

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN VEHÍCULO  
AUTÓNOMO, CAPAZ DE ELIMINAR MALEZA EN CULTIVOS  
PLANOS Y RECTOS DE LECHUGA

CRISTIAN CAMILO ARDILA SAAVEDRA  
JONATHAN FERNEY JERÉZ URIBE

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2021

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN VEHÍCULO  
AUTÓNOMO, CAPAZ DE ELIMINAR MALEZA EN CULTIVOS  
PLANOS Y RECTOS DE LECHUGA

CRISTIAN CAMILO ARDILA SAAVEDRA  
JONATHAN FERNEY JERÉZ URIBE

Trabajo de grado para optar título de Ingeniero Mecánico

Director:

Jorge Enrique Meneses Flórez  
Magister en Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2021

## DEDICATORIA

*A mis padres, Leonardo y María Isabel, quienes amo con todo mi ser, por ser el soporte de mi vida, fuente de mi inspiración y ejemplo de perseverancia. Por celebrar todos mis triunfos, y ayudarme a superar las adversidades.*

*A mis hermanas, Paula y Karol, por alegrar mi vida con todas sus actitudes y aptitudes, entre las más destacadas, Paula con su paciencia, y Karol siendo elefante.*

*A toda mi familia, por enseñarme el valor de la unión familiar y el amor a Dios, cualidades indispensables para superar cualquier adversidad que se presente en el camino.*

*Finalmente, a todos y cada uno de mis amigos, por ser fuente de felicidad, por brindarme su apoyo incondicional y sincero, y por incentivar me siempre a llegar a mi mejor versión.*

**Cristian Ardila**

## DEDICATORIA

*A mis padres, Carlos Martín y Marta Eugenia, quienes han dado lo mejor de sí para darme lo mejor de sus vidas, por su apoyo incondicional en mis desiciones, gracias totales.*

*A mis hermanos, Andrés, Oswaldo y Aura por brindarme todo el apoyo a lo largo de la vida, por compartir momentos muy felices y darme un aliento en los momentos más difíciles, a Andrés por compartirme su conocimiento, Oswaldo por su perseverancia y a Aura por su alegría.*

*A toda mi familia por el apoyo que me han brindado en los momentos mas difíciles.*

*A Mayra por su amistad y su incondicionalidad a lo largo de mi vida.*

*A Vanessa por su incondicional apoyo y por todos los consejos que me das.*

*Finalmente, a todos y cada uno de mis amigos, en especial a Jaime M, a David, a Javier y a Herman por su incondicional amistad y momentos gratos en la universidad.*

*A Cristian por su perseverancia en el proyecto , en la vida y por el apoyo que me brindo.*

**Jonathan Jerez**

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios, por ser guía en nuestro camino, por otorgarnos la sabiduría a lo largo de este camino, la fortaleza para no desistir en la búsqueda de nuestras metas y permitirnos seguir perseverando para cumplirlas.

A la Universidad Industrial de Santander y sus docentes, quienes condujeron nuestro proceso de formación, por su orientación y todos los conocimientos transmitidos.

A nuestros amigos, con quienes compartimos experiencias inolvidables.

A nuestro director de proyecto de grado, Jorge Enrique Meneses Flórez, por incentivarnos siempre a alcanzar la excelencia, por todos sus saberes compartidos y por ser una fuente de motivación durante todos estos años de enseñanza.

Agradecemos a Juan Carlos Ardila Rúgeles, por creer en nosotros para el desarrollo del proyecto, por poner a disposición su conocimiento y su tiempo, por ser fuente de inspiración y un maestro notable de la vida.

Agradecemos a Carlos Martin Jerez Pérez, por brindarnos sus conocimientos y experiencias en la construcción y el acompañamiento que tuvo a lo largo del desarrollo del proyecto brindando ideas y herramientas para culminar de la mejor manera este proyecto.

¡Gracias a todos!

***Cristian y Jonathan***

## TABLA DE CONTENIDO

	pág.
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>20</b>
<b>1. OBJETIVOS.....</b>	<b>23</b>
1.1. OBJETIVO GENERAL .....	23
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	23
<b>2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO REALIZADO.....</b>	<b>25</b>
2.1. SUBSISTEMAS IMPLEMENTADOS.....	29
2.1.1. Subsistema de tracción.....	29
2.1.1.1. Driver puente H 40 [A] BTS7960.....	30
2.1.1.2. Cámara PixyCam.....	30
2.1.1.3. Motor (M1, M2, M3, M4).....	32
2.1.2. Subsistema de seguridad.....	32
2.1.2.1. Sensor ultrasonido.....	33
<b>3. PRELIMINARES.....</b>	<b>36</b>
3.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL PROTOTIPO DEMÉTER.....	36
3.1.1. Sistema estructural.....	36
3.1.1.1. Tipo de armazón.....	36
3.1.1.2. Tipo de material.....	37
3.1.2. Sistema de potencia.....	38
3.1.2.1. Tipo de motor.....	39
3.1.2.2. Tipo de batería.....	39
3.1.3. Sistema de transmisión de potencia.....	41
3.1.3.1. Tipo de llanta.....	41
3.1.3.2. Tipo de transmisión.....	41
3.1.4. Sistema de escardado.....	43

3.1.5. Arquitectura Hardware. ....	44
3.1.5.1. Tipo de control. ....	44
3.2. ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA GANADORA.....	45
<b>4. PROCESO GENERAL DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL VEHÍCULO.....</b>	<b>49</b>
<b>5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.....</b>	<b>51</b>
5.1. DISEÑO Y ANÁLISIS MEF. ....	52
5.1.1. Unidad estructural de tracción. ....	52
5.1.2. Unidad estructural de potencia. ....	56
5.1.3. Bastidor principal. . ....	60
5.1.3.1. Tubos.....	60
5.1.3.2. Soportes de los tubos. ....	63
5.2. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL. ....	67
5.2.1. Manufactura de los brazos.....	67
5.2.2. Manufactura unidad estructural de potencia. ....	72
5.2.3. Manufactura soportes de los tubos.....	75
5.2.4. Adquisición de los tubos. ....	77
<b>6. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE POTENCIA.....</b>	<b>79</b>
6.1. SELECCIÓN DEL MOTOR.....	79
6.1.1. Resistencia a la rodadura. ....	80
6.1.1.1. Resistencia a la rodadura calculada de forma experimental.....	81
6.1.1.2. Resistencia a la rodadura calculada mediante literatura.....	85
6.1.2. Resistencia a la pendiente.....	87
6.1.3. Resistencia aerodinámica.....	88
6.1.4. Resistencia debido a la inercia. ....	92
6.1.5. Potencia total de consumo.....	93
6.1.6. Especificación del motor seleccionado. ....	94
6.2. SELECCIÓN DE BATERÍA.....	95
6.2.1. Capacidad de las baterías. ....	95

6.2.2. Selección de batería.....	97
<b>7. DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....</b>	<b>100</b>
7.1. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE TORNILLO SIN FIN. ....	102
7.2. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN TRANSMISIÓN POR CADENA. ....	104
7.2.1. Selección de sprockets y cadena.....	104
7.2.2. Diseño y análisis MEF de los acoples de los sprockets.....	106
7.2.2.1. Análisis del acople del sprocket superior.....	106
7.2.2.2. Análisis del acople del sprocket inferior.....	107
7.2.3. Construcción e implementación del acople del sprocket inferior.....	109
7.3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN DE TRANSMISIÓN INFERIOR....	111
7.3.1. Diseño y análisis MEF eje inferior.....	112
7.3.2. Bocín.....	117
7.3.2.1. Análisis MEF bocín.....	117
7.3.2.2. Construcción del bocín inferior.....	118
7.3.3. Selección de rodamientos.....	120
7.3.4. Ensamble tren de transmisión inferior.....	120
<b>8. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA HERRAMIENTA DE LIMPIEZA.....</b>	<b>122</b>
8.1. DISEÑO DE HERRAMIENTA.....	123
8.2. ANÁLISIS MEF DE LA HERRAMIENTA ESCARDADORA.....	130
8.2.1. Flechas escardadoras.....	132
8.2.2. Sistema de acople herramienta - vehículo.....	133
8.3. SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL MÓDULO DE LA HERRAMIENTA.....	137
8.4. CONSTRUCCIÓN DE LA HERRAMIENTA. ....	139
8.4.1. Flechas escardadoras.....	140
<b>9. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA ARQUITECTURA HARDWARE.....</b>	<b>142</b>
9.1. MÓDULO PIXYCAM2. ....	144
9.2. COMPROBACIÓN EN PROTEUS 8.....	145

9.3. IMPLEMENTACIÓN MÓDULO HARDWARE A DEMÉTER. ....	146
9.4. INTERFAZ HMI (HUMAN-MACHINE INTERFACE) .....	147
<b>10. PRUEBAS PROTOTIPO DEMÉTER.....</b>	<b>150</b>
10.1. PRUEBA LIBRE. ....	151
10.2. PRUEBA DE TIRO. ....	153
10.3. PRUEBA SEGUIMIENTO DE LÍNEA.....	154
10.4. PRUEBA DEL SISTEMA DE SEGURIDAD. ....	158
10.5. PRUEBA CON HERRAMIENTA.....	159
<b>11. COSTOS DEL PROYECTO.....</b>	<b>164</b>
<b>12. CONCLUSIONES.....</b>	<b>168</b>
<b>13. RECOMENDACIONES.....</b>	<b>170</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>172</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>176</b>

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Especificaciones técnicas del motor. ....	32
Tabla 2. Tabla comparativa del tipo de armazón. ....	37
Tabla 3. Propiedades materiales del chasis. ....	38
Tabla 4. Comparación entre motor con escobillas y Brushless. ....	39
Tabla 5. Baterías para el sistema de potencia. ....	40
Tabla 6. Comparación tipos de llantas. ....	41
Tabla 7. Ventajas y desventajas de los distintos tipos de acoples. ....	42
Tabla 8. Comparación tipos de herramienta de escarde. ....	43
Tabla 9. Comparación de placas hardware. ....	44
Tabla 10. Dimensiones de los tubos para ensamblaje. ....	78
Tabla 11. Carga y tipo de prueba. ....	84
Tabla 12. Valores característicos de resistencia a la rodadura. ....	86
Tabla 13. Datos para el diseño y selección de las catarinas y la cadena. ....	105
Tabla 14. Datos finales para el diseño y selección de las catarinas y la cadena. ....	105
Tabla 15. Parámetros de entrada para la selección del rodamiento. ....	120
Tabla 16. Cultivo de lechuga con sus múltiples variables de maleza. ....	125
Tabla 17. Características para los distintos ángulos de ataque. ....	128
Tabla 18. Datos del resorte calculado. ....	137
Tabla 19. Datos del resorte estandarizado seleccionado. ....	139
Tabla 20. Costos del diseño y construcción del prototipo Deméter. ....	164
Tabla 21. Costos construcción subsistema estructural de Deméter. ....	165
Tabla 22. Costos construcción subsistema eléctrico y electrónico de Deméter. ....	166
Tabla 23. Costos construcción subsistema transmisión potencia de Deméter. ....	166
Tabla 24. Costos construcción subsistema herramienta de escarde. ....	167
Tabla 25. Parámetros de entrada para el cálculo de baterías. ....	177
Tabla 26. Datos de diseño para la transmisión por cadena. ....	180

Tabla 27. Datos relevantes de la transmisión por cadena. ....	183
Tabla 28. Datos iniciales. ....	184
Tabla 29. Propiedades del acero AISI 1040 estirado en frío. ....	186
Tabla 30. Parámetros de entrada para el cálculo de la fuerza del chavetero. ....	195
Tabla 31. Parámetros de entrada para la selección de los rodamientos. ....	198
Tabla 32. Parámetros de entrada para la selección de los rodamientos ....	198
Tabla 33. Tabla de ecuaciones para las cargas. ....	206
Tabla 34. Datos de diseño resorte de tensión. ....	211
Tabla 35. Propiedades del Cromo silicio para el resorte. ....	213
Tabla 36. Datos del resorte calculado. ....	219
Tabla 37. Cargas de la viga en funcionamiento. ....	221

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Descripción del proyecto realizado. ....	25
Figura 2. Estructura de automatización del proceso de eliminación de maleza. ....	26
Figura 3. Estructura detallada de automatización del proceso. ....	27
Figura 4. Estructuración de los subsistemas del automatismo Deméter. ....	29
Figura 5. Subsistema de tracción. ....	31
Figura 6. Subsistema de seguridad. ....	33
Figura 7. Diseño de concepto del prototipo Deméter I. ....	48
Figura 8. Metodología WBS del vehículo autónomo. ....	50
Figura 9. Evolución de diseños chasis. ....	51
Figura 10. Diseño final unidad estructural de tracción. ....	53
Figura 11. Análisis MEF de esfuerzos de la unidad estructural de tracción. ....	54
Figura 12. Análisis MEF del factor de seguridad de la unidad de tracción. ....	55
Figura 13. Análisis MEF de desplazamientos de la unidad de tracción. ....	56
Figura 14. Renderizado de la unidad estructural de potencia. ....	57
Figura 15. Análisis MEF de esfuerzos de la estructural de potencia. ....	58
Figura 16. Análisis MEF del factor de seguridad de la estructural de potencia. ....	59
Figura 17. Análisis MEF de desplazamientos de la estructural de potencia. ....	60
Figura 18. Análisis MEF de esfuerzos de los tubos. ....	61
Figura 19. Análisis MEF del factor de seguridad de los tubos. ....	62
Figura 20. Análisis MEF de desplazamientos de los tubos. ....	62
Figura 21. Renderizado soporte tubos. ....	63
Figura 22. Análisis MEF de esfuerzos del soporte de tubos. ....	64
Figura 23. Análisis MEF de esfuerzos del soporte de tubos, vista inferior. ....	65
Figura 24. Análisis MEF de desplazamientos del soporte de tubos. ....	65
Figura 25. Análisis MEF del factor de seguridad en del soporte de tubos. ....	66
Figura 26. Plano de taller unidad estructural de tracción. ....	67

Figura 27. Fase de construcción unidad estructural de tracción.....	68
Figura 28. Última capa de pintura de poliuretano catalizada. ....	69
Figura 29. Fase de construcción tapa de unidad estructural de tracción. ....	70
Figura 30. Fase de pintura tapa de unidad estructural de tracción. ....	71
Figura 31. Tapa final unidad estructural de tracción. ....	72
Figura 32. Caja escala 1:1 cartulina plantilla SolidWorks y lámina doblada. ....	73
Figura 33. Unidad estructural de potencia con tapa trasera y batería VRLA. ....	73
Figura 34. Proceso de acabado tapa frontal. ....	74
Figura 35. Proceso de pintura tapa frontal. ....	75
Figura 36. Componentes del soporte antes de soldadura. ....	76
Figura 37. Capas finales de pintura de los soportes de los tubos de acero. ....	76
Figura 38. Dimensiones de los tubos de acero. ....	77
Figura 39. Sistema de potencia (Motor escobillas). ....	79
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre para la llanta. ....	80
Figura 41. Concepto del prototipo de prueba.....	82
Figura 42. Proceso de construcción prototipo de prueba.....	82
Figura 43. Prototipo de prueba. ....	83
Figura 44. Pruebas con el prototipo de validación. ....	83
Figura 45. Capacidad de tiro dos motores de 30 [W]. ....	84
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre (DCL) Deméter en ascenso. ....	87
Figura 47. Líneas aerodinámicas en diferentes vehículos. ....	88
Figura 48. Área transversal de Deméter. ....	91
Figura 49. Página de adquisición de los motores ....	94
Figura 50. Cálculo de la capacidad de las baterías Deméter.....	96
Figura 51. Representante de Victron Energy en Colombia.....	97
Figura 52. Catálogo de selección de las baterías de la marca Victron Energy. ....	98
Figura 53. Conexión de las baterías en Deméter.....	99
Figura 54. CAD de transmisión de potencia de Deméter. ....	100
Figura 55. Esquema brazo-motor-transmisión.....	101
Figura 56. Segmento catálogo de reductores sinfín corona.....	103

Figura 57. Flanches estandarizados para el reductor de tornillo sinfín corona. ...	103
Figura 58. Adaptación de discos para los reductores de velocidad de gusano. ..	104
Figura 59. Análisis MEF para el eje superior. ....	107
Figura 60. Análisis de esfuerzos del adaptador del sprocket inferior. ....	108
Figura 61. Análisis MEF del adaptador del sprocket inferior. ....	109
Figura 62. Proceso de construcción del adaptador de la catarina. ....	110
Figura 63. Tensor de cadena del brazo. ....	111
Figura 64. Tren de transmisión inferior. ....	112
Figura 65. Análisis de cargas en el eje inferior. ....	113
Figura 66. Análisis MEF de tensiones en el eje inferior. ....	114
Figura 67. Análisis MEF de desplazamientos en el eje inferior. ....	114
Figura 68. Análisis MEF del factor de seguridad en el eje inferior. ....	115
Figura 69. Análisis MEF para el cordón de soldadura. ....	116
Figura 70. Análisis MEF de esfuerzos del bocín. ....	117
Figura 71. Análisis MEF de desplazamientos y factor de seguridad del bocín. ...	118
Figura 72. Ajuste del bocín. ....	119
Figura 73. Proceso de ensamble del tren de transmisión inferior. ....	121
Figura 74. Concepto herramienta de escardar. ....	122
Figura 75. Esquema de siembra requerimiento del prototipo ....	123
Figura 76. Cuchilla de corte para malezas superficiales. ....	124
Figura 77. Ángulo de diente de ataque de 15 grados para facilitar corte ....	126
Figura 78. Ángulo de acercamiento y distancia de traslape. ....	127
Figura 79. Ángulo de acercamiento de 50° ....	128
Figura 80. Tipos de metales para herramientas de corte. ....	129
Figura 81. CAD de diseño de la herramienta de escardado módulo y la viga ....	130
Figura 82. Fuerza de tiro y fuerza vertical para la herramienta. ....	131
Figura 83. Análisis MEF en la flecha de escarde. ....	132
Figura 84. Cargas en la viga del sistema escarde. ....	133
Figura 85. Análisis MEF esfuerzos viga herramienta en operación. ....	134
Figura 86. Análisis MEF desplazamientos viga herramienta en operación. ....	134

Figura 87. Análisis MEF factor de seguridad viga herramienta en operación. ....	135
Figura 88. Análisis MEF esfuerzos viga con herramienta en el aire. ....	135
Figura 89. Análisis MEF desplazamientos viga con herramienta en el aire. ....	136
Figura 90. Análisis MEF factor de seguridad viga con herramienta en el aire. ....	136
Figura 91. Implementación del software MuelleStock.....	138
Figura 92. Herramienta terminada .....	140
Figura 93. Construcción de los módulos de las flechas y montaje.....	141
Figura 94. Esquema general de la electrónica.....	143
Figura 95. Lechugas reales en etapa de gestación media de lechuga. ....	144
Figura 96. Plano de la electrónica en el programa PROTEUS 8. ....	146
Figura 97. Montaje y prueba del código.....	147
Figura 98. Partes del control remoto Deméter. ....	148
Figura 99. Mando de control remoto de Deméter. ....	149
Figura 100. Prueba libre en piso de cerámica (coeficientes bajos de fricción). ...	151
Figura 101. Ajustes electrónicos y mecánicos posterior a la prueba libre.....	152
Figura 102. Fuerza generada por Deméter de tiro.....	153
Figura 103. Deméter prueba de seguimiento de línea recta. ....	154
Figura 104. Deméter prueba de seguimiento de línea en zigzag.....	155
Figura 105. Deméter prueba de seguimiento lineal con tiempo ideal. ....	156
Figura 106. Prueba de Deméter en diferentes condiciones de luz.....	157
Figura 107. Deméter prueba en línea recta y el plano de visión de la cámara. ...	157
Figura 108. Pruebas con sensor ultrasonido de seguridad.....	158
Figura 109. Deméter prueba en línea recta y el plano de visión de la cámara. ...	159
Figura 110. Elaboración de las camas y surcos.....	160
Figura 111. Plántulas utilizadas en la siembra de lechugas. ....	161
Figura 112. Herramienta montada en Deméter para el escarde.....	162
Figura 113. Lechuga dañada, ryegrass intermedio, remoción de raíces. ....	163
Figura 114. Interfaz gráfica del programa: número total de baterías. ....	179
Figura 115. Análisis de carga en el eje inferior. ....	188
Figura 116. Diagramas en el plano ZY. ....	189

Figura 117. Diagramas en el plano ZX. ....	190
Figura 118. Diagrama de momento torsor. ....	191
Figura 119. Esquema de la fuerza que actúa sobre el chavetero. ....	196
Figura 120. Grafica para definir la vida útil de la grasa. ....	200
Figura 121. Grafica factor de reducción de la vida útil dependiendo de C. ....	201
Figura 122. Factor de contaminación para rodamientos SKF ....	203
Figura 123. Curvas para hallar el factor SKF de vida útil. ....	204
Figura 124. Rodamiento SKF seleccionado. ....	207
Figura 125. Tipos de lubricación para los rodamientos SKF. ....	208
Figura 126. Selección online del rodamiento en la página de SKF. ....	209
Figura 127. Ajuste de la tolerancia del eje online. ....	210
Figura 128. DCL de los dos módulos de la herramienta ....	220

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. CÁLCULO DEL NÚMERO DE BATERIAS.....	177
ANEXO B. CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA. ....	180
ANEXO C. CÁLCULO DE TORQUES. ....	184
ANEXO D. CÁLCULO DIÁMETRO EJE TREN INFERIOR DE TRANSMISIÓN. .	186
ANEXO E. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS PARA EJES .....	195
ANEXO F. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	198
ANEXO G. CÁLCULO DEL RESORTE DE TENSIÓN DE LA HERRAMIENTA. .	211
ANEXO H. ESTÁTICA PARA EL CÁLCULO DE LA VIGA .....	220
ANEXO I. DEMETER_BRAIN.ino .....	222
ANEXO J. PLANOS MECÁNICOS DEL SISTEMA AUTOMÁTICO DEMÉTER...231	

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN VEHÍCULO AUTÓNOMO, CAPAZ DE ELIMINAR MALEZA EN CULTIVOS PLANOS Y RECTOS DE LECHUGA\*.

**AUTOR:** CRISTIAN CAMILO ARDILA SAAVEDRA, JONATHAN FERNEY JERÉZ URIBE\*\*.

**PALABRAS CLAVE:** SISTEMA AUTOMÁTICO, REMOCION MALEZA, ARDUINO, AGROINDUSTRIA, HERRAMIENTA AGRÍCOLA.

**DESCRIPCIÓN:** La demanda del sector agrícola del país ha ido en aumento en las últimas décadas y los campesinos han optado por migrar a la ciudad provocando que la mano de obra en el campo eleve su valor; añadido a ello, las que deciden laborar en el campo se enfrentan a tareas repetitivas y desgastantes para el mantenimiento del cultivo, que requieren suficiente energía física, y, son labores que aportan un alto valor agregado al producto final, lechugas, ya que, de no realizarse, puede bajar su rendimiento de producción hasta en 30%.

Con base a lo anterior la escarda es una de las labores, junto a la siembra y a la cosecha, que representan un alto porcentaje de inversión, puesto que, se debe hacer cada dos semanas mínimo. Una persona promedio es capaz de realizar una hectárea en 140 horas de trabajo, y, aun así, el cultivo no queda 100% deshierbado. Es una actividad de alto valor que obliga a los agricultores a invertir altos niveles de tiempo que pueden ser invertidos en otras actividades, como la cosecha, o, próxima siembra.

Enfocados en garantizar la producción, la demanda, la salud de los agricultores Deméter posee una herramienta diseñada para la remoción total de maleza fundamentada en las herramientas usadas en tractores, cuenta con un sistema de navegación local autónomo basado en tecnología Arduino, capaz de prescindir de sensores como el GPS RTK, otorgando la capacidad de seguir el cultivo en forma recta, usando como referencia las lechugas que están debajo de él. El usuario tiene la opción de programar el recorrido y ejecutar la orden mediante un control remoto. Deméter también tiene un sistema de seguridad accionado por la presencia de objetos o personas que estén próximos, en medio de su operación autónoma, o, cuando el operario conduzca de forma manual.

---

\*Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería mecánica. Director: M. Sc. Jorge Enrique Meneses Flórez.

## ABSTRACT

**TITLE:** DESIGN AND PROTOTYPE BUILDING OF AN AUTONOMOUS VEHICLE CAPABLE OF ELIMINATING WEEDS IN FLAT AND STRAIGHT LETTUCE CROPS\*.

