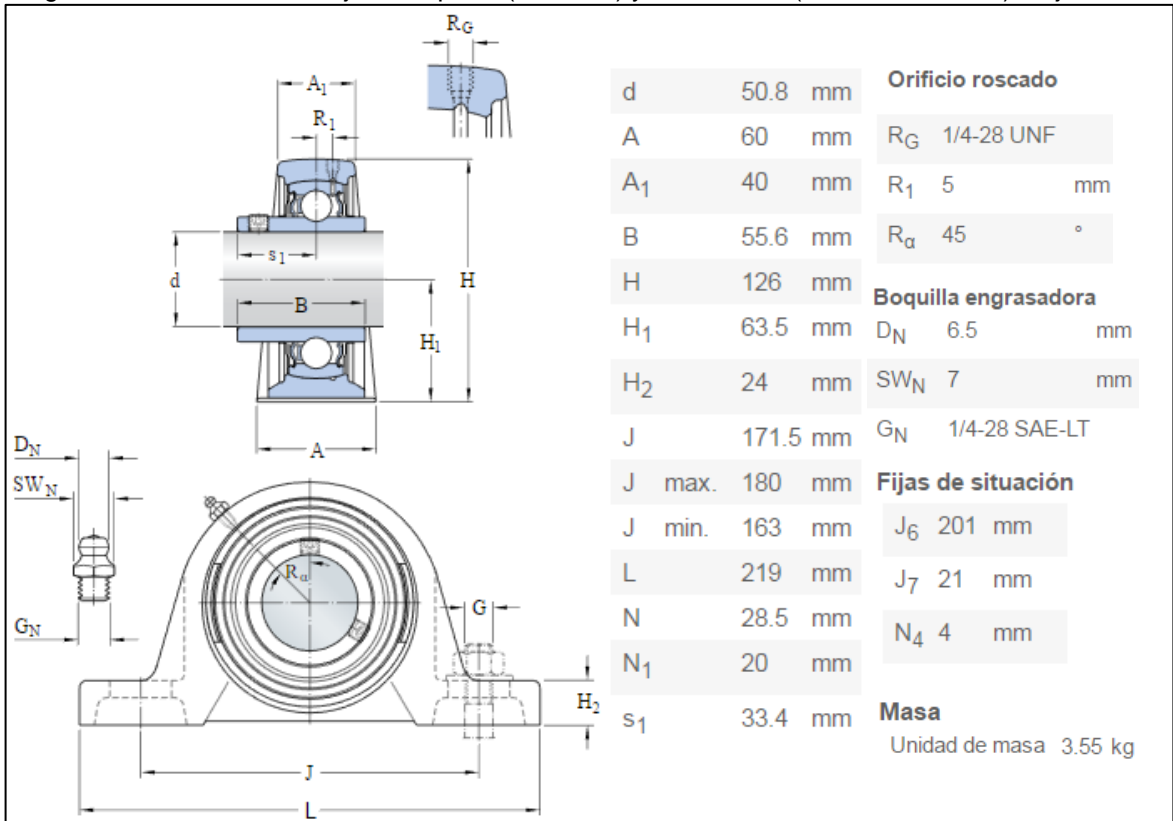
La capacidad de carga dinámica se calcula con las siguientes ecuaciones tomadas del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott:

$$Ld = 6000h * 28,58rpm * 60 \frac{min}{h} = 10,289 * 10^6 rev$$

$$C = 882,15lb \left(\frac{10,289 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1918,67lb = 8538,08N$$

La carga dinámica calculada es de 8538,08N por lo que se selecciona un rodamiento con una carga dinámica igual o superior. El conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento (YAR 211-200-2F) seleccionados para esta aplicación cuentan con las siguientes especificaciones:

Imagen 77. Dimensiones conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento (YAR 211-200-2F) 2 eje 1



Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%202.%20TF&unit=metricUnit>

Imagen 78. Especificaciones conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento (YAR 211-200-2F) 2 eje 1

Datos del cálculo	
Capacidad de carga dinámica básica C	43.6 kN
Capacidad de carga estática básica C_0	29 kN
Carga límite de fatiga P_u	1.25 kN
Velocidad límite	3600 r/min

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%202.%20TF&unit=metricUnit>

Imagen 79. Montaje conjunto soporte (SYJ 511) y rodamiento (YAR 211-200-2F) 2 eje 1

Información de montaje		
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	4.763 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		16.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.625 in

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%202.%20TF&unit=metricUnit>

En la designación de los diámetros de los ejes 2 y 3 se realiza el mismo procedimiento del eje 1 para el cálculo de sus diámetros mínimos requeridos.

4.5.3 Cálculo de los diámetros eje 2. se selecciona un acero AISI 4340 forjado y pulido para el eje, es un acero resistente a la torsión, a la flexión y es uno de los aceros más usados para ejes.

Resistencia a la tensión (S_u) = 149,35Ksi

Esfuerzo de fluencia (S_y) = 105Ksi

Para determinar la resistencia a la fatiga estimada S_n' se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

Dónde:

S_n : Resistencia a la fatiga

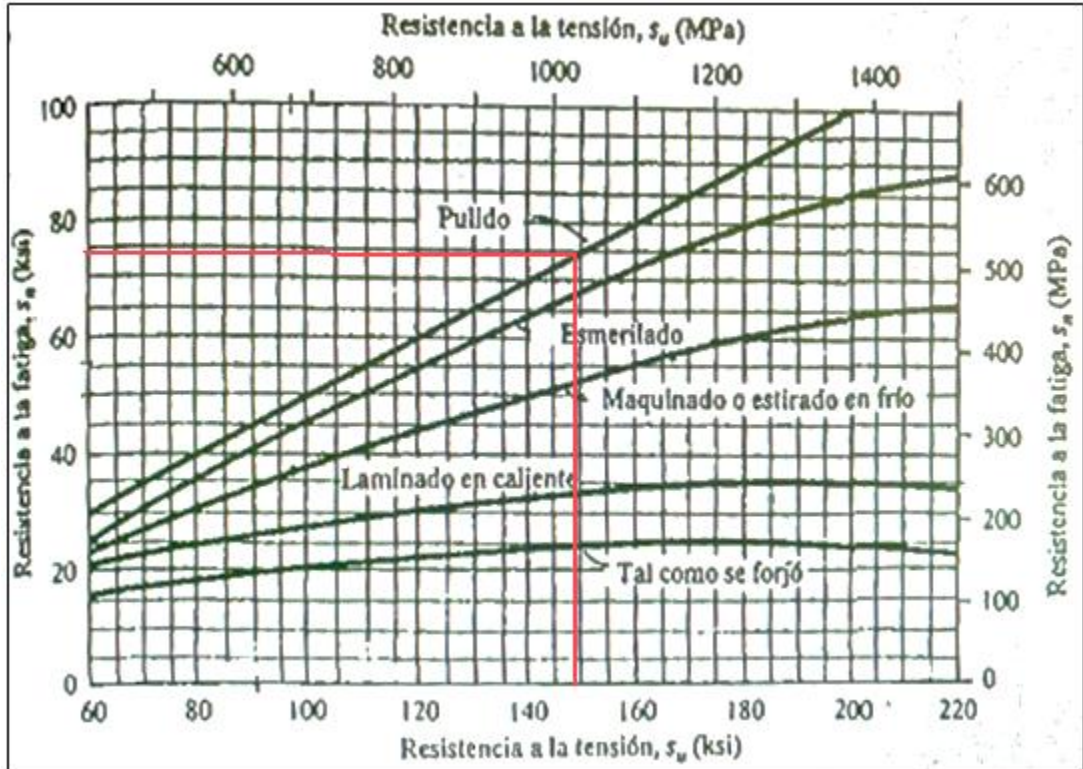
C_m : Factor de material

C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo

C_r : Factor de confiabilidad

C_s : Factor por tamaño

Imagen 80. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

A partir de la gráfica se obtiene un valor para S_n de 74Ksi.

El factor de material C_m para acero forjado se selecciona de la siguiente lista.

Imagen 81. Lista de factor de material C_m según el tipo de material

Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

El factor de tipo de esfuerzo C_{st} para esfuerzo flexionante corresponde a 1,0. Para el factor de confiabilidad C_r se selecciona a partir de la siguiente imagen:

Imagen 82. Factor de confiabilidad C_r

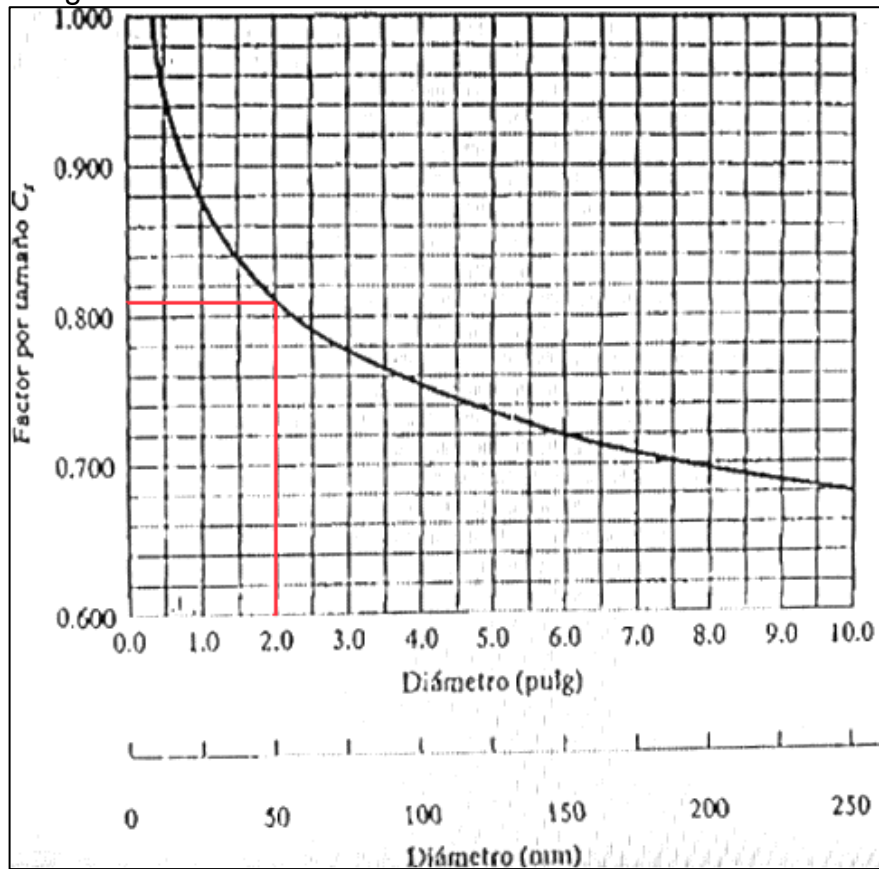
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

Se selecciona una confiabilidad del 99% que indica un C_r de 0,81.

Para el factor de tamaño se debe asumir un diámetro general para el eje con el cual se calcula el factor de tamaño C_s a partir de la siguiente gráfica.

Imagen 83. Factor de tamaño C_s



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

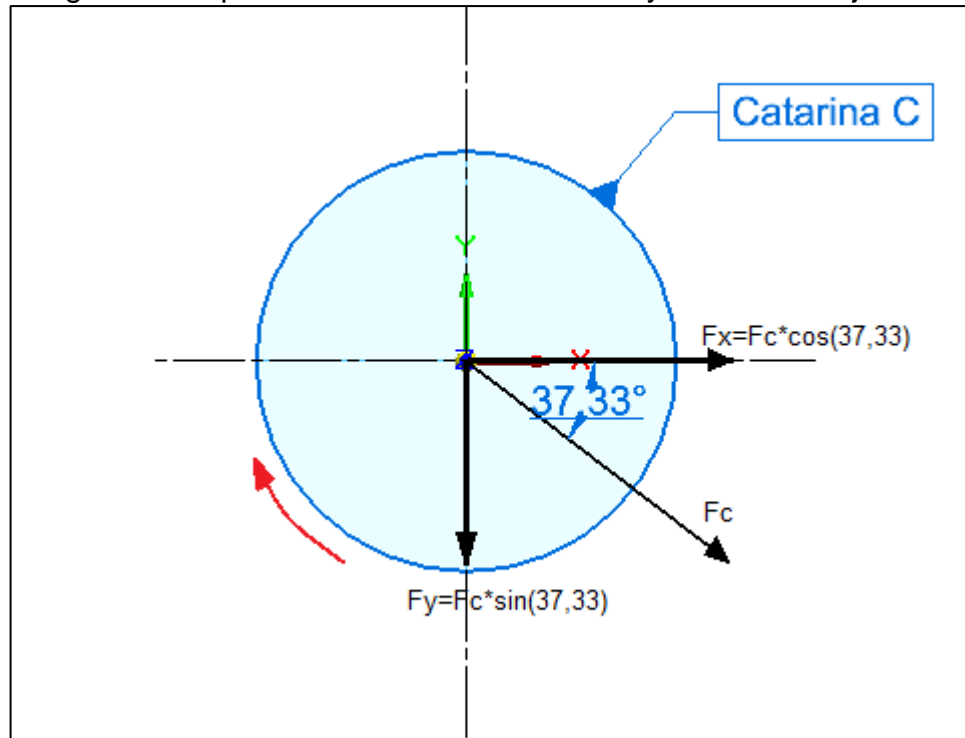
Asumiendo un diámetro de 2 in se obtiene un valor de 0,81 para el factor Cs. Obtenidos todos los valores necesarios se calcula Sn´.

$$Sn' = 74Ksi * 1,0 * 1,0 * 0,81 * 0,81 = 48,55Ksi$$

En el eje 2 se encuentran ubicadas las catarinas B y C las cual ejercen unas fuerzas sobre el mismo y su vez transmiten el movimiento para el funcionamiento del sistema de siembra.

Para calcular las fuerzas ejercidas por las catarinas al eje 2 se tiene en cuenta el torque generado por las mismas y sus diámetros de paso, de ésta manera se calculan las fuerzas de tensión de las cadenas 1 y 2.

Imagen 84. Representación de la catarina C y las fuerzas ejercidas



$$F_c = 140,84N$$

$$F_x = 140,84N * \cos(37,33^\circ) = 111,99N = 25,17lb$$

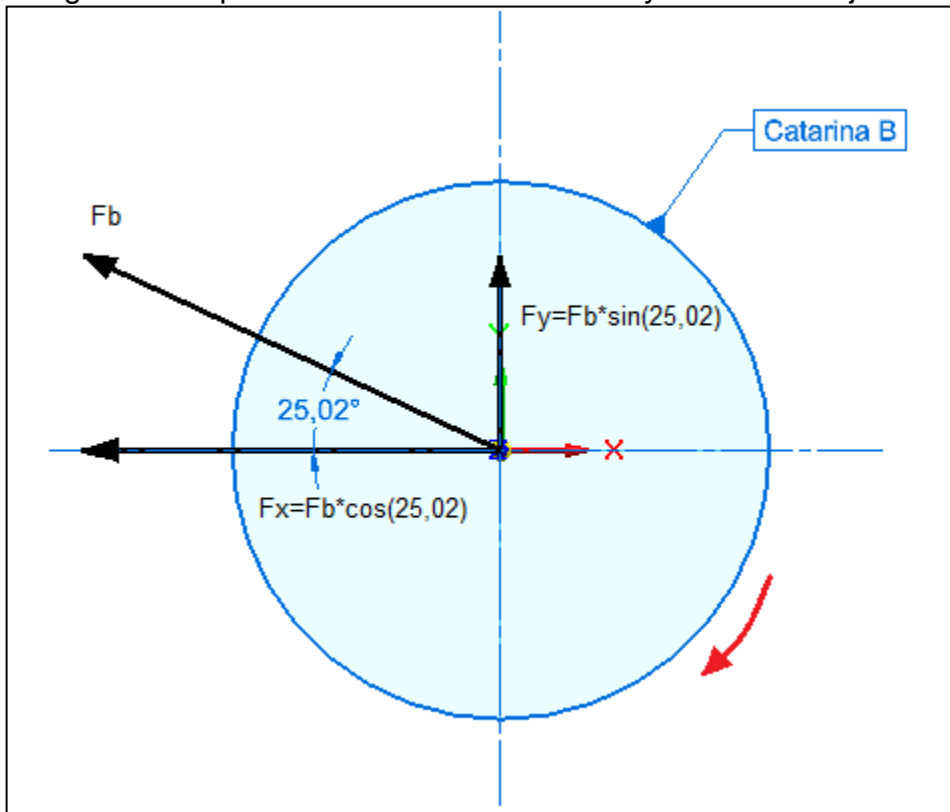
$$F_y = 140,84N * \sin(37,33^\circ) = 85,41N = 19,2lb$$

Dónde:

Fx = Componente en el eje X

Fy = Componente en el eje Y

Imagen 85. Representación de la catarina B y las fuerzas ejercidas



$$Fb = 45,07N$$

$$Fx = 45,07 * \cos(25,02^\circ) = 40,84N = 9,18lb$$

$$Fy = 45,07N * \sin(25,02^\circ) = 19,06N = 4,28lb$$

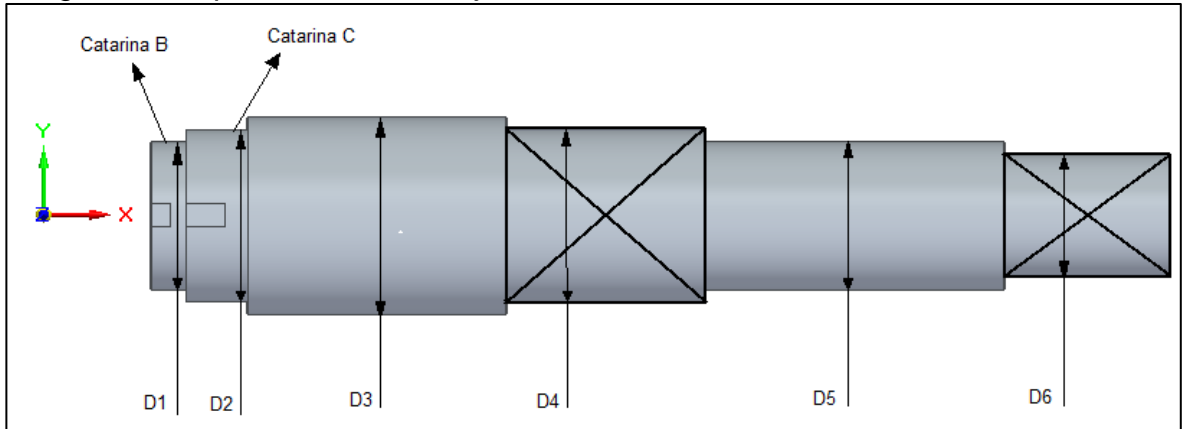
Dónde:

Fx = Componente en el eje X

Fy = Componente en el eje Y

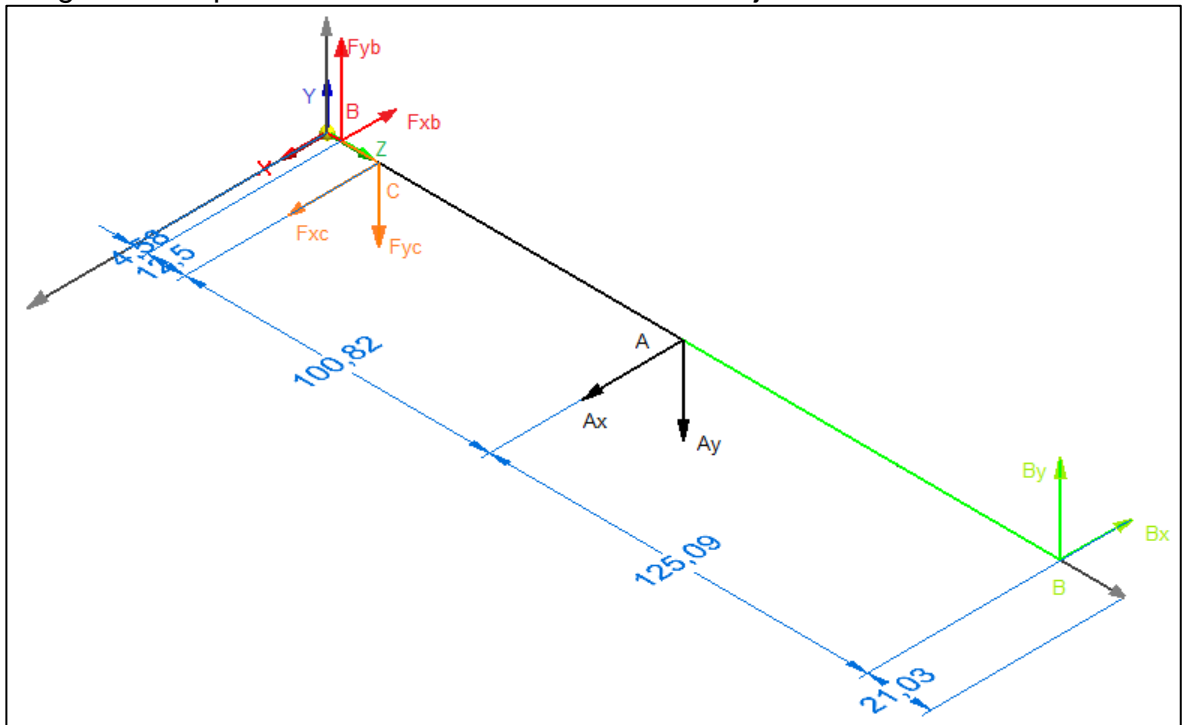
Después del análisis de las cargas ejercidas por las catarinas al eje 2, se ilustra en la imagen 56 el eje mostrando los escalonamientos y la posición de los elementos.

Imagen 86. Representación del eje 2



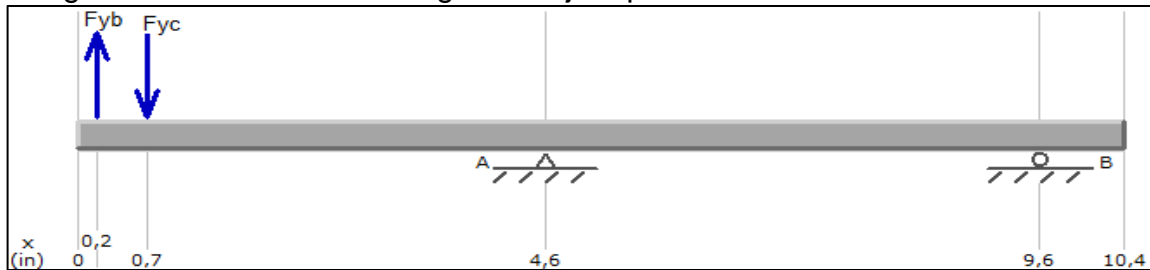
A continuación, se muestra en la imagen 87 la representación de las fuerzas ejercidas sobre el eje en un plano tridimensional con sus respectivas direcciones y denominaciones.

Imagen 87. Representación de las fuerzas sobre el eje



Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 2, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano YZ y posteriormente el plano XZ.

Imagen 88. Análisis de las cargas del eje 2 plano YZ



Fyb y Fyc corresponden a la carga ejercida por las catarinas B y C en dirección del eje Y.

$$F_{yb} = 4,28\text{ lbf} = 19,06\text{ N}$$

$$F_{yc} = 19,19\text{ lbf} = 85,41\text{ N}$$

Realizando sumatoria de momentos en el punto B se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = -19,06\text{ N} * 238,41\text{ mm} + 85,41\text{ N} * 225,91\text{ mm} - A_y * 125,92\text{ mm} = 0$$

$$A_y = 117,92\text{ N} = 26,5\text{ lbf}$$

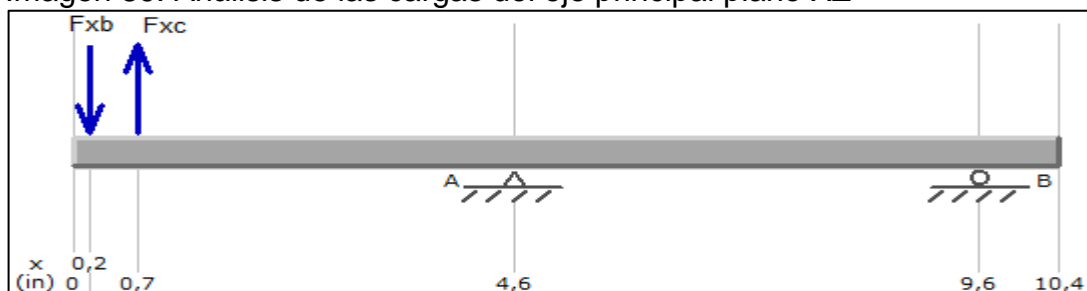
Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y se obtiene:

$$\sum F_Y = 0$$

$$\sum F_Y = -B_y + 19,06\text{ N} - 85,41\text{ N} + 117,92\text{ N}$$

$$B_y = 51,57\text{ N} = 11,59\text{ lbf}$$

Imagen 89. Análisis de las cargas del eje principal plano XZ



F_{xb} y F_{xc} son las fuerzas ejercidas por las catarinas B y C en dirección del eje X.

$$F_{xb} = 40,84N = 9,18lbf$$

$$F_{xc} = 111,99N = 25,17lbf$$

Realizando sumatoria de momentos en el punto A se obtiene:

$$\sum MB = 0$$

$$\sum MB = 40,84N * 238,41mm - 111,99N * 225,91mm + Ax * 125,09 = 0$$

$$Ax = 124,41N = 27,96lbf$$

Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y se obtiene:

$$\sum Fx = 0$$

$$\sum FX = -40,84N + 111,99N - 124,41N + Bx = 0$$

$$Bx = 53,26N = 11,97lbf$$

Una vez terminados los cálculos, se muestran los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos YZ y XZ respectivamente, con el fin de observar los valores máximos a los que está sometido el eje principal.

Imagen 90. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano YZ

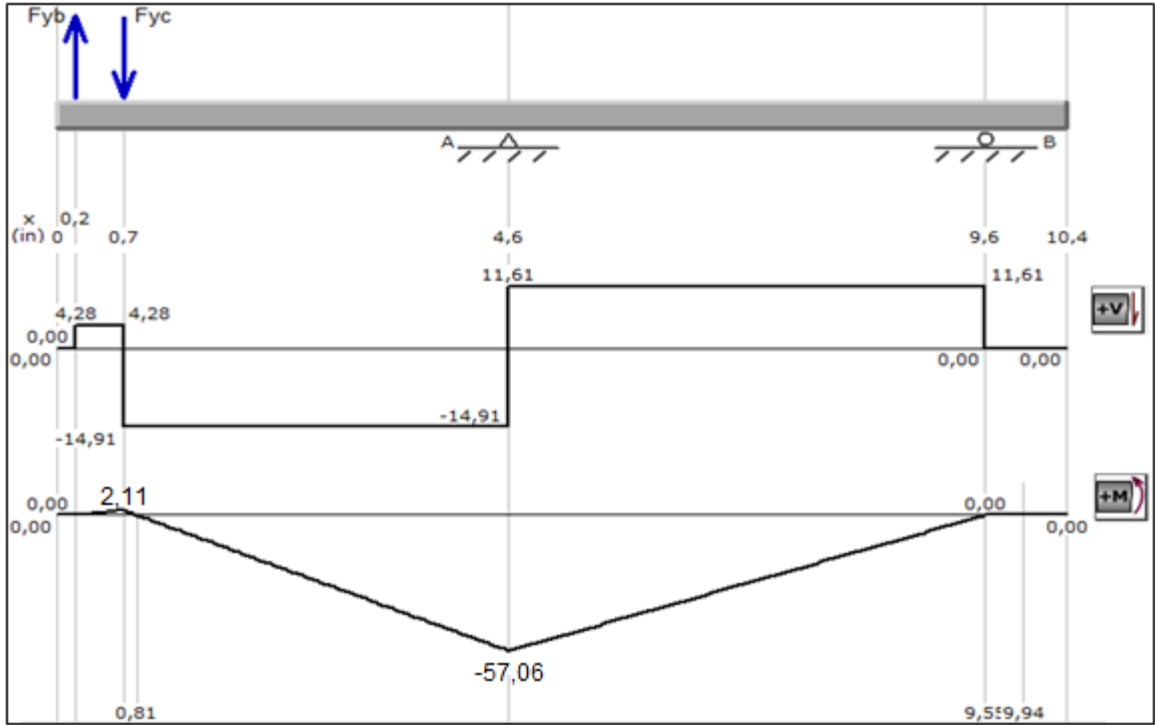
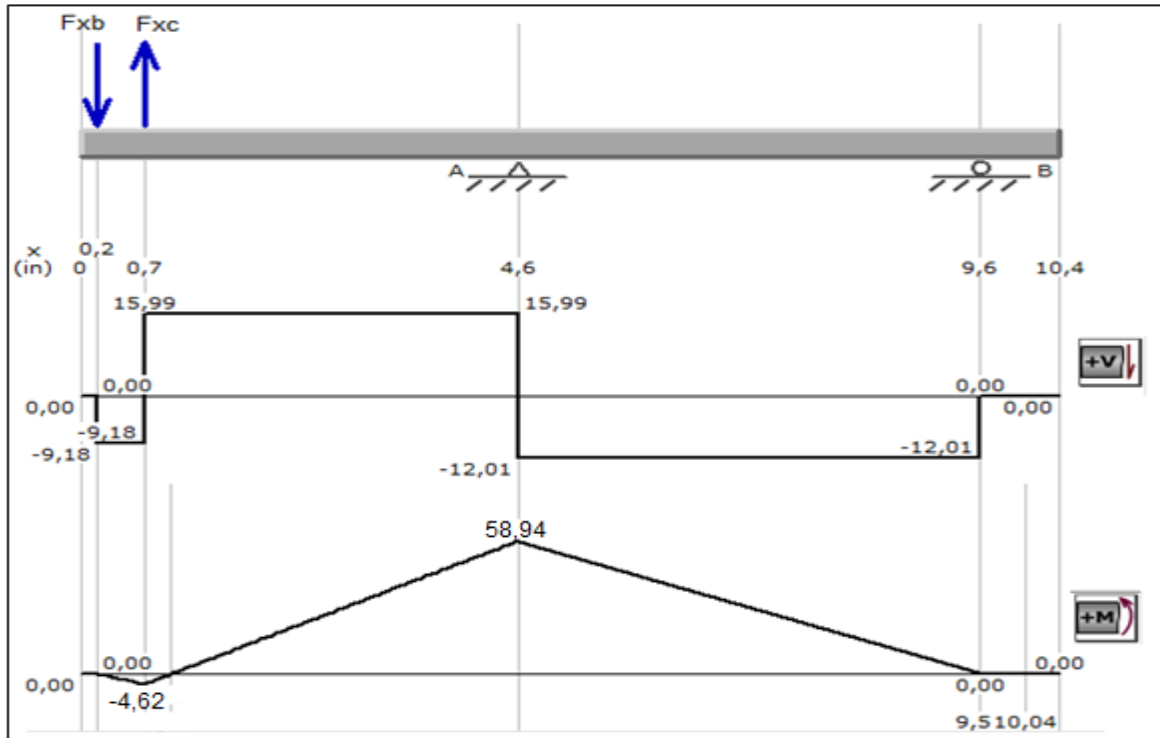


Imagen 91. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ



Los diámetros D1 y D2 llevan un cuñero de perfil, el valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,0 * 0}{48,55Ksi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2.357,37lb * in}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 0,73in$$

$$D2 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,0 * 5,08lb * in}{48,55Ksi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2.357,37lb * in}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 0,73in$$

El diámetro D3 se puede calcular sumando ¼ al diámetro inmediatamente anterior, es decir el D2.

$$D3 = D2 + \frac{1}{4} = 0,98in$$

El diámetro D4 cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5.

$$D4 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 82,035lb * in}{48,55Ksi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{0}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,44in$$

El diámetro D5 tiene la misma condición que el D3, pero en este caso se le resta ¼ al diámetro D4 ya que el escalonamiento va disminuyendo.

$$D5 = D4 - \frac{1}{4} = 0,19in$$

El diámetro D6 no cuenta con momentos ni torque, por lo que su cálculo se realiza con la siguiente ecuación:

$$D6 = \sqrt{\frac{2,94 * Kt * V * N}{S'n}}$$

Dónde:

Kt = Concentraciones de esfuerzos de los ejes

V = Fuerza cortante vertical

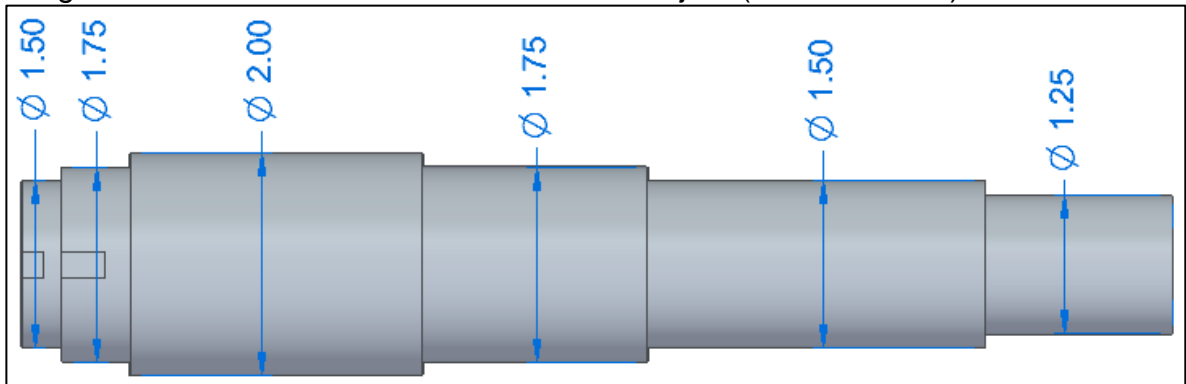
N = Factor de seguridad

S'n = Resistencia a la fatiga estimada real

$$D_6 = \sqrt{\frac{2,94 * 2,0 * 16,704lb * 2}{48,55Ksi}} = 0,064in$$

Teniendo en cuenta los cálculos anteriores, se procede a establecer a los diámetros comerciales nominales, la designación es la siguiente:

Imagen 92. Diámetros comerciales nominales eje 2 (medidas en in)



Los rodamientos se seleccionan en el catálogo de SKF de acuerdo con los diámetros determinados en los ejes, para el eje 2 los rodamientos son los siguientes:

4.5.3.1 Soportes y rodamientos eje 2. Para el rodamiento y soporte 1 del eje 2, el diámetro interno es de 1,75 in = 44,45 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 38,52lbf, la revolución del eje es de 92,74 rpm y tiene una duración recomendada de 6000 horas según la tabla 14-4 en la página 612 del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

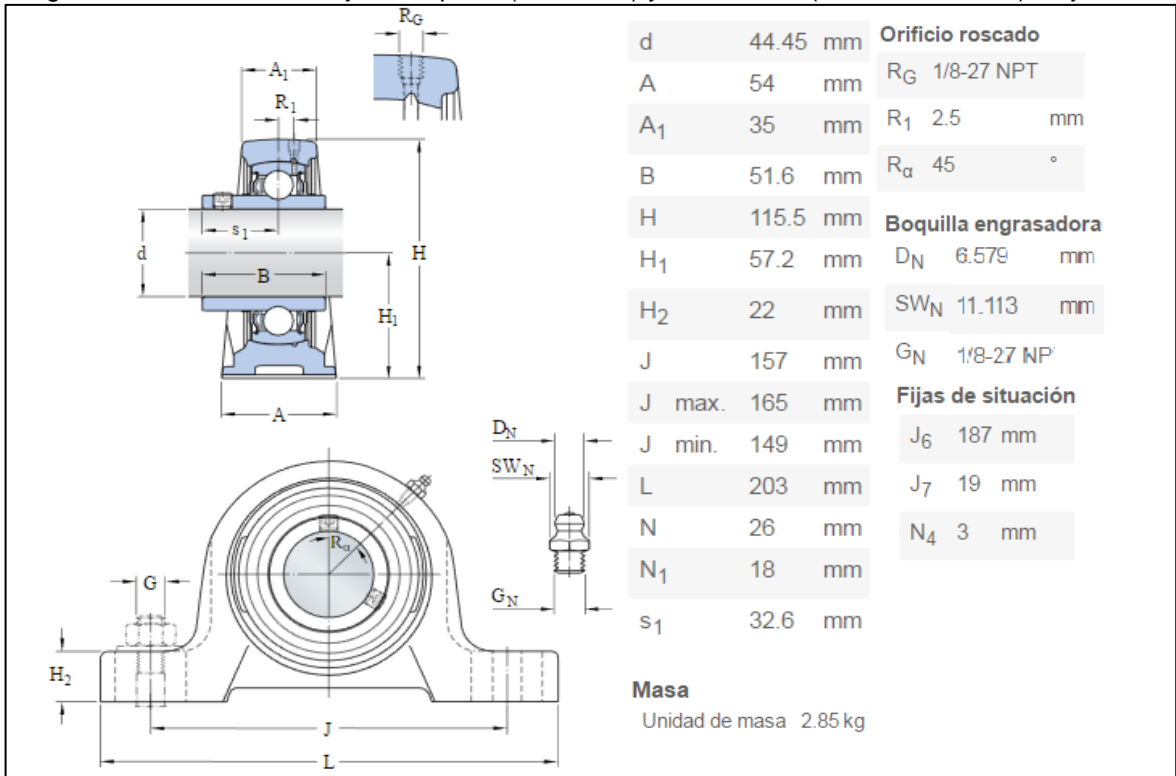
La capacidad de carga dinámica se calcula con las siguientes ecuaciones tomadas del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott:

$$L_d = 6000h * 92,74rpm * 60 \frac{min}{h} = 33,39 * 10^6 rev$$

$$C = 38,52lbf \left(\frac{33,39 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 57,57lbf = 256,203N$$

La carga dinámica calculada es de 57,57lbf=256,203N por lo que se selecciona un rodamiento con una carga dinámica igual o superior. El conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) seleccionados para esta aplicación cuentan con las siguientes especificaciones:

Imagen 93. Dimensiones conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) 2 eje 2



Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummerlock-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYM%201.3%2F4%20TF&unit=metricUnit>

Imagen 94. Especificaciones conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) 2 eje 2

Datos del cálculo	
Capacidad de carga dinámica básica C	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica C ₀	23.2 kN
Carga límite de fatiga P _U	0.98 kN
Velocidad límite	4000 r/min

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummerlock-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYM%201.3%2F4%20TF&unit=metricUnit>

Imagen 95. Montaje conjunto soporte (SY 510 U) y rodamiento (YAR 210-112-2F) 2 eje 2

Información de montaje	
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N 4.763 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero	16.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G 16 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G 0.0246 in

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummerlock-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYM%201.3%2F4%20TF&unit=metricUnit>

Para el rodamiento y soporte 2 del eje 2, el diámetro interno es de 1,25 in = 31,75 mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 16,66 lbf, la revolución del eje es de 92,74 rpm y tiene una duración recomendada de 6000 horas según la tabla 14-4 en la página 612 del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

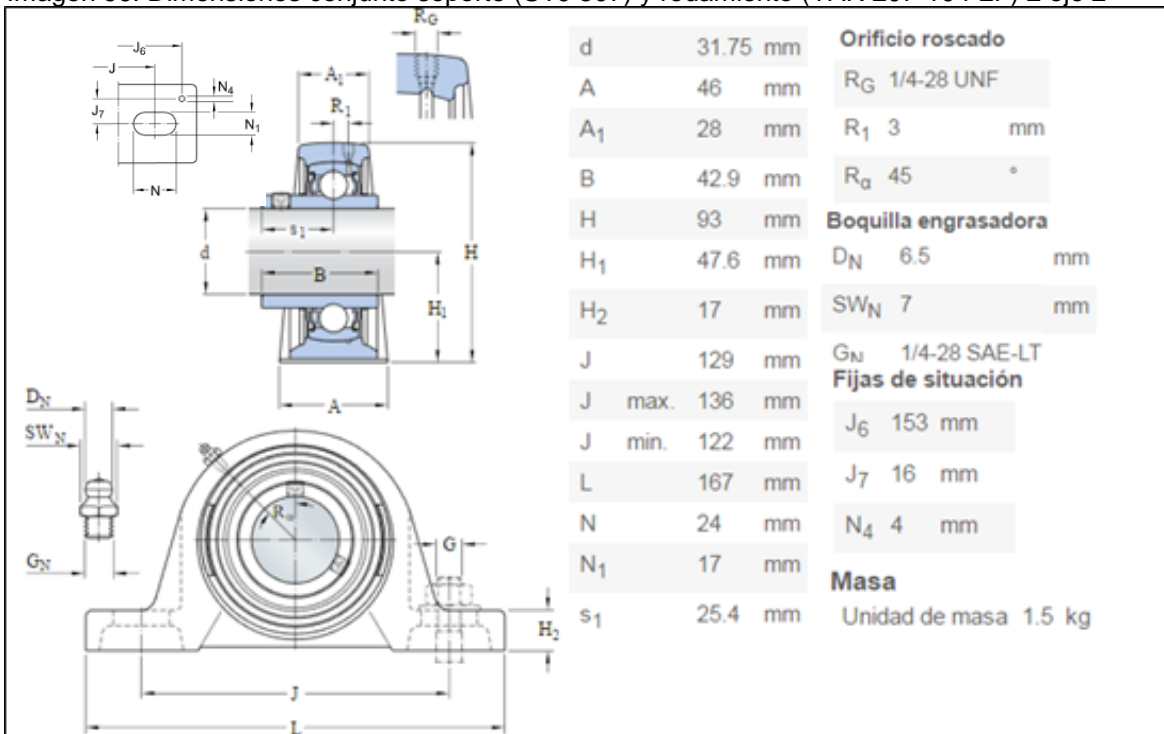
La capacidad de carga dinámica se calcula con las siguientes ecuaciones tomadas del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott:

$$Ld = 6000h * 92,74rpm * 60 \frac{min}{h} = 33,39 * 10^6 rev$$

$$C = 16,66lbf \left(\frac{33,39 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 24,9lbf = 110,81N$$

La carga dinámica calculada es de 24,9lbf=110,81N por lo que se selecciona un rodamiento con una carga dinámica igual o superior. El conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) seleccionados para esta aplicación cuentan con las siguientes especificaciones:

Imagen 96. Dimensiones conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) 2 eje 2



Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%201.1%2F4%20TF&unit=metricUnit>

Imagen 97. Especificaciones conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) 2 eje 2

Datos del cálculo	
Capacidad de carga dinámica básica	C 25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀ 15.3 kN
Carga límite de fatiga	P _u 0.655 kN
Velocidad límite	5300 r/min

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%201.1%2F4%20TF&unit=metricUnit>

Imagen 98. Montaje conjunto soporte (SYJ 507) y rodamiento (YAR 207-104-2F) 2 eje 2

Información de montaje	
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N 3.969 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero	6.5 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G 14 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G 0.5625 in

Fuente: SKF. Soporte de pie con rodamiento en Y. disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SYJ%201.1%2F4%20TF&unit=metricUnit>

4.5.4 Cálculo de los diámetros eje 3. se selecciona un acero AISI 4340 forjado y pulido para el eje, es un acero resistente a la torsión, a la flexión y es uno de los aceros más usados para los ejes.

Resistencia a la tensión (S_u) = 149,35Ksi

Esfuerzo de fluencia (S_y) = 105Ksi

Para determinar la resistencia a la fatiga estimada S_n' se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s$$

Dónde:

S_n: Resistencia a la fatiga

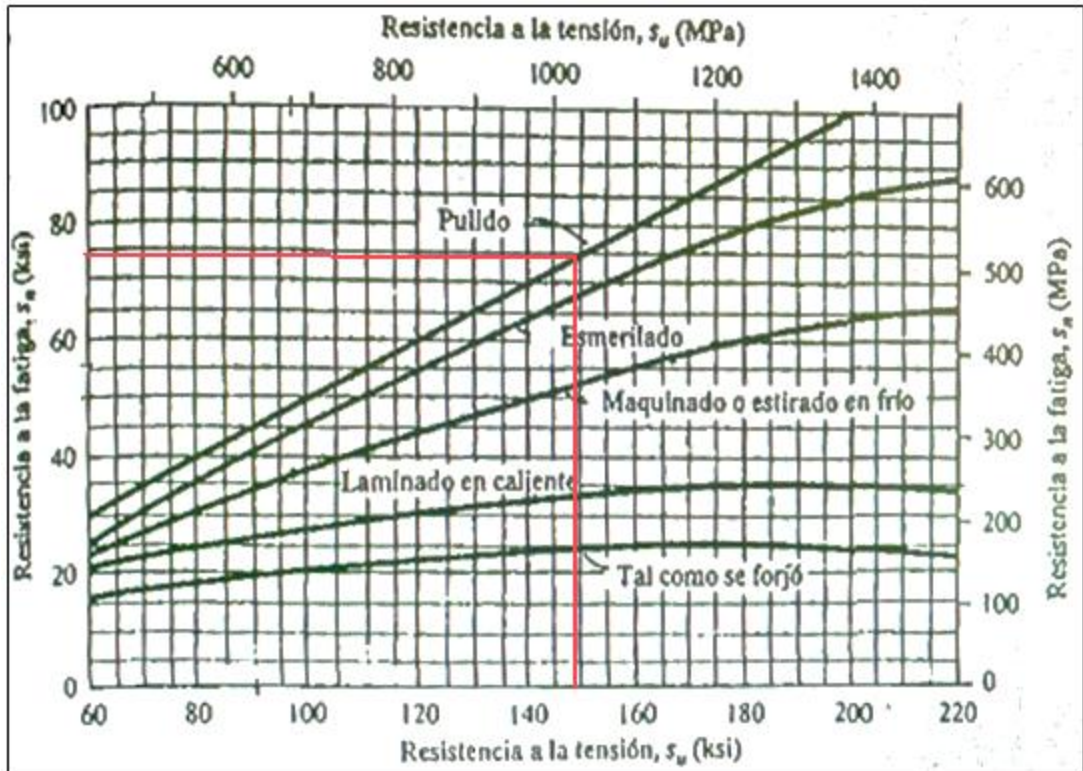
C_m: Factor de material

C_{st}: Factor de tipo de esfuerzo

C_r: Factor de confiabilidad

C_s: Factor por tamaño

Imagen 99. Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

A partir de la gráfica se obtiene un valor para S_n de 74Ksi.

El factor de material C_m para acero forjado se selecciona de la siguiente lista.

Imagen 100. Lista de factor de material C_m según el tipo de material

Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

El factor de tipo de esfuerzo C_{st} para esfuerzo flexionante corresponde a 1,0. Para el factor de confiabilidad C_r se selecciona a partir de la siguiente imagen:

Imagen 101. Factor de confiabilidad C_R

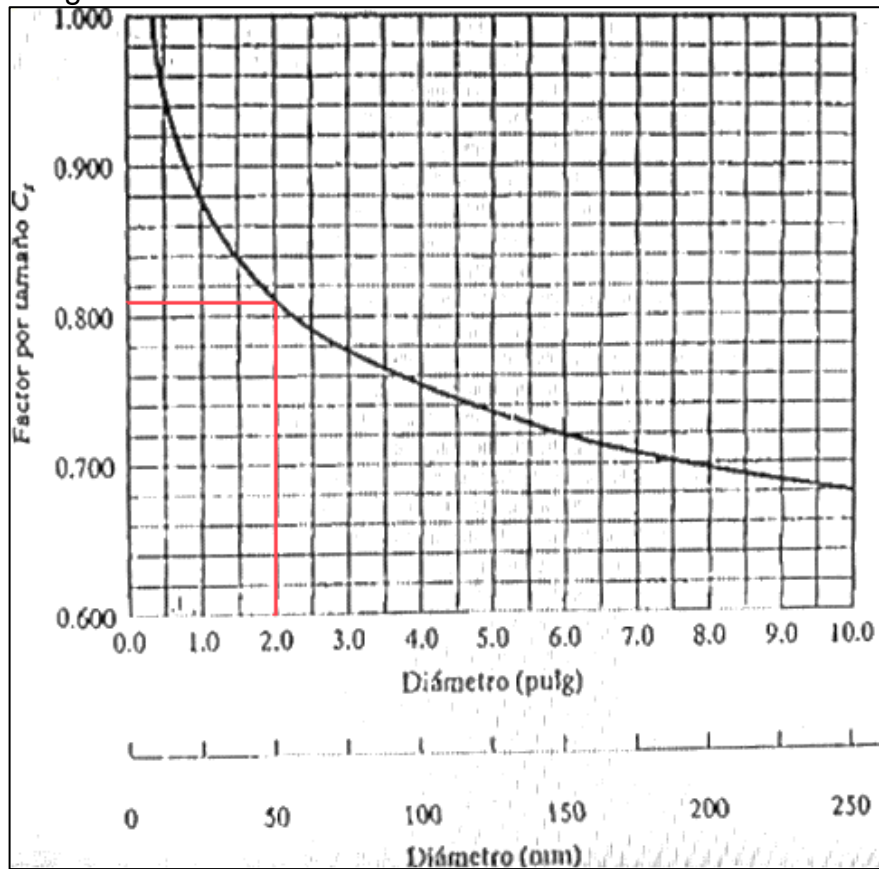
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

Se selecciona una confiabilidad del 99% que indica un C_R de 0,81.