**AUTHOR:** CRISTIAN CAMILO ARDILA SAAVEDRA, JONATHAN FERNEY JERÉZ URIBE\*\*

**KEY WORDS:** AUTOMATIC SYSTEM, WEED REMOVAL, ARDUINO, AGROINDUSTRY, AGRICULTURAL TOOL.

**DESCRIPTION:** The demand of the agricultural sector in the country has been increasing in recent decades and farmers have chosen to migrate to the city causing the labor in the field to raise its value; In addition to this, those who decide to work in the field face repetitive and exhausting tasks for the maintenance of the crop, which require sufficient physical energy, and are tasks that provide a high added value to the final product, lettuce, since, if not performed, it can lower its production performance by up to 30%.

Based on the aforementioned, weeding is one of the tasks, together with sowing and harvesting, that represent a high percentage of investment, since it must be done at least every two weeks. An average person can do one hectare in 140 hours of work, and even so, the crop is not 100% weeded. It is a high-value activity that forces farmers to invest high levels of time that can be used in other activities, such as harvesting or the next planting.

Focused on guaranteeing production, demand and farmers' health, Demeter has a tool designed for total weed removal based on the tools used in tractors, it has an autonomous local navigation system based on Arduino technology, capable of dispensing with sensors such as GPS RTK, giving the ability to follow the crop straight ahead, using as a reference the lettuce below it. The user has the option to program the path and execute the command via remote control. Demeter also has a safety system triggered by the presence of objects or people nearby, in the middle of its autonomous operation, or when the operator is driving manually.

---

\* Degree work

\*\* Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: M. Sc. Jorge Enrique Meneses Flórez.

## INTRODUCCIÓN

La necesidad de potenciar las utilidades del campo, convergen en cuestionamientos puntuales como, por ejemplo; si las tecnologías ahí aplicadas son suficientes para contar con la demanda actual y si realmente están al nivel de los estándares internacionales. Conforme el número de habitantes a nivel mundial va en aumento según “las cifras del Fondo de Población de las Naciones Unidas (UNFPA) se espera que la actual población aumente en 10.000 millones en 2050 y en 11.200 en el año 2100”<sup>1</sup>, este crecimiento poblacional presenta retos desde el sector salud, pasando por el tema de vivienda y llegando hasta el punto de seguridad alimentaria. Es inevitable que la población siga en crecimiento, ya sea en proporciones más bajas de las esperadas por la UNFPA, por tal razón los campos deben verse potenciados por nuevas tecnologías que los convierta en un sector competitivo para los retos que se avecinan a nivel global.

Según “La Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO, por sus siglas en inglés) advierte que las áreas de cultivo deben elevarse un 3% al año para seguir el ritmo de crecimiento de la población mundial”<sup>2</sup>. Este incremento del 3% se ve reflejado en la cifra anteriormente indicada en el crecimiento exponencial de la población mundial; por tal motivo, el sector agrícola debe elevar su producción optimizando cada vez más los procesos aplicados. En concordancia se debe pensar en tecnificar el campo; no es una tarea fácil ni económica, ya que muchas de las labores realizadas cuentan con decisiones que se toman en tiempo real o los sistemas aplicados deben ser muy precisos.

---

<sup>1</sup> NATIONAL GEOGRAPHIC EN ESPAÑOL. ¿Cuánto aumenta la población mundial por año? [sitio web]. 2020. [Consultado: 12 de jul. de 2020]. Disponible en: <https://www.ngenespanol.com/dato-dia/cuanto-aumenta-poblacion-mundial-ano/>.

<sup>2</sup> SYGENTA Colombia. ¿Robots en el campo? Bogotá, Colombia: (12 de enero 2018). [Consultado: 12 de jul. de 2020]. Disponible en: <https://www.syngenta.com.co/news/noticias/robots-en-el-campo>

Colombia posee una alta riqueza en el sector agroindustrial. Pero, en los últimos 15 años su crecimiento ha sido bajo frente a otros sectores industriales; el principal problema radica en la baja inversión de investigación, esta postura se ve reflejada en que los nuevos retos de un mundo moderno demandan una alta tasa de alimentos y el campo no está preparado para afrontarlos, esto se resume en seguir haciendo labores con métodos de baja eficiencia, alto costo, y que requieren de mano de obra humana en procesos repetitivos.

Las malezas representan uno de los principales desafíos de los cultivadores. Su manejo, aparte de ser ineficaz, supone aproximadamente el 40% del tiempo y la inversión total en actividades agrícolas. En la agricultura se realizan de 1 a 4 operaciones se deshierbe por temporada de siembra, siendo así la primera de ellas la que más esfuerzo requiere por parte del operario, empleando en promedio a 3 o 4 personas lo que representa un coste alrededor de \$200.000 por hectárea. El déficit en las técnicas de un buen deshierbe y la falta de dominio en el uso de herbicidas ambientalmente responsables, así como la escasez de mano de obra, entre otros factores, son los responsables de contribuir a un mal manejo de las malezas, consecuencia directa de ello, la reducción de la producción, la calidad y los ingresos de los productores entre otros.

En las labores del campo se presentan trabajos que son repetitivos que comparados con las normas internacionales ISO 11228<sup>3</sup> la cual enfatiza sobre el manejo y posturas adecuadas, cargas y tiempos en los que un operario debe laborar, las condiciones de trabajo de un granjero no son las adecuadas, acarreado problemas de salud a largo plazo. Los trabajos que son iterativos para los humanos están demostrados que, al pasar el tiempo, el cansancio, la mente, la falta de motivación entre otros factores, la calidad del trabajo disminuya de una forma abrupta, lo cual baja el rendimiento del cultivo.

---

<sup>3</sup> INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Ergonomics – Manual Handling. ISO 11228. 1n. Suiza: 2003. P.10.

La implementación de un prototipo de un vehículo autónomo, capaz de realizar dicha labor, puede cambiar la cotidianidad con la que hoy se realizan labores de escardado y labranza, así dar una nueva visión a las tecnologías que habitualmente se manejan en el campo colombiano. De esta forma, se facilita el trabajo a los pequeños y medianos agricultores, reduciendo la necesidad de mano de obra y tiempo, aumentando la calidad del cultivo al eliminar el uso de químicos y personas, previniendo las posibles enfermedades generadas por el uso continuo de herbicidas, invirtiendo una cantidad baja de dinero en comparación a la adquisición de maquinaria pesada agrícola.

Deméter es un vehículo que satisface las necesidades de siembra en el sector agrícola, compuesto por dos sistemas principales: sistema de tracción y sistema de seguridad el cual le permiten recorrer cultivos de forma autónoma sin necesidad de incorporar GPS RTK, esto último implica varias connotaciones en cuanto a navegación se refiere, son sistemas que elevan sustancialmente el precio de los equipos finales y solo pueden ir en línea recta sin tener en cuenta variaciones locales que implican corrección, al solucionar la menara en que se recorre el cultivo queda un sinfín de posibilidades debido que se pueden incorporar sistemas adiciones, como sistemas de siembra, de cosecha, de fumigación, de fertirriego y de escarda.

## 1. OBJETIVOS

### 1.1. OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica de dar respuesta adecuada a las necesidades de la sociedad y el campo colombiano, desarrollando el prototipo de un vehículo autónomo capaz de realizar la extracción de maleza de forma mecánica en terrenos planos de cultivos de lechuga, y promover el uso de nuevas tecnologías en la agricultura tecnificada.

### 1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir un prototipo funcional de un vehículo, que garantice la eliminación de la maleza en una plantación de lechuga de forma mecánica, que cumpla con las siguientes especificaciones de diseño:
  - Estructura capaz de soportar una carga de 980 [N] con tamaño de vía de 100 [cm] y batalla de 150 [cm]. (Vía: Distancia entre llantas en un mismo eje, Batalla: Distancia entre el eje delantero y el eje trasero).
  - Capacidad de generar 100 [lbf] para realizar el deshierbe y transporte a una velocidad de 1.5 [Km/h].
  - Incorporar 4 motores eléctricos, como fuente de potencia que suministren tracción **AWD** (All Wheel Drive).

- Diseñar y desarrollar un sistema de control embebido en una placa **Arduino** para el movimiento del vehículo.
- Diseño y construcción de una herramienta de corte capaz de introducirse 2,5 [cm] bajo tierra y cubrir una zona de surco de 40 [cm] para ser incorporado al vehículo autónomo.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO REALIZADO.

**Figura 1. Descripción del proyecto realizado.**



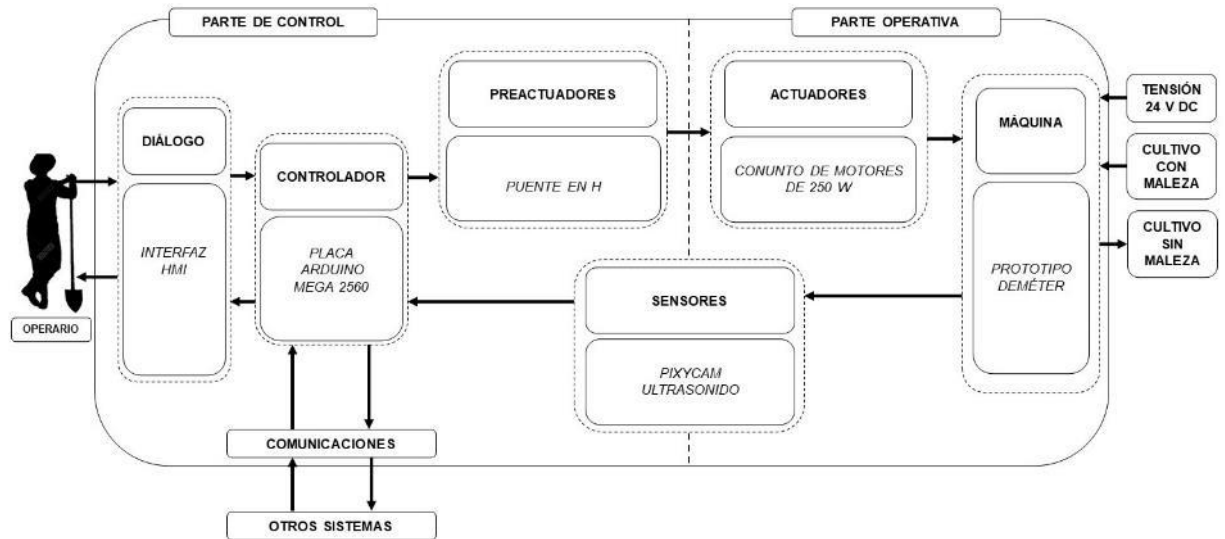
**Fuente:** Elaboración propia.

Deméter, en honor a la diosa griega de la agricultura, la cosecha, la fertilidad y las estaciones<sup>4</sup>, es el nombre del sistema automático que se diseñó y se construyó en este proyecto de grado. Se presenta entonces su estructura general:

---

<sup>4</sup> LÓPEZ, Luis. Deméter, diosa de la agricultura. En: PORTAL CLÁSICO [sitio Web]. [Consultado: 11 de julio de 2020]. Disponible en: <https://portalmiologia.com/demeter-diosa-de-la-agricultura>

**Figura 2. Estructura de automatización del proceso de eliminación de maleza.**

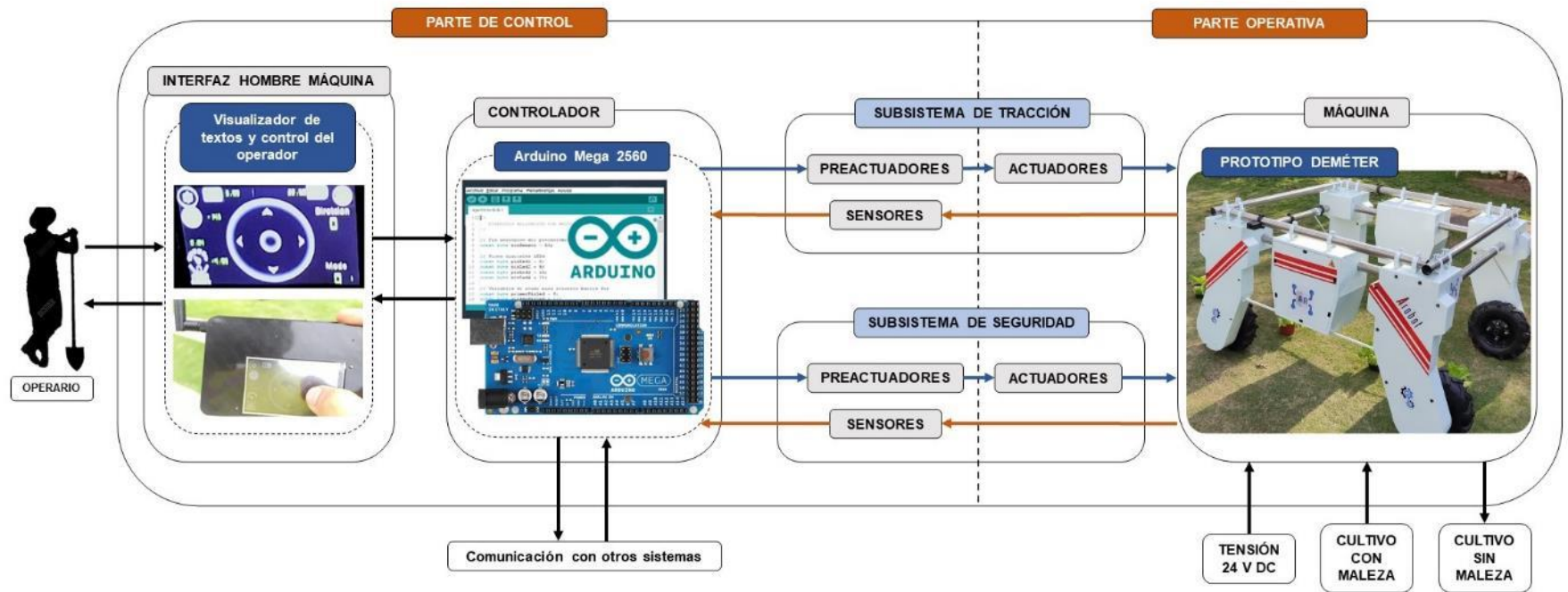


**Fuente:** Elaboración propia.

El automatismo Deméter se encarga de liberar al agricultor de realizar labores físicas y mentales en el control del proceso de eliminación de maleza en un cultivo de lechuga, recto y plano, por medio de un bucle o lazo cerrado de control. Este lazo cerrado se encuentra dividido en dos partes principales: parte de control y parte operativa. A fin de una mejor comprensión del automatismo, se presenta su estructura general de forma gráfica y detallada en la figura 3.

La parte operativa ha sido constituida por todos los componentes mecánicos y actuadores eléctricos que permiten el movimiento del sistema y la eliminación de la maleza, como el armazón, los sistemas de transmisión de potencia, el sistema de escarde, los motores, entre otros. Estos elementos se encuentran diseñados, seleccionados y/o construidos a detalle a partir del Capítulo 5.

Figura 3. Estructura gráfica y detallada de automatización del proceso de eliminación de maleza.



Fuente: Elaboración propia.

La otra parte del automatismo se constituyó por un sistema embebido de control en una placa, Arduino Mega 2560; y la interfaz humano - máquina, formada por una pantalla táctil con botones flotantes que otorga mando y permite la visualización de texto.

Los sensores (cámara PixyCam y ultrasonido) y los preactuadores (puente H BTS7960) son los encargados de generar el intercambio de información entre la parte operativa y de control, permitiendo realizar la eliminación de lechuga de forma automatizada, controlando la activación o desactivación de los motores para mantener la posición del automatismo sobre la línea del cultivo de lechugas.

Adicionalmente, el sistema automático posee un suministro de energía interno, con una línea de potencia de tensión a 24 V DC. Este sistema detalla en la sección 6.2. La materia prima con la cual trabajó el automatismo es el campo de lechugas, y el producto procesado, es el mismo campo de lechugas, pero sin maleza. En este caso específico, la materia prima se mantiene estática, y el sistema automático es el encargado de trasladarse.

De acuerdo a la función que cumplen en conjunto los sensores, preactuadores y actuadores, se dividió la estructura principal del automatismo en dos subsistemas principales; el primero, denominado subsistema de tracción, siendo el que permitió la traslación del sistema automático por el cultivo; y el segundo, denominado subsistema de seguridad, encargado de prevenir daños en los componentes del automatismo, y conservar la integridad de los agricultores o seres vivos que se encontraban en el sitio.

## 2.1. SUBSISTEMAS IMPLEMENTADOS.

En el diseño del sistema Deméter de automatización se denominaron dos subsistemas principales, los cuales se exponen en la figura 4. Se subraya que el automatismo posee sensores que están ligados simultáneamente a los dos subsistemas, pero solo se describen donde poseen mayor influencia.

**Figura 4. Estructuración de los subsistemas principales del automatismo Deméter.**



**Fuente:** Elaboración propia.

A continuación, se exponen los equipos o dispositivos que se incluyeron en cada subsistema.

**2.1.1. Subsistema de tracción.** Los elementos de este subsistema permitieron el desplazamiento del vehículo y las correcciones pertinentes para mantener su posición según los datos que suministró la cámara PixyCam de Arduino, la cual provee el *Setpoint* de Deméter, que proporcionó la posición de referencia de la lechuga que debe seguir; en última instancia, la variable que se manipuló fue el

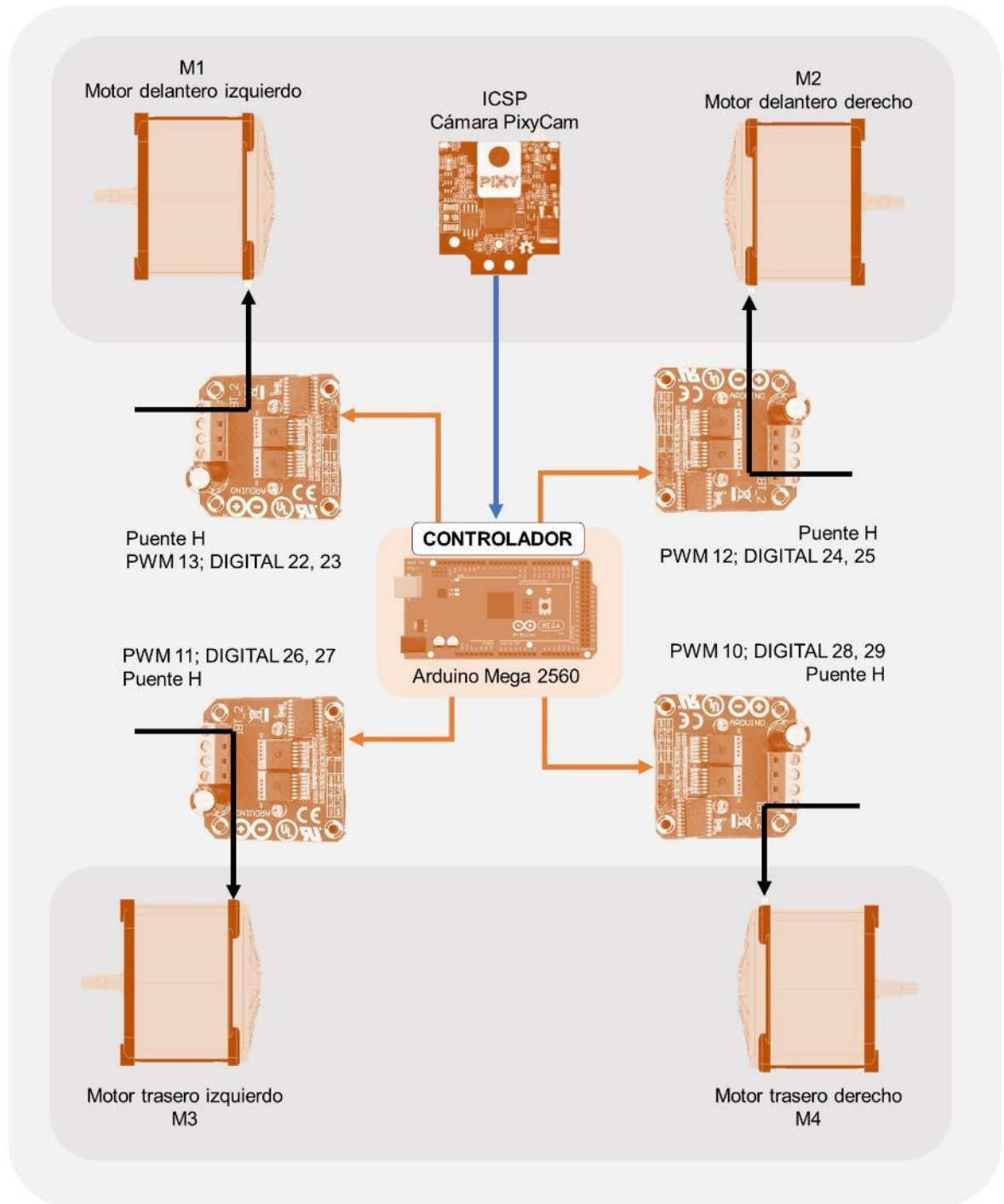
accionamiento y velocidad de los motores, los cuales con total sincronía proporcionaron la dirección del sistema automático, aún en presencia de perturbaciones externas del entorno, tales como, irregularidades del terreno, cambios significativos de luz solar, color de las lechugas, disposición de siembra de las lechugas, entre otras.

En la Figura 5 se observan los principales componentes que constituyen el subsistema en cuestión, y, a continuación, se realiza una explicación de la función de cada uno de los elementos del subsistema.

**2.1.1.1. Driver puente H 40 [A] BTS7960.** Es el preactuador del sistema de tracción y comunica el controlador (Arduino Mega 2560) con el actuador; usar este tipo de componente facilitó el control del motor, ya que se pudo controlar la velocidad y sentido de giro del motor. De acuerdo a esta configuración, se pudo ajustar la posición del vehículo, combinando el estado de cada motor. Este componente ha sido diseñado para trabajar con altos ritmos de accionamiento, garantizando así su integridad con el tiempo.

**2.1.1.2. Cámara PixyCam.** Es el sensor más importante de Deméter, ya que se encargó de la orientación del vehículo y se ubicó en la parte frontal apuntando hacia el suelo, para tener la capacidad de analizar las lechugas que están en la parte inferior; la cámara es capaz de reconocer objetos, fundamentada en una gama de colores definida o seteada por el programador, y en este caso específico, el color fue definido por el verde característico de las lechugas en su etapa de crecimiento. Para más información revisar el Capítulo 9.

**Figura 5. Subsistema de tracción.**



**Fuente:** Elaboración propia.

La cámara Pixy se ocupó de ubicar la posición de la lechuga mediante la gama de color; una vez ubicada, envió la señal al controlador (Arduino Mega 2560), para que se encargara de modificar la posición del automatismo, usando el puente H como intermediario entre la señal de control recibida por el controlador, y la señal de potencia que accionan los motores.

**2.1.1.3. Motor (M1, M2, M3, M4).** Los motores son los actuadores finales y reciben la señal del puente en H, la velocidad y el sentido de giro fueron las variables manipuladas por el cerebro del automatismo (Arduino Mega 2560). Son motores con escobillas que entregan un bajo torque, pero a 2600 [RPM] que al ser conectados a un reductor se ajustaron a la velocidad y torque deseados.

**Tabla 1. Especificaciones técnicas del motor.**

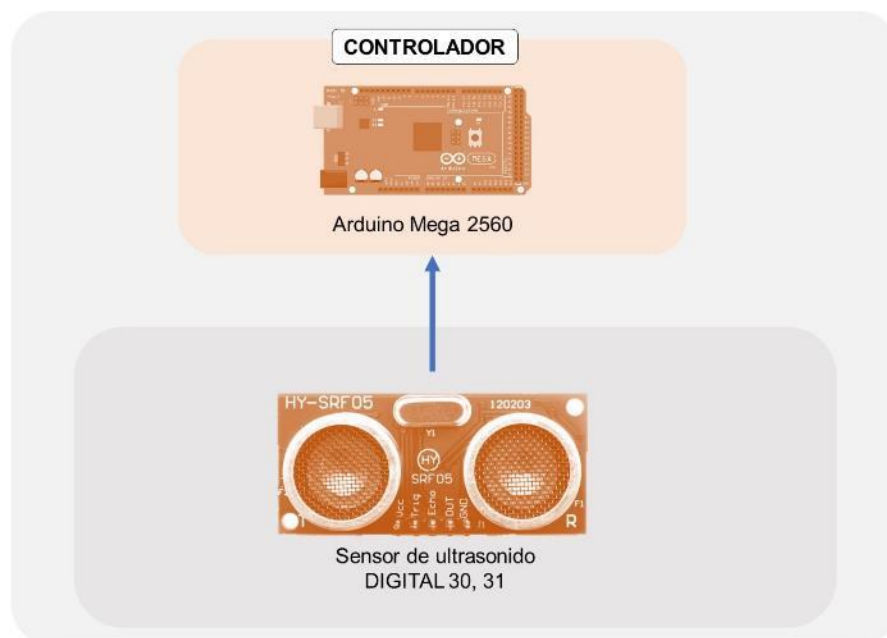
<b>Fabricante</b>	<i>Currie Technologies</i>
<b>Referencia</b>	DC 24 - 250 - 25
<b>Velocidad</b>	2600 rpm
<b>Potencia</b>	250 W
<b>Corriente</b>	10.42 A
<b>Tensión</b>	24 DC

**Fuente:** Elaboración propia.

**2.1.2. Subsistema de seguridad.** Este subsistema es vital en cuanto a la preservación de los componentes del automatismo, y, aún más importante, en la protección de la integridad de las personas, o animales, que se encontraban en el sitio de trabajo, como lo es el cultivo de lechuga.