Para el factor de tamaño se debe asumir un diámetro general para el eje con el cual se calcula el factor de tamaño C_s a partir de la siguiente gráfica.

Imagen 102. Factor de tamaño C_s



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas 4ta Edición - Robert L. Mott

Asumiendo un diámetro de 2 in se obtiene un valor de 0,81 para el factor Cs.

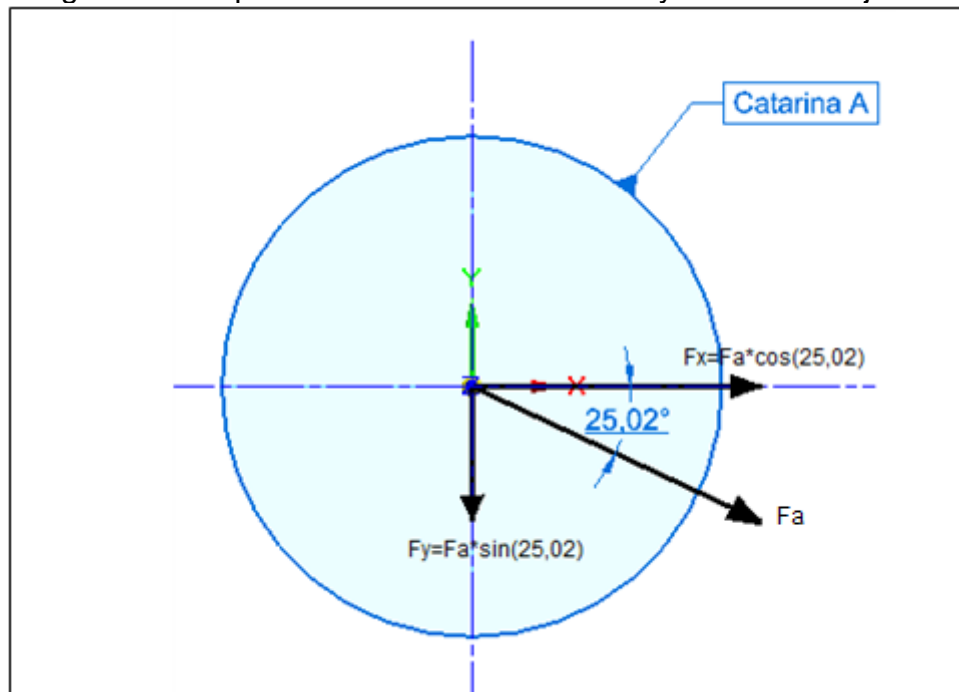
Obtenidos todos los valores necesarios se calcula Sn´.

$$Sn' = 74Ksi * 1,0 * 1,0 * 0,81 * 0,81 = 48,55Ksi$$

En el eje 3 se encuentran ubicada las catarina A las cual ejerce unas fuerzas sobre el mismo y su vez permite el movimiento para el funcionamiento del sistema de siembra.

Para calcular las fuerzas ejercidas por las catarinas al eje 3 se tiene en cuenta el torque generado por las mismas y sus diámetros de paso, de ésta manera se calculan las fuerzas de tensión de las cadenas 2.

Imagen 103. Representación de la catarina A y las fuerzas ejercidas



$$Fa = Fb = 45,07N$$

$$Fx = 45,07 * \cos(25,02^\circ) = 40,84N = 9,18lbf$$

$$Fy = 45,07N * \sin(25,02^\circ) = 19,06N = 4,28lbf$$

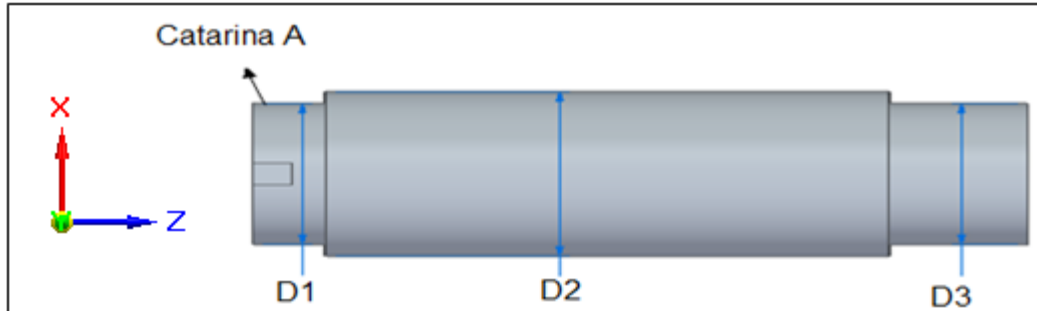
Dónde:

Fx = Componente en el eje X

Fy = Componente en el eje Y

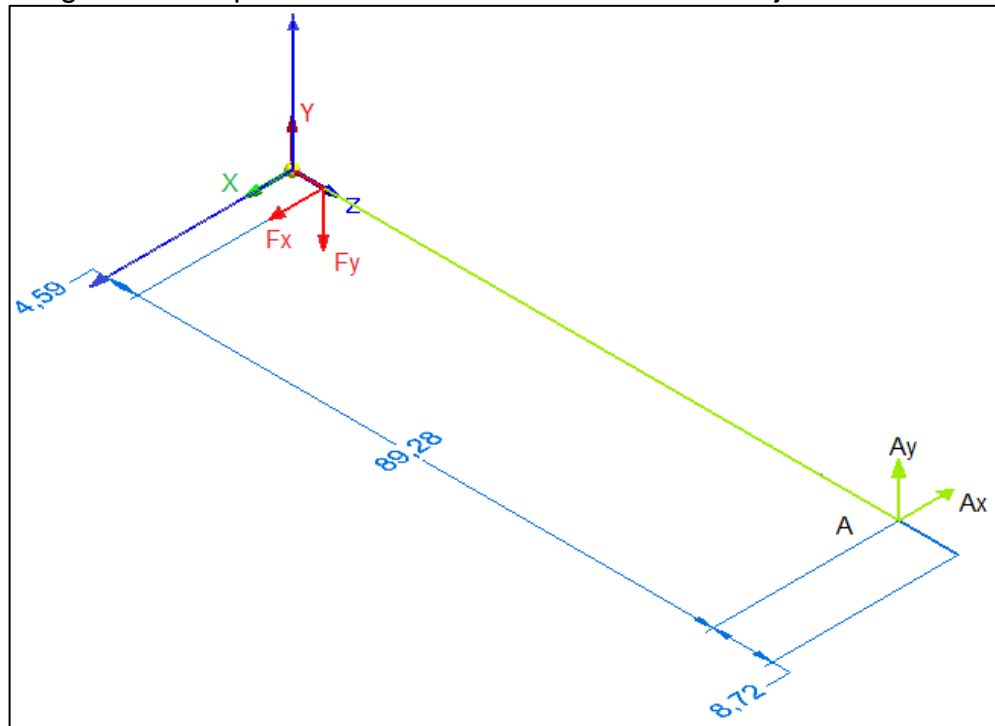
Después del análisis de las cargas ejercidas por la catarina al eje 3, se ilustra en la imagen 56 el eje mostrando los escalonamientos y la posición de los elementos.

Imagen 104. Representación del eje 2



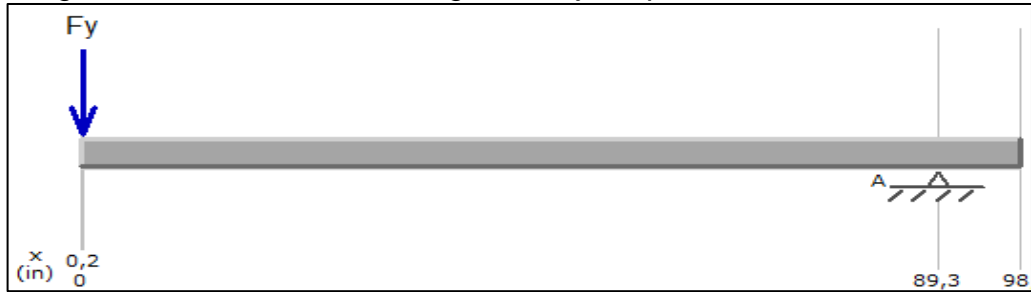
A continuación, se muestra en la imagen 105 la representación de las fuerzas ejercidas sobre el eje en un plano tridimensional con sus respectivas direcciones y denominaciones.

Imagen 105. Representación de las fuerzas sobre el eje



Para analizar y calcular los esfuerzos cortantes y momentos flectores sobre el eje 3, se divide el eje por planos en 2D, iniciando con el plano YZ y posteriormente el plano XZ.

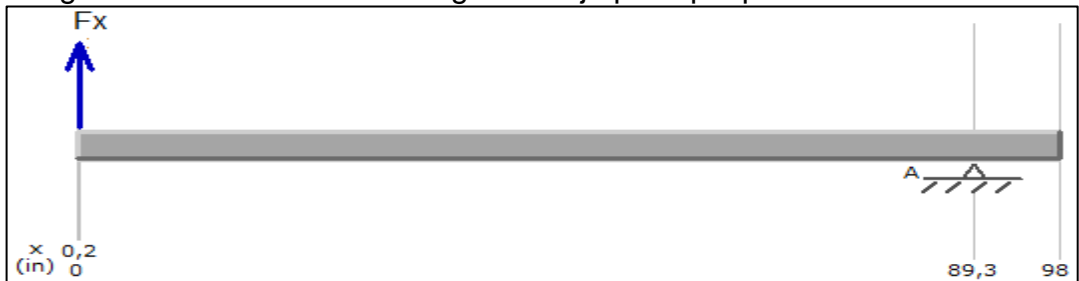
Imagen 106. Análisis de las cargas del eje 2 plano YZ



F_y corresponden a la carga ejercida por la catarina A en dirección del eje Y.

$$A_y = 4,28\text{ lbf} = 19,06\text{ N}$$

Imagen 107. Análisis de las cargas del eje principal plano XZ



F_x es la fuerza ejercida por la catarina A en dirección del eje X.

$$A_x = 40,84\text{ N} = 9,18\text{ lbf}$$

Una vez terminados los cálculos, se muestran los diagramas de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos YZ y XZ respectivamente, con el fin de observar los valores máximos a los que está sometido el eje principal.

Imagen 108. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano YZ

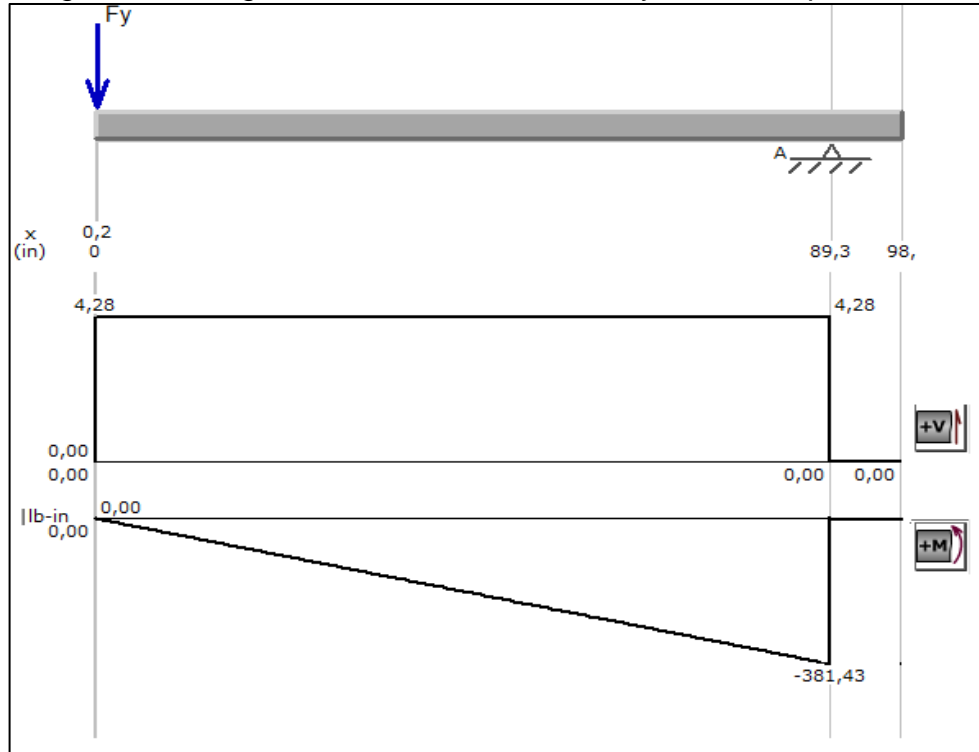
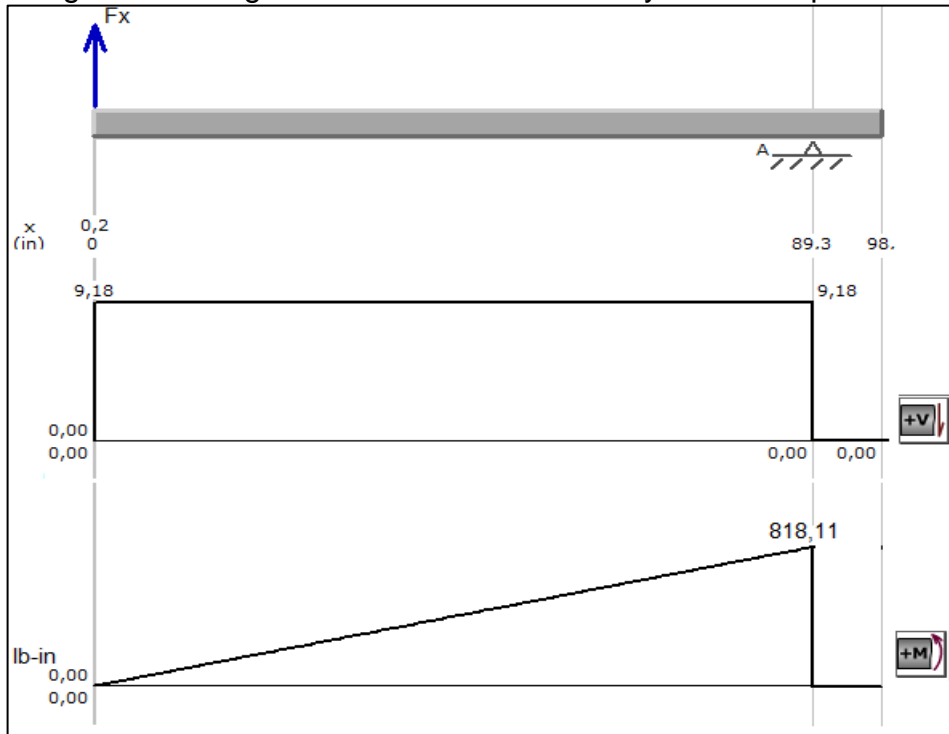


Imagen 109. Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano XZ



El diámetro D1 lleva un cuñero de perfil, el valor de Kt para cuñeros de perfil es de 2,0.

$$D1 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,0 * 0}{48,55Ksi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{2.357,37lb * in}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 0,73in$$

El diámetro D2 se puede calcular sumando ¼ al diámetro inmediatamente anterior, es decir el D1.

$$D2 = D1 + \frac{1}{4} = 0,98in$$

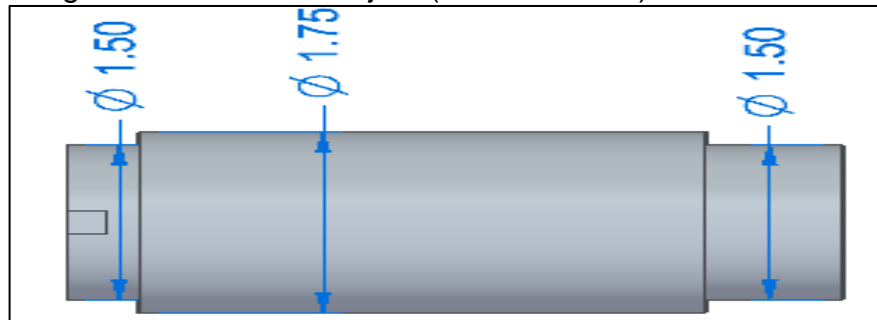
El diámetro D3 cuenta con chaflanes escalonados agudos, por lo que la concentración de esfuerzos Kt es de 2,5.

$$D4 = \left(\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,5 * 902,66lb * in}{48,55Ksi} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{0}{105.000Psi} \right)^2} \right)^{1/3} = 0,98in$$

Teniendo en cuenta los cálculos anteriores, se establecen los diámetros comerciales nominales, la designación es la siguiente:

Diámetros del eje 3:

Imagen 110. Diametros eje 3 (medidas en in)



4.5.4.1 Soportes y rodamientos eje 3. Los rodamientos se seleccionan en el catálogo de SKF de acuerdo con los diámetros determinados en los ejes.

Para el rodamiento 1 del eje 3, el diámetro interno es de 1,5 in = 38,1mm, la carga radial que soporta el rodamiento es de 10,13 lb = 45,07 N, las revoluciones del eje es de 92,74 rpm y tiene una duración recomendada de 6000 horas según la tabla 14-4 en la página 612 del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott.

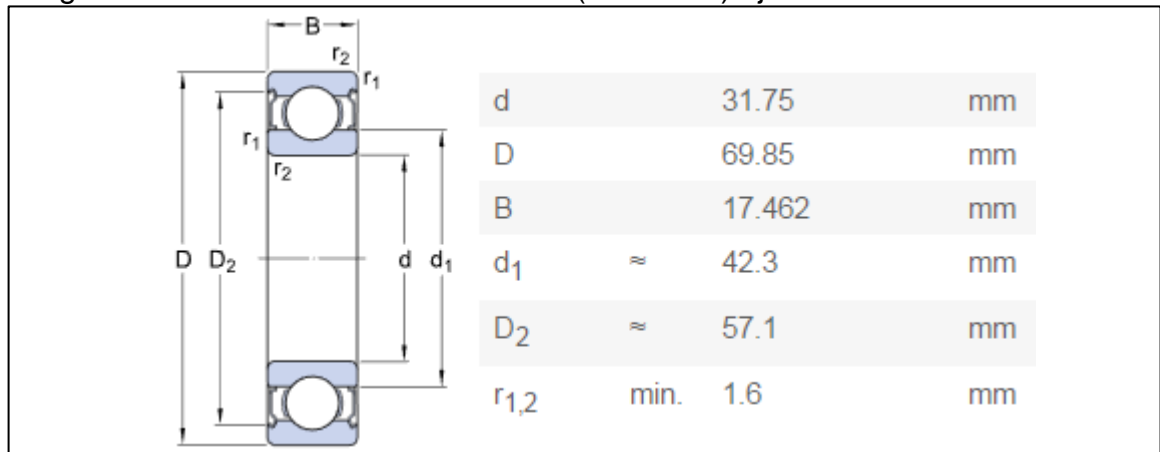
La capacidad de carga dinámica se calcula con las siguientes ecuaciones tomadas del libro Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott:

$$Ld = 6000h * 92,74rpm * 60 \frac{min}{h} = 33,39 * 10^6 rev$$

$$C = 10,13lb \left(\frac{33,39 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 15,14lbf = 67,38N$$

La carga dinámica calculada es de 15,14 lbf = 67,38 N por lo que se selecciona un rodamiento con una carga dinámica igual o superior. El rodamiento (RLS102Z) seleccionado para esta aplicación cuenta con las siguientes especificaciones:

Imagen 111. Indicaciones rodamiento 1 (RLS102Z) eje 3



Fuente: SKF. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Disponible en: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=RLS%2010-2Z&unit=metricUnit>

Imagen 112. Indicaciones rodamiento 1 (RLS102Z) capacidad eje 3

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	8.06	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	3.4	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.143	kN
Velocidad límite		15000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	11	
Masa			
Rodamiento de masa		0.06	kg

Fuente: SKF. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Disponible en: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=RLS%2010-2Z&unit=metricUnit>

4.6 PALANCA DE DESPLAZAMIENTO DE LA CATARINA D

La realización de este mecanismo surge de la necesidad de desacoplar el sistema de siembra para hacer un desplazamiento de la máquina sembradora sin sembrar árbol alguno; el mecanismo debe tener acoplamiento una vez la máquina esté posicionada para sembrar nuevamente los árboles. Por ejemplo, cuando la máquina sembradora llegue al final de un linderro de siembra y deba dar la vuelta para reiniciar otro linderro, ésta palanca debe deshabilitar el sistema de siembra y volverlo a habilitar cuando se haya posicionado nuevamente, con el fin de no perder la alineación de siembra de las plántulas.

Este mecanismo también nos permite transportar la máquina sembradora por carretera.

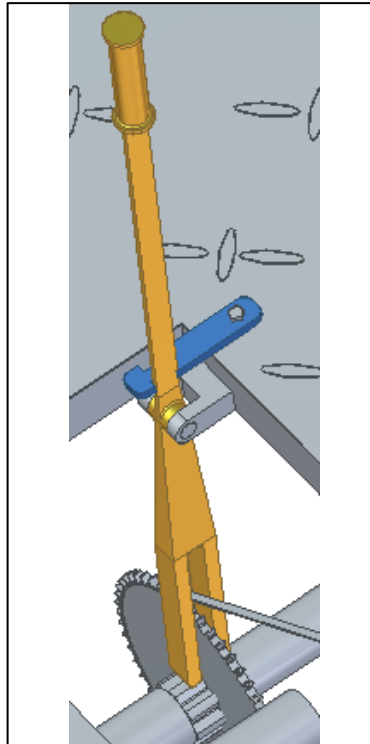
La palanca es la siguiente:

Imagen 113. Palanca de desplazamiento



La palanca cuenta con un seguro para evitar que desplace la catarina D sobre el eje principal cuando no requiere ser movida. El mecanismo se ilustra de la siguiente manera:

Imagen 114. Funcionamiento de la palanca de deslizamiento

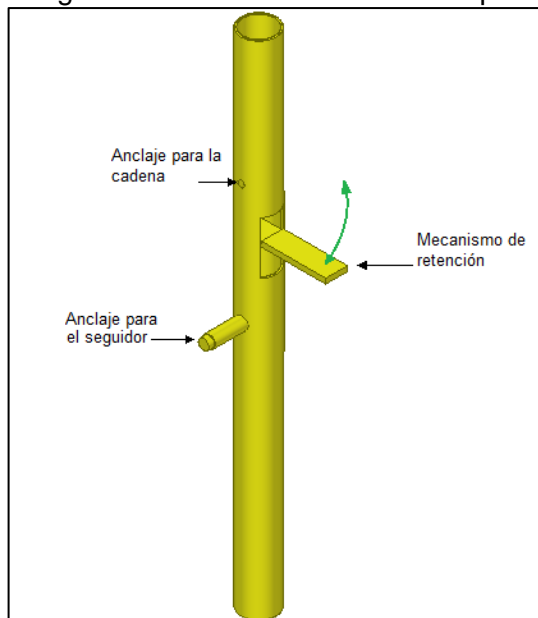


El elemento de color azul es el seguro de la palanca, cuenta con un movimiento de 360° en el que en cada uno de sus lados tiene un escalonamiento en su perfil para el aseguramiento de la palanca. Cuando el seguro se encuentra ubicado por la parte de atrás de la palanca, asegura la palanca para que la catarina esté enganchada al eje principal y permita el movimiento del sistema sembrador. Cuando se va a trasportar la máquina sembradora, se gira el seguro permitiendo el movimiento de la palanca y a su vez el desplazamiento de la catarina hacia la derecha; estando ya desanclada la catarina, el seguro debe terminar por el lado de delante de la palanca completando el giro de 360° y asegurando la palanca.

4.7 TUBO DIRECCIONADOR

El tubo direccionador es uno de los elementos más importantes en el sistema de siembra, su función es posicionar la planta en el suelo, de manera que la misma no sufra ningún daño dejándola en la mejor posición. Cuenta con un mecanismo que permite a la planta caer en el lugar exacto de siembra, sin importar que el operario la deposite dentro del tubo en cualquier momento del ciclo de movimiento.

Imagen 115. Tubo direccionador de plantas



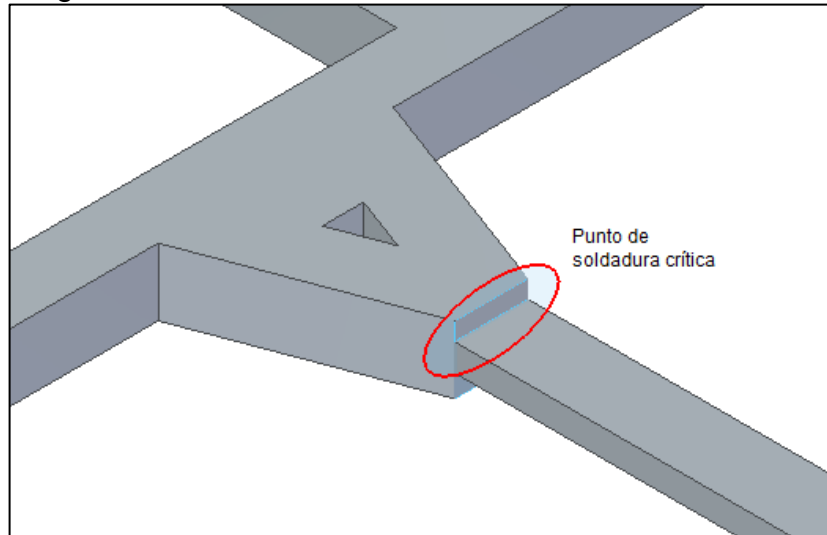
4.8 SOLDADURA

La estructura cuenta con un punto crítico seleccionado para la soldadura, una vez calculada la soldadura, ésta será designada para la unión de todos los perfiles de la estructura.

El método a usar para el cálculo de las soldaduras, es el método encontrado en el libro de Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott y cuenta con los siguientes procedimientos.

El punto crítico seleccionado para calcular la soldadura es el que se muestra en la siguiente imagen:

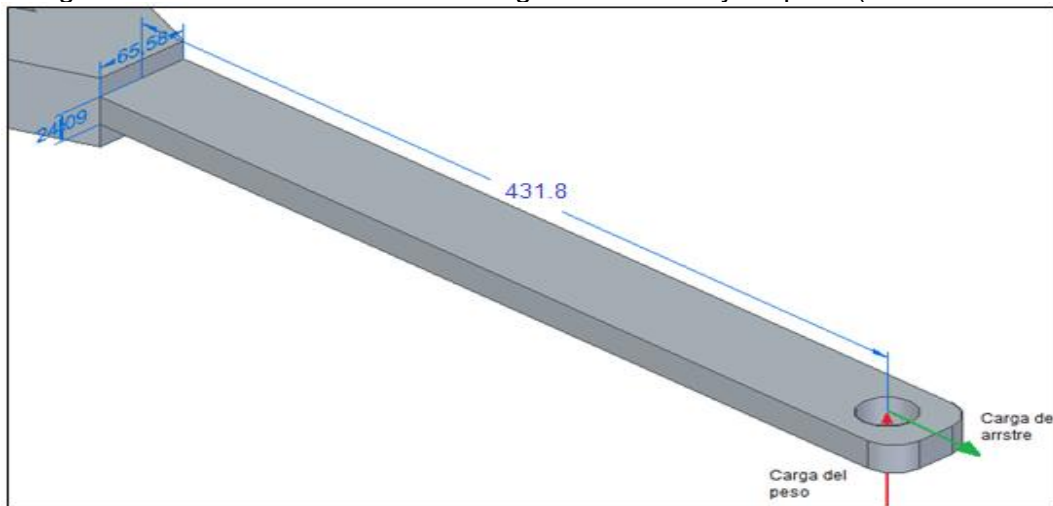
Imagen 116. Punto de soldadura crítica



Para esta soldadura se empleará un cordón en forma chaflán.

Como se aprecia en la imagen 93, la soldadura está sometida a cortante directa y a flexión, por lo tanto, el análisis para el cálculo del cordón de soldadura es el siguiente:

Imagen 117. Soldadura sometida a cargas de arrastre y de peso (medidas en mm)

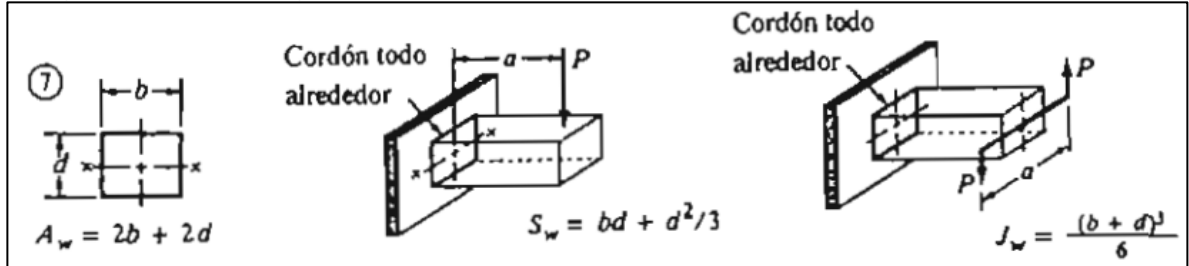


La carga de arrastre es la fuerza que ejerce el vehículo para mover la máquina sembradora que es de 4708,8N=1058,16lbf.

La carga P es la mitad del peso de toda la máquina que corresponde a 3924N=882,15lbf, ya que las ruedas ayudan a balancear el peso de la misma, por lo tanto, se asume dicho valor de carga.

En la siguiente imagen el caso 7, corresponde al elemento crítico estudiado.

Imagen 118. Factor geométrico para el análisis de soldaduras



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

Las ecuaciones de las fuerzas por pulgada de lado de soldadura debido a cada carga que se ejercen en la soldadura son las siguientes:

$$F_c = \frac{V}{A_w}$$

$$F_f = \frac{M}{S_w}$$

$$F_t = \frac{P}{A_w}$$

$$A_w = 2b + 2d$$

$$S_w = b * d + \frac{d^2}{3}$$

$$M = F * x$$

Dónde:

Fc = Fuerza cortante directo

P = Carga de arrastre

Aw = Factor geométrico (tensión compresión)

Ff = Fuerza de flexión

Ft = Fuerza por tensión

M = Torsión o momento
 Sw = Área de soldadura
 b = Base del elemento
 d = Altura del elemento
 F = Fuerza
 X = Distancia

$$Aw = 2 * 2,6in + 2 * 0,94in = 7,08in$$

$$Sw = (2,6 * 0,94)in + \frac{(0,94in)^2}{3} = 2,74in^2$$

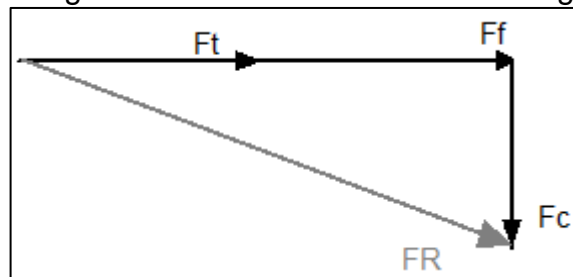
$$M = 882,15lb * 17in = 14.996,55lb * in$$

$$Ff = \frac{14.996,55lb * in}{2,74in^2} = 5.473,19lb/in$$

$$Fc = \frac{1.058,17lb}{7,08in} = 149,46lb/in$$

$$Ft = \frac{1.058,17lb}{7,08in} = 149,46lb/in$$

Imagen 119. Suma vectorial de las cargas



La fuerza máxima es la fuerza resultante la cual se calcula sumando vectorialmente las fuerzas previamente calculadas:

$$FR = \sqrt{(149,46lb/in)^2 + (149,46lb/in)^2 + (5.473,19lb/in)^2} = 5.477,27lb/in$$

Posteriormente se selecciona el electrodo E70 con una fuerza admisible por pulgada de lado de 9.600lb/in para el acero A500 clase C en la siguiente imagen:

Imagen 120. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

Entonces la longitud de lado es:

$$W = \frac{5.477,27 \text{ lb/in}}{11.200 \text{ lb/in}} * \text{in} = 0,489 \text{ in} = 12,42 \text{ mm}$$

El tamaño del cordón mínimo depende del espesor de la placa que es de 24,09mm = 0,948in, donde corresponde a un tamaño mínimo del lado para soldaduras de chaflán de 5/16 (0,3125in=7,94mm) y se indica con la siguiente imagen:

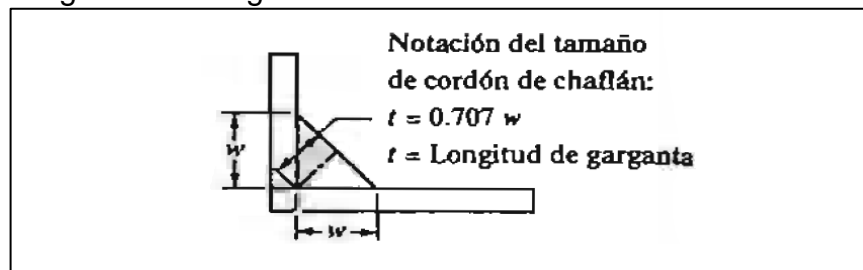
Imagen 121. Tamaños mínimos de cordón para placas gruesas

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
≤ 1/2	3/16
> 1/2 - 3/4	1/4
> 3/4 - 1 1/4	5/16
> 1 1/4 - 2 1/2	3/8
> 2 1/2 - 6	1/2
> 6	5/8

Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

La altura de la garganta del cordón de soldadura por chaflán es igual $t=0,707W$

Imagen 122. Garganta cordón de chaflán



Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott

$$t = 0,707 * 0,489 \text{ in} = 0,35 \text{ in} = 8,89 \text{ mm}$$

5. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se analizará por elementos finitos con el software NX 9,0 la estructura y el eje principal para verificar que ningún elemento presente fallas.

5.1 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA

Finalizado el diseño de la estructura se realiza un análisis por elementos finitos.

A continuación, se presentan los resultados del análisis, los datos de la estructura como conjunto y las propiedades del acero seleccionado.

Cuadro 10. Propiedades del material y la estructura

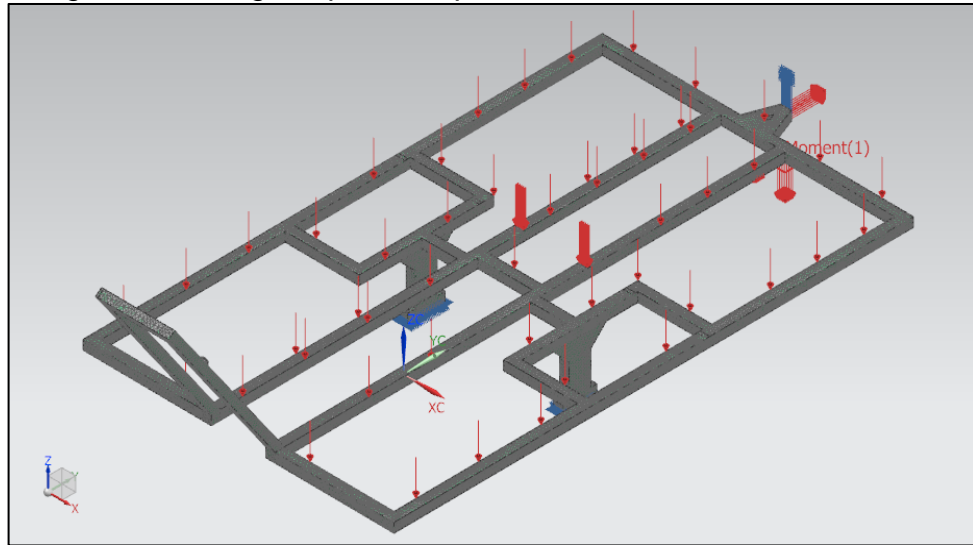
Material	ASTM A500 Grado C
Módulo de elasticidad	200Gpa
Módulo de Poisson	0,3
Límite de fluencia	350Mpa
Densidad	852,17Kg/m ³
Masa de la estructura	101,22Kg
Peso total de la estructura	991,87N

Para el análisis por elementos finitos de la estructura, se procede a simularla en condiciones de operación críticas, Por lo tanto, se sitúa una carga distribuida de 1.712,81 N/m en toda la superficie de la estructura, esta fuerza está presente por acción del peso de las plantas. Posteriormente Se aplican dos cargas puntuales de 245,25 N las cuales son ejercidas cuando el operario de la máquina está sentado sobre la silla. Por último, se añade el momento y las componentes de la fuerza que produce la rueda aradora y se agregan restricciones fijas en los puntos donde se apoya el eje principal y donde está el enganche para el tractor o vehículo, ver imagen 98.

Cuadro 11. Descripción del enmallado

Tipo de malla	Malla tetraédrica
Número de elementos	103.054
Numero de nodos	203.388
Tipo de solucionador	Nastran

Imagen 123. Cargas aplicadas para la simulación de la estructura



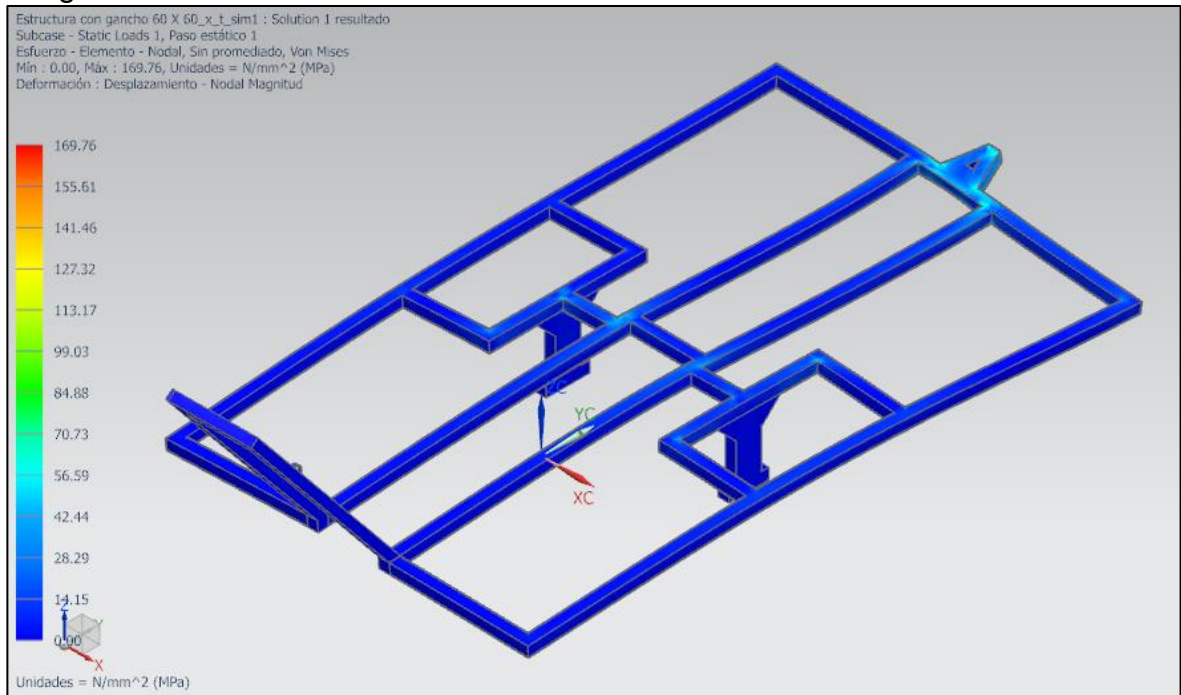
Una vez simulada la estructura bajo las cargas y restricciones presentes en ella se obtuvieron los siguientes resultados.

Resultados de esfuerzos. A partir del análisis se obtiene un valor máximo de tensión igual a 170,15Mpa.

Cuadro 12. Esfuerzo elemento nodal (valores en Mpa)

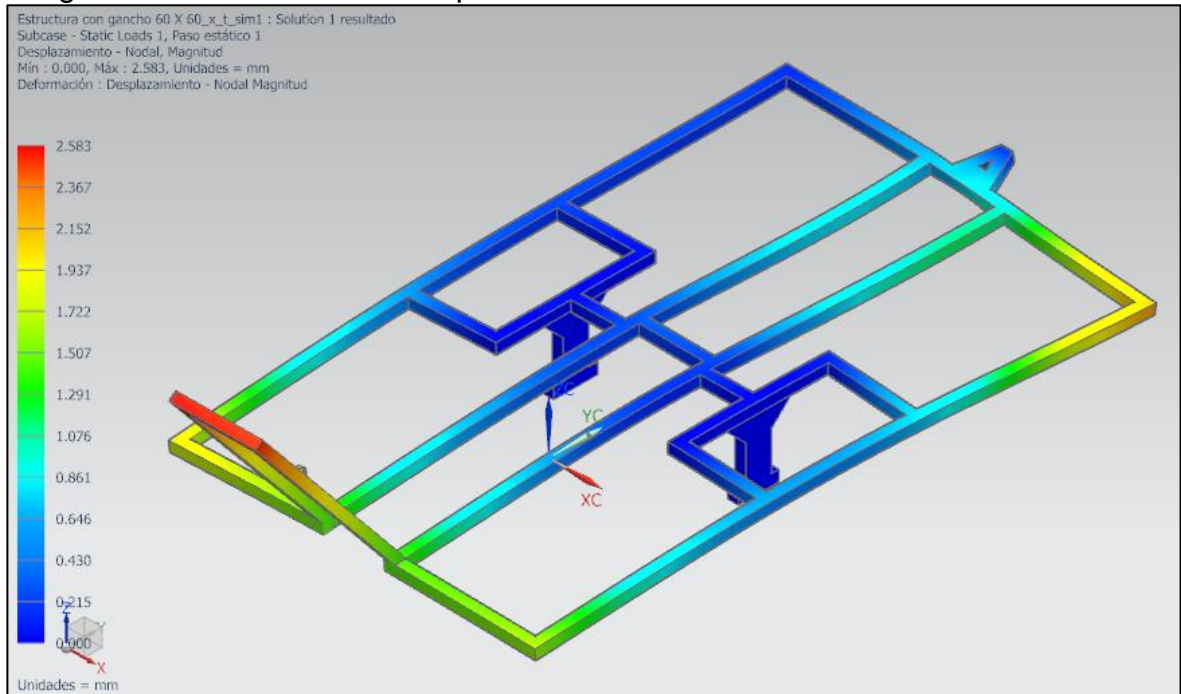
Extensión	Von Mises	X	Y	Z
Mínima	0	-95,95	-110,43	-136,07
Máxima	169,76	140,43	153,35	121,59

Imagen 124. Resultados de esfuerzo Von Mises de la estructura



Resultados desplazamiento de la estructura. La estructura bajo condiciones críticas presenta un desplazamiento máximo de 2,583mm en uno de los extremos del elemento más crítico, el desplazamiento se observa en la siguiente imagen.

Imagen 125. Resultados de desplazamiento de la estructura



Resultados factor de seguridad para la estructura. Para determinar el factor de seguridad por cortante en el punto más crítico de la estructura se relaciona el máximo esfuerzo Von Mises con la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo de 169,76 Mpa.

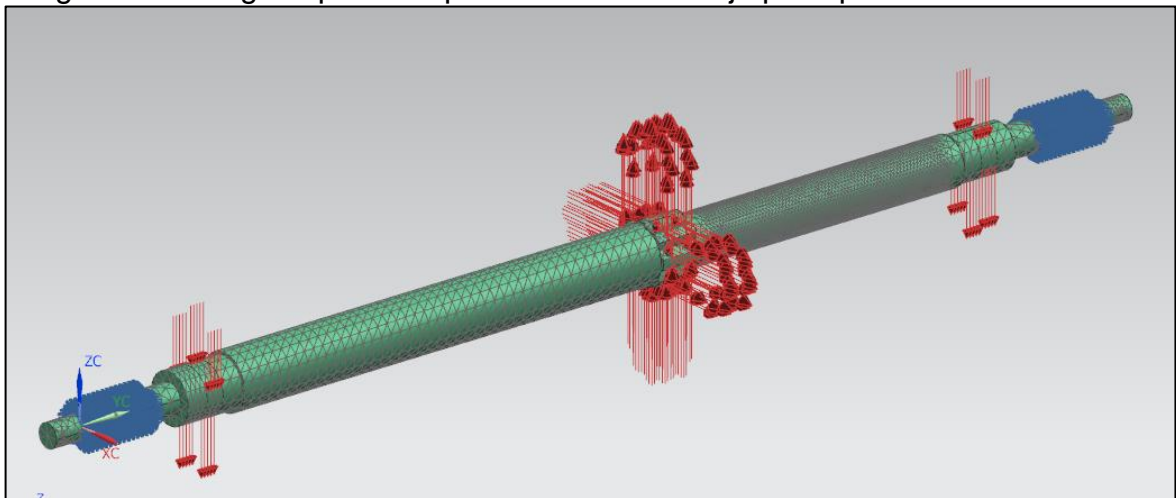
$$F.S = \frac{350Mpa}{169,76Mpa} = 2,1$$

El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el perfil seleccionado para la estructura soportará las cargas a las que va a estar sometida.

5.2 SIMULACIÓN DEL EJE PRINCIPAL

Para el análisis del eje principal, se simula en condiciones de operación críticas, por lo tanto, aplican dos fuerzas puntuales de 882,15lb las cuales se generan por acción del peso máximo que puede soportar el eje de la máquina. Además, se agregan las componentes de la fuerza que genera la catarina D y restricciones en los puntos donde van los rodamientos. El torque que generado por la catarina D se considera despreciable y no se tiene en cuenta en la realización de la simulación.

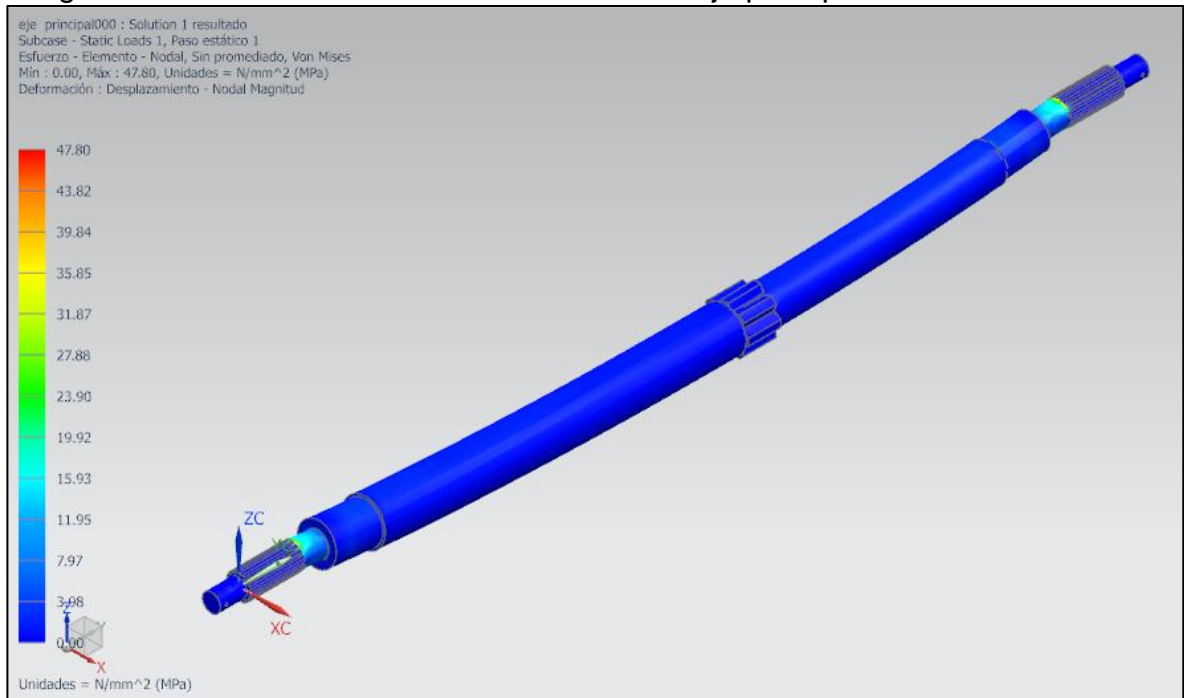
Imagen 126. Cargas aplicadas para la simulación eje principal



Una vez simulada la estructura bajo las cargas y restricciones presentes en ella se obtuvieron los siguientes resultados.

Resultados de esfuerzos. A partir del análisis se obtiene un valor máximo de tensión igual a 47,8 Mpa.