Para esto, se supone un caso hipotético en el cual el automatismo se encuentra trabajando en ciclo cerrado, y una persona, animal u objeto se atraviesa en el camino demarcado por las lechugas (que es el mismo que sigue el sistema automático); para proporcionar una solución frente a este caso, se implementó un sensor de ultrasonido en la parte frontal de Deméter, representado a continuación.

**Figura 6. Subsistema de seguridad.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**2.1.2.1. Sensor ultrasonido.** En la figura 6 se presentó el sensor de ultrasonido HY-SRF05, el cual envía la información de perturbaciones externas, como objetos y/o personas inesperadas, al controlador (Arduino mega 2560), el cual, evaluó si la distancia a la que se encontraba dicho objeto podría conllevar algún peligro para el sistema o la persona; esta distancia se definió en 40 cm. De tal forma que, si Deméter se encuentra en funcionamiento, y detecta una perturbación con valor menor o igual al parámetro establecido, el sistema automático detiene los actuadores finales, hasta que, de nuevo sea seguro operar.

El subsistema de tracción, además de los componentes principales anteriormente expuestos, se encuentra constituido por cuatro sistemas netamente mecánicos o eléctricos:

❖ Sistema estructural.

❖ Sistema de potencia.

❖ Sistema de transmisión de potencia.

❖ Sistema de limpieza del cultivo.

A los cuales se les dedicó un capítulo completo a cada uno. Para el subsistema de seguridad, en conjunto con la parte de control del sistema automático (controlador, interfaz HMI, preactuadores), se condensó y explicó en un sólo capítulo, Capítulo 9. Todo esto, para una mayor comprensión del lector acerca del desarrollo y los alcances del proyecto.

La implementación del sistema de control automatizado en el proceso de eliminación de maleza en cultivos de lechuga permitió:

- Reducir los costos del proceso, ya sea, al reducir la tarifa de mano de obra de escarde manual por hectárea en los cultivos, o, al eliminar los costos de adquisición e implementación de herbicidas en el cultivo.
- Mantener una calidad constante en el proceso, pues se realiza la misma función a lo largo de todo el cultivo, opuesto a los procesos de fumigación, que no son completamente eficientes, y a los de escarde manual, debido al cansancio que conlleva para el humano realizar una labor constante y tediosa por largo tiempo,

influyendo directamente en la calidad del trabajo. Además de mejorar la calidad del proceso, mejora la calidad de vida del agricultor, puesto que no estará expuesto a procesos de fumigación con herbicidas, ni largas horas de trabajo bajo el inclemente asedio del clima.

- Finalmente, este sistema automático no sólo podría ser empleado para la eliminación de maleza, sino que, debido a su gran flexibilidad, es capaz de realizar otras labores del campo que necesiten seguir la línea del cultivo, como cosechar, simplemente con el cambio en un subsistema de la parte operativa del automatismo.

### 3. PRELIMINARES.

#### 3.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO DEL PROTOTIPO DEMÉTER.

En esta parte del diseño se analizaron cada uno de los elementos escogidos que constituyeron a Deméter, para el diseño a detalle y su proceso construcción, de lo cual se encuentra más información específica en el **plan de proyecto**.

Los principales sistemas para los cuales se efectuó una elección profunda son los que se presentan a continuación:

- ❖ Sistema estructural.
- ❖ Sistema de potencia.
- ❖ Sistema de transmisión de potencia.
- ❖ Sistema de limpieza del cultivo.
- ❖ Arquitectura Hardware

##### 3.1.1. Sistema estructural.

**3.1.1.1. Tipo de armazón.** En la tabla 2 se realizó una comparación entre los diferentes diseños con sus respectivas ventajas y desventajas que se presentan en cada uno de ellos para su construcción.

**Tabla 2. Tabla comparativa del tipo de armazón.**

DISEÑO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<b>ALTERNATIVA 1: DISEÑO MONO- BLOQUE, TUBOS.</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil fabricación.</li> <li>• Económico.</li> <li>• Ergonómico.</li> <li>• Diseño escalable.</li> <li>• Estructura rígida.</li> <li>• Liviano.</li> <li>• Fácil mantenimiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Componentes descu-biertos al medio ambiente.</li> <li>• Difícil ensamble llantas.</li> <li>• Poco espacio baterías.</li> <li>• Sección inferior golpea las plantas del cultivo.</li> </ul>
<b>ALTERNATIVA 2: DISEÑO MONO- BLOQUE, LÁMINA.</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil fabricación.</li> <li>• Protege todos los componentes.</li> <li>• Movilidad terreno difícil.</li> <li>• Fácil mantenimiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Difícil proceso de en-samble.</li> <li>• Difícil acceso.</li> <li>• Estéticamente no es bonito.</li> </ul>
<b>ALTERNATIVA 3: CHASIS MODULAR.</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil cambio de piezas.</li> <li>• Mejor distribución de espacio.</li> <li>• Las dimensiones se pueden modificar solo con cambiar un par de tubos.</li> <li>• Sistema robusto.</li> <li>• Estéticamente bonito.</li> <li>• Protege todos los componentes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mantenimiento complejo.</li> <li>• Ensamblaje más complejo, pero se puede armar por partes.</li> </ul>

**Fuente:** Elaboración propia.

**3.1.1.2. Tipo de material.** Para el material del armazón se requirió un material que fuera resistente y diera rigidez a la estructura para poder soportar las adversidades del entorno donde esté trabajando, añadido a ello está expuesto a sol, lluvia, etc., a un ambiente hostil. A continuación, en la tabla 3, se exponen algunos materiales para la fabricación.

La selección del material se realizó posterior a un análisis estructural de cargas. Una de la desventaja del aluminio con respecto a los tipos de acero presentados, se encuentra en su módulo de elasticidad y el costo, siendo un poco más que el doble.

**Tabla 3. Propiedades materiales del chasis.**

<b>PROPIEDADES MATERIALES DEL CHASIS</b>		
<b>ACERO INOXIDABLE AISI 304</b>	Módulo de elasticidad	193 GPa
	Densidad	7900 kg/m <sup>3</sup>
	Resistencia a la tracción	620 MPa
	Dureza Brinell	179 HB
	Gran resistencia a la corrosión	
	Alta soldabilidad	
	Adecuadas características de formabilidad	
<b>ACERO AISI 1018 COLD ROLLED</b>	Módulo de elasticidad	205 GPa
	Densidad	7870 kg/m <sup>3</sup>
	Resistencia a la tracción	441 MPa
	Dureza Brinell	126 HB
	Alta tenacidad	
	Alta soldabilidad	
	Baja resistencia mecánica	
<b>ACERO A206</b>	Módulo de elasticidad	75 GPa
	Densidad	2700 kg/m <sup>3</sup>
	Resistencia a la tracción	435 MPa
	Maquinabilidad excelente	
	Buena resistencia a la corrosión	

**Fuente:** Elaboración propia.

Sin embargo, es preferible invertir un poco más en el material de la estructura del vehículo, en vez de aumentar el costo de inversión en motores con más potencia y baterías de mayor capacidad. En conclusión, el proyecto quedó sujeto a la selección de estos tres tipos de material expuestos anteriormente.

**3.1.2. Sistema de potencia.** El sistema de potencia del vehículo consiste en la transformación de energía eléctrica a energía mecánica. Se compuso por batería y motor.

**3.1.2.1. Tipo de motor.** En la tabla 3 se muestran las ventajas y desventajas que poseen las dos alternativas de tipos de motores usados con una fuente de alimentación de baterías (DC).

**Tabla 4. Comparación entre motor con escobillas y Brushless.**

TIPO MOTOR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<b>MOTOR CON ESCOBILLAS</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bastante comerciales.</li> <li>• Son más económicos.</li> <li>• De fácil mantenimiento (el mayor de los casos son las escobillas).</li> <li>• No necesita control electrónico para funcionar.</li> <li>• El cambio de giro se hace alternado la polaridad.</li> <li>• Son más confiables.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La vida útil es baja.</li> <li>• Generan mayor fricción.</li> <li>• Requieren más mantenimiento.</li> <li>• Pierden energía disipada en calor.</li> <li>• Baja eficiencia.</li> </ul>
<b>MOTOR BRUSHLESS (SIN ESCOBILLAS)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Eficiencias altas (son más eficientes que los de escobillas).</li> <li>• Presentan poca fricción.</li> <li>• Requieren poco mantenimiento.</li> <li>• Pierden menos energía en forma de calor.</li> <li>• Poseen una vida útil alta.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Son más costosos.</li> <li>• Requiere un control electrónico para su funcionamiento.</li> </ul>

**Fuente:** Elaboración propia.

**3.1.2.2. Tipo de batería.** Para todo vehículo eléctrico uno de los componentes más importante es su fuente de poder, en este caso las baterías. Su importancia es tal que permite estimar la autonomía y el precio de Deméter, que dependen directamente del tipo y el tamaño de las mismas. Se plantearon las características principales de las alternativas de selección para la batería del vehículo:

**Tabla 5. Baterías para el sistema de potencia.**

BATERÍA	VENTAJAS	DESVENTAJAS	FICHA TÉCNICA
<b>DE PLOMO-ÁCIDO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bajo costo.</li> <li>Altas tolerancias de sobrecarga. Robustez.</li> <li>Amplia gama de tamaños y capacidades.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Muy pesadas.</li> <li>Voluminosas.</li> <li>Peligro de sobrecalentamiento durante la recarga.</li> <li>No es adecuada para carga rápida.</li> <li>Bajos ciclos de vida.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ciclos de vida: 500-1000</li> <li>Densidad energética: 30-50 [Wh/Kg]</li> <li>Eficiencia: 75-80%</li> <li>Vida útil: 5-15 años.</li> <li>Tasa de auto descarga: &lt;0,1% mes.</li> </ul>
<b>DE NÍQUEL-CADMIO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mayor capacidad de carga que las baterías alcalinas.</li> <li>Menor resistencia interna.</li> <li>Mantiene la misma tensión a lo largo de la descarga en los bornes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Necesitan refrigeración para elevar su rendimiento.</li> <li>Descarga rápida que puede provocar calentamientos.</li> <li>Alto costo.</li> <li>Baja la capacidad por cada recarga.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ciclos de vida: 2500 ciclos.</li> <li>Densidad energética: 25 [Wh/Kg]</li> <li>Densidad de potencia: 150 [W/Kg].</li> <li>Eficiencia: 75 %</li> <li>Vida útil: 10 años.</li> <li>Tasa de auto descarga: &lt;5% mes.</li> </ul>
<b>DE NÍQUEL-HIDRURO METÁLICO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Son herméticas.</li> <li>Mayor capacidad que las de níquel-cadmio.</li> <li>Necesitan bajo mantenimiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Deterioro a altas temperaturas y altas corrientes de descarga.</li> <li>Generan calor excesivo</li> <li>Recarga lenta.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ciclos de vida: 1300 ciclos.</li> <li>Densidad energética: 70 [Wh/Kg].</li> <li>Densidad de potencia: 250-1000 [W/Kg].</li> <li>Eficiencia: 70%</li> </ul>
<b>DE ION-LITIO (LICOO2)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Elevada energía específica y densidad.</li> <li>Posee un largo periodo de ciclo de vida.</li> <li>Descarga lineal.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Elevado costo debido a sus componentes.</li> <li>Vida útil baja.</li> <li>Ineficientes a bajas temperaturas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ciclos de vida: 1000 ciclos.</li> <li>Densidad energética: 125 [Wh/Kg].</li> <li>Densidad de potencia: 1800 [W/Kg].</li> <li>Eficiencia: 90%</li> </ul>
<b>DE PLOMO ÁCIDO ESTACIONAR (VRLA)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>No se congelan a bajas temperaturas</li> <li>No requieren ningún tipo de mantenimiento por ser selladas.</li> <li>Es posible variar su posición.</li> <li>Recarga total.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Son más costosas que las de plomo-ácido común, pero menor precio que las de Ion-Litio.</li> <li>La profundidad de descarga es baja.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ciclos de vida: 1500 ciclos</li> <li>densidad energética: 29 [Wh/Kg]</li> <li>Eficiencia: 85 %</li> <li>Vida: 5 a 20 años</li> <li>Tasa de auto descarga: &lt;3% por mes.</li> </ul>

Fuente: Elaboración propia.

### 3.1.3. Sistema de transmisión de potencia.

**3.1.3.1. Tipo de llanta.** Para la selección del tipo de llanta del vehículo, el parámetro fundamental fue la facilidad para el desplazamiento en el terreno agrícola.

**Tabla 6. Comparación tipos de llantas.**

TIPO DE LLANTA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<b>TIPO ORUGA</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Mayor capacidad de tracción (Mayor superficie de contacto goma - terreno).</li><li>• Menor compactación del suelo.</li><li>• Mayor estabilidad.</li><li>• Mayor vida útil.</li><li>• Radio de giro menor.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Dificil empleabilidad y mantenibilidad en vehículos pequeños.</li><li>• Es el sistema más costoso.</li><li>• Los giros en pivote desgaste acelerado.</li><li>• Dificil adquisición en el municipio de ejecución del proyecto.</li></ul>
<b>TIPO LLANTA LABRADA</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Gran capacidad de tracción (Debido a los tacos en las llantas)</li><li>• Fácil empleabilidad y mantenibilidad.</li><li>• Fácil adquisición en el municipio de ejecución del proyecto.</li><li>• Su costo es reducido en comparación al sistema tipo oruga.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Mayor compactación del suelo. (El doble al sistema de oruga).</li><li>• Menor vida útil que el sistema tipo oruga.</li><li>• Pueden sufrir de pinchazos.</li><li>• No se pueden usar con presión baja de inflado.</li></ul>

**Fuente:** Elaboración propia.

**3.1.3.2. Tipo de transmisión.** Para transmitir la potencia del motor a la llanta, se evaluaron cuatro alternativas, desde conectar directamente el motor a la llanta mediante un acople directo, hasta la utilización de sistemas más complejos como engranajes, correas y cadenas.

**Tabla 7. Ventajas y desventajas de los distintos tipos de acoples**

<b>SISTEMA DE ACOPLA</b>	<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<b>Sistema de acople directo</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El más económico.</li> <li>• Fácil ensamble.</li> <li>• Los ejes son colineales.</li> <li>• Absorben cambios de torque.</li> <li>• No se pierde energía.</li> <li>• Fácil adquisición.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Distancias cortas.</li> <li>• Alto grado de verificación.</li> <li>• No aceptan errores en los desplazamientos axiales.</li> <li>• Son propensos a la oxidación.</li> </ul>
<b>Transmisión por correas</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se pueden abarcar distancias de separación.</li> <li>• Absorbe choques en la transmisión.</li> <li>• Son fáciles para acoplar y desacoplar.</li> <li>• Poco mantenimiento.</li> <li>• Mas silencioso.</li> <li>• Pueden alcanzar velocidades más altas vs las cadenas.</li> <li>• Evita daños si se presenta un bloqueo en una de las ruedas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mas costoso comparado con acople directo.</li> <li>• Se debe generar un pretensado el cual puede influenciar el eje.</li> <li>• El material elastómero de las bandas sufre al estar expuestos a ambientes hostiles.</li> <li>• Las pérdidas de potencia pueden ser elevadas.</li> <li>• Poseen un diámetro mayor que las cadenas o engranajes.</li> </ul>
<b>Transmisión por cadena</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Transfiere altos torques sin pérdidas significativas.</li> <li>• Si son cadenas de rodillos precisan poco mantenimiento.</li> <li>• Rendimiento de 98%.</li> <li>• Sin deslizamientos.</li> <li>• Vida útil de hasta 15.000 horas.</li> <li>• Diseño, instalación y fácil reparación.</li> <li>• No requiere tensión previa.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Producen más ruido.</li> <li>• Relación máxima de transmisión de 10:1.</li> <li>• Tienen altas vibraciones si no se tienen los ejes bien fijos.</li> <li>• Menos capacidad de carga en comparación con los engranajes.</li> </ul>
<b>Transmisión por engranaje (Reductores)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta relación de velocidad y torque.</li> <li>• Bajos costos de mantenimiento.</li> <li>• La transmisión es más segura.</li> <li>• Se alcanzan reducciones hasta de 100:1.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistema más costoso de los 4.</li> <li>• Algunos sistemas pueden ser ruidosos.</li> </ul>

**Fuente:** Elaboración propia.

**3.1.4. Sistema de escardado.** El sistema de escarde debe ahorrar la mayor energía posible y realizar su función (remover la totalidad de malezas). A continuación, se muestra una tabla comparativa con los sistemas tradiciones y los más usados para esta labor.

**Tabla 8. Comparación tipos de herramienta de escarde.**

<b>SISTEMA DE ACOPLE</b>	<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<b>DEDOS ESCARDADORES</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El alcance cerca de la planta es mayor.</li> <li>• Altas velocidades de trabajo.</li> <li>• No produce daño en las cepas del cultivo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se limita a los extremos del surco.</li> <li>• No son tan fáciles de conseguir en Colombia (Se deben importar).</li> </ul>
<b>DISCOS</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mueve la tierra y saca la maleza.</li> <li>• Abarca gran porcentaje del surco.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requieren más potencia para accionarlos.</li> <li>• Desordenan mucho la tierra por el paso de los mismos.</li> <li>• Se corroen fácilmente</li> </ul>
<b>FLECHAS ESCARDADORES</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Abarca el 90% del surco.</li> <li>• Corta desde la raíz la maleza.</li> <li>• Entra al cultivo hasta la profundidad requerida.</li> <li>• Destruye la capa dura de la tierra mejorando la retención de calor.</li> <li>• Arrojan poca tierra a los lados del surco.</li> <li>• Propicia la gestión de agua.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requieren potencia moderada para su accionamiento.</li> <li>• Pueden perder el filo de corte por ende se debe aplicar mantenimientos.</li> </ul>
<b>GUADAÑADORAS (ASPAS)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requiere menor potencia para cumplir la función (No se debe tirar).</li> <li>• Son más precisas vs todos los otros sistemas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistema costoso.</li> <li>• Consumo extra de energía eléctrica del sistema.</li> <li>• Requieren un sistema de control para las aspas.</li> <li>• Pueden requerir sistema de amortiguación de vibraciones.</li> <li>• Se pueden detener por la acumulación de maleza.</li> </ul>

**Fuente:** Elaboración propia.

### 3.1.5. Arquitectura Hardware.

**3.1.5.1. Tipo de control.** A continuación, se muestra una tabla comparativa con los tipos de placa aconsejables para que Deméter tenga el control de sus acciones.

**Tabla 9. Comparación de placas hardware.**

TIPO DE PLACA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<b>RASPBERRY PI</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Apto para tareas sencillas como complejas.</li><li>• Posee análisis de imágenes con la librería OPENCV</li><li>• Compatible con HDMI.</li><li>• Conectividad inalámbrica WiFi y Bluetooth.</li><li>• De fácil adquisición.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Posee un sistema operativo, por lo cual debe iniciarse primero antes de ejecutar el programa de control.</li><li>• Costo placa base barato, pero sus modificaciones pueden resultar costosas.</li></ul>
<b>PLC</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Control muy preciso.</li><li>• Alta capacidad de procesamiento.</li><li>• Constante monitoreo de funcionamiento.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Requiere mano de obra especializada.</li><li>• Su costo inicial es muy elevado.</li><li>• Necesita de condiciones ambientales apropiadas.</li></ul>
<b>ARDUINO</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Configuración de software y hardware inmediata.</li><li>• Software y hardware ampliable.</li><li>• Entorno de programación simple, directo y multiplataforma.</li><li>• De fácil adquisición y bajo costo.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Requiere conocimientos en electrónica.</li><li>• El uso excesivo de librerías conlleva a un retraso de microsegundos en la ejecución del programa.</li></ul>

**Fuente:** Elaboración propia.

### **3.2. ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA GANADORA.**

Recopilando la información generada en cada apartado de selección de los subsistemas, se concretó un diseño conceptual final. Posteriormente, se realizó un diseño a detalle en cada uno de los capítulos correspondientes de este libro.

#### **SISTEMA ESTRUCTURAL.**

- **Tipo de armazón:** Diseño modular.
- **Tipo de material:** los materiales expuestos se usaron en conjunto, determinados para cada situación en un posterior análisis.

Con base a que todos los cultivos presentan características diferentes, el diseño seleccionado fue el modular, para poder cambiar las dimensiones de forma cómoda, rápida y fácil. El cultivo debe cumplir con las especificaciones de separación entre plantas (40 cm ancho de surco) para obtener el máximo rendimiento del sistema automático.

#### **SISTEMA DE POTENCIA.**

- **Tipo de batería:** Baterías de gel plomo ácido con tecnología VRLA (batería de ácido-plomo regulada por válvula).
- **Tipo de motor:** Motores con escobillas.

Por relación **beneficio/precio** se escogieron las baterías de VRLA. No significa que las baterías de litio no sean ideales, sino el costo que estas representan es elevado, y Deméter está en fase de prototipado. Las baterías de VRLA presentan buena relación **peso/capacidad**, añadido a que son selladas y no necesitan mantenimiento; también se pueden acomodar en cualquier orientación sin presentar un riesgo. Al hacer un análisis de costos con el tiempo, se deduce que las baterías de litio representan un mejor desempeño y pueden llegar a ser más económicas al pasar el tiempo de uso de las mismas, aunque representan un costo de inversión inicial más alto.

Por temas económicos y un control más sencillo en la electrónica, se seleccionaron motores con escobillas, con la finalidad de concretar la potencia exacta del vehículo y, finalizada la etapa de prototipado, se considerará cambiar a motores Brushless.

## **SISTEMA DE TRANSMISIÓN.**

- **Tipo de llantas:** llantas de taches con neumático tipo tractor de 40 Cm de diámetro.
- **Tipos de transmisión:** Por cadenas y reductores de velocidad de tornillo sin fin corona.

Las llantas son fáciles de implementar en el vehículo y necesitan menos mantenimiento, su adquisición es más sencilla en Colombia que las orugas y todos los implementos que estas la componen. Además, proveen la tracción suficiente que necesita Deméter.

Para transmitir la potencia, primero se realizó una reducción alta de RPM que se logró con el reductor de gusano, elevando el torque del motor; este se entregó a

una transmisión de cadenas, siendo óptima para entregar elevado torque a bajas RPM a una distancia considerable.

## **SISTEMA DE ESCARDADO.**

- **Tipo de herramientas:** Sistema de flechas de escardado.

Las flechas de escardado fueron las elegidas, ya que proporcionan el máximo rendimiento en los surcos, favoreciendo el suelo donde se realiza la escarda; esto ayuda a mantenerlo en buenas condiciones que favorecen las raíces y elevan el crecimiento del cultivo.

## **ARQUITECTURA HARDWARE.**

- **Tipo de control:** Análisis de imágenes controlado por Arduino y la pixycam.

Se seleccionó el control de Deméter con la plataforma Arduino. Con este, Deméter obtiene una respuesta más rápida al tener comunicación netamente electrónica y no depender de un sistema operativo; los sensores usados son de la misma compañía y su funcionamiento se limitó a definir si algo o alguien está delante de él y no necesita recrear un entorno completo como tal para ejecutar el programa.

El diseño conceptual del prototipo Deméter se describe como un sistema automático, estructuralmente modular, de fácil ensamble, limpieza y mantenimiento, que se diseñó y se construyó con sistemas estándares y de bajo costo en el mercado, cuyos componentes se localizaban en el Área Metropolitana de Bucaramanga, o, en algunos casos específicos, haciendo uso de internet en sitios web como Amazon, o los distribuidores de aquellos productos.

**Figura 7. Diseño de concepto del prototipo Deméter I.**



**Fuente:** Elaboración propia.

#### **4. PROCESO GENERAL DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL VEHÍCULO.**

Una vez se seleccionó la alternativa óptima, se presentan los módulos de interés basados en la metodología EDT "Estructura de Desglose de Trabajo" o WBS (Work Breakdown Structure).