Imagen 127. Resultados de esfuerzo Von Mises eje principal

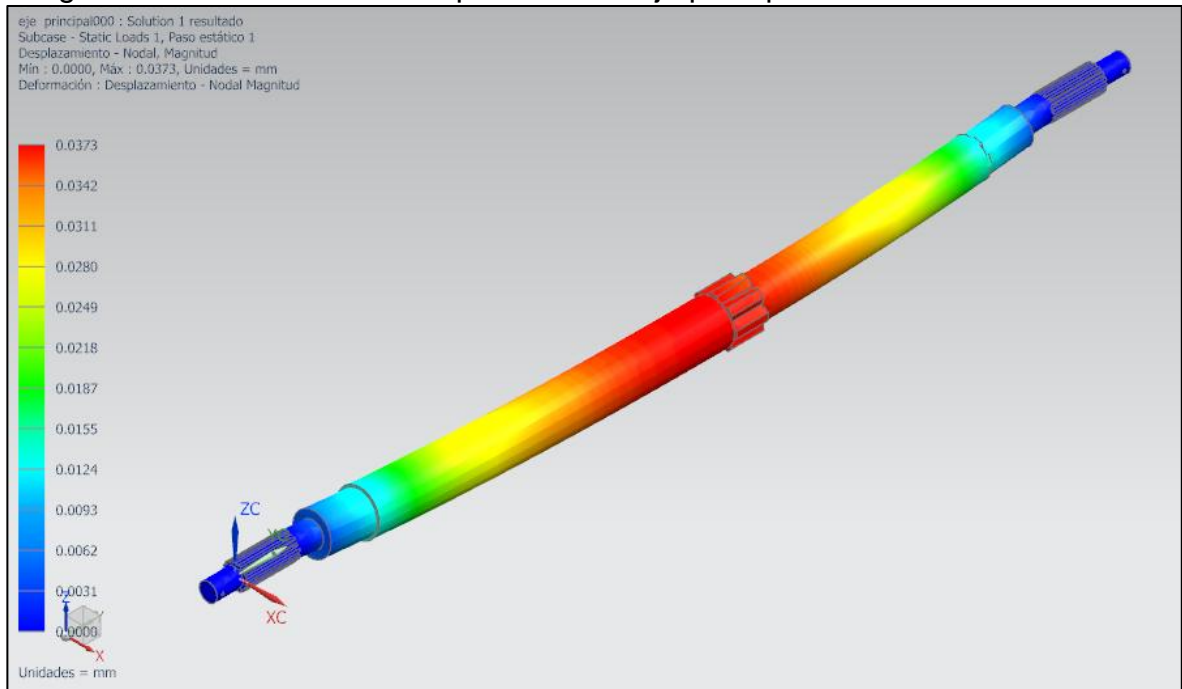


Cuadro 13. Esfuerzo elemento nodal (valores en Mpa)

Extensión	Von Mises	X	Y	Z
Mínima	0	-28,9	-64,9	-30,54
Máxima	47,8	26,66	60,26	27,14

Resultados desplazamiento eje principal. El eje principal bajo condiciones críticas presenta un desplazamiento máximo de 0,0407mm en uno de los extremos del elemento más crítico, el desplazamiento se observa en la siguiente imagen.

Imagen 128. Resultados de desplazamiento eje principal



Resultados factor de seguridad para el eje. Para determinar el factor de seguridad por cortante en el punto más crítico del eje se relaciona el máximo esfuerzo Von Mises con la resistencia a la fluencia del material. Para ello se utiliza el esfuerzo de 47,8 Mpa.

$$F.S = \frac{724Mpa}{47,8Mpa} = 15,15$$

El factor de seguridad obtenido es mayor a 2 lo que garantiza que el material seleccionado y las dimensiones calculadas para el eje soportaran las cargas a las que va a estar sometido.

6. MANUALES

La máquina para la siembra de árboles está diseñada para el transporte y siembra de plántulas de moringa, eucalipto, ciprés, pino o diferentes especies que posean características de siembra similares a la mencionadas, entre estas se encuentra la distancia entre cada plántula que debe ser de 3 metros, la profundidad de siembra que debe estar en un rango de 10 a 30 centímetros y el ancho de la planta con un máximo de 7 centímetros. El peso de cada plántula no debe superar los 0,5 kilogramos.

6.1 MANUAL DE INSTALACIÓN

La máquina se compone de varios sistemas los cuales a su vez se dividen en subsistemas, para comprender con claridad el ensamble se desarrolla un manual con el paso a paso de la instalación de cada uno de los sistemas y subsistemas.

Ensamble de la estructura

La estructura está conformada por perfiles cuadrados en acero ASTM A-500 de 60X60X2,5, todo el conjunto cuenta con 22 piezas, en las que algunas tienen las mismas dimensiones.

Para la unión de cada una de las piezas de la estructura se implementa un equipo de soldadura MIG o también conocida como soldadura a gas, este método se emplea para garantizar una buena consistencia del cordón generada por el material de aporte que usa este tipo de soldadura, además brinda protección y se reducen las salpicaduras sobre superficies limpias al emplearse un gas inerte.

Se sitúa cada uno de los perfiles como se muestra en la siguiente imagen y se realiza la soldadura.

Imagen 129. Numeración de piezas del chasis

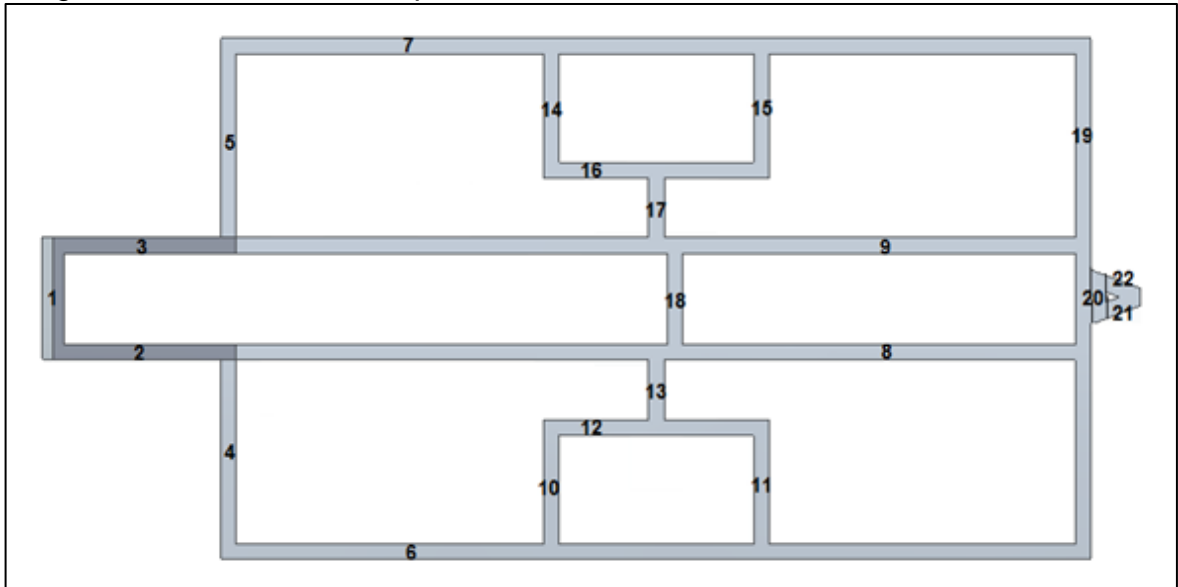
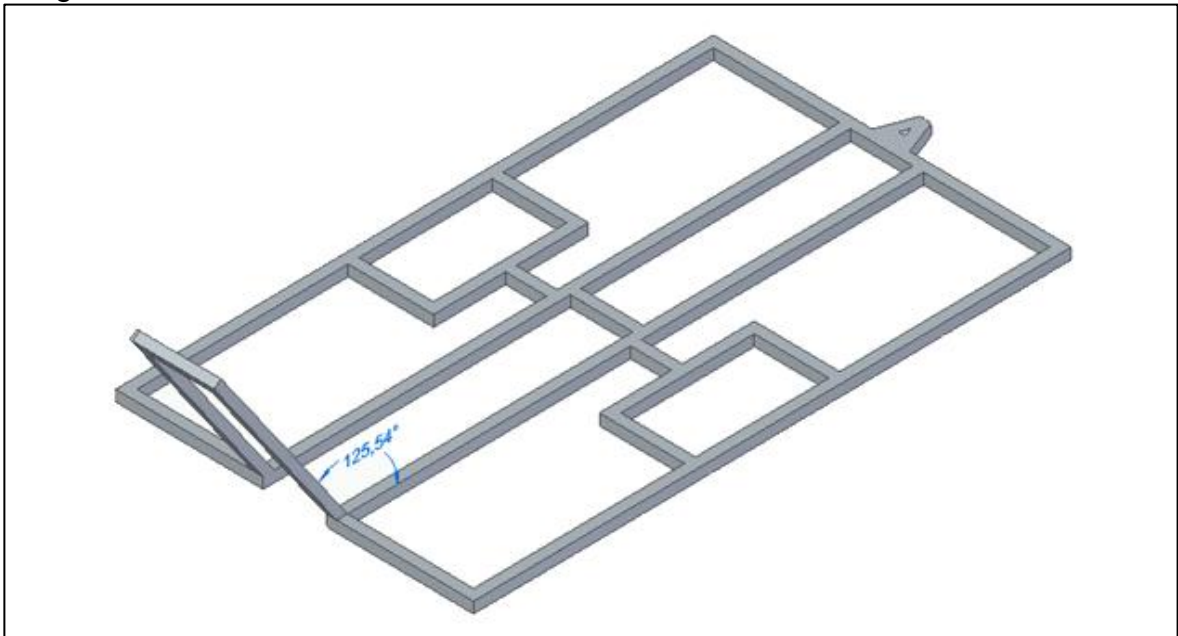
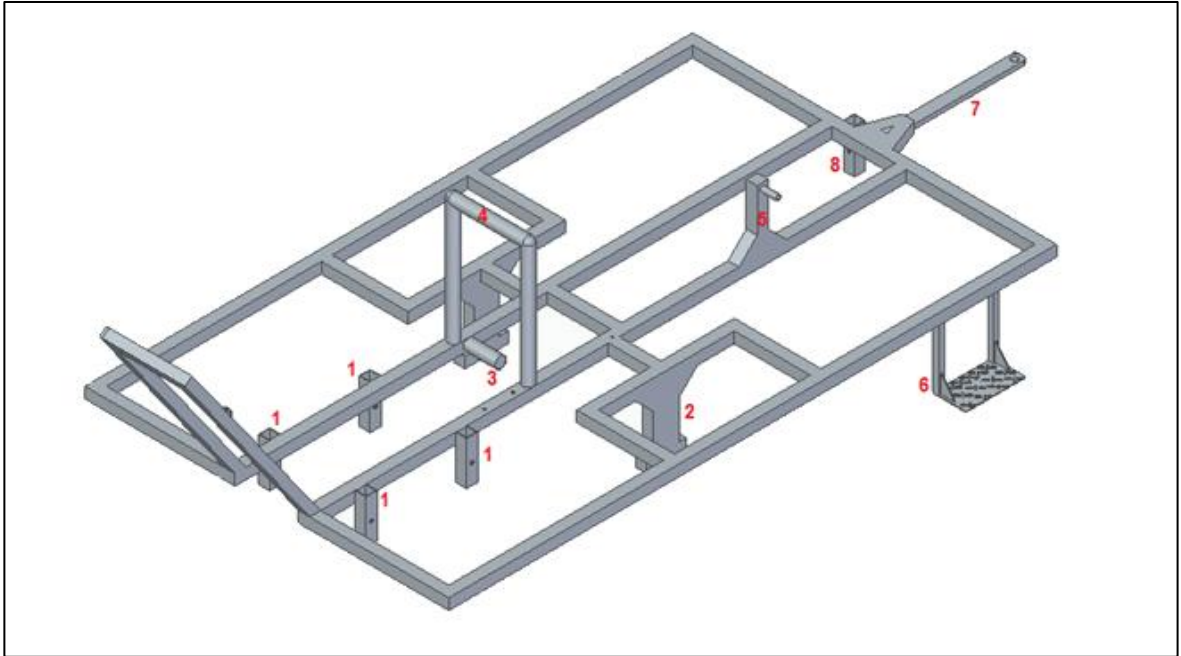


Imagen 130. Vista isométrica del chasis



Componentes soldados a la estructura. Se sueldan los perfiles con los cuales se gradúa la altura y se mantienen fijas las ruedas que empujan la tierra para tapar los surcos y de igual forma los rodillos que pisan la tierra, el perfil que acciona la compuerta del tubo direccionador, el brazo para enganchar la máquina al vehículo que la halará, el escalón para subirse a la máquina, el perfil para el paral que sostiene la estructura a nivel, la barra de seguridad, el brazo que sostiene el gato hidráulico y los perfiles donde irá soportado el eje principal.

Imagen 131. Elementos soldados a la estructura

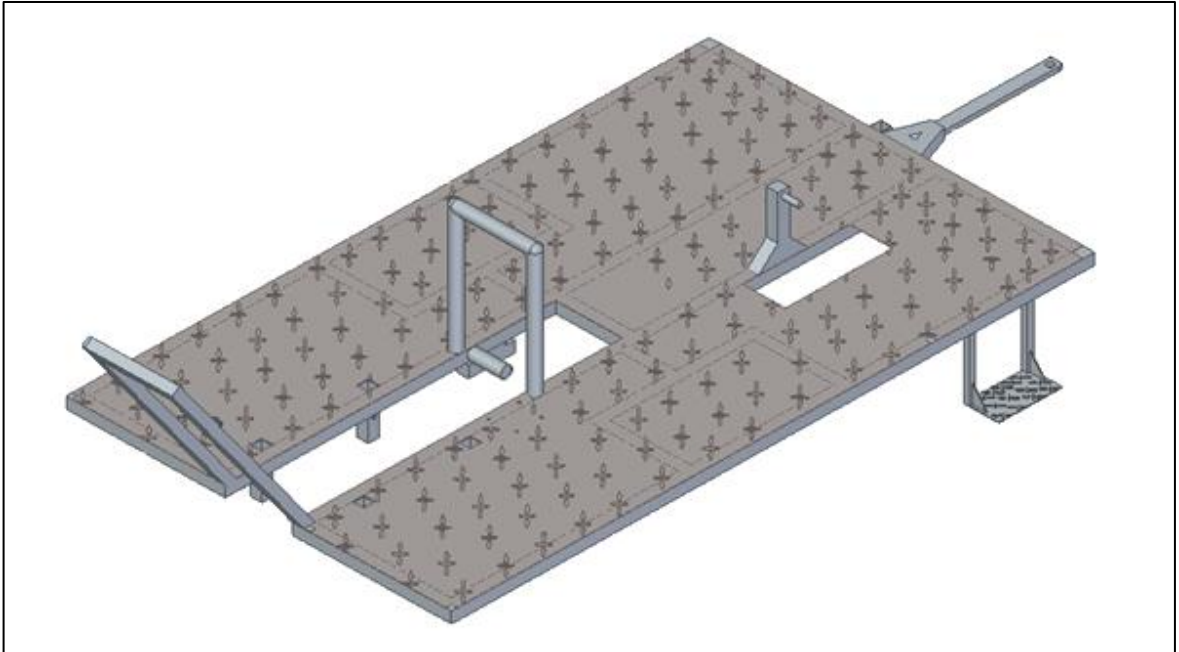


Cuadro 14. Elementos soldados a la estructura

#	Elemento
1	Perfiles graduadores
2	Perfiles eje principal
3	Perfil para accionamiento (tubo direccionador)
4	Barra de seguridad
5	Brazo gato hidráulico
6	Escalón
7	Brazo para enganchar la maquina
8	Perfil (paral)

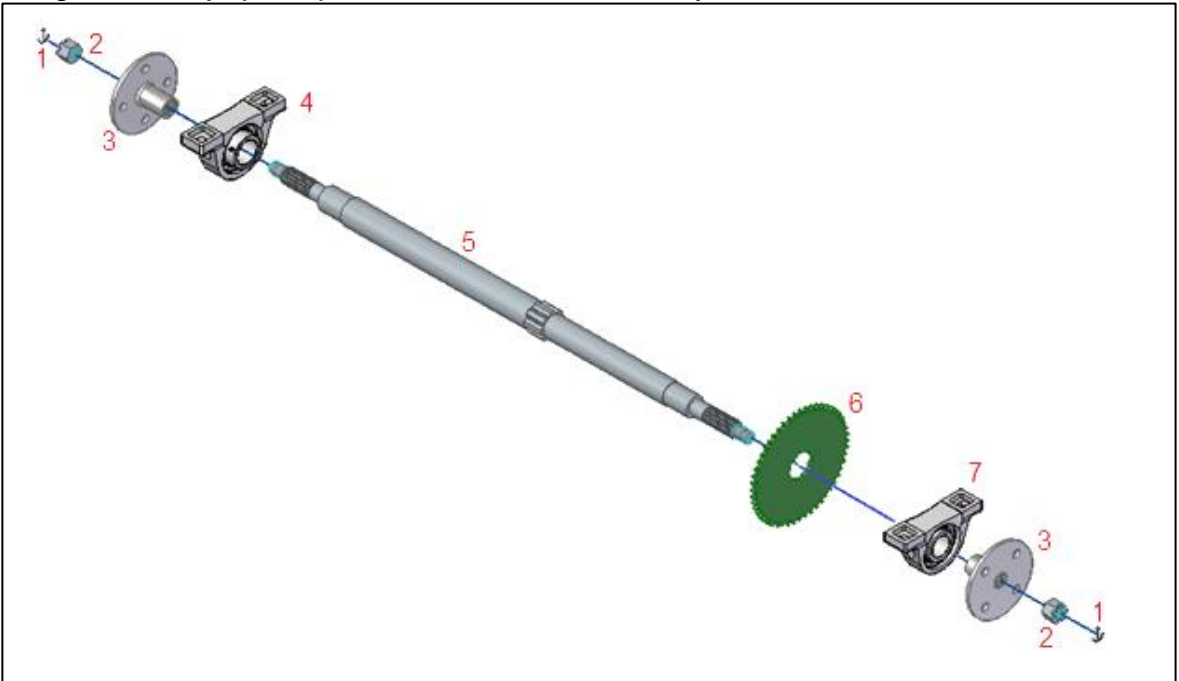
Placa (suelo de la máquina). Al finalizar la soldadura de cada uno de los perfiles, se suelda la placa sobre la cara superior del perfil de toda la estructura. La placa debe estar previamente mecanizada con los detalles mostrados a continuación.

Imagen 132. Placa soldada al chasis



Eje principal. Una vez ubicada la placa para el suelo de la máquina se ensambla el eje principal con sus respectivos rodamientos, los cubos de rueda para acoplar el eje a las ruedas y la catarina que transmite el movimiento para el sistema de siembra.

Imagen 133. Eje principal, rodamientos, catarina y cubos de rueda

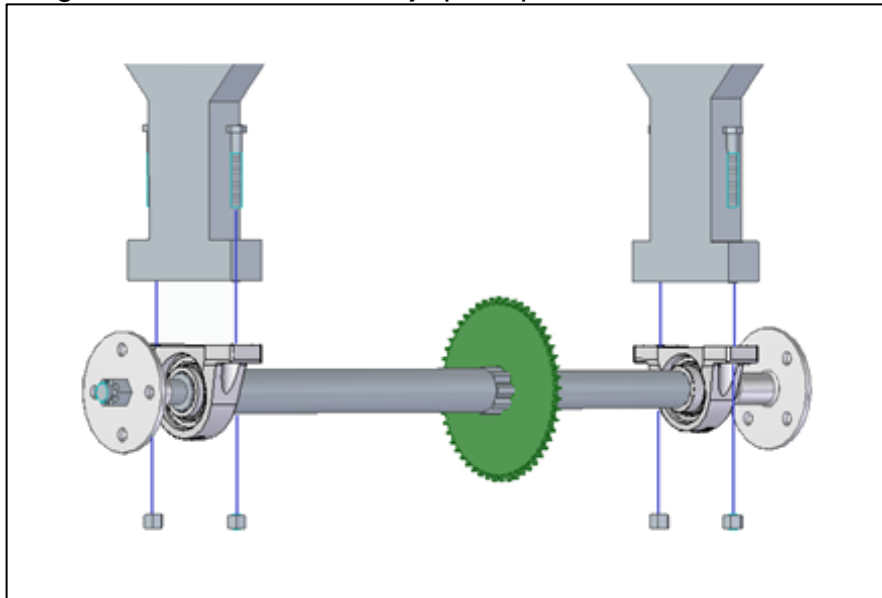


Cuadro 15. Componentes en el eje principal

#	Elemento
1	Pasador de aletas
2	Tuerca almenada
3	Cubo de ruedas
4	Soporte (SY512U) rodamiento (YAR212-204-2F)
5	Eje principal
6	Catarina D
7	Soporte (SYJ511) rodamiento (YAR211-200-2F)

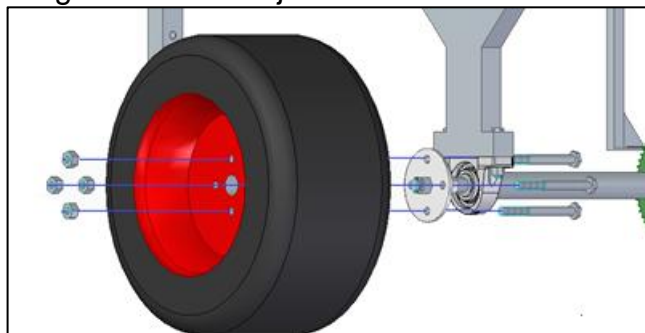
Cuando se hayan puesto en su lugar los componentes que van sobre el eje principal se procede a ensamblar todo el conjunto a la estructura.

Imagen 134. Ensamble del eje principal



Montaje de las llantas. Ensamblado el eje principal se procede a montar las ruedas.

Imagen 135. Anclaje de las llantas



Discos, rodillos y paral. Para el ensamble se introducen dentro de los canales cada uno de los perfiles a los que están ensambladas las ruedas, se pone el seguro en la parte superior para evitar que se salga y se coloca el pasador para graduar su altura.

Imagen 136. Ensamble de las ruedas que empujan la tierra y rodillos que la pisan

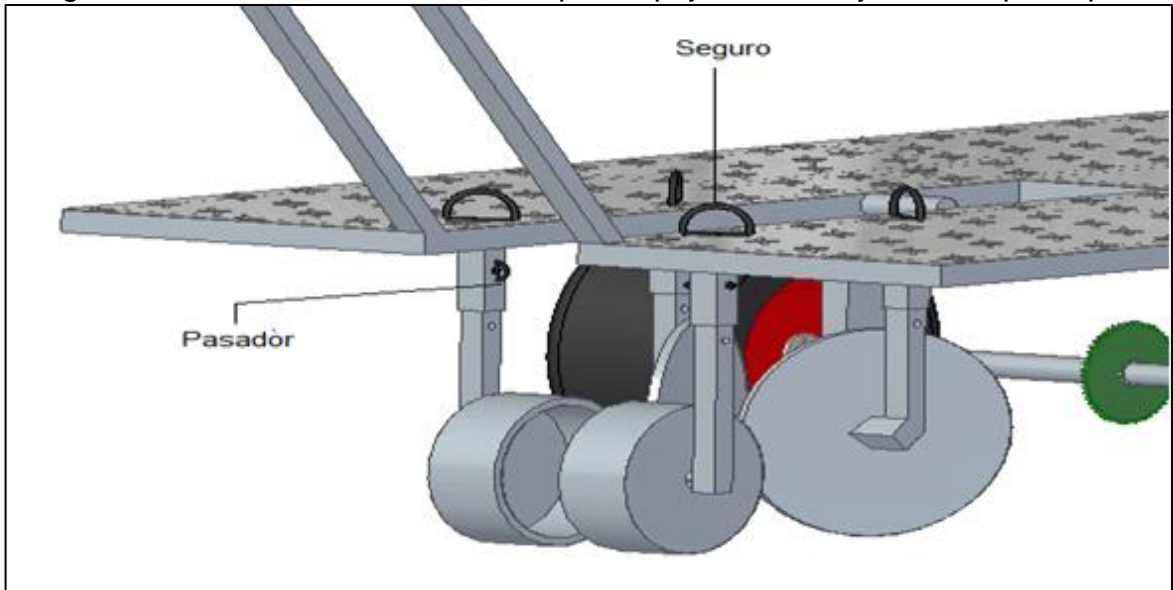
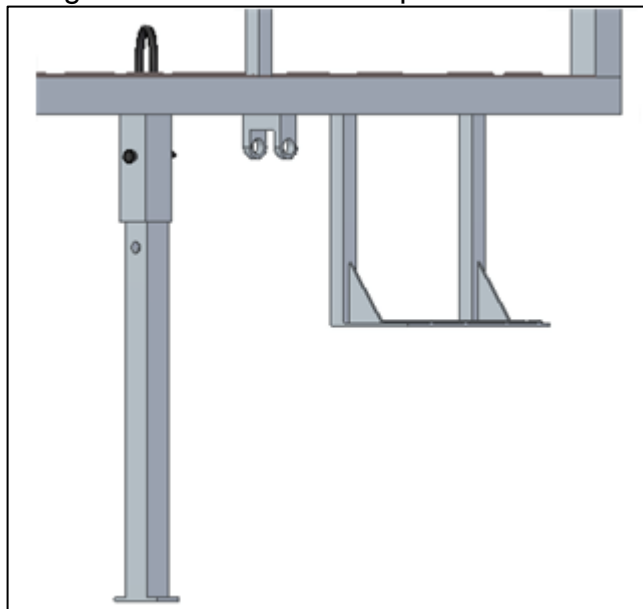


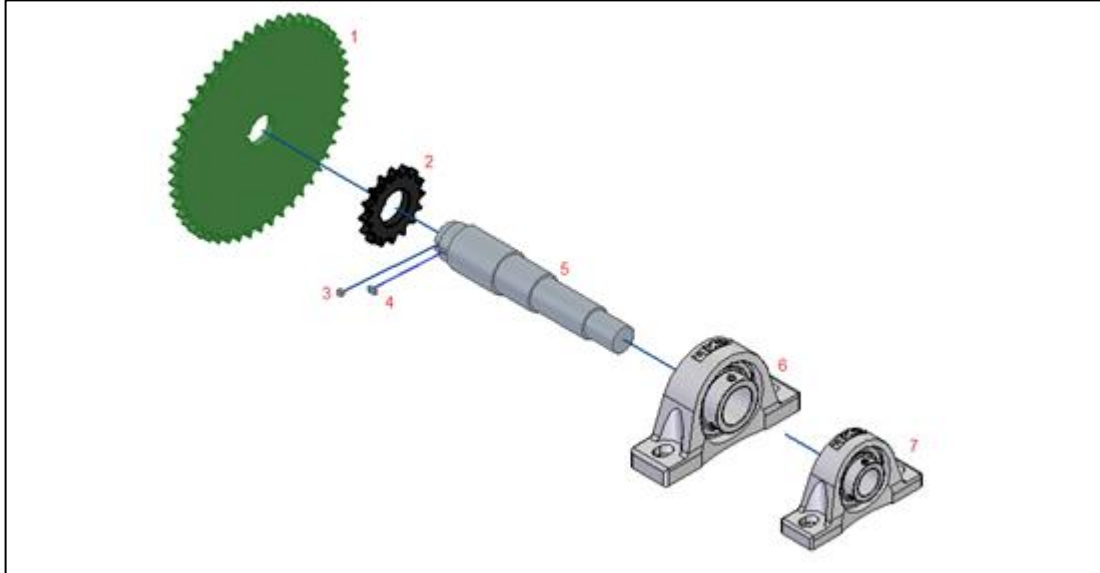
Imagen 137. Ensamble del paral



Ensamble del eje 2. Se procede a ensamblar el conjunto para el eje 2 que va sobre la placa de la máquina, para este ensamble se requiere posicionar los rodamientos en los soportes y luego se ensamblar el eje.

El modelo de los rodamientos y sus soportes se obtuvieron directamente de la página de SKF.

Imagen 138. Eje 2, soporte de rodamientos, rodamientos y catarinas B y C

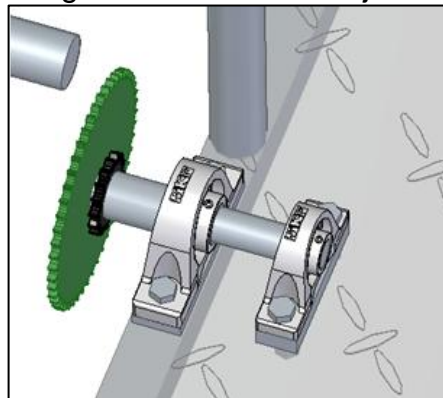


Cuadro 16. Componentes en el eje 2

#	Elemento
1	Catarina B
2	Catarina C
3	Cuña catarina B
4	Cuña catarina C
5	Eje 2
6	Soporte (SY510U) rodamiento (YAR210-112-2F)
7	Soporte (SY507) rodamiento (YAR207-104-2F)

Finalizado el proceso se atornilla todo el conjunto al suelo de la máquina

Imagen 139. Ensamble eje 2



Luego se ensambla el eje 3 y las catarinas con sus respectivas cadenas para obtener todo el sistema de desplazamiento del tubo direccionador.

Imagen 140. Ensamble eje 3

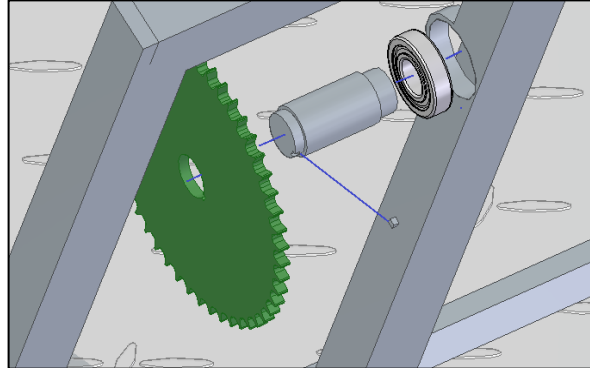
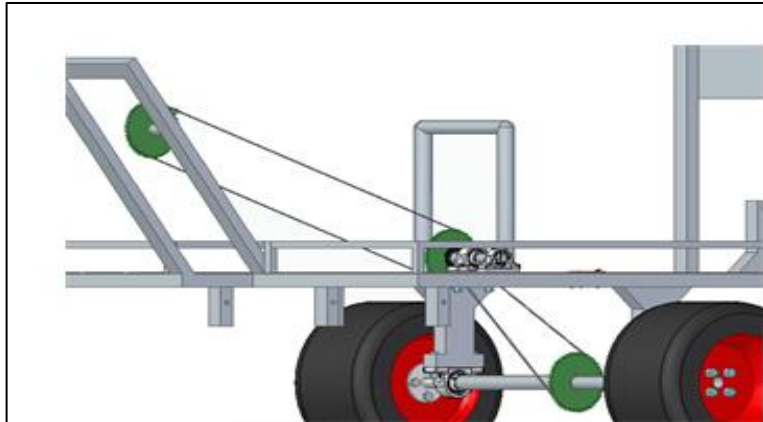


Imagen 141. Sistema de transmisión del movimiento



Tubo direccionador. Se suelda el eje seguidor para el tubo direccionador y luego se ancla a la cadena por medio del accesorio de acople.

Imagen 142. Tubo direccionador

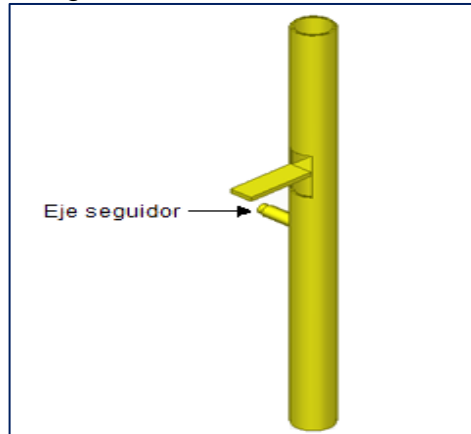
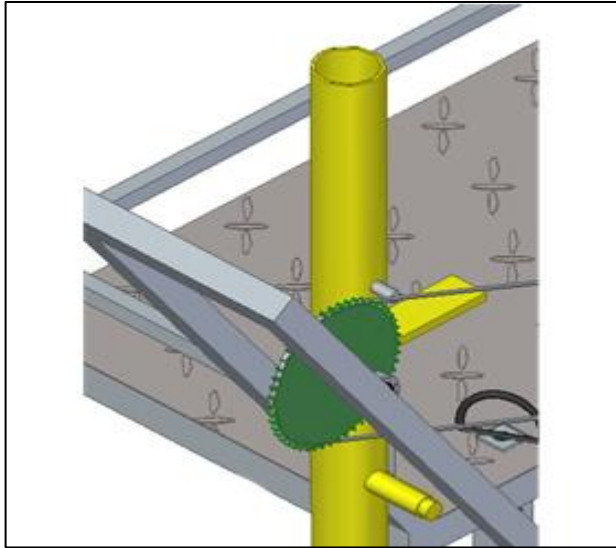
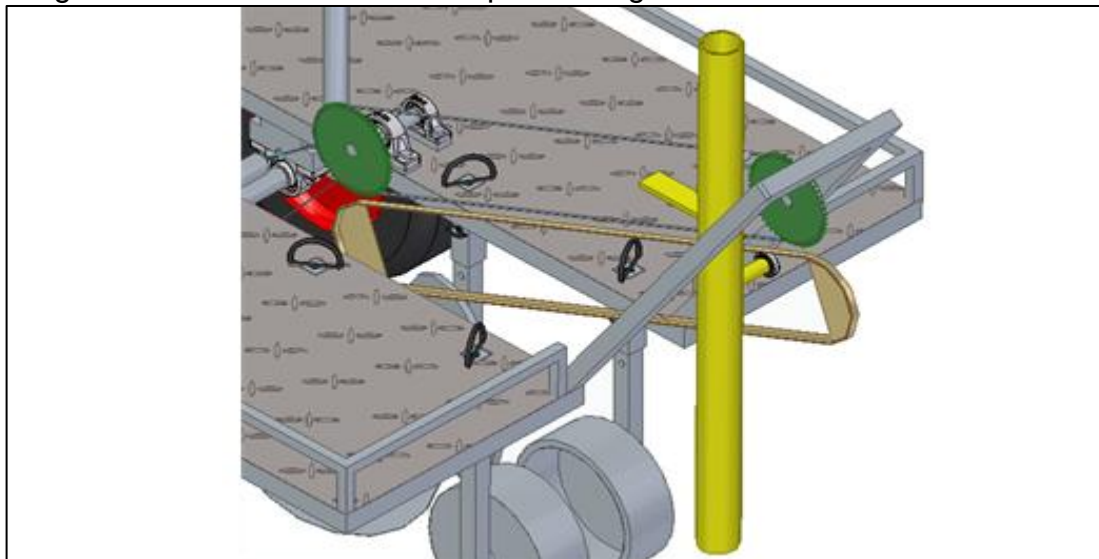


Imagen 143. Ensamble tubo direccionador



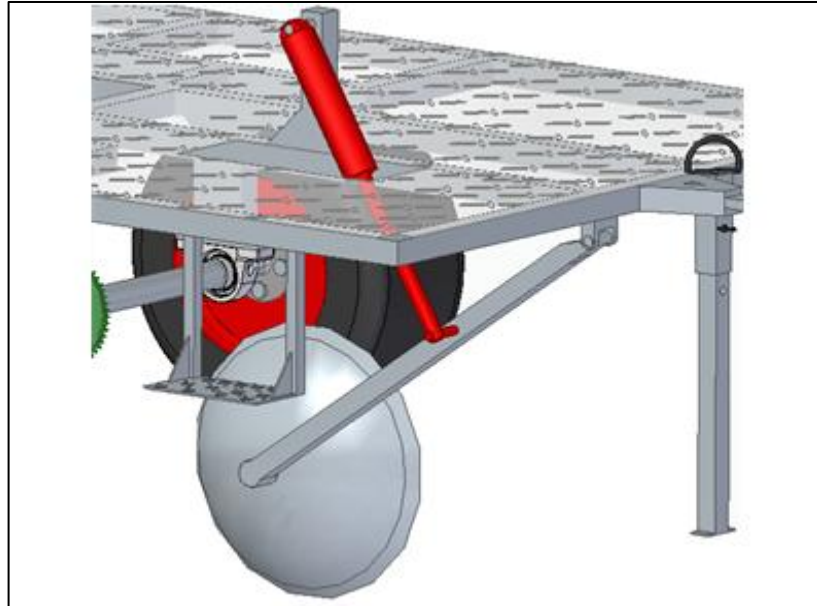
Posteriormente se coloca el rodamiento en el eje seguidor y se suelda a la estructura el marco del seguidor.

Imagen 144. Ensamble del marco para el seguidor del tubo direccionador



Rueda aradora. El siguiente paso es realizar el ensamble de la rueda aradora junto con el gato hidráulico.

Imagen 145. Ensamble gato hidráulico y rueda aradora



Palanca para el desplazamiento de la catarina D. Este sistema permitirá desplazar la catarina del eje principal cuando se necesite desacoplar el sistema de siembra. Para esto se suelda a la estructura el enganche donde irá anclada la palanca, y luego se coloca la palanca con su respectivo pasador.

Imagen 146. Enganche para la palanca

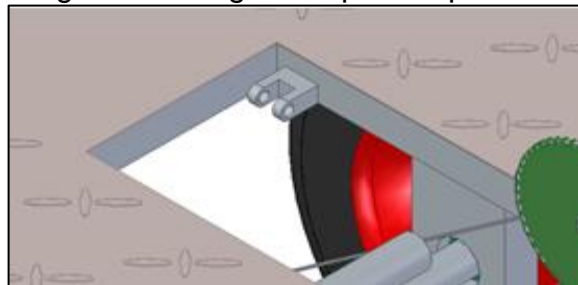
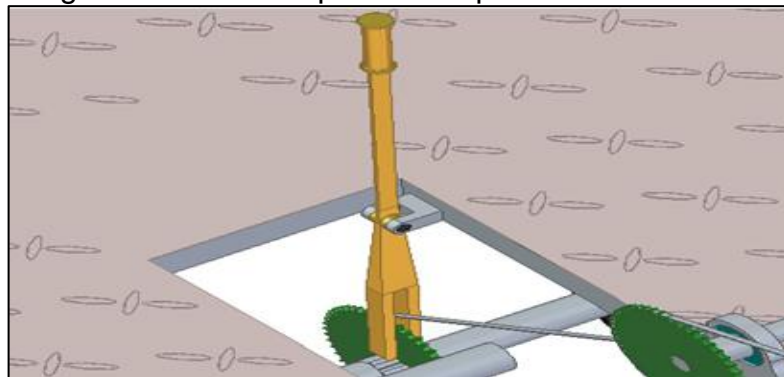
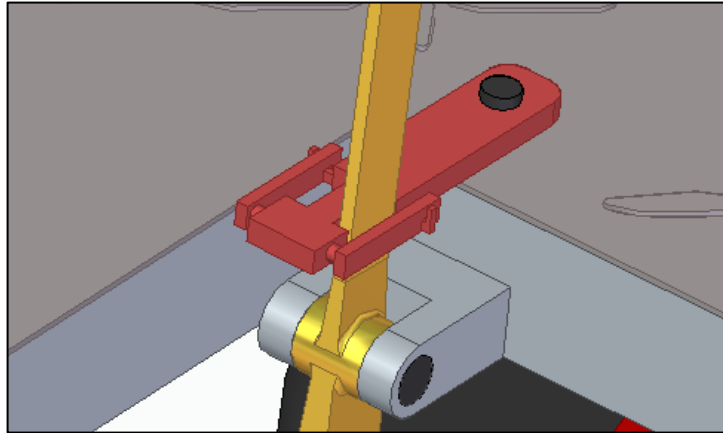


Imagen 147. Palanca para el desplazamiento de la catarina



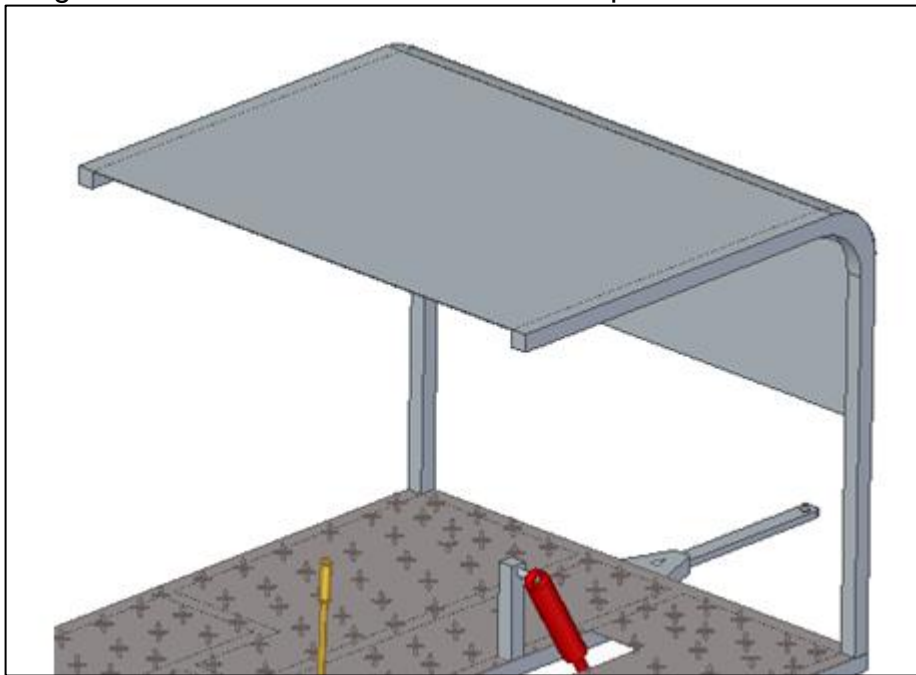
Posteriormente se ensambla el seguro para la palanca.

Imagen 148. Seguro de palanca



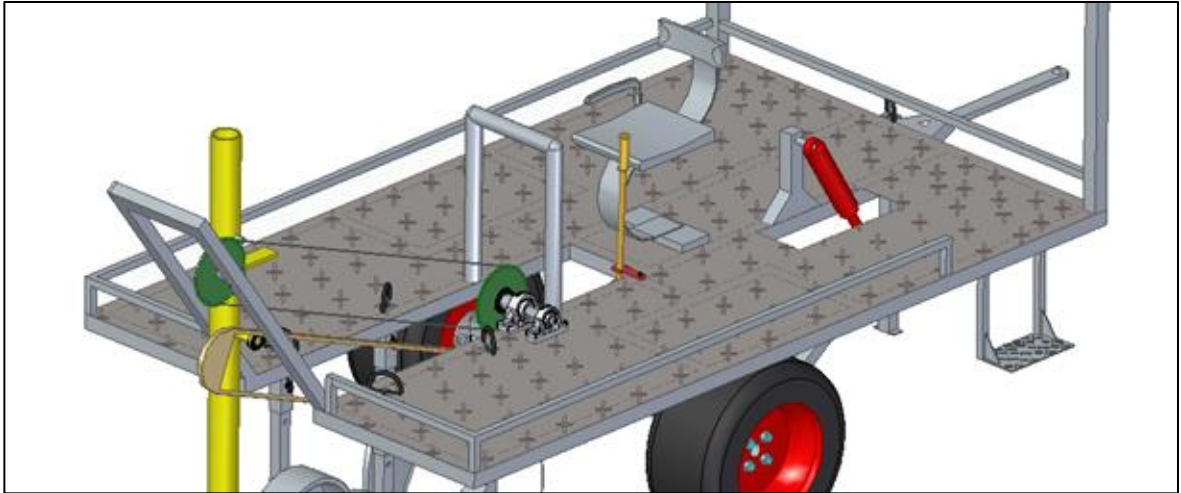
Techo. Se sueldan a la estructura de la máquina los extremos inferiores del marco del techo.

Imagen 149. Ensamble del techo de la maquina



Barrera de seguridad. Se suelda sobre la estructura la baranda de seguridad que encerrara el contorno de la máquina.

Imagen 150. Ensamble de la barrera de seguridad



Guarda cadenas. Para finalizar se ensambla la silla donde se sentará el operario y los guarda cadenas que protegerán las cadenas de la tierra y evitarán posibles accidentes al momento de operar la máquina.

Imagen 151. Ensamble de la silla y guarda cadenas

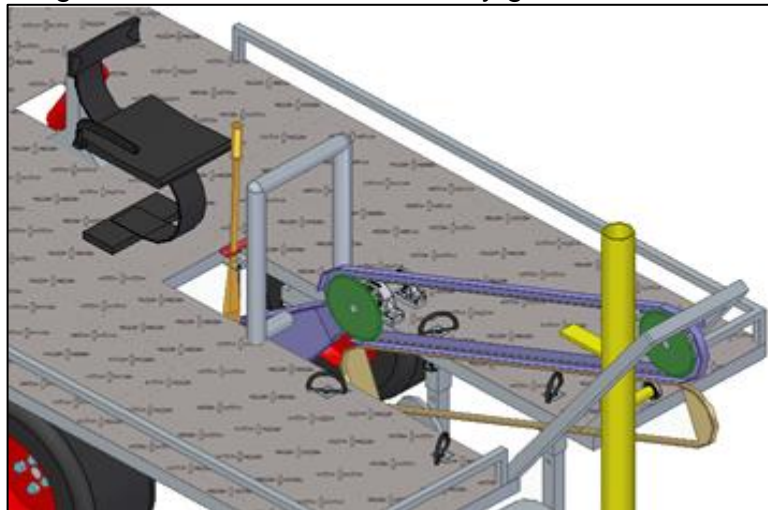
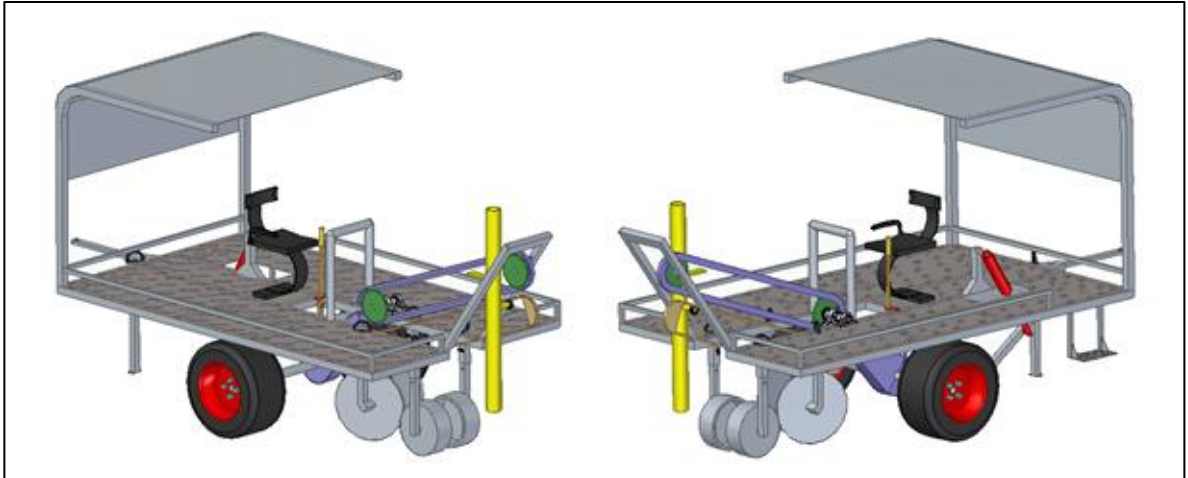


Imagen 152. Ensamble general



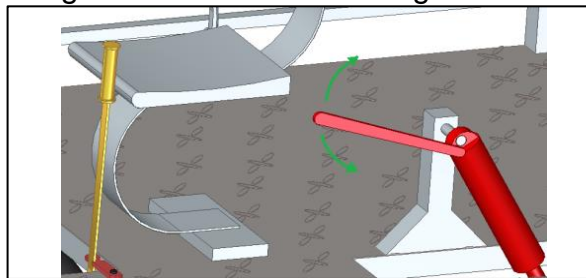
6.2 MANUAL DE OPERACIÓN

Inicialmente se elige que especie de árboles se sembrará, luego se hace un reconocimiento del terreno que debe estar previamente arado; se transporta la máquina hasta el lugar de siembra y se ubica donde iniciará el primer lindero de árboles. Luego se engancha la máquina al tractor o vehículo que la halará sin iniciar ningún movimiento de trabajo. Después la máquina debe cargarse con un máximo de 800 plantas en canastas.

Una vez la máquina está cargada y el operario ubicado sobre la silla, se debe seguir los siguientes pasos de operación:

- ❖ Accionar el gato hidráulico para enterrar la rueda aradora a una profundidad dada por el parámetro de siembra de la especie del árbol elegida, (de 10 a 30 cm).

Imagen 153. Accionamiento gato hidráulico



- ❖ Mover el seguro de la palanca que desplaza la catarina y mover la palanca hacia la izquierda, hasta asegurar la catarina en la sección estriada del eje y por último terminar de girar el seguro de la palanca, verificando que quede bien ajustado.