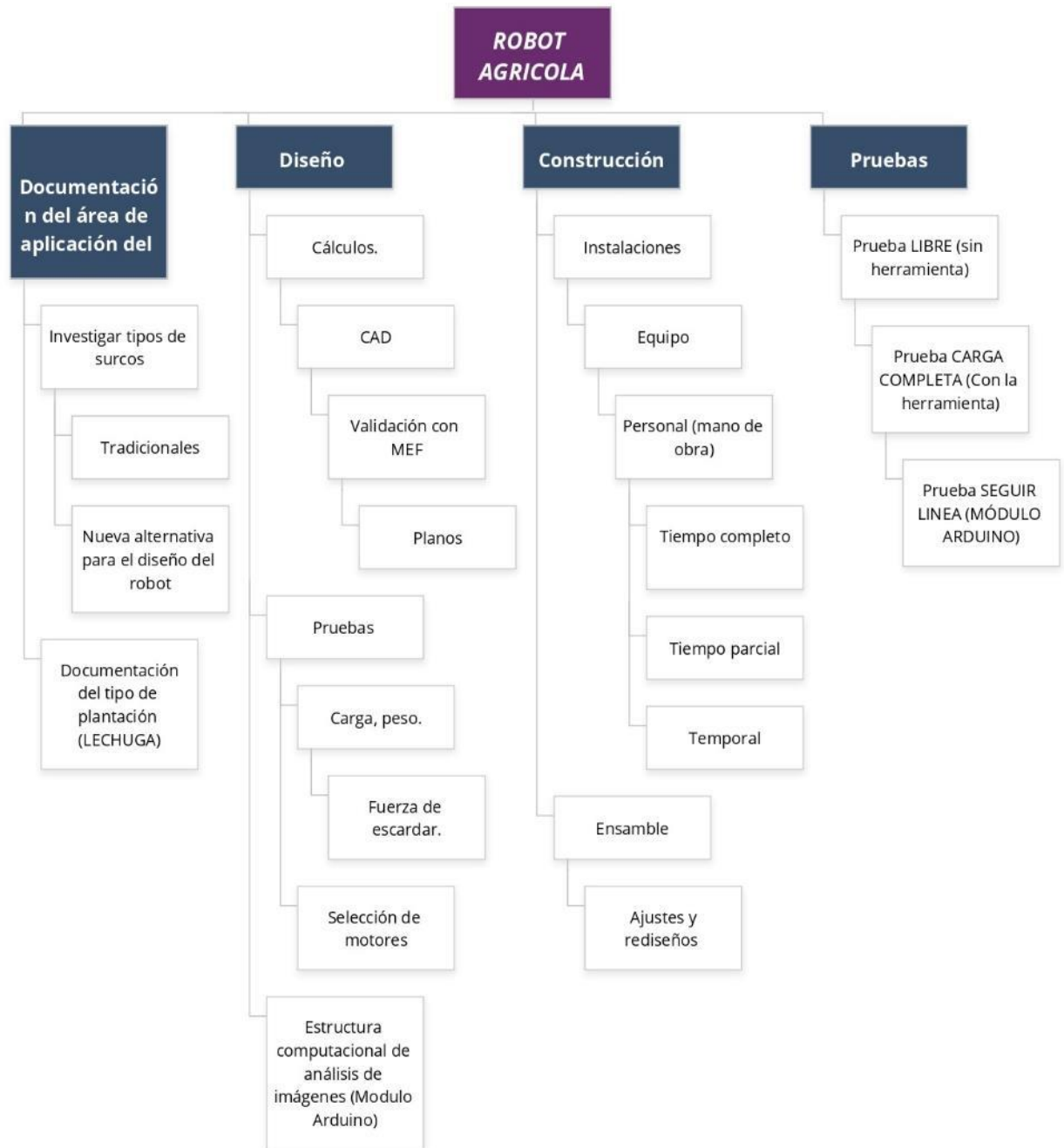
La estrategia de trabajo estableció por completo el desarrollo del proyecto, identificando las tareas durante el proceso de diseño, construcción y pruebas. Se fijaron las actividades pertinentes para el desarrollo del proyecto, junto a sus tareas derivadas.

La metodología generó una jerarquía orientada al sistema automático descrito en este trabajo de grado, que se ejecutó en función de los sistemas y sus parámetros principales:

- Dirección del proyecto.
- Documentación del terreno a tratar.
- Diseño, validación y planos.
- Manufactura de la estructura.
- Instalación de subsistemas.
- Pruebas y validación.

Los anteriores ítems se desglosaron en subniveles llegando al grado de detalle necesario para la planificación y el control adecuado de la ejecución del mismo, como se muestra a continuación.

**Figura 8. Metodología WBS del vehículo autónomo.**



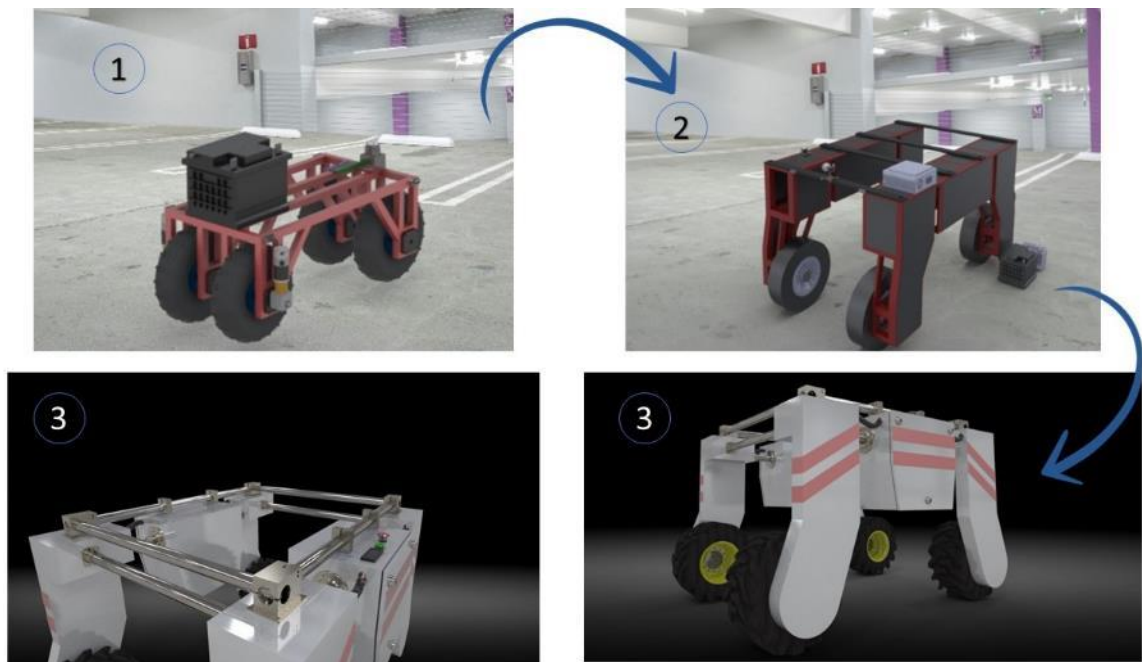
**Fuente:** Elaboración propia.

## 5. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.

La estructura de Deméter cuenta con un diseño sobrio, pensado para ubicar cada uno de los componentes de transmisión de potencia, sensores y energía. Sin dejar a un lado su parte estética, debido que, Deméter fue proyectado para entrar al mercado comercial. Asimismo, los módulos del diseño debían ser compactos y robustos dado el campo de operación y las personas que están en contacto con él.

El proceso de diseño del sistema estructural se obtuvo luego de varias etapas de diseño y rediseño, teniendo en cuenta los requerimientos e ideas del cliente final. Para ello se plantearon tres diseños que fueron evolucionando a lo largo del desarrollo del proyecto.

**Figura 9. Evolución de diseños chasis.**



**Fuente:** Elaboración propia.

## 5.1. DISEÑO Y ANÁLISIS MEF.

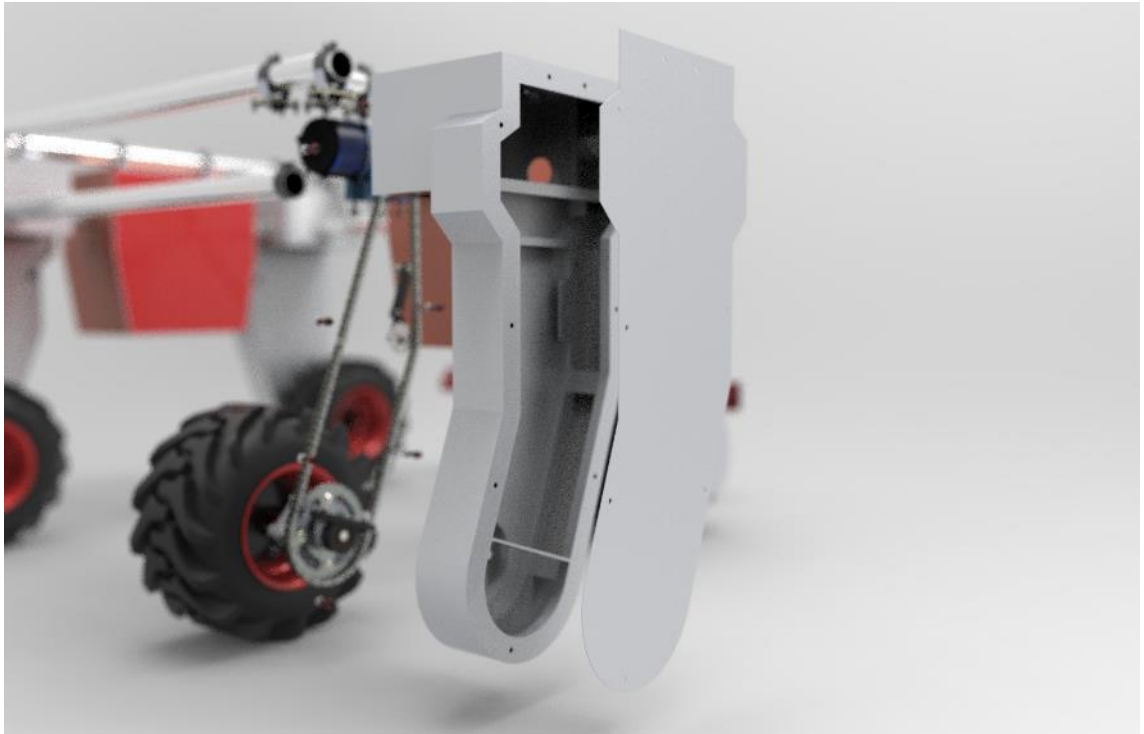
Recopilando las ideas de diseño planteadas en el ítem anterior, se diseñaron los módulos principales del chasis, divididos en 4 partes fundamentales:

- ❑ Unidad estructural de tracción.
- ❑ Unidad estructural de potencia.
- ❑ Bastidor principal, compuesto por:
  - Tubos.
  - Soportes de los tubos.

**5.1.1. Unidad estructural de tracción.** El diseño que contiene el sistema de potencia y la transmisión, debía tener espacio suficiente para las dimensiones proporcionadas por el motor seleccionado, añadido a ello debía contar con soporte para las chumaceras del eje que sostiene el acople de la llanta y espacio estratégico para poder posicionar tanto los sensores LIDAR (Light Detection and Ranging o Laser Imaging Detection and Ranging) como la cámara.

La unidad estructural de tracción de Deméter se constituyó con un esqueleto central en tubo rectangular de 1.5" X 5/8" calibre 18, en acero estructural, recubierto por lámina *cold rolled* calibre 18 (1.21 [mm]). Los perfiles se soldaron con arco eléctrico y electrodo E6013.

**Figura 10. Diseño final unidad estructural de tracción.**

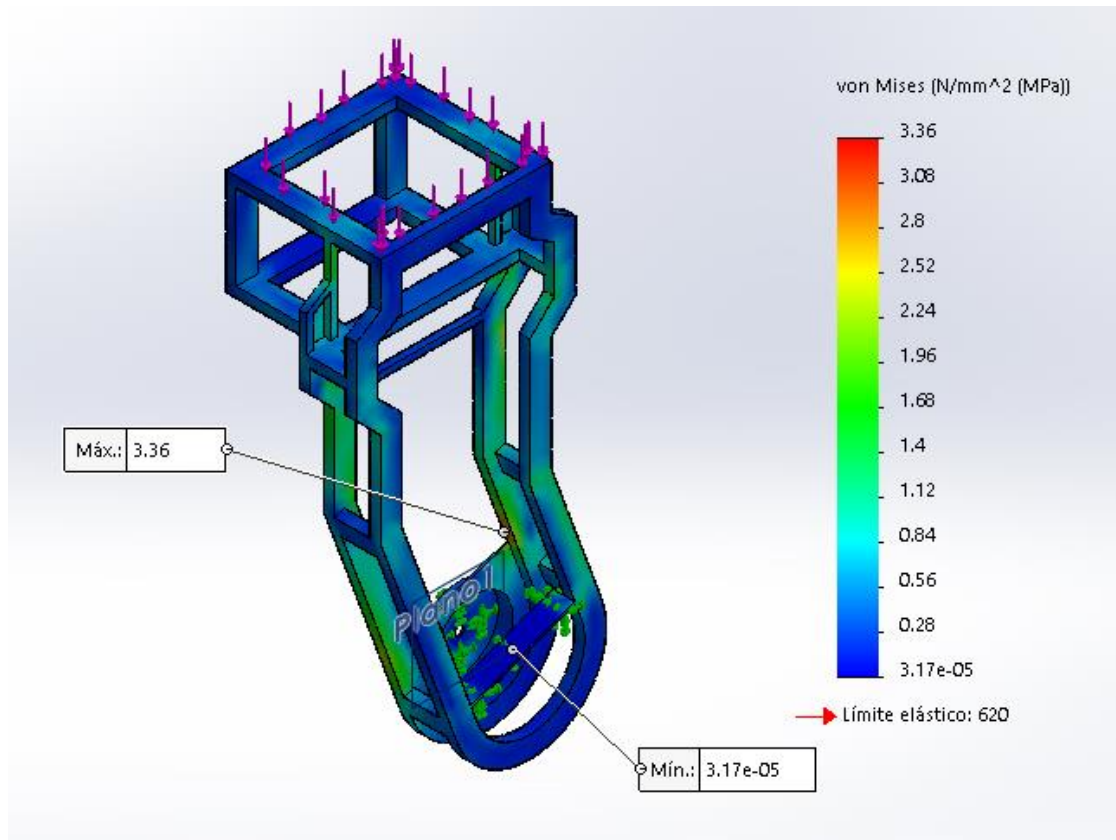


**Fuente:** Elaboración propia.

El análisis MEF se realizó empleando el software **Solidworks Simulation** con una convergencia de malla de 5 [mm]. La carga total a soportar se estimó en 981 [N] (100 kg), aparte del peso propio de Deméter, la cual se distribuyó en 4 puntos, debido a que Deméter se constituyó de 4 unidades estructurales de tracción. Por lo tanto, cada unidad estructural soporta una carga de 245.3 [N] (25 kg).

La tapa de la unidad estructural de tracción se construyó en lámina cold rolled calibre 18, con un marco en la parte trasera para darle rigidez. Esta tapa está sujeta al chasis de la unidad estructural con 9 tornillos de bristol calibre 6 mm por 2" de largo, estratégicamente ubicados para proporcionar un sello total y proteger del medio los componentes del sistema de potencia y transmisión de potencia.

**Figura 11. Análisis MEF de esfuerzos de la unidad estructural de tracción.**

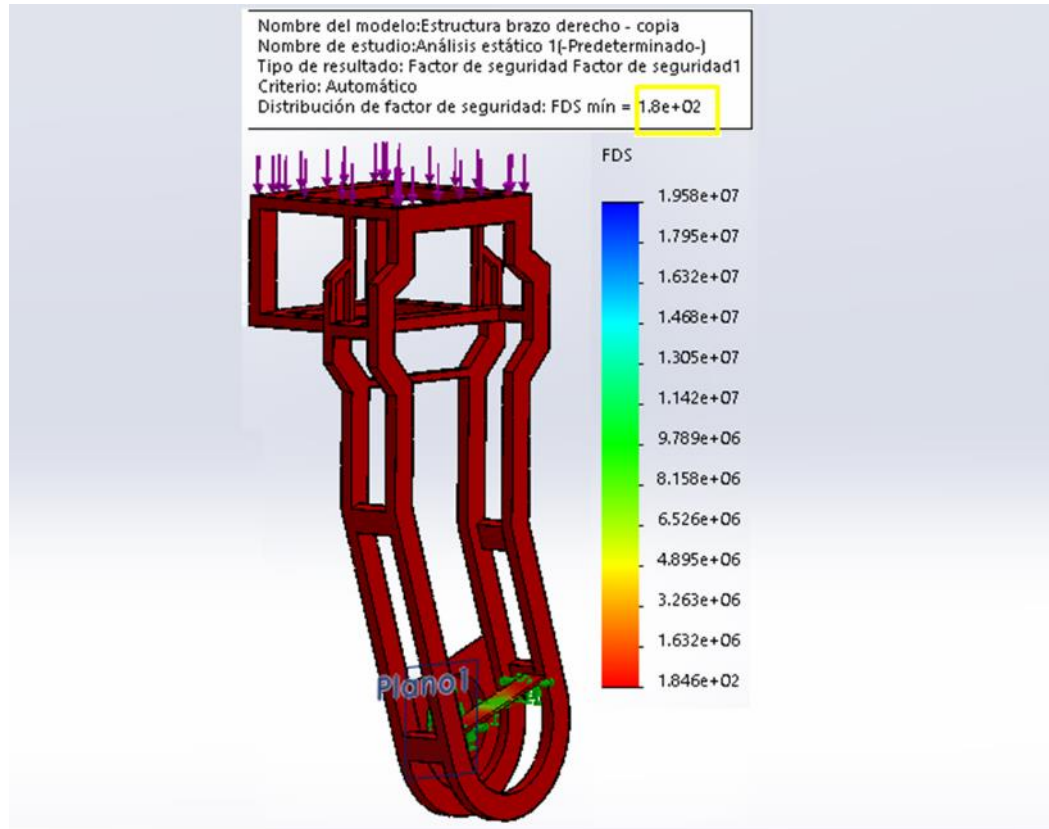


**Fuente:** Elaboración propia.

El esfuerzo mínimo se encontró en el soporte de la chumacera y el máximo en la parte interna del brazo en la zona media de un tubo. Se corroboró que dicho esfuerzo no está sobre una unión de soldadura o en un punto crítico de la estructura.

Añadido al análisis de los esfuerzos, se calculó el valor del factor de seguridad para dichas cargas, obteniendo un valor mínimo de **1.82e+02**, con lo cual la unidad estructural de tracción es segura, no fallará, e incluso, está sobredimensionada. Por procesos de manufactura y adquisición, el material utilizado es el óptimo para dicho requerimiento.

**Figura 12. Análisis MEF del factor de seguridad de la unidad estructural de tracción.**



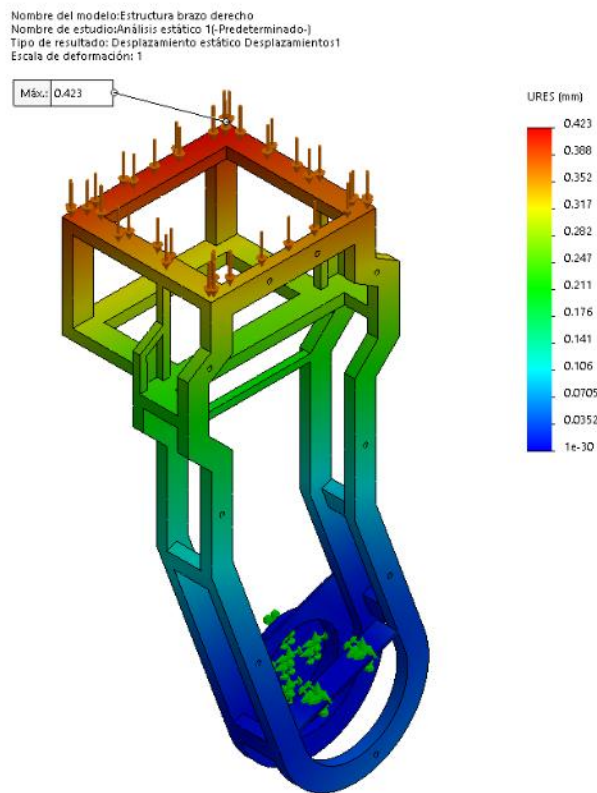
**Fuente:** Elaboración propia.

El diseño se verificó con un esfuerzo máximo de 3.36 [MPa] en la parte media del tubo inferior frontal. La unión de los perfiles fue tomada del catálogo del proveedor Lincoln® Master<sup>5</sup>; el esfuerzo a la tensión que provee la soldadura es válido para el diseño, aplicando cordones de soldadura a lo largo de los pegues de los tubos.

<sup>5</sup> LINCOLN ELECTRIC. Lincoln® Master: AWS 6013. [En línea]. [Consultado: 15 de octubre de 2020]. Disponible en: [https://www.lincolnelectric.com/assets/global/Products/Consumable\\_StickElectrodes-MildandLowAlloySteels-Lincoln-LincolnMaster/LincolnMaster\\_6013\\_ES-MX.pdf](https://www.lincolnelectric.com/assets/global/Products/Consumable_StickElectrodes-MildandLowAlloySteels-Lincoln-LincolnMaster/LincolnMaster_6013_ES-MX.pdf)

Por último, se analizaron los desplazamientos de la unidad estructural de tracción, los cuales validaron de forma general el diseño. Se evidenciaron desplazamientos muy pequeños, en la figura y se muestra dicho análisis.

**Figura 13. Análisis MEF de desplazamientos de la unidad estructural de tracción.**

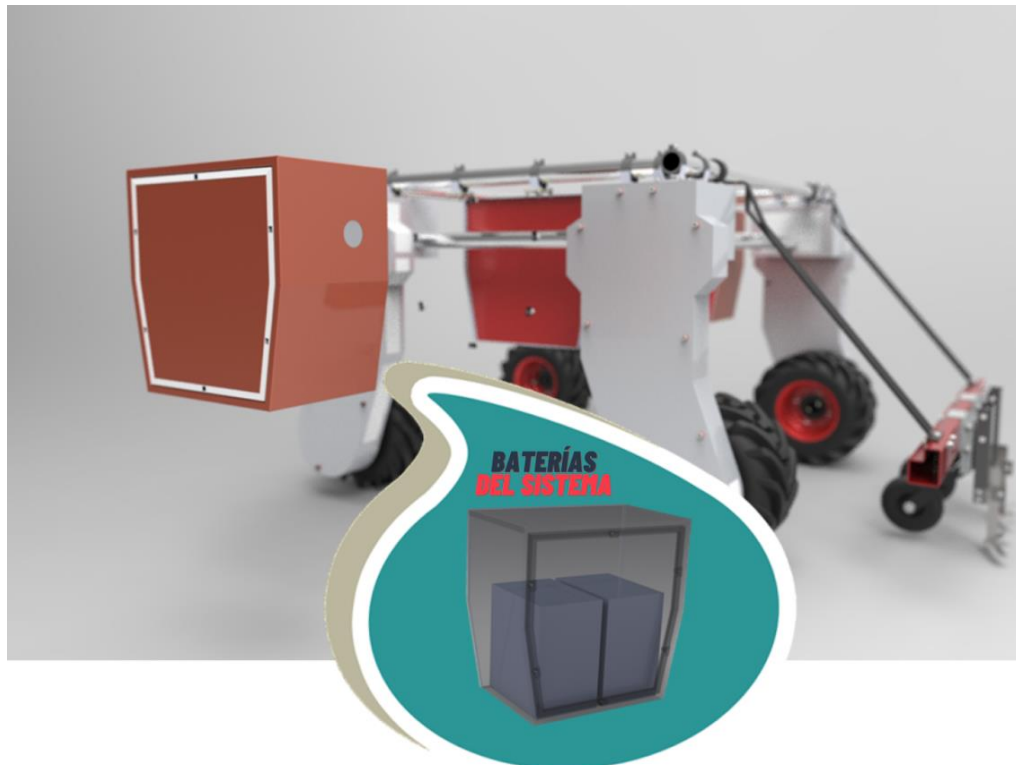


**Fuente:** Elaboración propia.

**5.1.2. Unidad estructural de potencia.** Cubrió el corazón y cerebro de Deméter, encargado de sostener la electrónica y las baterías de tecnología VRLA, de forma totalmente hermética; le dieron vida a Deméter. Las dimensiones fueron tomadas a partir de las baterías, con una capacidad de 2 por unidad estructural de potencia. La particularidad de las celdas eléctricas es la capacidad de orientarse en cualquier

dirección sin perder su rendimiento, por tal motivo se diseñó la unidad para contener dos baterías VRLA de forma vertical.