Imagen 154. Movimientos de seguro y palanca

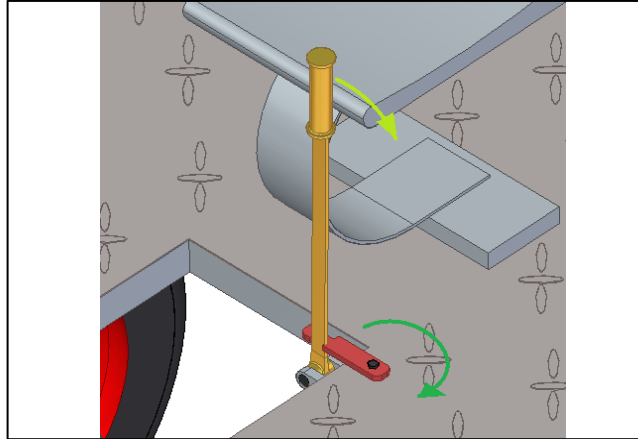


Imagen 155. Movimiento de la catarina D

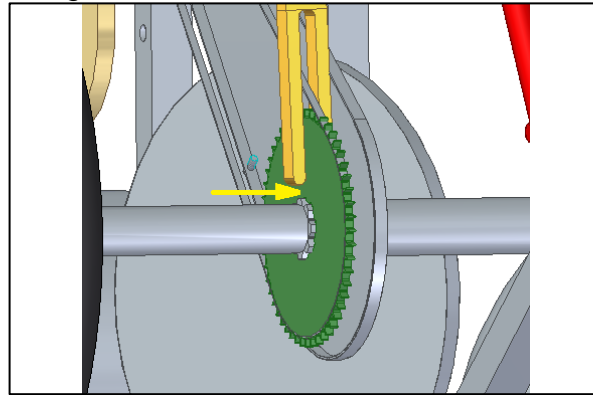
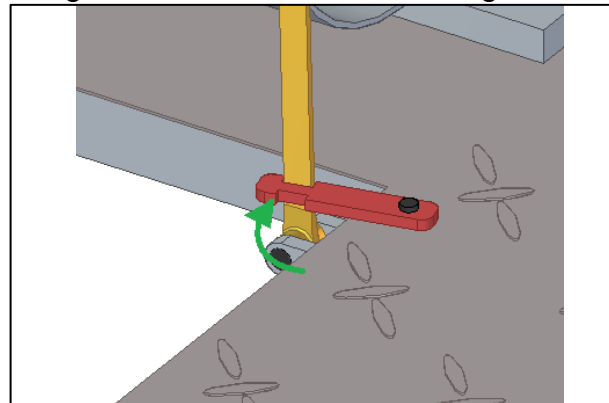


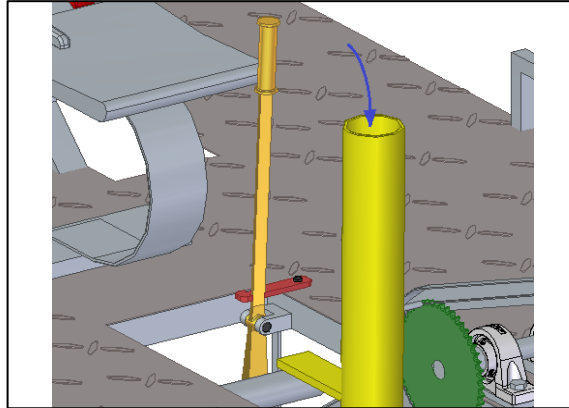
Imagen 156. Posición final del seguro



- ❖ El tractor o vehículo debe avanzar a una velocidad constante de $1,1 \text{ m/s} = 4 \text{ Km/h}$. Es importante NO sobrepasar esa velocidad, ya que puede producir daños en el sistema de siembra o alterar el sembrado de los árboles.

- ❖ El operario debe introducir una planta a la vez en el tubo direccionador cada que éste complete una vuelta, de esta manera la distancia entre plantas será de 3 m. Se debe repetir esta operación hasta llegar al final del lindero.

Imagen 157. Introducción de la planta

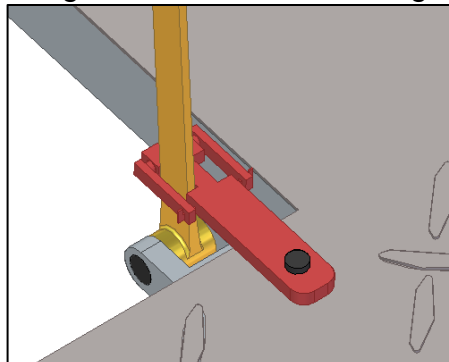


- ❖ Para comenzar un nuevo lindero, el operario que conduce el tractor o vehículo, debe parar y esperar que el operario de la máquina inhiba el sistema de siembra con la palanca de deslizamiento de la catarina D y desactive el gato hidráulico. Posteriormente el operario del tractor puede posicionar la máquina para seguir con la siembra. Se realizan los mismos procedimientos anteriores para activar el sistema de siembra y del rompimiento de la tierra.

6.2.1 Transporte de la máquina. Cuando se requiera transportar la máquina por carretera se debe tener en cuenta lo siguiente:

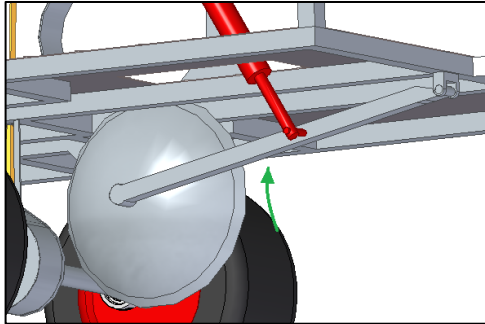
- ❖ El sistema de siembra debe estar totalmente inhibido. La posición del seguro debe ser el siguiente:

Imagen 158. Posición del seguro



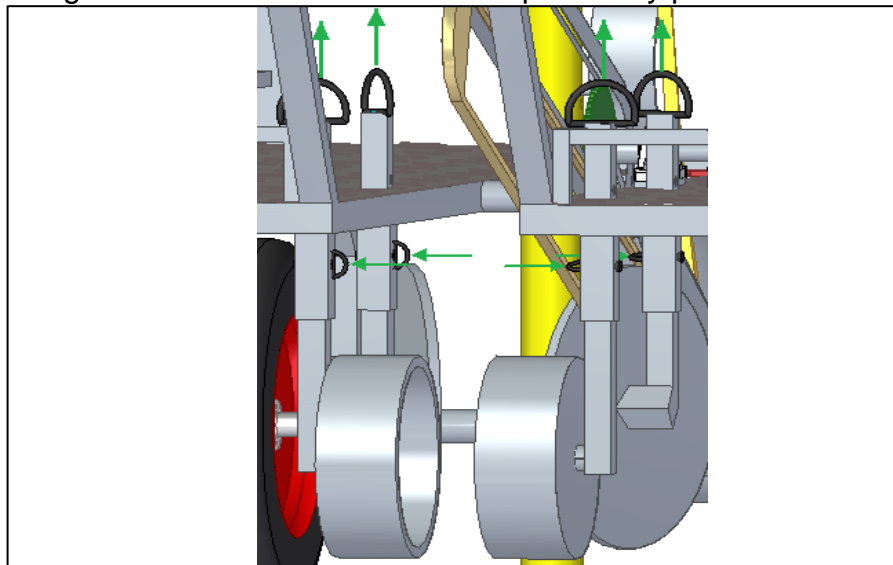
- ❖ El disco arador debe estar totalmente elevado.

Imagen 159. Elevación disco arador



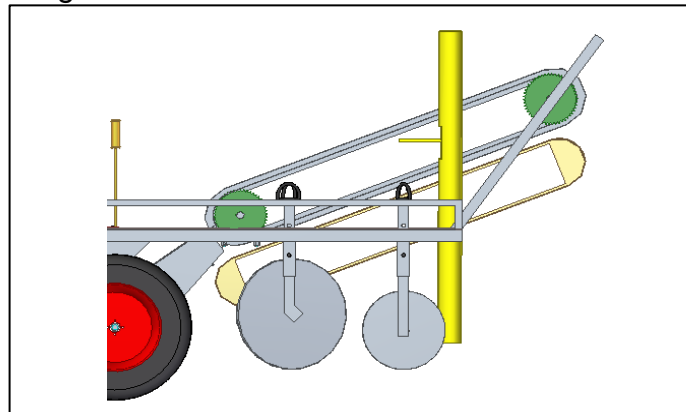
- ❖ Las ruedas tapadoras y pisadoras de tierra deben estar elevadas.

Imagen 160. Elevación de ruedas tapadoras y pisadoras de tierra



- ❖ La posición del tubo direccionador debe ser el siguiente:

Imagen 161. Posición del tubo direccionador



- ❖ La máquina no puede tener carga al momento de transportarse.
- ❖ Verifique siempre la legislación vigente sobre los límites de altura y ancho de la carga. Si es necesario use banderas, luces y reflectores para alertar a otros conductores.
- ❖ Revise la máquina cada 100Km

6.2.2 Manual de seguridad.

- ❖ No haga reglajes con la máquina en funcionamiento.
- ❖ Cuando se haga cualquier tipo de montaje o desmontaje en la máquina, usar guantes.
- ❖ Al maniobrar el tractor para el enganche de la máquina, certifíquese que posee el espacio necesario y que no hay nadie muy cerca, haga siempre las maniobras en marcha reducida y esté preparado para frenar en emergencia.
- ❖ No use ropa muy holgada, se puede enredar en las cadenas.
- ❖ Conducir el tractor o vehículo a la velocidad especificada para la máquina de siembra. 4Km/h máximo.
- ❖ Al colocar el motor del tractor o vehículo en funcionamiento, esté debidamente sentado en el asiento del operador y consciente del conocimiento completo del manejo correcto y seguro tanto del tractor como de la máquina sembradora.
- ❖ Saliendo del tractor coloque la palanca del cambio en la posición neutra y aplique el freno de estacionamiento. No deje nunca la máquina enganchada en el tractor o vehículo.

ADVERTENCIA: El manejo incorrecto de este equipo puede resultar en accidentes graves o fatales. Antes de colocar el equipo en funcionamiento, lea cuidadosamente las instrucciones contenidas en este manual. Certifíquese que la persona responsable por la operación está instruida con relación al manejo correcto y seguro. Certifíquese incluso que el operador leyó y entendió el manual de instrucciones del producto.

6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

El manual de mantenimiento no se contempló en los objetivos del trabajo, pero se requiere desarrollarlo para prevenir daños en la máquina y extender su vida útil.

La sembradora de árboles no tiene un mantenimiento laborioso, ese es uno de los puntos tomados en cuenta en su diseño. Si la máquina opera bajo las condiciones a las que fué diseñada, sólo será necesario hacer un mantenimiento preventivo.

6.3.1 Plan de mantenimiento preventivo. Se recomienda una inspección visual para los siguientes elementos de la máquina, las inspecciones y recomendaciones son las siguientes:

- ❖ Inspección detallada del chasis de la máquina.

- ❖ Inspección de los bujes de la cadena (cada 6 meses).
- ❖ Inspección de la tensión de cada cadena, si están flojas se debe hacer el respectivo tensionado.
- ❖ Se debe verificar que la cadena 1 no esté alongada más de 30,9mm, de lo contrario se recomienda reemplazarla.
- ❖ Se debe verificar que la cadena 2 no esté alongada más de 61,65mm, de lo contrario se recomienda reemplazarla.
- ❖ Inspección de los dientes de las catarinas cada 6 meses, si están muy desgastados o muy inclinados hacia un lado, se recomienda reemplazar las catarinas.
- ❖ Revisión del aceite del gato hidráulico cada año de servicio, se recomienda enviarla a un laboratorio para conocer las condiciones del aceite, si el resultado del laboratorio muestra que el aceite está muy contaminado, se recomienda reemplazarlo.
- ❖ Inspección detallada del tubo direccionador.
- ❖ Revisión de las ruedas, si presentan un desgaste mayor a 60 mm con respecto a su diámetro inicial, se recomienda cambiar las ruedas de la máquina, o reemplazar cada 5 años.
- ❖ Inspeccionar el disco arador, ruedas de empuje y pisado de tierra cada 2 meses
- ❖ Inspección visual de todos los ejes, si se presentan anomalías que requieran cambiarlos, es recomendable reemplazarlos.

Si en la inspección se encuentran anomalías que requieran cambiar piezas, se recomienda reemplazarlas.

Como la máquina va a operar 8 horas diarias en terrenos blandos, donde hay tierra y polvo, las cadenas y los rodamientos se verán afectados por estos agentes, por lo tanto, para alargar la vida útil de estos elementos, las recomendaciones están en la tabla 17.

Cuadro 17. Periodos de lubricación y lubricantes

	Periodo de lubricación	Referencia del lubricador	Tipo de lubricación
Catarinas y Cadenas	Cada 3 días	SL19 (aceite biodegradable para cadenas) (Éster)	A mano o por goteo
Soportes y Rodamientos	Cada mes	LGGB 2(grasa biodegradable)	Por grasera
Rodamientos de discos aradores y pisadores de tierra	Cada 24 horas	Mobilgrease MP 77	Por grasera

Los rodamientos usados en los ejes, son sellados y auto lubricados, pero requieren un cambio cada determinado tiempo, según el catálogo SKF, el tiempo

de vida útil para rodamientos de uso agrícola es de hasta 30.000 horas de servicio, por lo tanto, se recomienda cambiar los rodamientos una vez cumplido este tiempo.

Los rodamientos de discos aradores y pisadores de tierra tienen especificaciones de mantenimiento dadas por el fabricante. Estos rodamientos al igual que el de los ejes, vienen sellados y auto lubricados, pero se recomienda sustituirlos a las 30.000 horas de servicio.

Según el catálogo de INTERMEC, las cadenas tienen una vida útil de 15.000 horas de operación, por lo tanto, se recomienda sustituir las cadenas una vez cumplido este tiempo o cuando su elongación sea mayor a las indicadas anteriormente.

Imagen 162. Puntos de lubricación

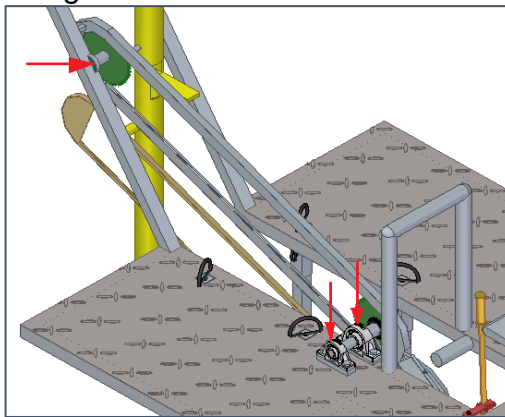


Imagen 163. Puntos de lubricación inferiores

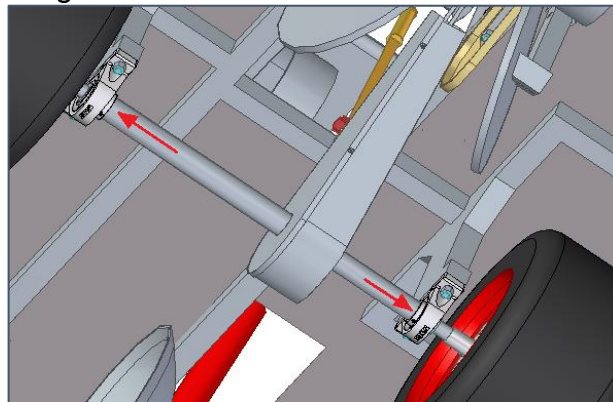


Imagen 164. Punto de lubricación disco

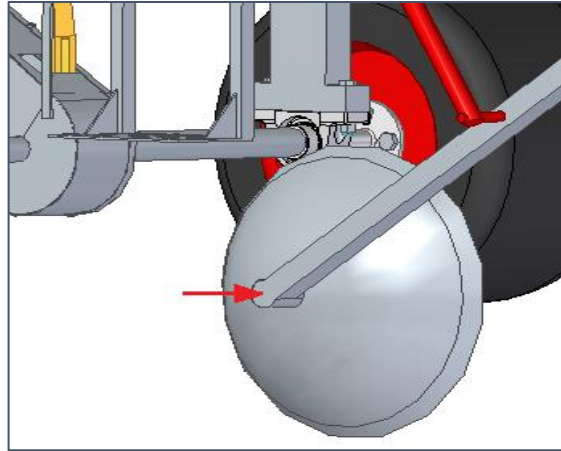
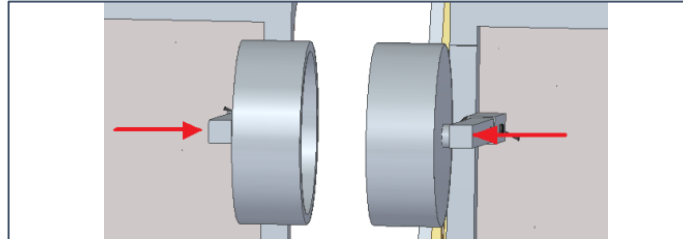


Imagen 165. Punto de lubricación disco pisadores



7. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

En este capítulo se realiza una evaluación del valor monetario de la máquina y una ocasional remuneración, partiendo del tiempo economizado en siembras de gran tamaño.

Según el sitio web Tusalario.org/Colombia, el salario promedio mensual de un trabajador de explotación agrícola es de 1.050.024 pesos colombianos, por lo que se puede afirmar que un día de trabajo vale aproximadamente 35.000 pesos. Se sabe que un trabajador puede sembrar hasta 250 árboles en una jornada de trabajo, por lo que sembrar un árbol de manera manual valdría 140 pesos.

La máquina para sembrar árboles, en la misma jornada de trabajo, puede sembrar hasta 9.000 árboles aproximadamente, por lo tanto, sembrar la misma cantidad de árboles manualmente costaría 1.260.000 pesos colombianos y requeriría 36 trabajadores.

La máquina sembradora requiere dos operarios y un vehículo que hale para su funcionamiento, por lo que también tiene un gasto diario, para calcular ese gasto se debe tener en cuenta lo siguiente:

La potencia requerida por la máquina sembradora es de 38,55 Hp = 28,75KW, donde se necesitaría por ejemplo un tractor que supla ésta potencia, por consiguiente, para realizar una evaluación estimada del consumo de combustible, se selecciona el tractor 6125D de 110Hp, el cual tiene un consumo específico de diésel de 238g/Kwh.

El consumo del tractor se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{Consumo de combustible} = \frac{P * CE}{\delta_{diésel}}$$

Dónde:

P= potencia

CE= consumo específico

pdiesel= densidad del diésel= 832g/L.

$$\text{Consumo de combustible} = \frac{28,75Kw * 238g/KWh}{832g/L} = 8,22L/h$$

Según el sitio web Globalpetroprices.com el precio del diésel por litro en el mes de mayo del 2.017 es de 1.997,41 pesos colombianos. Por lo que el costo del consumo del tractor en una hora bajo la carga requerida por la máquina es de 16.427,02 pesos. Es decir que el costo del consumo del tractor en una jornada de trabajo de 8 horas diarias es de 131.416,13 pesos.

En el siguiente cuadro se muestra el costo diario del uso de la máquina para la siembra de árboles

Cuadro 18. Costos de la máquina (pesos colombianos)

Salario de un operario al día (8horas)	35.000
Costo de Consumo de combustible del tractor al día (8horas)	131.416,14
Total	201.416,14

El costo diario del uso de la máquina tiene un valor de \$201.416,14 pesos, por lo que se puede afirmar que sembrar un árbol con la máquina vale \$22,38 pesos aproximadamente, es decir que la reducción de costos de siembra es de un 84,01%.

Sí se usa el método de tresbolillo o hexagonal para la siembra, la cantidad de árboles que ocupa por hectárea es alrededor de 1.283 árboles. Sí la máquina siembra 9.000 árboles al día, se sembrarían 7 hectáreas aproximadamente, por lo que el costo de operación de la máquina sembradora sería de \$28.712,21 pesos por hectárea aproximadamente.

Teniendo en cuenta el costo de siembra por árbol de manera manual y con la máquina, se obtiene un ahorro de \$1.058.580 pesos por día.

La máquina está diseñada para que pueda ser halada por cualquier vehículo que supla su potencia requerida para su debido funcionamiento, por lo que está proyectado que pueda ser halada por tractores eléctricos, los cuales suprimirían el alto costo del combustible diésel y de esta manera, reducir drásticamente el costo de siembra y así lograr una gran economía en la siembra.

Una vez obtenidos los puntos anteriores, se recurre a analizar el costo monetario del proyecto, teniendo en cuenta la fabricación de la máquina y los costos de la investigación. Los datos se encuentran en el siguiente cuadro.

Cuadro 19. Costos

1	Elemento o descripción	Unidad	Valor unitario	Cantidades	Valor total
2	Perfil estructural 60x60x2,5	metro	86.850	5	434.250
3	Perfil estructural 30x30x1,5	metro	44.850	4	179.400
4	Taladrado y roscado	horas	25.000	3	75.000
5	Soldadura	horas	8.000	15	120.000
6	Todos los ejes	Kg	1.737	70	121.566
7	Torneado	horas	65.000	3	195.000
8	Fresado	horas	75.000	2	150.000
9	Rectificado	horas	90.000	2	180.000

Cuadro 19. (Continuación)

	Elemento o descripción	Unidad	Valor unitario	Cantidades	Valor total
10	Conjunto soporte rodamiento 1	unidad	227.600	1	227.600
11	Conjunto soporte rodamiento 2	unidad	204.200	1	204.200
12	Conjunto soporte rodamiento 3	unidad	134.200	1	134.200
13	Conjunto soporte rodamiento 4	unidad	89.300	1	89.300
14	Rodamientos tubo	unidad	128.500	2	257.000
15	Ruedas con rines	unidad	880.000	2	1.760.000
16	Gato hidráulico	unidad	438.900	1	438.900
17	Lámina aluminio	m^2	820.000	2	1.640.000
18	Lámina alfajor	m^2	125.000	3	375.000
19	Tubo direccionador	unidad	160.000	1	160.000
20	Catarinas	unidad	150.000	4	600.000
21	Cadenas	metro	33.000	6	203.610
22	Guarda cadenas	unidad	30.000	2	60.000
23	Seguidor tubo direccionador	unidad	30.000	1	30.000
24	Paral	unidad	100.000	1	100.000
25	Silla	unidad	250.000	1	250.000
26	Cubo de rueda	unidad	60.000	2	120.000
27	Disco arador	unidad	50.000	1	50.000
28	Discos tapadores	unidad	50.000	2	100.000
29	Rodillos pisadores	unidad	35.000	2	70.000
30	Soportes de discos	unidad	22.000	5	110.000
31	Palanca de desplazamiento	unidad	76.000	1	76.000
32	Eganche palanca	unidad	16.000	1	16.000
33	Eganche disco aradora	unidad	13.000	1	13.000
34	Pasadores	unidad	7.500	6	45.000
35	Tornillo M21x220	unidad	4.500	8	36.000
36	Tuercas M21	unidad	1.500	8	12.000
37	Tornillo M16x109	unidad	4.500	8	36.000
38	Tuercas M16	unidad	1.500	8	12.000
39	Tornillo M8x20	unidad	2.500	4	10.000
40	Tuerca almenada	unidad	7.500	2	15.000
41	Pines	unidad	500	2	1.000
42	Ganchos ruedas	unidad	13.000	5	65.000
43	Cuñas	unidad	5.000	3	15.000
44	Bases soportes	unidad	11.000	2	22.000
45	Mano de obra	horas	35.000	168	5.880.000
				Total	14.689.026

Posteriormente se procede a determinar los costos de investigación ingenieril, estos costos se encuentran en el cuadro a continuación:

Cuadro 20. Costos de investigación

Elemento o descripción	Unidad	Valor unitario	Cantidades	Valor total
Talento humano	h	7.000	864	6.048.000
Equipos	unidad	4.864.000	1	4.864.000
Gastos documentación	unidad	870.000	1	870.000
			Total	11.782.000

Por último, se determina el valor total del proyecto, el cual se encuentra en la siguiente tabla:

Cuadro 21. Costo total del proyecto

Descripción	Costos totales
Materiales y fabricación	14.689.026
Costo de investigación	11.782.000
Total	26.471.026

En el capítulo de evaluación de la situación actual para la plantación de árboles y en el apartado de evaluación de máquinas sembradoras de árboles en el mercado, se describió una máquina, la Plantadora de árboles y clavadora de tutores fabricada por Derromero, esta tiene un costo de compra de \$60 millones de pesos colombianos, su funcionamiento depende de un tractor y dos operarios, tiene funcionamiento por GPS, lo que le permite hacer siembras con un margen de error de 2 cm entre plantas.