**Figura 14. Renderizado de la unidad estructural de potencia.**

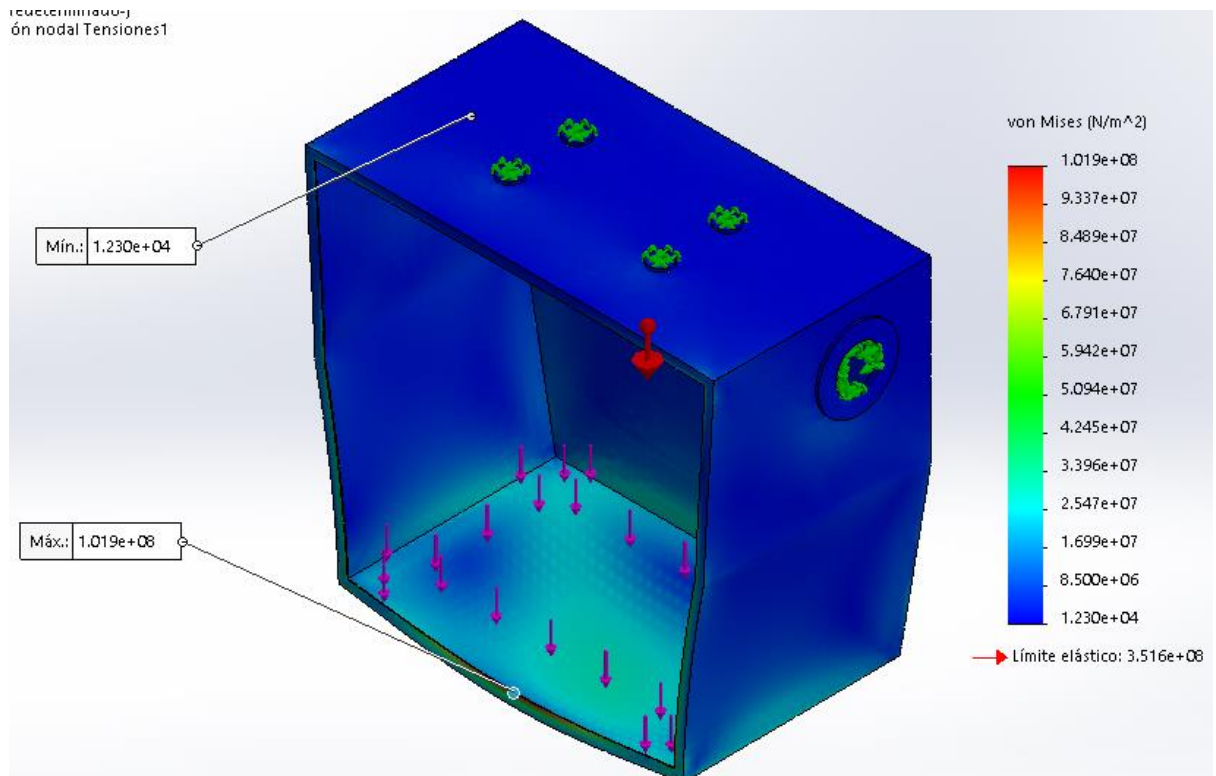


**Fuente:** Elaboración propia.

La unidad estructural de potencia fue construida en lámina cold rolled calibre 18, con pliegues, para poder hacer la construcción con soldadura E6013. La carga fue vertical con magnitud de 490.5 [N] (50 kg).

La tapa de la unidad estructural de potencia fue unida a la caja mediante 6 tornillos para dar hermeticidad al interior. Alrededor de los tornillos se implementaron 6 piezas impresas en 3D para proporcionar una apariencia estética superior, no hay que olvidar la procedencia del nombre Deméter: deidad de la agricultura.

**Figura 15. Análisis MEF de esfuerzos de la unidad estructural de potencia.**

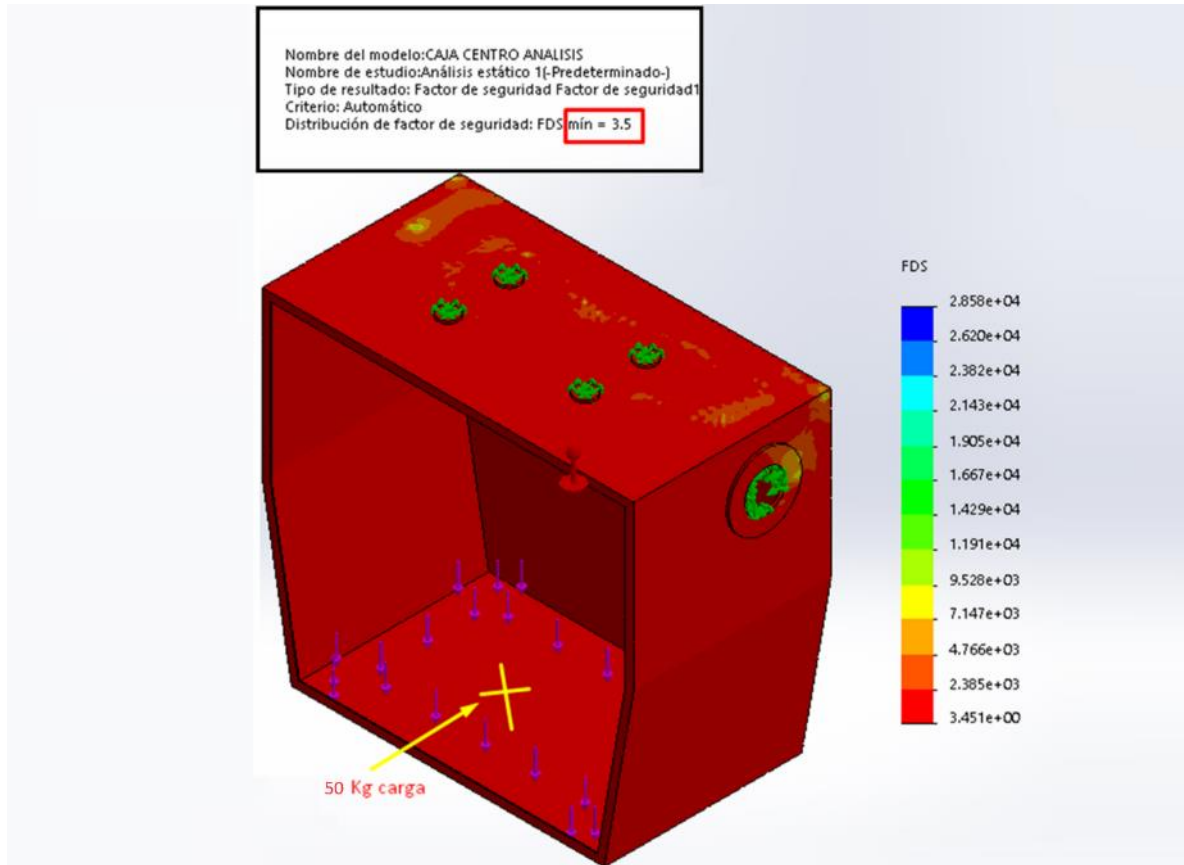


**Fuente:** Elaboración propia.

El análisis de tensiones y desplazamientos corroboraron la efectividad del diseño y el material a usar, los esfuerzos máximos se dieron en la parte inferior de la unidad, dejando así las esquinas con esfuerzos más bajos soportados por un cordón de soldadura E6013.

Desde el punto de vista de factor de seguridad, figura 16, el valor mínimo para la unidad estructural de potencia fue de 3.4, corroborando la garantía y confianza del diseño del prototipo Deméter para su posterior construcción.

**Figura 16. Análisis MEF del factor de seguridad de la unidad estructural de potencia.**

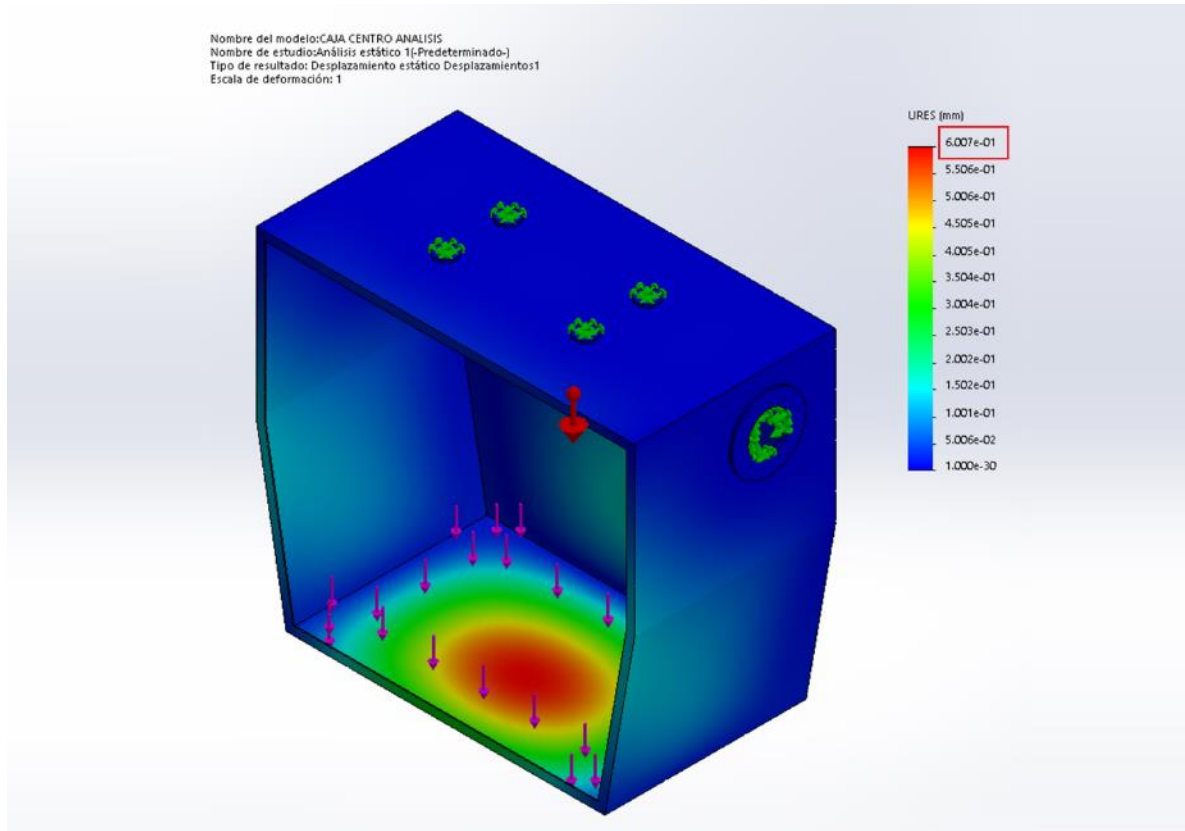


**Fuente:** Elaboración propia.

El análisis de desplazamiento de la unidad estructural de potencia se presenta en la figura 17, en donde se expuso el desplazamiento máximo que experimenta la unidad, con valor de 0.6 mm, presente en el centro de la misma, siendo la sección más crítica del componente; este análisis resulta acertado, puesto que es allí donde se soportan las baterías.

Como resultado se verificaron que los desplazamientos fueron aceptables, y se aprobó el diseño de la unidad estructural de potencia.

**Figura 17. Análisis MEF de desplazamientos de la unidad estructural de potencia.**



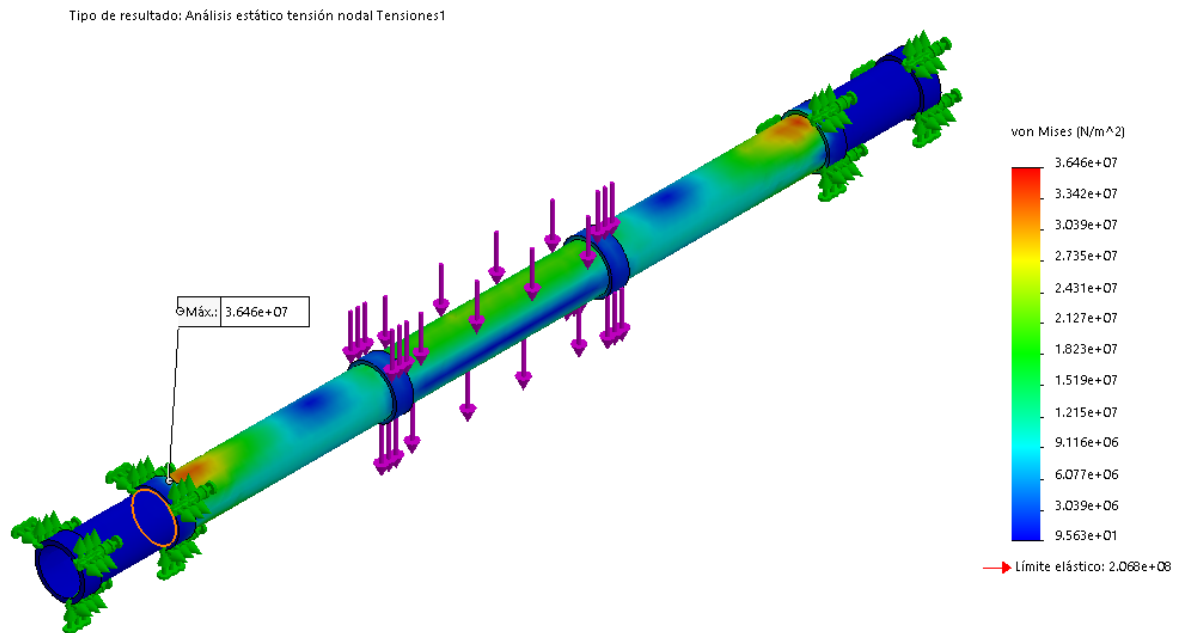
**Fuente:** Elaboración propia.

**5.1.3. Bastidor principal.** Se compuso por los tubos y los soportes que unen los tubos. El bastidor es sistema óseo de Deméter.

**5.1.3.1. Tubos.** Los tubos cumplieron la función de los huesos en Deméter. Además, fueron fundamentales para generar el diseño modular. El material de diseño fue acero inoxidable austenítico de la serie 300 (*AISI 304*). La carga externa que debía soportar era el peso de la unidad estructural de potencia y la carga extra que está contemplada a futuro para cosechar, de 981 [N] (100 kg) entre 4 tubos.

El calibre de los tubos fue 1.25 [mm], con un diámetro de 2", sujetos en las dos esquinas por dos soportes. En el medio se estipuló el peso de la unidad estructural de potencia con las dos baterías, soportada en dos puntos del tubo.

**Figura 18. Análisis MEF de esfuerzos de los tubos.**

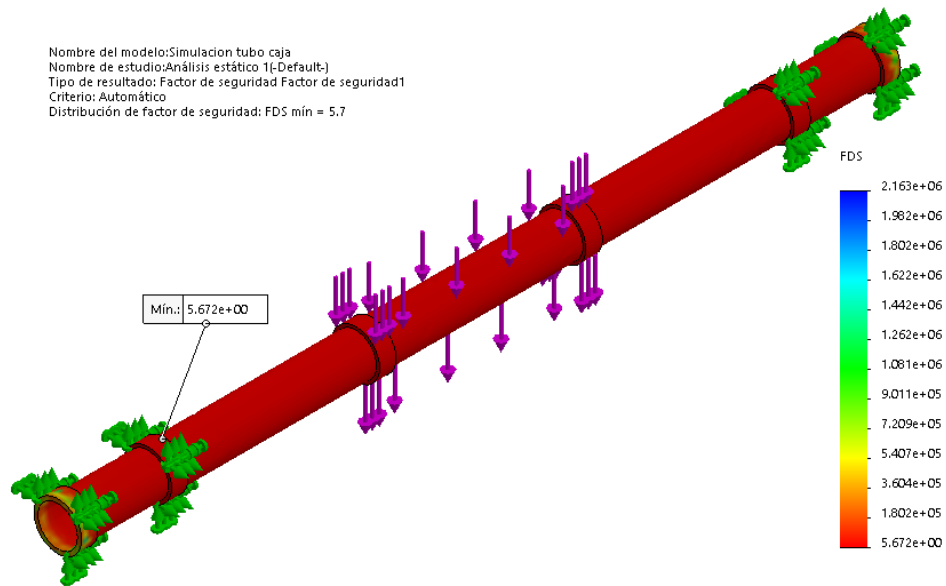


**Fuente:** Elaboración propia.

De la figura 18, el análisis de esfuerzos demostró que la resistencia del tubo para soportar las cargas de la unidad estructural de potencia (550 N: sumando el peso de las baterías y la estructura del módulo) y la carga extra contemplada a futuro (250 N: para cosechar) era la ideal, puesto que el valor del límite elástico, 206.8 MPa, fue mayor al valor máximo de esfuerzo, 36.46 MPa.

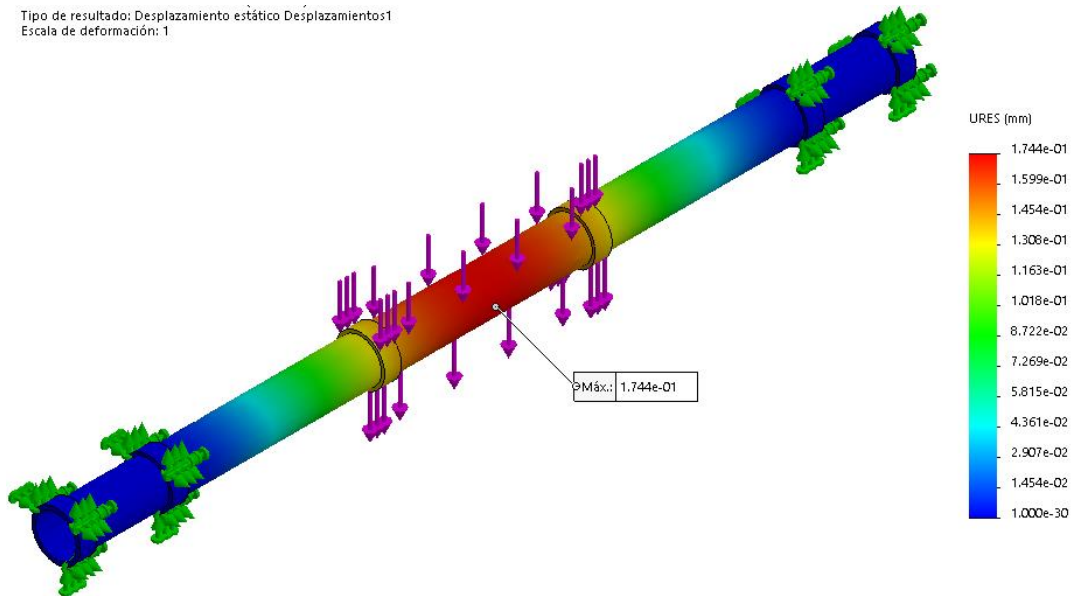
El análisis del factor de seguridad, figura 19, ratificó el análisis de tensiones con un factor mínimo de 5.67, sobredimensionado el diseño. Los calibres y las dimensiones estuvieron sujetas a las comercialmente presentes en el área metropolitana de Bucaramanga, Santander.

**Figura 19. Análisis MEF del factor de seguridad de los tubos.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 20. Análisis MEF de desplazamientos de los tubos.**



**Fuente:** Elaboración propia.

El análisis de desplazamientos corroboró la integridad del diseño, con un valor de desplazamiento máximo de 0.17 [mm], extremadamente bajo, deflexión indetectable a simple vista.

Los análisis MEF certificaron el calibre, diámetro y el material del tubo para dichas cargas, dando como factor mínimo de seguridad para el tubo es de 5.6, ideal para el uso requerido.

**5.1.3.2. Soportes de los tubos.** Los soportes de los tubos fueron las vértebras de Deméter, dieron rigidez y fueron los encargados de unir los tubos con los sistemas estructurales de potencia y tracción. El diseño se hizo de tal manera que pudiera ser escualizable un eje de rotación, robustos, de fácil sujeción y sencilla fabricación.

En la figura 21 se observa el diseño conceptual del soporte, sujetado al vehículo por medio de un perno de  $\frac{3}{8}$ " con guasa de seguridad.

**Figura 21. Renderizado soporte tubos.**



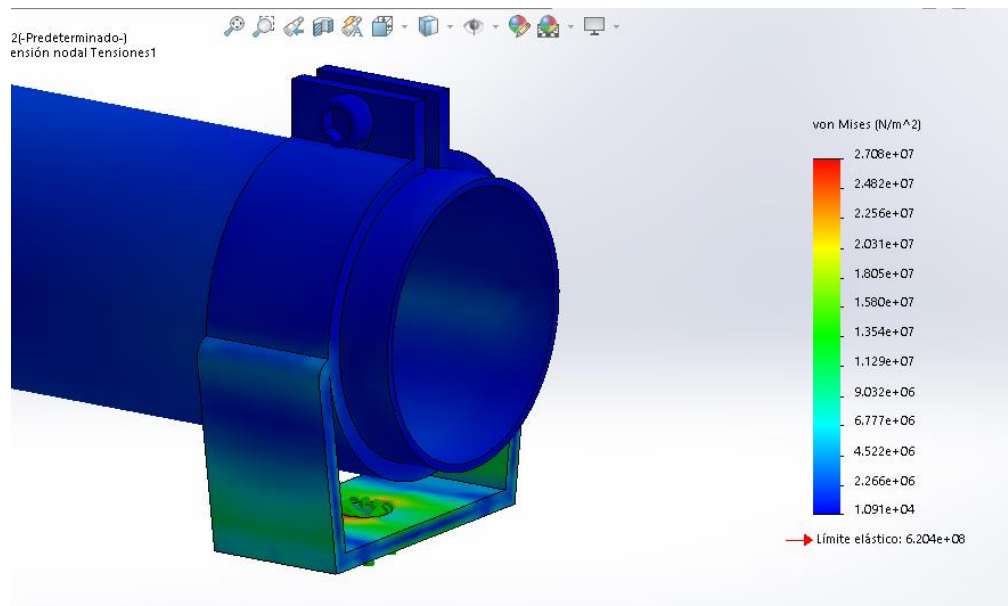
**Fuente:** Elaboración propia.

Cada pieza del vehículo autónomo se diseñó con un alto grado de estandarización, por tal razón los tornillos y herramientas que se usaron son de empleo común en una granja, en 60% los tornillos que se emplearon son de brístol, 35% tornillos de cabeza hexagonal y 5% tornillo de carruaje. Todos SAE grado 5 u 8.

Los soportes se diseñaron con pletina de 1" x 1/8" y se unieron mediante soldadura de arco eléctrico E6013; las placas inferiores, en lámina de 1/8" *cold rolled*, fueron incorporadas en las unidades estructurales de tracción de Deméter, con fines estéticos.

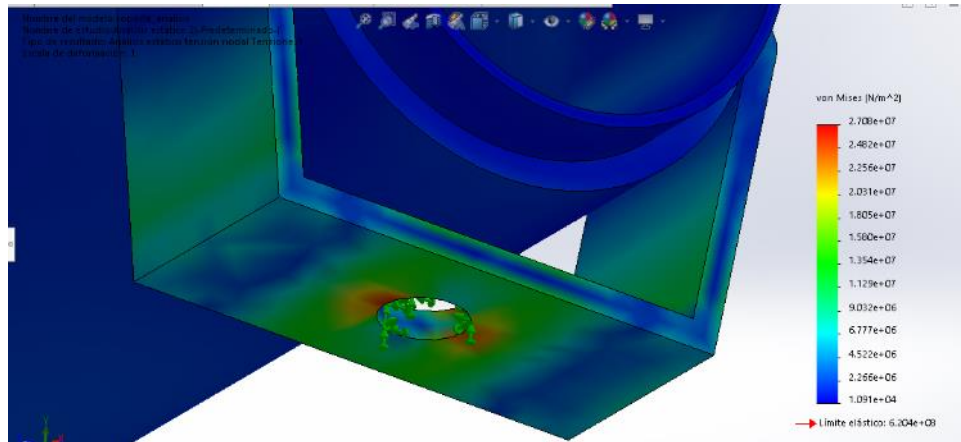
Las cargas sobre el soporte provinieron de las fuerzas que estaban en el tubo de acero que une a Deméter, dicho tramo tuvo una carga de 795 [N] (81 kg), constituidos por la cosecha (245 N) y el peso de la unidad estructural de potencia (550 N), soportada en 4 puntos. A continuación, se muestran los tres análisis pertinentes para su validación, esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad

**Figura 22. Análisis MEF de esfuerzos del soporte de tubos.**



**Fuente:** Elaboración propia.

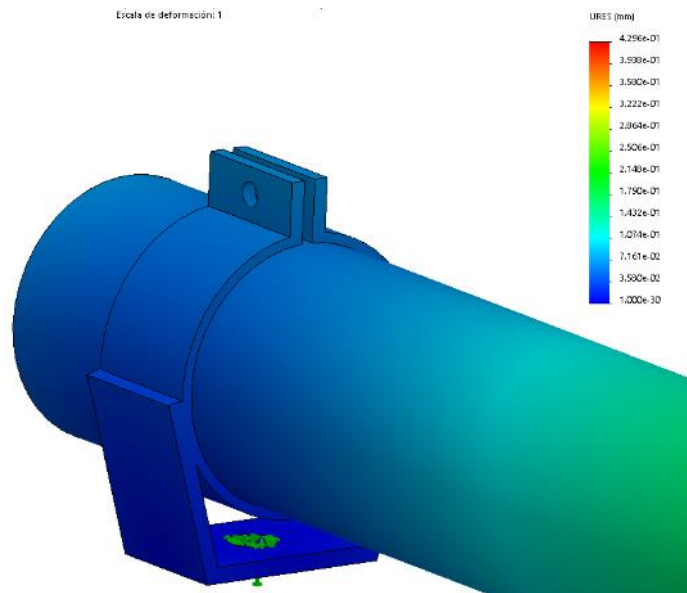
**Figura 23. Análisis MEF de esfuerzos del soporte de tubos, vista inferior.**



**Fuente:** Elaboración propia.

En el análisis de esfuerzos se evidenció que el límite elástico no fue sobrepasado, los esfuerzos estuvieron por debajo de lo aceptable, validando el diseño por tensiones y esfuerzos.

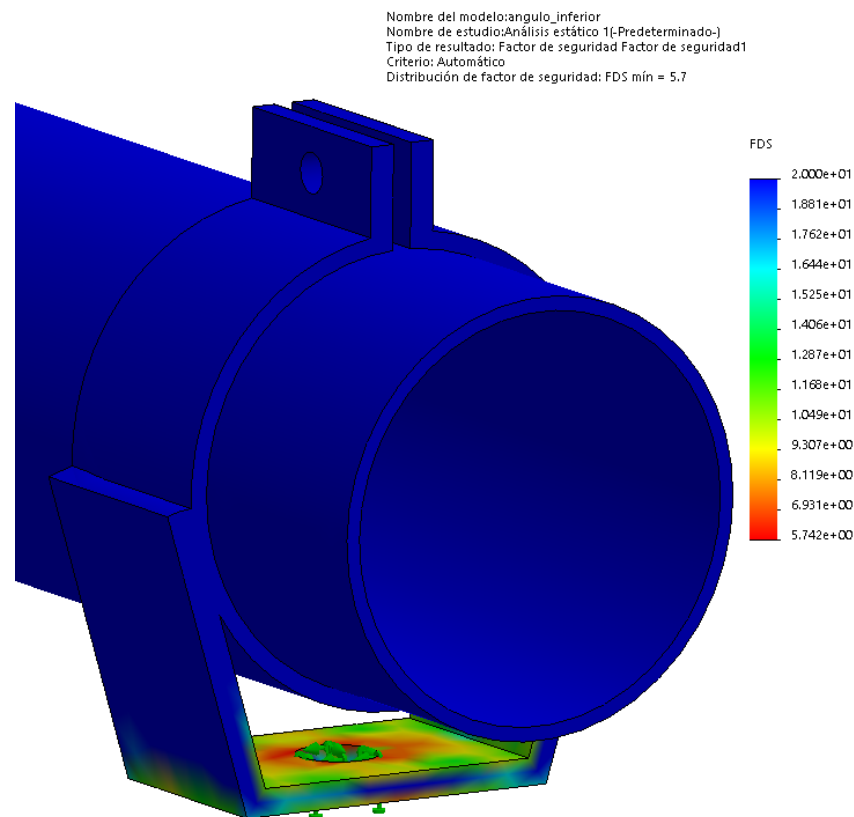
**Figura 24. Análisis MEF de desplazamientos del soporte de tubos.**



**Fuente:** Elaboración propia.

En el análisis presentado en la figura 24 para el soporte se notó un desplazamiento máximo de 0.4 mm en la zona crítica de la pieza, valor aceptable para el diseño.

**Figura 25. Análisis MEF del factor de seguridad en del soporte de tubos.**



**Fuente:** Elaboración propia.

El modelo de elementos finitos confirmó el diseño del soporte con un factor de seguridad mínimo de 5.7 en la situación más crítica (estructuralmente hablando) a la cual se afrontará Deméter: en la cosecha.

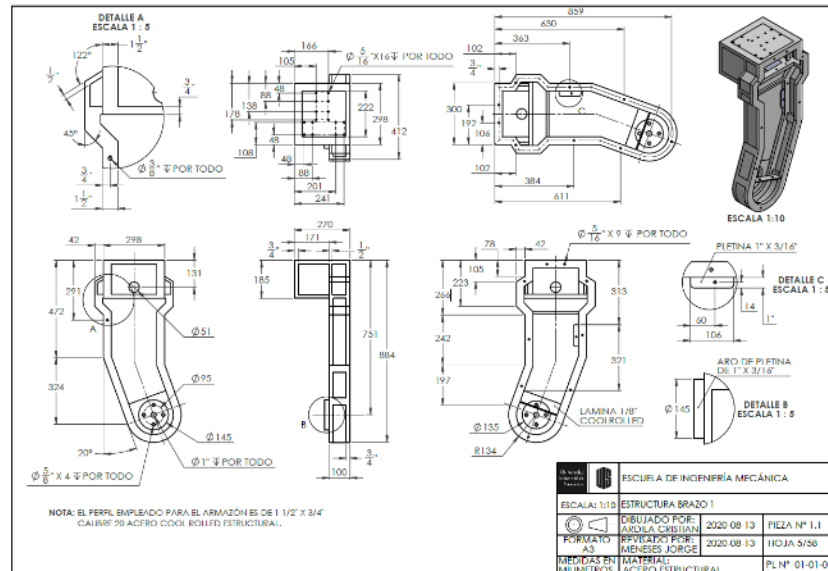
Una vez realizados todos los análisis estructurales, se procedió al proceso de construcción. Los materiales usados son comerciales, por ende, se usaron dichos calibres; la estética jugó un papel importante en la selección de los materiales.

## 5.2. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA ESTRUCTURAL.

Después de la validación de elementos finitos en *SolidWorks* y la aprobación del plan de gestión y dinero, se procedió a la construcción, la fabricación y el mecanizado; un porcentaje alto de estos procesos fueron realizados por los autores del proyecto, el restante de porcentaje fue por medio de contratación a terceros, como el uso de torno, fresadoras, cortes, dobladoras, etc.

**5.2.1. Manufactura de los brazos.** Los brazos fueron construidos en tubo 1.5" x  $\frac{3}{8}$ " calibre 18 en acero estructural. La fabricación de la unidad de estructural de tracción requirió un tramo de tubo 6 [m], por lo cual se adquirieron 4 tramos de tubo; y medio kilogramo de soldadura E6013. Las láminas para recubrir la unidad estructural de tracción fueron dobladas con un plegador manual, debido a su calibre.

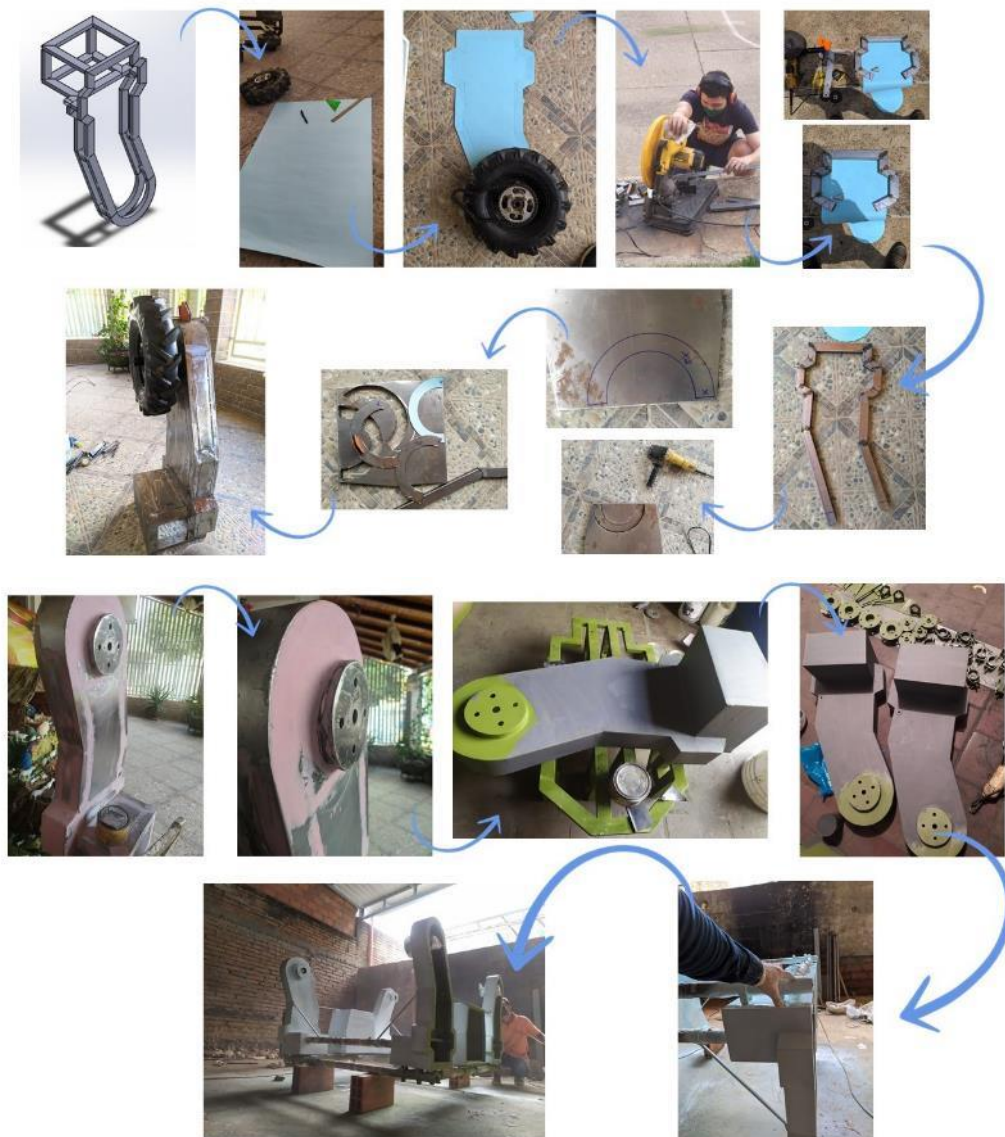
**Figura 26. Plano de taller unidad estructural de tracción.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Toda la perfilería fue cortada con una tronzadora de metales Dewalt 14 Pg 2300 W 15 [Amp] 3800 [Rpm] para mayor precisión y ajuste de los tubos. Se utilizó una plantilla en cartulina para poder tener un contorno más preciso de ensamble de los tubos. Finalizado el proceso de corte de los tubos, se procedió a la unión de los mismos, con soldadura de arco eléctrico E6013 y escuadras imán.

**Figura 27. Fase de construcción unidad estructural de tracción.**



**Fuente:** Elaboración propia.

La primera fase fue construir el esqueleto de la unidad estructural de tracción con todas las dimensiones proporcionadas por el plano; posteriormente, se procedió a forrar con lamina *cold rolled* calibre 18 y planchuelas de 1/8"; las últimas se colocaron estratégicamente donde el sistema estructural de tracción hará más fuerza.

Posterior a ello, se debió aplicar masilla plástica rosada de alto relleno (hueso duro) y una capa de pintura anticorrosiva verde marca *Premier*. Se lijó y luego se aplicó una capa de masilla de poliéster marca *Gricot*. Finalmente se lijó y se aplicaron 3 capas de pintura poliuretano catalizada. El proceso anteriormente descrito es una variante para pintar piezas de alto rendimiento automotriz.

**Figura 28. Última capa de pintura de poliuretano catalizada con sus respectivos productos.**



**Fuente:** Elaboración propia.

La construcción de la tapa se realizó en lamina cold rolled calibre 18, con un marco en la parte trasera en tubo de  $\frac{1}{2}$ " cuadrado; los tubos y la lámina fueron cortadas con pulidora definiendo el contorno del brazo para un mejor acabado. Se hicieron 9 agujeros pasantes de  $\frac{3}{8}$ " para ingresar tornillos de brístol, con el fin de atornillarlos al brazo y generar un acabado hermético, de tal forma que no ingresen agentes externos que pudieran dañar los componentes del sistema de tracción de Deméter. El arco inferior del brazo presentó una curvatura muy pronunciada, con lo cual la dobladora pudo dañar el tubo; para ello, se optó por otra técnica, que fue generar varios cortes y luego fueron unidos con soldadura generando la curva deseada; esto se pudo aplicar debido a que es una parte que no recibirá altas cargas de esfuerzo.

**Figura 29. Fase de construcción tapa de unidad estructural de tracción.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Se lijó y se dejó con un acabado completamente liso; después, se aplicó una capa de anticorrosivo marca *Premier*, lija 300 con agua y finalmente se aplicaron tres capas de pintura de poliuretano.

**Figura 30. Fase de pintura tapa de unidad estructural de tracción.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Finalmente se colocaron cintas reflectivas y logos de la empresa (familiar) que apoyó el desarrollo del prototipo Deméter.

**Figura 31. Tapa final unidad estructural de tracción.**

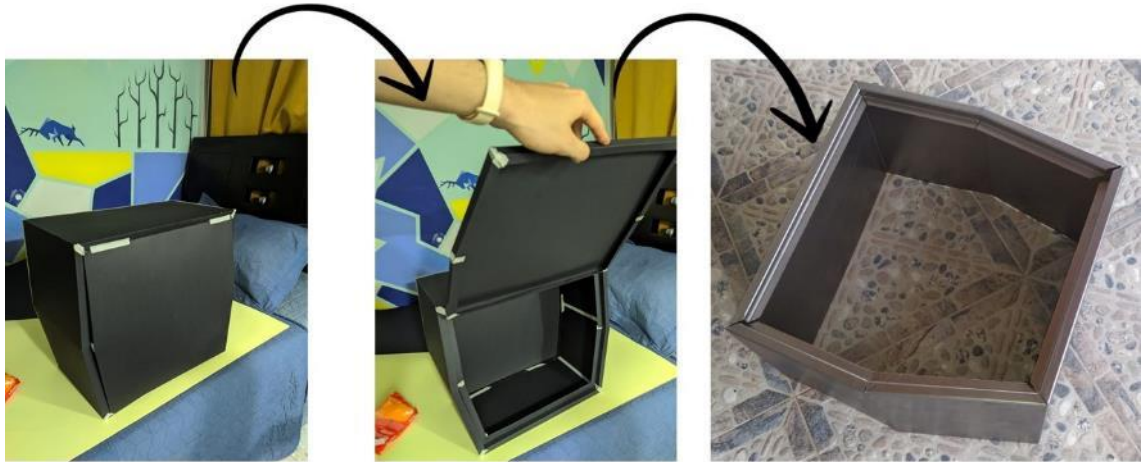


**Fuente:** Elaboración propia.

**5.2.2. Manufactura unidad estructural de potencia.** La unidad estructural de potencia fue fabricada en lámina *cold rolled* calibre 18. La estructura principal fue elaborada en dos piezas: la parte central y una tapa trasera en la parte posterior; para esta tapa se empleó tubo estructural de 1/2" cuadrado calibre 18.

Con el programa *SolidWorks* se desarrollaron planos de la lámina y el cómo cortarla, por tal razón, se hizo un modelo con cartulina escala 1:1 con el fin de verificar los dobleces y la forma más fácil de manufacturar. Luego del análisis se decidió hacer en dos partes como se expuso inicialmente.

**Figura 32. Caja escala 1:1 cartulina plantilla SolidWorks y lámina doblada.**



**Fuente:** Elaboración propia.

La lámina doblada fue soldada en las esquinas con soldadura de arco eléctrico E6013 con 80 [Amp] por ser una lámina calibre 18. Posterior a ello, se debió doblar la tapa trasera con una pestaña de 1 cm para un buen encaje con el armazón y le proporcionó mayor rigidez.

**Figura 33. Unidad estructural de potencia con tapa trasera y batería VRLA.**



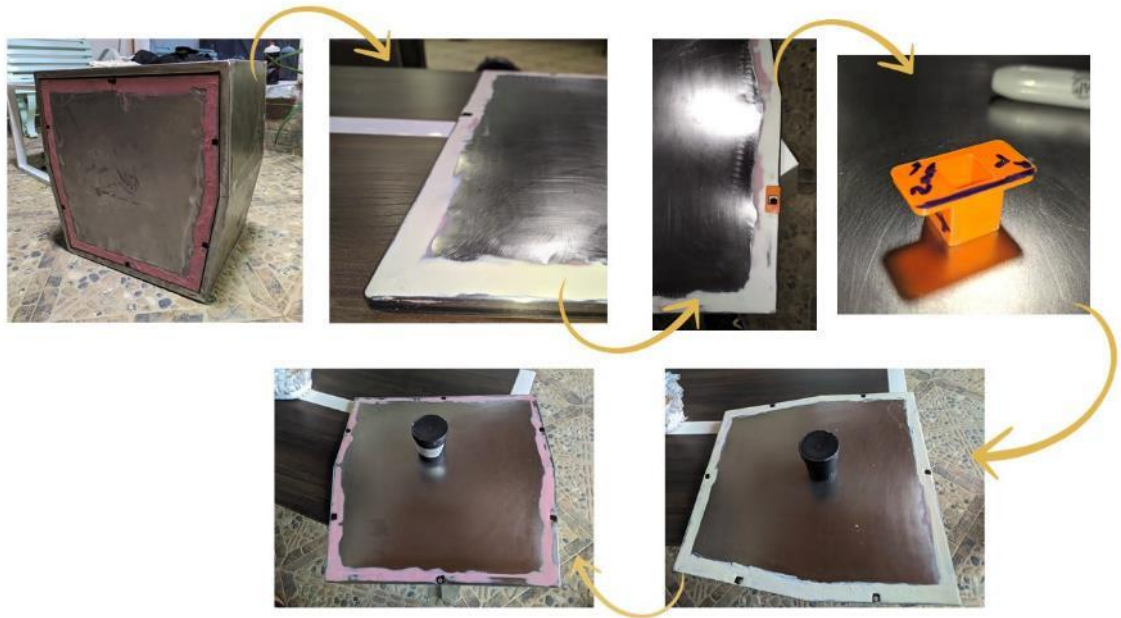
**Fuente:** Elaboración propia.

El pliegue interior “L” se hizo con el propósito de generar rigidez y proporcionar el mejor espacio para la tapa, la cual fue fabricada con tubo de acero estructural de ½” cuadrado calibre 18, lámina *cold rolled* calibre 18, y 6 accesorios elaborados en impresión 3D (en donde encajaron 6 tornillos brístol) pintados en poliuretano para darles un realce estético.

La tapa frontal de la unidad estructural de potencia se fabricó primero en tubo de ½” cuadrado, posterior, se llevó a la dobladora para sacar la tapa en lámina *cold rolled* calibre 18. Luego, se debió aplicar una capa de masilla rosada (hueso duro), lijar con agua y lija 100; paso siguiente, se aplicó una capa final de masilla plástica, lijada igualmente con agua y lija 300, para un acabado liso. Por último, se aplicó una capa de anticorrosivo *Premier* y una capa de poliuretano blanco catalizado.

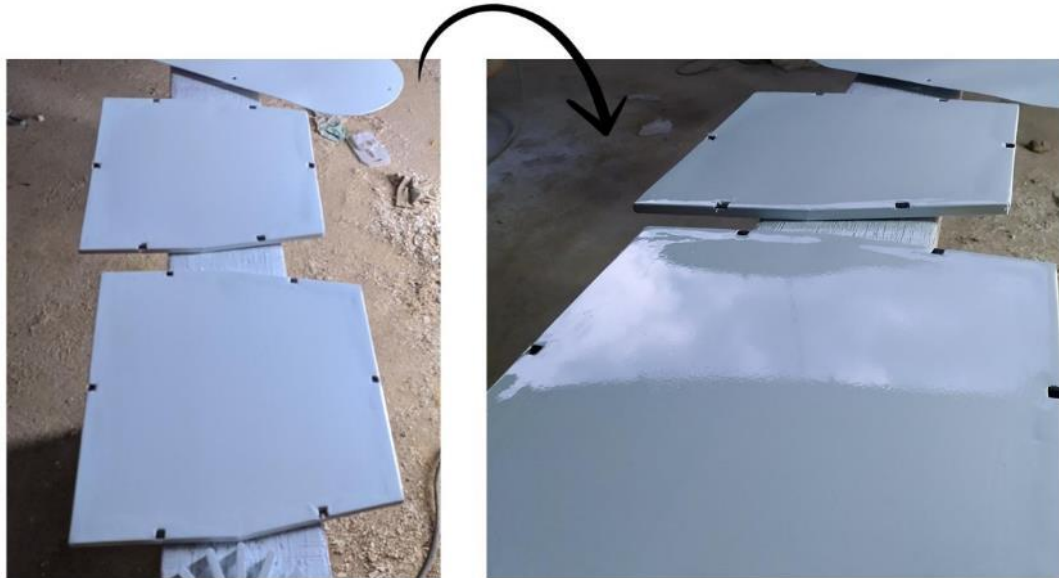
Se dejó reposar 24 horas para poder colocar los accesorios y cintas.

**Figura 34. Proceso de acabado tapa frontal.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 35. Proceso de pintura tapa frontal.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**5.2.3. Manufactura soportes de los tubos.** Los soportes de los tubos se fabricaron con pletina de  $1/2'' \times 1/8''$  en acero estructural y se hicieron en dos partes: el aro, encargado de soportar el tubo de acero que une la estructura, llevó dos pletinas de 1 [cm] en la parte superior con un tornillo de brístol de 6 [mm]; a una de las pletinas se le hizo rosca, primero perforando con una broca de  $3/16''$  posterior a ello un machuelo.

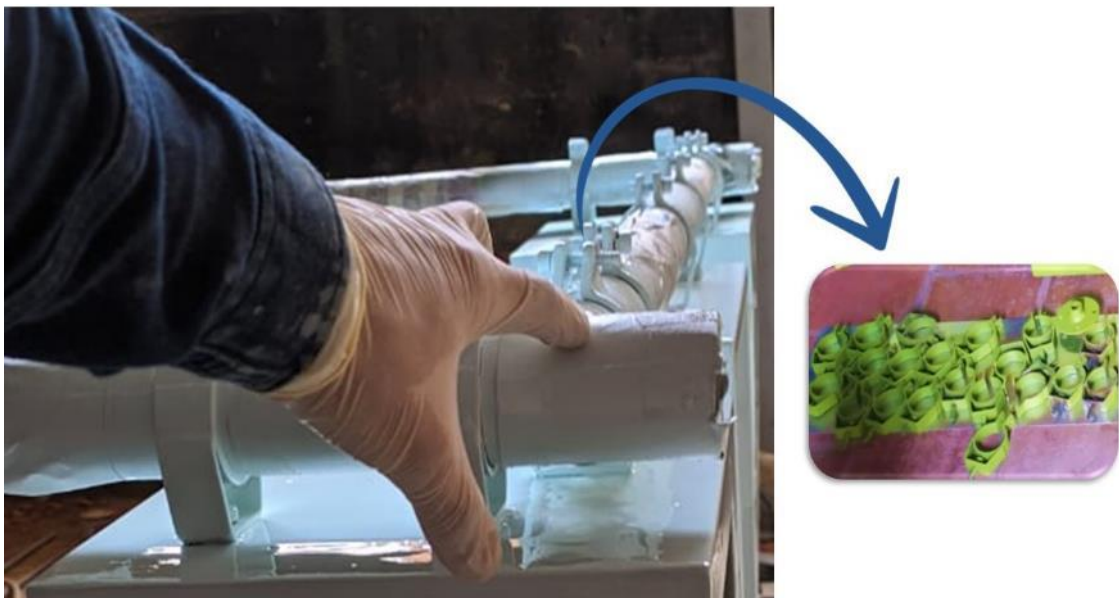
La parte inferior del soporte fue construida con la misma pletina que el aro superior; dicha pieza llevó una perforación en el centro de la parte inferior de  $3/8''$ , en la cual entra un tornillo de  $3/16''$  rosca fina grado 8.

**Figura 36. Componentes del soporte antes de soldadura.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 37. Capas finales de pintura de los soportes de los tubos de acero.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Para que todos los soportes quedaran iguales, se colocó uno como referencia y los demás se ensamblaron encima del mismo; de esta manera, se aseguraron las mismas dimensiones de la parte a construir.