Realizando algunas diferencias con la máquina diseñada en este proyecto, el precio de compra es de \$33.528.974 millones más económica, también el funcionamiento sólo requiere dos operarios; puede ser halada por cualquier vehículo que supla la potencia requerida por la máquina, ya sea un carro o un tractor eléctrico, puede transportarse por carretera cuando se requiera, su funcionamiento es sencillo y fácil para el operario.

Para realizar el análisis financiero, se debe partir de la cantidad de hectáreas o número de árboles sembrados, con un fin comercial o ambiental. Los proyectos de siembras masivas, son establecidos por el ministerio de agricultura y desarrollo rural, conforme a la ley 139 de 1994, en el cual se determinan unos porcentajes a los pequeños sembradores de árboles de acuerdo al proyecto afianzado para el tiempo establecido por el ministerio.

Teniendo en cuenta lo anterior, no se considera viable determinar el tiempo de recuperación de la inversión para un posible comprador de la máquina. Sin embargo, se realizó un costo-beneficio de la máquina y una comparación con la Plantadora de árboles y clavadora de tutores fabricada por Derromero.

8. CONCLUSIONES

- ❖ Aunque la máquina represente un costo adicional para la siembra de árboles para un posible comprador, ésta protagoniza varias ventajas como, una siembra más rápida, eficiente, eficaz, sencilla y económica, lo que permite constatar que su precio, además de ser más bajo frente a otras máquinas en el mercado, es justificable y razonable para la labor a la que fue diseñada.
- ❖ Por medio del análisis de Scoring se logró determinar que la mejor alternativa de diseño es la toma del movimiento a partir de las ruedas de la máquina, con esto se verá reflejado un gran ahorro energético al no utilizar una fuente de potencia externa como un motor eléctrico. En cuanto al sistema de desplazamiento para el tubo direccionador se selecciona el de cadenas y catarinas pues este satisface en mayor medida la necesidad del proyecto. Se concluyó que, aunque el sistema de retorno rápido ocupa menos espacio el cual puede ser utilizado para cargar más plantas, con el de cadenas y catarinas se obtendrá una mayor velocidad de siembra, costos de mantenimiento y de fabricación más bajos con respecto a las otras alternativas.
- ❖ Con ayuda de la simulación por elementos finitos realizada con el software NX 9,0 se logró determinar que los elementos críticos de la máquina estarán bajo factores de seguridad superiores a los asumidos en los cálculos analíticos, es decir que dichos elementos con los materiales y dimensiones calculadas soportarán las cargas a las que van a estar sometidos.
- ❖ Con la realización del manual de operación se logró conocer mediante la investigación cada uno de los pasos que se deben ser ejecutados al momento de realizar la siembra. Además, surgió la necesidad de agregar un manual de seguridad y mantenimiento de la máquina, los cuales no estaban contemplados en los objetivos del proyecto, pero se consideraron importantes incluirlos.
- ❖ De la evaluación financiera se concluye que la máquina tiene un costo de compra muy bajo con respecto a otras existentes en el mercado; también el costo de operación es de un 84,01% comparado con la siembra manual.

9. RECOMENDACIONES

- ❖ El comprador puede sembrar otro tipo de árboles con la máquina, siempre y cuando la planta presente los mismos requerimientos de siembra, por el ejemplo el kiri, el paulownia tormentosa, el albaricoque, el brevos, el manzano y el papayo.
- ❖ La máquina sembradora puede ser halada por cualquier tipo de vehículo que posea la suficiente potencia para moverla. Para disminuir la generación de agentes contaminantes hacia la atmosfera y los gastos por combustible es recomendable utilizar vehículos con motores eléctricos.
- ❖ Al diseño de la máquina se le pueden realizar modificaciones que no se hayan contemplado dentro del desarrollo del proyecto pero que puede ser base para la elaboración de otros.

BIBLIOGRAFÍA

Aceros Bravo - SAE 1045. Disponible en: <http://www.acerosbravo.cl/productos-pro.php?idcat=2&idpro=49>

Catálogo - Brazos para gradas rápidas. BELLOTA AGRISOLUTIONS. Disponible en: <http://www.bellotaagrisolutions.com/es/catalogo/grada/soportes-de-disco>

Colombia precios del diésel.GlobalPetrolPrices. Disponible en: http://es.globalpetrolprices.com/Colombia/diesel_prices/

Compara Tu Salario, Conoce el salario neto y bruto de tus colegas en Colombia. Disponible en : <http://www.tusalario.org/colombia/Portada/tusalario/compara-tu-salario?job-id=6111030000000#/>

Contaminacion del suelo Linea de tiempo. Disponible en: <http://timerime.com/es/evento/2296497/buscando+solucion/>

Contenido recomendado de azufre en combustibles para uso en motores John Deere. Disponible en : https://www.deere.com.mx/es_MX/services_and_support/tips/engines/fuel_efficiency/fuel_engines.page

dadiv summ, M. Moringa Oleifera. Manual siembra, cuidados, usos y aplicaciones - Monografias.com. [online] Monografias.com. Disponible en : <http://www.monografias.com/trabajos101/moringa-oleifera-tutorial-siembra-cuidados-y-usos/moringa-oleifera-tutorial-siembra-cuidados-y-usos.shtml#enelvivera>

Diseño de ingeniería mecánica de Shigley octava edición

Diseño de maquinaria Robert L. Norton cuarta edición

Donoso, E., Lobos, G. and Rojas, N. Efecto de Trichoderma harzianum y compost sobre el crecimiento de plántulas de Pinus radiata en vivero.

Generalidades de los Cultivos de Plantación. Disponible en: <http://generalidad-plantaciones.blogspot.com.co/>

GRUPOPEdia. Propiedades del combustible diesel. Disponible en: <http://www.grupopedia.com/vida-y-estilo/autos/propiedades-del-combustible-diesel/>

INRODA. Manual de instrucciones. Disponible en : <http://www.inroda.com.br/wp-content/uploads/2015/11/manual-de-instrucoes-grade-aradora-es.pdf>

Instituto Técnico de la Estructura en Acero. Diseño de uniones. Disponible en: <http://www.ingenieriarural.com/Acero/Textos/TOMO13.pdf>

JORESA. Calculo de una transmisión por cadena. Disponible en : http://www.joresa.com/1/upload/cadena_transmision_calculo.pdf

Keshow. Cadenas y catarinas. Disponible en: <https://es.slideshare.net/keshow/cadenas-y-catarinas>

LEY 139 DE 1994. Disponible en : <http://www.ica.gov.co/getattachment/c27a2130-b986-421e-bde4-265fe8b3869e/1994L139-%281%29.aspx>

Mitas España. Tire 6.00-16 6PR TS-04 TT MI. Disponible en: <http://www.mitas-tyres.com/es/product/2000061122101/>

Mitas España. Tractor Small and Front. Disponible en : <http://www.mitas-tyres.com/es/productos/neumaticos-agricolas/neumaticos-agricolas-mitas/otros-neumaticos/>

Moringa para adelgazar. Árbol de Moringa en casa, cómo tener tu propio cultivo. Disponible en: <http://moringaparaadelgazar.com/arbol-de-moringa-cultivo-casa/>

Moringa para adelgazar. Árbol de Moringa en casa, cómo tener tu propio cultivo. Disponible en: <http://moringaparaadelgazar.com/arbol-de-moringa-cultivo-casa/>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Documentación: Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. 6 ed. Bogotá D.C.: ICONTEC., 2008. 36p

_____. Referencias bibliográficas: Contenido, forma y estructura. NTC 5613. 6 ed. Bogotá D.C.: El instituto., 2008. 33p.

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. NTC 4490. 6 ed. Bogotá D.C.: El instituto., 2008. 23p.

_____. Metrología: Sistema internacional de unidades. NTC 1000. 5 ed. Bogotá D.C.: El instituto., 2004. 28p.

Precio del acero de AISI 4340 por el kilogramo. Steel Co., Ltd. Disponible en : http://es.made-in-china.com/co_hailida-0618/product_AISI-4340-Steel-Price-Per-Kg_eryysyegg.html

Professional Lift Equipment Catalog. Disponible en: <http://www.metrohydraulic.com/pdf/omega%20catalog.pdf>

Roydisa. ¿Cuándo cambiar las cadenas de transmisión? Disponible en : <https://www.roydisa.es/quiere-conocer-cuando-tendra-que-cambiar-una-cadena-de-transmision-con-la-ayuda-de-tsubaki-le-enseamos-como/>

Siembra de árboles - Hesperian Health Guides. Disponible en : [http://es.hesperian.org/hhg/A Community Guide to Environmental Health:Siembra de %C3%A1rboles](http://es.hesperian.org/hhg/A%20Community%20Guide%20to%20Environmental%20Health:Siembra%20de%20%C3%A1rboles)

Simatec. Lubricants. Disponible en : <https://simatec.com/productos/simalube-el-lubricador-monopunto-autom-tico/lubricantes-estandar/>

SKF. Vida útil y capacidad de carga de los rodamientos. Disponible en : <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/bearing-life/index.html>

Tipos de aluminio. Disponible en: <http://www.tiposde.org/ciencias-exactas/625-tipos-de-aluminio/>

Uso sostenible de los bosques - Hesperian Health Guides. Disponible en : [http://es.hesperian.org/hhg/A Community Guide to Environmental Health:Uso sostenible de los bosques#Aproveche el conocimiento de todos y considere las necesidades de cada uno](http://es.hesperian.org/hhg/A%20Community%20Guide%20to%20Environmental%20Health:Uso%20sostenible%20de%20los%20bosques#Aproveche%20el%20conocimiento%20de%20todos%20y%20considere%20las%20necesidades%20de%20cada%20uno)

Vivero y Regalos Ecológicos. Disponible en: <http://viveroyregalosecologicos.com.mx/galeria.php?ac=vivero>

wikiHow. Cómo cultivar pinos. Disponible en: <http://es.wikihow.com/cultivar-pinos>

ANEXOS

ANEXO A
COTIZACIÓN CONJUNTO SOPORTES Y RODAMIENTOS



NIT. 830.138.228-7 IVA REGIMEN COMUN
 PBX: (57)(1)2623333 - (57)(1)3792929
 FAX: (57)(1) 2601672 Cels: 3203462921
 Sede Bogotá Sede Mosquera - C/marca
 Cra 58 No. 14 - 01 Centro Empresarial San Jorge BMU
 E-MAIL: comercial30@bearingstransmission.com
 Web Site: www.bearingstransmission.com

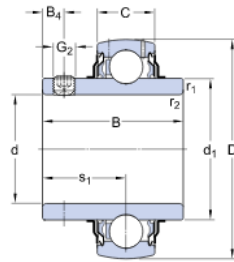


* Anillos seeger	CLIENTE:				COTIZAC			
* Poleas	DANILO ROJAS				FR-CM-01 No. JA-7015			
* Piñones	ATENCIÓN:				FECHA	DIA	MESES	AÑO
* Correas todos los tipos A,B,C,D e	SR. DANIL ROJAS				05	05	17	
* Oring	DIRECCIÓN:				CONDICIONES DE			
* Banda plana					CONTADO			
* Correa perforada	CANT	ARTICULO	MARCA	'R.UNIT.U	VR.UNIT.\$	VR.TOTAL	TIEMPO ENTREG	
* Rodamientos	1	CHUMACERA SY 2.1/4 TF	SKF		\$ 227.600	\$ 227.600	INMEDIATA	
SKF	1	CHUMACERA SY 2. TF	SKF		\$ 204.200	\$ 204.200	INMEDIATA	
* Esferas	1	CHUMACERA SY 1.15/16 TF	SKF		\$ 134.200	\$ 134.200	INMEDIATA	
* Herramientas	1	CHUMACERA SY 1.1/4 TF	SKF		\$ 89.300	\$ 89.300	INMEDIATA	
SKF	1	RODAMIENTO ELS 10-2Z	SKF		\$ 128.500	\$ 128.500	INMEDIATA	
* Acoples					\$ -			
* Ruedas					\$ -			
* Retenedores					\$ -			
* Servicios técnicos					\$ -			
montaje,desmontaje					\$ -			
Alineación ejes,					\$ -			
Alineación Poleas,	OBSERVACIONES:				SUBTOTAL:	\$ 783.800		
Análisis vibraciones					IVA:	\$ 148.922		
Balaceo,					GRAN TOT/	\$ 932.722		
Termografía								
	ASESOR COMERCIAL:							
	JACQUELINE YELA RUDA							
	OFERTA VALIDA POR 10 DIAS VALOR EN PESOS							

ANEXO B
ESPECIFICACIONES RODAMIENTO 1 EJE 1

YAR 212-204-2F

Dimensions



d	57.15	mm
D	110	mm
B	65.1	mm
C	26	mm
d ₁	≈ 75.64	mm
B ₄	10	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
s ₁	39.7	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	52.7	kN
Basic static load rating	C ₀	36	kN
Fatigue load limit	P _u	1.53	kN
Limiting speed with shaft tolerance h6		3400	r/min
Calculation factor	f ₀	14	

Mass

Mass bearing		1.6	kg
--------------	--	-----	----

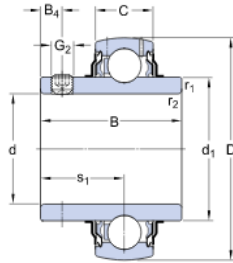
Mounting information

Thread grub screw	G ₂	3/8-24 UNF	
Hexagonal key size for grub screw	N	4.763	mm
Recommended tightening torque for grub screw		16.5	N·m

ANEXO C
ESPECIFICACIONES RODAMIENTO 2 EJE 1

YAR 211-200-2F

Dimensions



d	50.8	mm
D	100	mm
B	55.6	mm
C	25	mm
d ₁	≈ 69.06	mm
B ₄	9	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
s ₁	33.4	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	43.6	kN
Basic static load rating	C ₀	29	kN
Fatigue load limit	P _u	1.25	kN
Limiting speed with shaft tolerance h6		3600	r/min
Calculation factor	f ₀	14	

Mass

Mass bearing		1.1	kg
--------------	--	-----	----

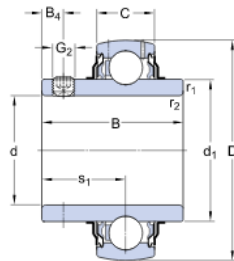
Mounting information

Thread grub screw	G ₂	3/8-24 UNF	
Hexagonal key size for grub screw	N	4.763	mm
Recommended tightening torque for grub screw		16.5	N·m

ANEXO D
ESPECIFICACIONES RODAMIENTO 2 EJE 2

YAR 207-104-2F

Dimensions



d	31.75	mm
D	72	mm
B	42.9	mm
C	19	mm
d ₁	≈ 46.1	mm
B ₄	6	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
s ₁	25.4	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	25.5	kN
Basic static load rating	C ₀	15.3	kN
Fatigue load limit	P _u	0.655	kN
Limiting speed with shaft tolerance h6		5300	r/min
Calculation factor	f ₀	14	

Mass

Mass bearing		0.52	kg
--------------	--	------	----

Mounting information

Thread grub screw	G ₂	5/16-24 UNF	
Hexagonal key size for grub screw	N	3.969	mm
Recommended tightening torque for grub screw		6.5	N·m

ANEXO E
CATÁLOGO LAMINA DE ALFAJOR

Composición química (% en peso)

%C	%Mn	%P	%S	%Cu	%Ni	%V	%Cr	%Mo	%Nb	%Ti
0.20	0.60	0.030	0.035	0.020	0.020	0.080	0.050	0.060	0.080	0.008
0.15	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.

Características: Láminas fabricadas mediante laminación en caliente, grabadas en alto relieve en forma de lágrimas para hacerlas antideslizantes.

Propiedades Mecánicas:

Limite de Fluencia: mín. 206 MPa

Resistencia a la Tracción: mín. 365 MPa

Alargamiento: Máx. 25%

Dimensiones y pesos de láminas comerciales

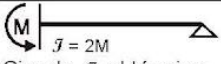
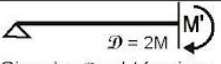

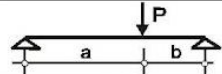
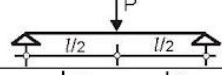
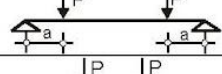
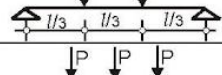
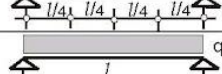
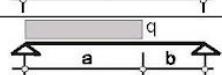
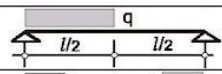
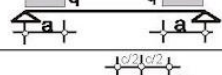
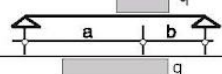
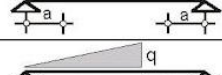
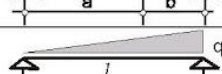
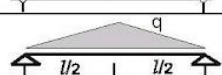
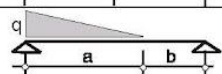
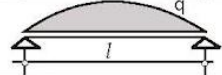
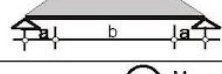
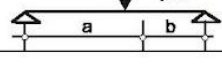


Calibre	ESPESOR		Peso m ² (kg)	1 x 2 m	4 x 8 ft	1 x 3 m
	In	mm		kg	kg	kg
		2.90	20.68	41.35	61.44	62.03
12		2.66	22.00	44.00	65.98	65.99
14		3.00	24.81	49.62	73.73	74.43
	3/8"	3.17	26.22	52.43	77.91	78.65
		4.00	33.08	66.16	98.32	99.24
		4.50	37.22	74.43	110.60	111.65
	1/16"	4.76	39.37	78.73	116.99	118.30
		5.00	41.35	82.70	122.89	124.05
		5.90	45.49	90.97	135.18	136.46
		6.00	49.62	99.24	147.47	148.66
	1/4"	6.35	52.92	105.83	156.06	157.54
		7.90	62.03	124.05	184.33	186.08
	5/16"	7.94	64.66	129.32	194.15	196.90
		8.00	66.16	132.32	196.62	198.48
		9.00	74.43	148.86	221.20	223.29
	3/8"	9.53	78.81	157.63	234.22	236.44
		10.00	82.7	165.40	245.78	248.10
		12.00	99.24	198.48	294.93	297.72
	1/2"	12.70	105.03	210.06	312.14	315.09

Aplicaciones: Se emplea en la industria metalmecánica, automotriz, en fabricación de escaleras, pisos de alta circulación, blindajes. Es útil en pisos industriales y de amplio tránsito, bodegas de alimentos y materiales, trailers y portacontenedores, rejillas estructurales, entre otros. Se suministra en bobinas, flejes u hojas, estas láminas se caracterizan por su acabado y características antideslizante.

NOTAS: Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ANEXO F
TABLA DE MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PARA PIEZAS DE J CTE.

MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PARA PIEZAS DE J CTE.

	EMPOTRAMIENTO EN UN APOYO		EMPOTRAMIENTO EN AMBOS APOYOS	
	 Siendo γ el término de carga izquierdo.	 Siendo ϑ el término de carga derecho.		
CARGAS	M	M'	M	M'
	$\frac{Pab}{2l^2}(l+b)$	$\frac{Pab}{2l^2}(l+a)$	$\frac{Pab}{l^2}b$	$\frac{Pab}{l^2}a$
	$\frac{3}{16}Pl$	$\frac{3}{16}Pl$	$\frac{1}{8}Pl$	$\frac{1}{8}Pl$
	$\frac{3}{2}Pa(1-\frac{a}{l})$	$\frac{3}{2}Pa(1-\frac{a}{l})$	$Pa(1-\frac{a}{l})$	$Pa(1-\frac{a}{l})$
	$\frac{1}{3}Pl$	$\frac{1}{3}Pl$	$\frac{2}{9}Pl$	$\frac{2}{9}Pl$
	$\frac{15}{32}Pl$	$\frac{15}{32}Pl$	$\frac{5}{16}Pl$	$\frac{5}{16}Pl$
	$\frac{1}{8}ql^2$	$\frac{1}{8}ql^2$	$\frac{1}{12}ql^2$	$\frac{1}{12}ql^2$
	$\frac{qa^2}{8}(2-\frac{a}{l})^2$	$\frac{qa^2}{8}(2-\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{12}(6-8\frac{a}{l}+3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{12}(4\frac{a}{l}-3\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{9}{128}ql^2$	$\frac{7}{128}ql^2$	$\frac{11}{192}ql^2$	$\frac{5}{192}ql^2$
	$\frac{qa^2}{4}(3-2\frac{a}{l})$	$\frac{qa^2}{4}(3-2\frac{a}{l})$	$\frac{qa^2}{6}(3-2\frac{a}{l})$	$\frac{qa^2}{6}(3-2\frac{a}{l})$
	$\frac{qabc}{2l^2}(l+b-\frac{1}{4}\frac{c^2}{a})$	$\frac{qabc}{2l^2}(l+a-\frac{1}{4}\frac{c^2}{a})$	$\frac{qc}{l^2}[ab^2+\frac{c^2}{12}(l-3b)]$	$\frac{qc}{l^2}[a^2b+\frac{c^2}{12}(l-3a)]$
	$\frac{qla}{16}(3-\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qla}{16}(3-\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qla}{24}(3-\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qla}{24}(3-\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{qa^2}{120}(40-45\frac{a}{l}+12\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{60}(10-6\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{30}(10-15\frac{a}{l}+6\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{20}(5\frac{a}{l}-4\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{7}{120}ql^2$	$\frac{1}{15}ql^2$	$\frac{1}{30}ql^2$	$\frac{1}{20}ql^2$
	$\frac{5}{64}ql^2$	$\frac{5}{64}ql^2$	$\frac{5}{94}ql^2$	$\frac{5}{94}ql^2$
	$\frac{qa^2}{120}(20-15\frac{a}{l}+3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{120}(10-3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{60}(10-10\frac{a}{l}+3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{qa^2}{60}(5\frac{a}{l}-3\frac{a^2}{l^2})$
	$\frac{1}{10}ql^2$	$\frac{1}{10}ql^2$	$\frac{1}{15}ql^2$	$\frac{1}{15}ql^2$
	$\frac{ql}{64}(l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{ql}{64}(l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{ql}{96}(l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{ql}{96}(l+b)(5-\frac{b^2}{l^2})$
	$\frac{M}{2}(1-3\frac{b^2}{l^2})$	$\frac{M}{2}(1-3\frac{a^2}{l^2})$	$\frac{Mb}{l}(2-3\frac{b}{l})$	$\frac{Ma}{l}(2-3\frac{a}{l})$

ANEXO G
FICHA TÉCNICA TRACTOR 6125D

TRACTOR

6125D

CARACTERÍSTICAS Y ESPECIFICACIONES


- Motor PowerTech con gran potencia y confiabilidad
- Nueva transmisión 24A/12R PowrReverser™ Plus
- Toma de Fuerza Electrohidráulica
- Nuevo sistema hidráulico con gran capacidad

► Ver todas las características

Potencia Nominal certificada por OCIMA ¹	123 hp (111.8 hp TDF)
Transmisiones	12A / 4R Parcialmente Sincronizada y Embrague Húmedo, 24A /8R TSS Hi Lo, 12A /12R PowrReverser™ y 24A /12R PowrReverser™ Plus
Caudal hidráulico máximo	68.6L/min (medido con una sola salida auxiliar)
Capacidad de levante certificado por OCIMA ²	3446.5 kg a 610 mm



ANEXO H
PLANOS DE DISEÑO

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2017


AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES




Nosotros Danilo Rojas Collazos y Jordy Esteban Valencia Ávila en calidad de titulares de la obra **Diseño de una máquina automatizada para la siembra de árboles**, elaborada en el año 2016, autorizamos al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que nos corresponden y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autores manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que los autores pueden publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales de los autores y podrá darse por terminada una vez los autores lo manifiesten por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autores establecemos las siguientes condiciones de uso de nuestra obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2017

	Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.	<input checked="" type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.	<input type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.	<input type="checkbox"/>

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a sus autores.

De igual forma como autores autorizamos la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:


AUTORIZAMOS	SI	NO
La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso	x	
La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación	x	

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaremos, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.	SI	NO
		x

Para constancia se firma el presente documento en la ciudad de Bogotá, al primer día del mes de agosto del año 2017.

LOS AUTORES:

Autor 1

Nombres	Apellidos
Danilo	Rojas Collazos
Documento de identificación No	Firma
1.117.522.501	

Autor 2

Nombres	Apellidos
Jordy Esteban	Valencia Ávila
Documento de identificación No	Firma
1.075.272.558	