Luego de soldar el soporte, se aplicó una capa de masilla plástica en los puntos donde se aplicó la soldadura y se pulió con una lija 100 y 300. Finalmente se aplicó una capa de anticorrosivo marca *Premier* y una capa de poliuretano blanco catalizado para el acabado final.

**5.2.4. Adquisición de los tubos.** Los tubos no tuvieron ninguna modificación o proceso de pintura, las medidas dependieron de las dimensiones del cultivo donde el vehículo estaría en operación. Para el cultivo de lechugas se necesitó una distancia mínima de llanta a llanta de 95 cm, las dimensiones de los tubos para dicho requerimiento se muestran a continuación, en la figura 38. Posterior a ello se compraron los tubos de acero de 2" calibre 14, acero 304 austenítico y se adquirieron a la medida.

**Figura 38. Dimensiones de los tubos de acero.**



**Fuente:** Elaboración propia.

En total fueron 8 tubos de 2" de diámetro exterior calibre 1.25mm de las siguientes longitudes:

**Tabla 10. Dimensiones de los tubos para ensamble.**

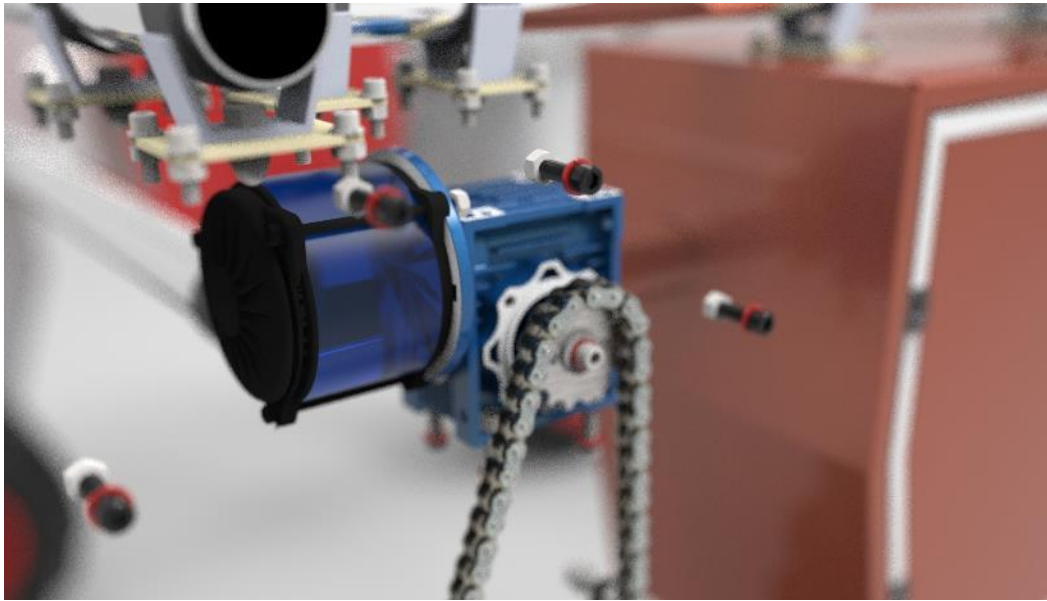
CANTIDAD	DIMENSIONES
2	1 [m]
2	1.50 [m]
4	1.45 [m]

**Fuente:** Elaboración propia.

## 6. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE POTENCIA.

El factor más importante en este sistema fue el cálculo de la potencia que necesitan los motores para que Deméter pudiera desplazarse y realizar el trabajo para el cual fue diseñado.

**Figura 39. Sistema de potencia (Motor escobillas).**



**Fuente:** Elaboración propia.

### 6.1. SELECCIÓN DEL MOTOR.

Para la selección del motor fue necesario calcular todas las fuerzas que interactúan con Deméter, ya sea para favorecer o para oponerse a su movimiento. Para esto, se consideraron los factores críticos (máximos) de operación, de forma que, en el momento que se vean reducidas las exigencias de operación, el prototipo Deméter funcione de forma más óptima.

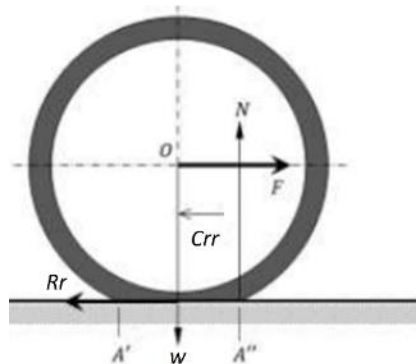
Se calcularon entonces las fuerzas que actúan sobre el vehículo:

- Resistencia a la rodadura.
- Resistencia a la pendiente.
- Resistencia aerodinámica.
- Resistencia debido a la inercia.

**6.1.1. Resistencia a la rodadura.** Representa lo que le cuesta a una rueda rodar sobre el suelo. Esta magnitud depende del peso total del vehículo, la presión de inflado de las llantas y el coeficiente de resistencia a la rodadura, valor que depende del material y los factores ambientales.

El peso concentrado sobre las ruedas conlleva a que los neumáticos ejerzan presión sobre el terreno, manteniendo una región de contacto constante, generando el rozamiento con el terreno y la resistencia a la rodadura.

**Figura 40. Diagrama de cuerpo libre para la llanta.**



**Fuente:** PULGARÍN, María. Esquema de rodadura de un neumático [imagen]. Diseño, construcción y pruebas de un prototipo supermileage. Colombia: UTP. 2013. p. 62. [Consultado: 14 de agosto de 2020]. Disponible en: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/3654/?jsessionid=128199DFE47523437F571C8F50958238?sequence=1>

Siendo  $Crr$  el coeficiente de rodadura,  $W$  el peso total del vehículo, entonces la resistencia por rodadura se definió mediante la expresión:

$$Rr = Crr * W \quad (1)$$

El coeficiente de rodadura se expone de dos formas diferentes:

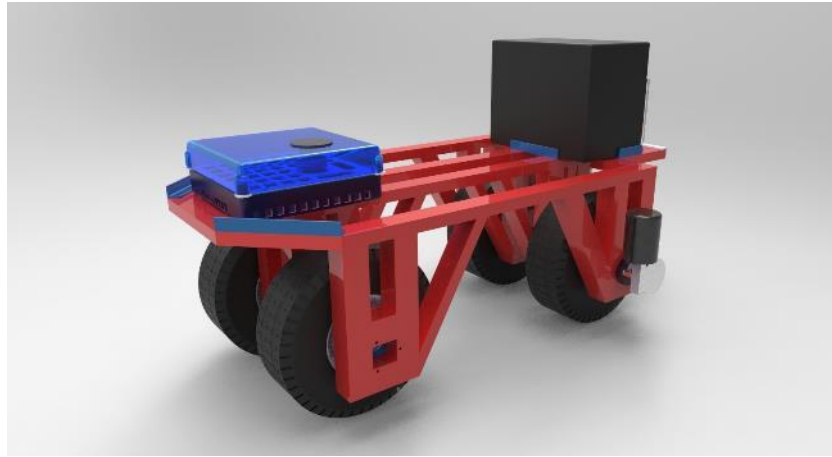
- Determinado de forma experimental en el terreno en el cual el vehículo trabajará.
- Definido mediante literatura.

Esto con el fin de determinar el  $Crr$  mayor, y, por tanto, las condiciones de funcionamiento más críticas de Deméter.

**6.1.1.1. Resistencia a la rodadura calculada de forma experimental.** Para determinar el coeficiente de resistencia a la rodadura de forma experimental, se construyó un prototipo de prueba básico, que constó de una batería 12 [V] de 70 [Ah] con tecnología VRLA, dos motores eléctricos de 30 [W] a 50 [RPM] (que ya se tenían a disposición), un sistema de transmisión de cadena con relación 1:3 y en la parte trasera, la incorporación de las llantas que usará el prototipo final, con el fin de una determinación más próxima a la realidad del coeficiente de rodadura.

A continuación, se realiza un breve repaso de la construcción del prototipo de prueba, ya que no es materia central del proyecto de investigación en curso.

**Figura 41. Concepto del prototipo de prueba.**



**Fuente:** Elaboración propia.

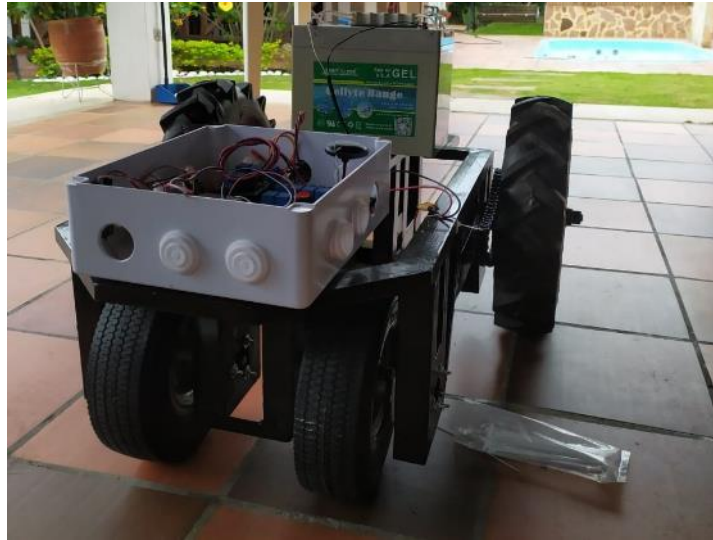
El sistema estructural del prototipo fue validado con MEF para las cargas de peso que podría soportar. Se construyó con acero estructural, tubo de 2" x 1" rectangular y tubo cuadrado de 1.5" calibre 18.

**Figura 42. Proceso de construcción prototipo de prueba.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 43. Prototipo de prueba.**



**Fuente:** Elaboración propia.

- **Determinación del Crr experimental.**

Finalizado el montaje del prototipo, se efectuaron dos pruebas: de masa total y capacidad de tiro máximas, registrando los valores en la tabla 11.

**Figura 44. Pruebas con el prototipo de validación.**



**Fuente:** Elaboración propia.

La masa total que soportó el vehículo antes de detenerse, fue de 190 [kg] sobre el terreno de trabajo; posterior a ello, el prototipo se ancla a una columna y se conecta con una balanza manual mano de muelle con capacidad de 220 [lbf] para poder medir la capacidad de tiro de los dos motores de 30 [W].

**Figura 45. Capacidad de tiro dos motores de 30 [W].**



**Fuente:** Elaboración propia.

La capacidad de tiro máxima que generaron los dos motores de 30 [W] actuando sobre el terreno de trabajo, es de 80 [lbf].

**Tabla 11. Carga y tipo de prueba**

TIPO DE CARGA	CARGA
MASA TOTAL MÁXIMA	190 [Kg]
CAPACIDAD DE TIRO MÁXIMA	80 [lbf]

**Fuente:** Elaboración propia.

Con estos datos, se determinó el coeficiente de rodadura del terreno, así:

$$\frac{Ft_{m\acute{a}x} \cdot g}{2.2} = Crr_{exp} * Mt_{m\acute{a}x} \cdot g \quad (2)$$

En donde  $Ft_{m\acute{a}x}$  es la capacidad de tiro máxima en lbf,  $Mt_{m\acute{a}x}$  la masa total máxima en kg,  $g$  la gravedad en  $m/s^2$ , y  $Crr$  el coeficiente a determinar. De lo cual, resulta:

$$Crr = 0.1895 \quad (3)$$

- **Resistencia a la rodadura experimental.**

Con el coeficiente de rodadura del terreno de trabajo hallado, fue posible calcular la resistencia a la rodadura de forma experimental, tomando como masa total de Deméter: 200 [kg].

$$Rr_{exp} = Crr_{exp} \cdot W_{Dem\acute{e}ter} \quad (4)$$

$$Rr_{exp} = 0.1895 * 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] * 200 [kg] = 371.799 [N] \quad (5)$$

Entonces, de forma experimental, se tuvo que la resistencia a la rodadura para el prototipo es de **371.8 [N]**.

**6.1.1.2. Resistencia a la rodadura calculada mediante literatura.** Según estudios bibliográficos anteriores, basados en el comportamiento de las ruedas de los tractores agrícolas, se estableció que el coeficiente de rodadura para tierra labrada es igual a 0.2:

**Tabla 12. Valores característicos de resistencia a la rodadura.**

Resistance coefficient values for rolling in different types of soil.			
Naturaleza y Estado del Suelo	Coefficiente de Resistencia a la Rodadura (k) <sup>1</sup>	Índice de Cono (CI) [kPa]	Número Característico (B <sub>n</sub> )
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	0,06 a 0,10	1.800	80
Rastrojo seco	0,08 a 0,10	1.200	55
Tierra labrada	0,10 a 0,20	900	40
Arena y suelo muy suelto	0,15 a 0,30	450 - 250	20

<sup>1</sup> La resistencia a la rodadura se obtiene multiplicando el peso del vehículo por el valor del coeficiente del suelo por el que se circula.

**Fuente:** MÁRQUES, Luis. Valores del coeficiente de resistencia a la rodadura en diferentes tipos de suelo [en línea]. Metodología para cálculo rápido das dimensões de pneus de tratores agrícolas. 2008. p. 4. [Consultado: 17 de agosto de 2020]. DOI: <https://doi.org/10.1590/S0100-69162008000300019>

Definido el coeficiente de rodadura, fue posible calcular la resistencia, tomando la misma masa total para Deméter (200 [kg]).

$$Rr_{teórica} = Crr_{teórico} \cdot W_{Deméter} \quad (6)$$

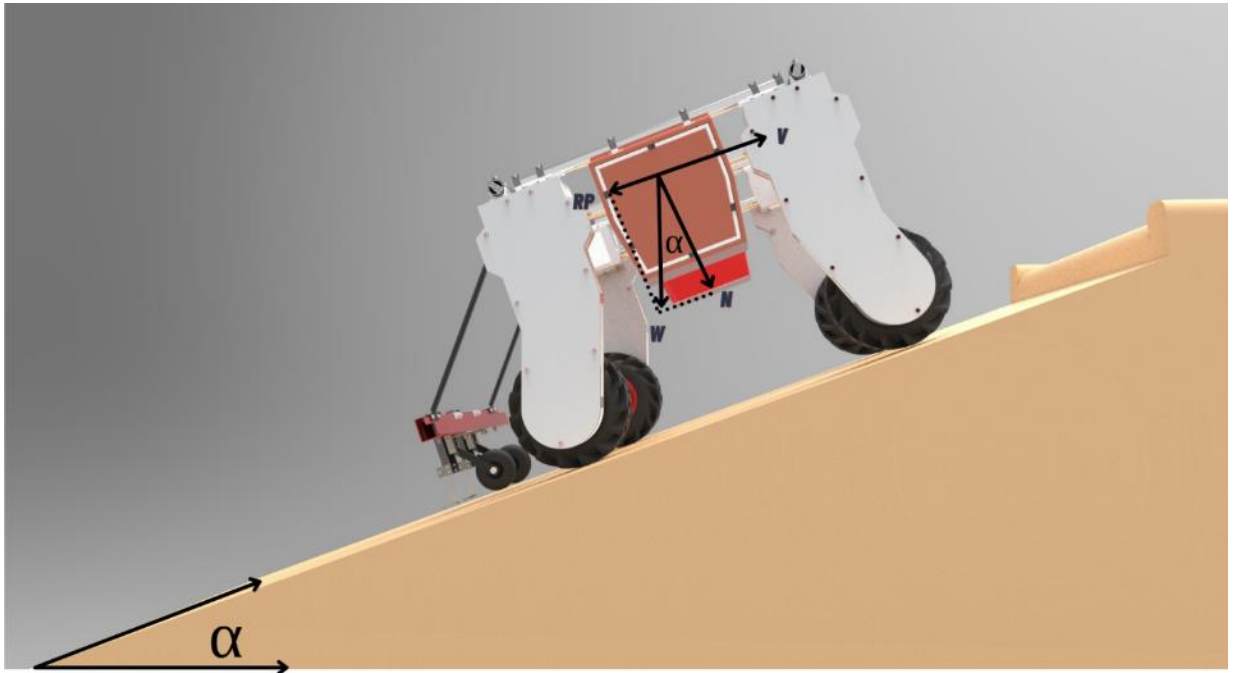
$$Rr_{teórica} = 0.2 * 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] * 200 [kg] = 392.4 [N] \quad (7)$$

Por lo tanto, al usar el *Crr* hallado mediante literatura, se tuvo que la resistencia a la rodadura teórica para Deméter fue de **392.4 [N]**.

Siendo la resistencia por rodadura hallada en el numeral 6.1.1.1 menor a la determinada en el 6.1.1.2, se usó la segunda para los cálculos de potencia finales, influyentes en la selección del motor.

**6.1.2. Resistencia a la pendiente.** La resistencia a una pendiente depende del ángulo de inclinación del terreno y de la masa total del prototipo Deméter.

**Figura 46. Diagrama de cuerpo libre (DCL) Deméter en ascenso.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Para sobrepasar un terreno inclinado, el sistema automático necesita disponer de una mayor fuerza que en un terreno plano. Por lo tanto, se hace necesario disponer de una mayor potencia de motor para evitar que el vehículo quede detenido. La fuerza de resistencia de pendiente se expresa así:

$$R_p = W_{Deméter} \cdot \sin(\alpha) \quad (8)$$

En donde,  $R_p$  es la resistencia a la pendiente,  $W$  el peso de Deméter y  $\alpha$  el ángulo de inclinación del terreno.

En los casos en que la pendiente es negativa, el valor de la resistencia cambia de signo, de modo que deja de ser oposición al movimiento del vehículo, para convertirse en un apoyo al esfuerzo motor.

La potencia necesaria por el motor para superar un ascenso con inclinación  $\alpha$  es:

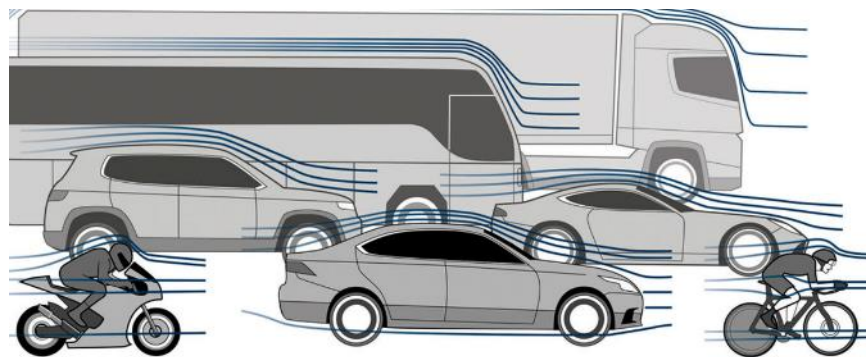
$$P_p = R_p \cdot v = W \cdot \sin(\alpha) \cdot v \quad (9)$$

$V$  representa la velocidad lineal del vehículo.

Esta resistencia no se calculó, debido a que el vehículo fue diseñado para terrenos de trabajo completamente planos.

**6.1.3. Resistencia aerodinámica.** Es la fuerza que resulta del aire que fluye por encima y por debajo del perfil de un vehículo. Depende del tamaño y forma del vehículo, su velocidad y las propiedades del aire.

**Figura 47. Líneas aerodinámicas en diferentes vehículos.**



**Fuente:** INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. Automobile Division [imagen]. International Conference on vehicle aerodynamics. Birmingham: 2018. [Consultado: 13 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://events.imeche.org/ViewEvent?code=CON6623>

La resistencia aerodinámica se determinó mediante la siguiente expresión:

$$Ra = \frac{1}{2} \cdot CD \cdot \rho_{air} \cdot V_{ms}^2 \cdot A_{m\acute{a}x} \quad (10)$$

Siendo:  $CD$  el coeficiente de resistencia aerodinámica que depende de forma y acabado de la superficie en  $N \cdot s^2/m^4$ ;  $A_{m\acute{a}x}$  el área frontal del vehículo en  $m^2$ ; y  $V_{ms}$  la velocidad en  $m/s$ .

El coeficiente de resistencia aerodinámica se determinó según el trabajo de Cumbe y RockWood<sup>6</sup>, considerando que Deméter posee características similares a las de un camión; por lo tanto, se estimó **CD = 0.6**.

La densidad del aire se determinó para La Mesa de los Santos, sitio en donde el vehículo trabajará:

$$\rho_{air} = \frac{(1 - 0.378 \cdot \frac{P_v}{P}) * P}{R_a \cdot T} \quad (11)$$

Dónde:

- $P_v$  es la presión de vapor para la temperatura promedio del sitio [Pa].
- $P$  es la presión atmosférica del sitio [Pa].
- $R_a$  es la constante del aire: 287 [J/kg·K].
- $T$  es la temperatura promedio del sitio [K].

---

<sup>6</sup> CUMBRE, Fárez y ROCKWOOD, Robert. Simulación aerodinámica de un vehículo Toyota Corolla 2005 en un programa de dinámica de fluidos computacional -CFD- [en línea]. Trabajo de investigación Ingeniero en mecánica automotriz. Cuenca, Ecuador: universidad del Azuay. Facultad de Ciencia y Tecnología. Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz. 2009. 218 p. [Consultado: 18 de agosto de 2020]. Disponible en: <http://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/4103/1/07548.pdf>

Para una temperatura promedio del sitio de 19 °C, y haciendo uso de la Tabla A-9 del libro de Cengel y Ghajar<sup>7</sup>, se estableció la  $P_v = 2198$  Pa. La presión atmosférica del sitio depende de su altitud; la Mesa de los Santos posee una altitud de 1650 msnm, con lo cual se determinó la presión atmosférica según el marco de referencia de la Atmósfera Estándar Internacional<sup>8</sup>:

$$P_{Los\ Santos} = 101325 \text{ [Pa]} \cdot (1 - (0,0000225577 \cdot altura))^{5,2559} \quad (12)$$

$$P_{Los\ Santos} = 83011,068 \text{ [Pa]} \quad (13)$$

Se utilizaron los valores meteorológicos de temperatura y humedad relativa del aire del sitio, hallados mediante el sitio Web AccuWeather<sup>9</sup>, en la ecuación (11), obteniendo:

$$\rho_{air} = \frac{\left(1 - 0,378 \cdot \frac{2,98 \text{ [Pa]}}{83011 \text{ [Pa]}}\right) \cdot 83011 \text{ [Pa]}}{287 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}\right] \cdot (19 + 273,15) \text{ [K]}} \quad (14)$$

$$\rho_{air} = 0,98 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] \quad (15)$$

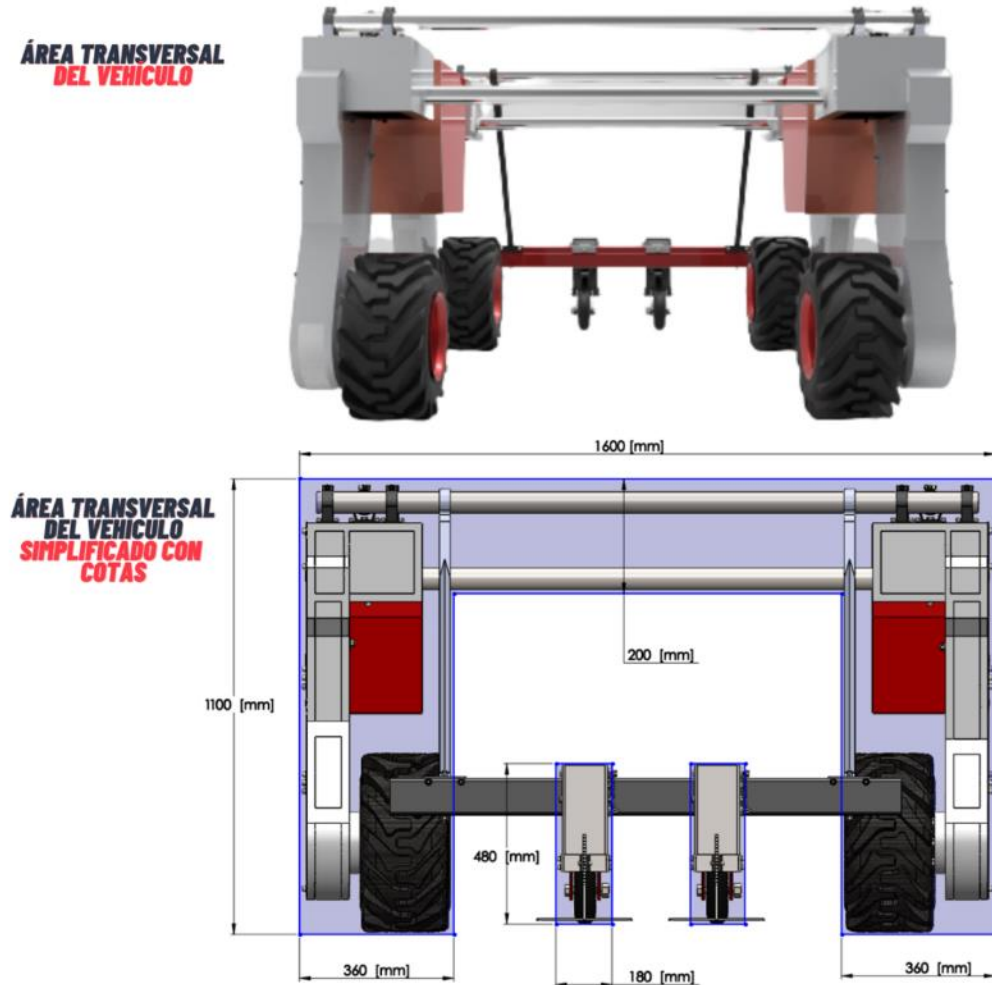
La medición del área transversal de Deméter se realizó mediante el uso del software en donde se modeló el vehículo. Dicha área se presentó en figuras rectangulares, a fin de obtener un cálculo de área simplificada.

<sup>7</sup> CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edición. México: Mc Graw Hill, 2007. 946 p. ISBN: 978-0-07-339812-9.

<sup>8</sup> INTERNACIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Standard Atmosphere. ISO 2533:1975 [en línea]. Switzerland: 1975. 108 p. [Consultado: 20 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.iso.org/standard/7472.html>

<sup>9</sup> ACCUWEATHER. Los Santos, Santander [sitio Web]. [Consultado: 22 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.accuweather.com/es/co/los-santos/111287/weather-forecast/111287>

Figura 48. Área transversal de Deméter.



Fuente: Elaboración propia.

$$A_{tr} = [2 \cdot (1.1 \cdot 0.36)] + [2 \cdot (0.48 \cdot 0.18)] + (0.88 \cdot 0.2) \quad [m^2] \quad (16)$$

$$A_{tr} = 1,14 \quad [m^2] \quad (17)$$

Finalmente, para calcular el valor de la resistencia aerodinámica presentada en la ecuación (10), se definió la velocidad de Deméter igual a **2 km/h**, velocidad a la cual puede realizar el trabajo de eliminación de maleza de forma correcta.

$$v_{ms} = 2 \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right] \cdot \frac{1000}{1} \left[ \frac{\text{m}}{\text{km}} \right] \cdot \frac{1}{3600} \left[ \frac{\text{h}}{\text{s}} \right] \quad (18)$$

$$v_{ms} = 0.556 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (19)$$

Se obtuvo entonces la resistencia aerodinámica:

$$Ra = \frac{1}{2} \cdot 0.6 \cdot 0.98 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 0.556^2 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \cdot 1.14 \text{ [m}^2\text{]} \quad (20)$$

$$Ra = \mathbf{0.1} \text{ [N]} \quad (21)$$

Como se notó, la resistencia aerodinámica fue muy pequeña, con lo cual se podría despreciar; esto a razón de que, el vehículo presenta una velocidad de trabajo muy baja como para producir una resistencia aerodinámica considerable.

**6.1.4. Resistencia debido a la inercia.** Es la resistencia necesaria para empezar el movimiento en el vehículo. Se presenta en el transcurso de las variaciones de velocidad y es definida por la energía absorbida por el vehículo para producir el aumento de velocidad:

$$Ri = m_{Deméter} \cdot a_{Deméter} \quad (22)$$

Donde  $m_{Deméter}$  es la masa del vehículo en kg, y  $a_{Deméter}$  es a la aceleración en  $\text{m/s}^2$ .

Tomando como masa de Deméter 200 [kg], la velocidad la presentada en la ecuación (19), y 1 [s] para el tiempo en que se vence la inercia, se tuvo que la resistencia debido a la inercia fue:

$$Ri = 200 [kg] \cdot \frac{0.556 \left[ \frac{m}{s} \right]}{1[s]} \quad (23)$$

$$Ri = \mathbf{111.2 [N]} \quad (24)$$

**6.1.5. Potencia total de consumo.** Una vez concretados los valores de las resistencias presentadas, se calculó la potencia total necesaria de Deméter al arranque, ya que será el momento de mayor potencia necesaria en el prototipo (la resistencia a la inercia se encuentra presente al inicio del movimiento del vehículo).

$$P_{arranque} = (Rr + Ra + Ri) \cdot V_{ms} \quad (25)$$

$$P_{arranque} = (392.4 [N] + 0.1 [N] + 111.2[N]) \cdot 0.556 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (26)$$

$$P_{arranque} = \mathbf{280 [W]} \quad (27)$$

Con este valor, se considerarían cuatro motores de 24 [V] que sumen al menos 280 [W]; sin embargo, el uso de un sistema de transmisión conlleva a una afectación en la eficiencia, por lo tanto, fue necesario tener en cuenta el valor de la eficiencia total del sistema de transmisión, que se detalla en el Capítulo 7. En consecuencia, la potencia total disponible en los motores fue igual a:

$$P_{motores} = \frac{P_{arranque}}{\eta_{transmisión}} \quad (28)$$

$$P_{motores} = \frac{280 [W]}{0.6} \quad (29)$$

$$P_{motores} = \mathbf{467 [W]} \quad (30)$$

Cuando Deméter termine la línea recta de cultivo, debe realizar la maniobra de giro 0; para ello los motores poseen una disposición específica: dos en un sentido y los otros dos en el sentido contrario, y en caso de que alguno de los motores se atasque, o esté en un terreno de difícil operación, los restantes deben suplir la falta de potencia; esto quiere decir que para garantizar la operación se debía proporcionar un valor de potencia superior al calculado con anterioridad, es decir, que cada motor proporcione un 50% de la capacidad nominal de trabajo. Para mayor facilidad en la adquisición de los motores, se estableció su potencia en **250 [W]**.

**6.1.6. Especificación del motor seleccionado.** Con base en la sección 6.1.5, tomando el resultado de 250 [W] como parámetro para la selección, se adquirieron 4 motores de **250 [W] @2600 [RPM]** de corriente continua reversible para las 4 unidades de tracción de Deméter, y brindar en conjunto una potencia de **1000 [W]**.

**Figura 49. Página de adquisición de los motores**



**Fuente:** AMAZON. Motor 250 Watt DC [sitio Web]. Estados Unidos: 2017. [Consultado: 18 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.amazon.com/-/en/dp/B071H1BH8K/>

Los motores fueron adquiridos de Estados Unidos por **Amazon**, con un tiempo de espera de 25 días desde el momento en que se solicitaron, hasta que llegaron al sitio de construcción de Deméter.

## **6.2. SELECCIÓN DE BATERÍA.**

La batería jugó un papel importante, se disponían las celdas y definían la autonomía que tendría el vehículo. La carga proviene de 3 puntos fundamentales: del peso que soporta y debe trasladar; de la herramienta cuando está haciendo las labores; y del sistema electrónico.

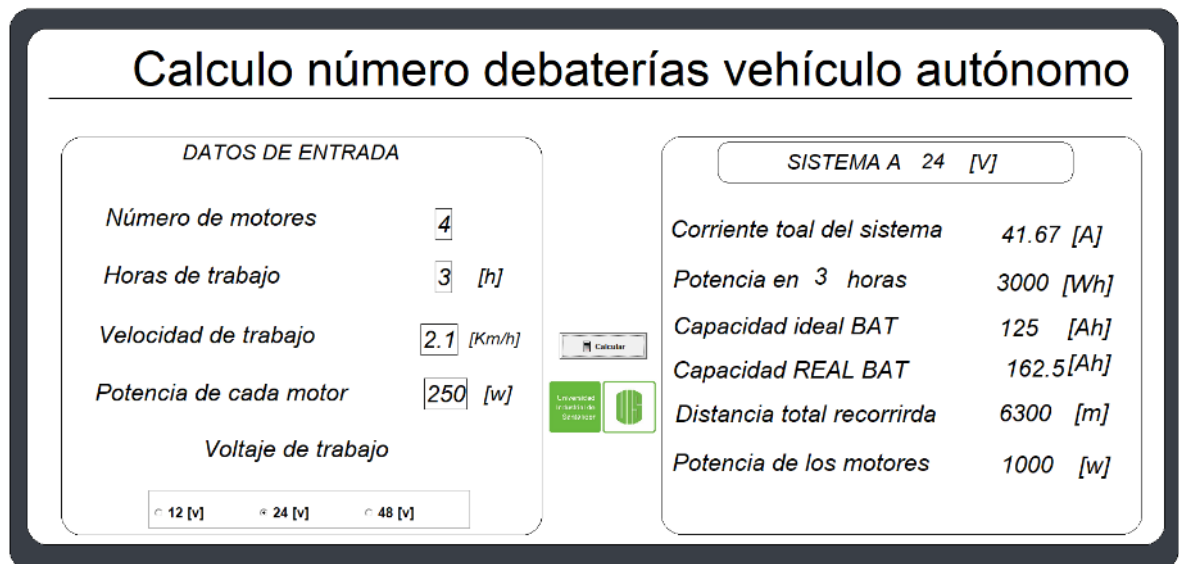
Las baterías fueron dispuestas en la parte lateral de Deméter, en las unidades estructurales de potencia que se diseñaron para su alojamiento, las cuales tuvieron un recubrimiento de color blanco para tener un bajo coeficiente de absorción de calor, y así, la unidad de potencia no se calentaría de forma excesiva. El sistema de celdas se seleccionó para que soporte numerosos ciclos de carga y descarga profunda, ya que, en caso contrario, su uso las desgastaría, siendo ineficaz para alcanzar un producto final.

**6.2.1. Capacidad de las baterías.** Luego de la selección del sistema de potencia principal (motores), se calculó la capacidad que debían poseer las baterías, ya que proveerá la autonomía del vehículo. Lo requerido por el usuario, fueron 3 horas de trabajo continuo; lo ideal para este tipo de vehículos es poseer un juego extra de baterías, para alternarlas y llegar al menos a 6 u 8 horas/día de trabajo. La autonomía de Deméter define la relación directamente proporcional capacidad/peso; además, esta relación debe tener en cuenta el precio y el desempeño de las celdas eléctricas bajo cargas térmicas altas, que se dan en las condiciones ambiente de trabajo de Deméter.

El sistema de potencia de Deméter se compuso por 4 motores de 250 [W] a 24 [V] cada uno, resultando un consumo de 10.4 [A] por motor y un consumo total de 42 [A] para los cuatro. El tiempo de operación estimado fue 3 horas/día para el vehículo, dando como resultado un consumo de 3000 [Wh]; por tal motivo, al dividir el consumo en el voltaje, se obtuvo la capacidad necesaria del sistema: **125 [Ah]**. La velocidad de funcionamiento del vehículo autónomo fue de 2.1 [Km/h] (ver Capítulo 7), y para el tiempo de funcionamiento especificado, dio como autonomía 6.3 [Km].

Las baterías deben tener una capacidad nominal de 125 [Ah], pero para no descargarlas hasta su nivel más bajo y conservar la vida útil, se agregó un 30% a su capacidad final, precisando un conjunto de baterías que tengan como capacidad **160 [Ah]**.

**Figura 50. Cálculo de la capacidad de las baterías Deméter.**



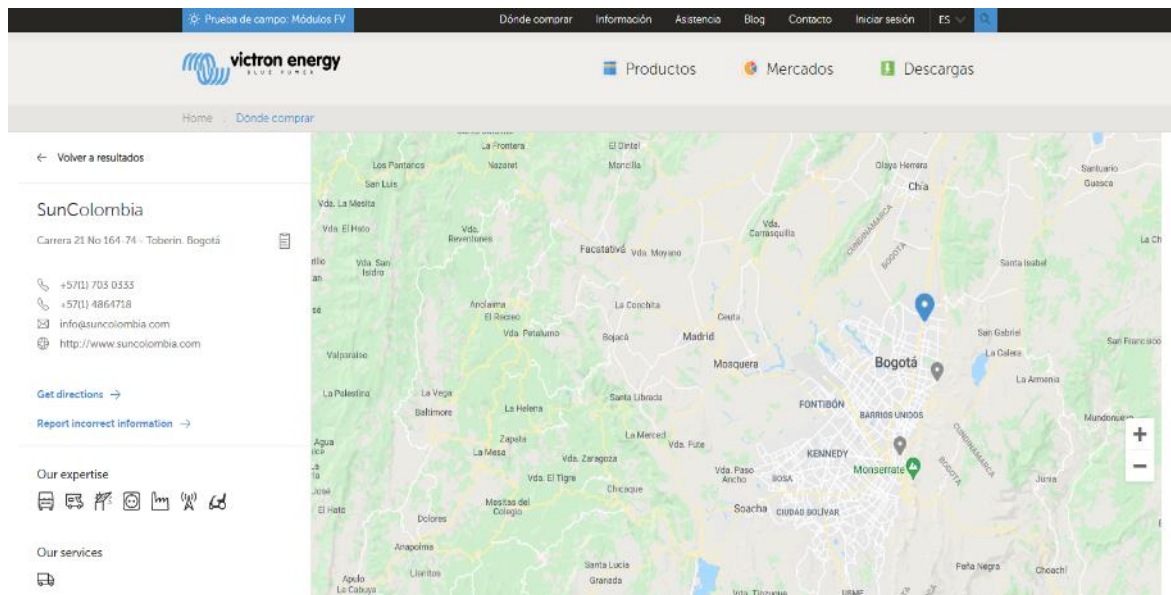
**Fuente:** Elaboración propia.

El código de las ecuaciones expuestas en la figura 50 se encuentran a detalle en el ANEXO A.

**6.2.2. Selección de batería.** El tipo de baterías para el sistema de potencia de Deméter fue de *Gel VRLA*, por sus ventajas económicas comparadas con otras tecnologías existentes en el mercado.

Las baterías de gel VRLA fueron más económicas inicialmente comparadas con las de litio, pero si se analiza el sistema en un periodo largo de tiempo, la tasa de inversión fue más rentable con las de litio, ya que el *Total Cost of Ownership* (Costo total de propiedad) visualizado en un tiempo de 10 años, se alcanzó un ahorro sustancial de un 40% comparado con un sistema convencional de VRLA. Sin embargo, por temas económicos, y que Deméter es un producto en fase de desarrollo, se usaron baterías de VRLA para un prototipado inicial con un alto porcentaje de cambio a baterías de litio en un futuro.

**Figura 51. Representante de Victron Energy en Colombia.**



**Fuente:** VICTRON ENERGY. Sun Colombia [imagen]. Dónde comprar. Países Bajos: 2020. [Consultado: 20 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.victronenergy.com.es/where-to-buy>

Para la adquisición de la batería se contactó a la empresa Sun Colombia, ubicada en Bogotá, representante de Victron Energy en Colombia.

Según los requerimientos de Deméter, se necesitaron baterías de 160 [Ah] a 24 [v], por tal motivo se seleccionó en el catálogo<sup>10</sup> dos baterías iguales de 165 [Ah] a 12 [V] y se colocaron en serie para que diera como resultado una batería de 165 [Ah] a 24 [V], como se muestra en la figura 53.

**Figura 52. Catálogo de selección de las baterías de la marca Victron Energy.**

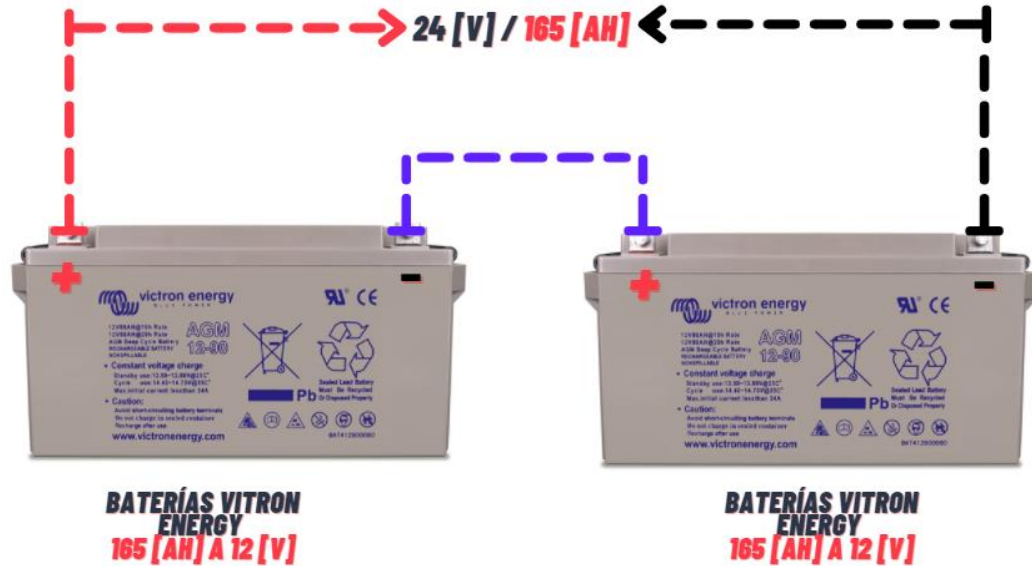
12 Volt Deep Cycle GEL						
Referencia	Ah	V	lxanxal mm	Peso kg	CCA @0°F	RES CAP @80°F
BAT412550104	60	12	229 x 138 x 227	20	250	70
BAT412600100	66	12	258 x 166 x 235	24	270	80
BAT412800104	90	12	350 x 167 x 183	26	360	120
BAT412101104	110	12	330 x 171 x 220	33	450	150
BAT412121104	130	12	410 x 176 x 227	38	500	180
<b>BAT412151104</b>	<b>165</b>	12	485 x 172 x 240	48	550	200
BAT412201104	220	12	522 x 238 x 240	66	600	220
BAT412126101	265	12	520 x 268 x 223	75	650	250

**Fuente:** VICTRON ENERGY. 12 Volt Deep Cycle AGM [imagen]. Baterías Gel y AGM: Energía sin límites. Países Bajos: 2020. p. 4. [Consultado: 20 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.victronenergy.com.es/upload/documents/Data sheet-GEL-and-AGM-Batteries-ES.pdf>

La batería seleccionada fue la **BAT412151104** de marca Victron Energy, que tardó en llegar una semana, desde Bogotá hasta el sitio de construcción de Deméter.

<sup>10</sup> VICTRON ENERGY. Baterías Gel y AGM: Energía sin límites [en línea]. Países Bajos: 2020. 4 p. [Consultado: 20 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.victronenergy.com.es/upload/documents/Datasheet-GEL-and-AGM-Batteries-ES.pdf>

Figura 53. Conexión de las baterías en Deméter.



Fuente: Elaboración propia.

Las baterías para el vehículo debieron ser dos, para equilibrar las cargas laterales; por ello se hizo el arreglo de la figura 53. La ventaja de las baterías de VRLA es la libertad de orientación que puede ser vertical u horizontal sin afectar su rendimiento.

## 7. DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Luego de la selección del sistema de potencia, la energía debía ser entregada a un actuador final, en este caso, a las llantas de Deméter. La energía salió del sistema de almacenamiento (baterías), posterior a ello, se entregó a los motores seleccionados, y de allí, debieron pasar por el sistema de transmisión de potencia que a continuación se plantea, para finalmente llegar a las ruedas.

**Figura 54. CAD de transmisión de potencia de Deméter.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Figura 55. Esquema brazo-motor-transmisión.

**REDUCTOR TORNILLO  
SIN FIN 30:1  
@2600 MOTOR SALE  
A 87 [RPM]**

**REDUCCIÓN POR  
CADENA 3:1  
SALIDA DEL  
REDUCTOR A 87  
[RPM] SALE A 29  
[RPM]**

**ACTUADOR FINAL  
LLANTA  
VELOCIDAD  
ROTACIONAL 29  
[RPM]  
2.1 [KM/H]**



**Fuente:** Elaboración propia.

El motor se ubicó en la parte superior y la llanta en la zona inferior, por tal motivo, se hizo necesario diseñar un elemento flexible que permitiera abarcar la distancia, que fue relativamente significativa. El sistema necesita de pocas revoluciones, pero alto torque; en consecuencia, el sistema flexible idóneo para la aplicación, fue un sistema de transmisión por cadena. La ventaja que se tiene añadida a ella, era la capacidad de absorber cargas de choque y amortiguamientos provocados por

fuerzas vibrantes dentro de la unidad estructural de tracción, y, además, la eficiencia fue alta comparada con los otros sistemas de transmisión de potencia flexibles.

Se describe entonces el orden de transmisión de potencia en el sistema es: inicia en el motor de 250 [W], posterior a ello la potencia recae a un reductor de velocidad de gusano, luego a una reducción de cadena para abarcar la mayor distancia, y finalmente a la rueda.

### **7.1. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE TORNILLO SIN FIN.**

El motor de corriente continua de 250 [W] @2600 [RPM] debía bajar su velocidad y elevar su torque, así que la primera reducción se dio con un reductor de tornillo sin fin corona, cuyo cálculo se presenta a detalle en el ANEXO C.

El reductor debía tener una reducción de 30:1 para la primera etapa y debía ser capaz de soportar un torque nominal de 28 [Nm]. La empresa que suministró los reductores fue Exhibir<sup>11</sup>, los cuales facilitaron los catálogos correspondientes para realizar la selección.

El reductor que se seleccionó se muestra en la figura 56, donde la relación de reducción fue 30:1, tuvo una capacidad para soportar motores hasta de 1.5 [Hp] y un torque de 138.8 [Nm], el cual cumplió con los requerimientos de capacidad del sistema de transmisión de potencia de Deméter.

---

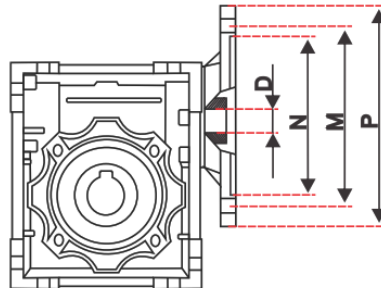
<sup>11</sup> EXHIBIR EQUIPOS © 2019. Exhibir: equipos y utensilios. [en línea]. Bogotá D.C., Colombia: 2020. [Consultado: 26 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://exhibirequipos.com/categoria-producto/motores-motorreductores-electricos/motorreductores-cajas-reductoras/>

**Figura 56. Segmento catálogo de reductores sinfín corona.**

Tabla de Datos (Motor 4 polos, 2600rpm)					
Type	RATIO	RPM	HP	N m	sf
63	7,5	346	2	54,5	1,5
	10	260	2	71,1	1,2
	15	173	2	103,2	0,9
	20	130	2	134,4	0,8
	30	87	1,5	138,8	1
	40	65	1,5	161,1	0,7
	50	52	1	138,4	0,8
	60	43	3/4	117,7	0,9
	80	29	1/2	96,6	1,1
	100	26	1/2	108,8	0,9

**Fuente:** EXHIBIR. Datos motor 4 polos a 2600 rpm [imagen]. Reductor sin fin corona tamaño 63. Bogotá D.C., Colombia: 2020. p. 1. [Consultado: 26 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://exhibirequipo.com/wp-content/uploads/2020/12/Ficha-tecnica-caja-reductora-NMRV-NRV-tamano-63.pdf>

**Figura 57. Flanches estandarizados para el reductor de tornillo sinfín corona.**



REFERENCIA	TIPO DE FLANCHE IEC	N	M	P	RELACION										
					7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	80	100
NMRV63	71B14	70	85	105	/	/	/	/	/	/	14	14	14	14	14
	71B5	110	130	160	/	/	/	/	/	/	14	14	14	14	14
	80B14	80	100	120	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	/
	80B5	130	165	200	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	/
	90B14	95	115	140	24	24	24	24	24	24	24	/	/	/	/
	90B5	130	165	200	24	24	24	24	24	24	24	/	/	/	/

**Fuente:** EXHIBIR. Tipo de flance [imagen]. Reductor sin fin corona tamaño 63. Bogotá D.C., Colombia: 2020. p. 1. [Consultado: 26 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://exhibirequipo.com/wp-content/uploads/2020/12/Ficha-tecnica-caja-reductora-NMRV-NRV-tamano-63.pdf>

La unión del motor con el reductor se hizo mediante un flanche estándar y una pieza torneada, que se adquirió bajo la referencia de **NMRV63-80B14**, el cual se identifica en la figura 57.

Posteriormente, se debió mecanizar un disco para poder adaptar los motores DC en el reductor; para ello, se llevó a un tornero para que realizara la adaptación requerida. El material usado fue acero de bajo carbono.

**Figura 58. Adaptación de discos para los reductores de velocidad de gusano.**



**Fuente:** Elaboración propia.

## **7.2. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN TRANSMISIÓN POR CADENA.**

**7.2.1. Selección de sprockets y cadena.** La selección de los elementos del sistema de transmisión de potencia por cadenas para Deméter se hizo mediante los valores iniciales expuestos en la tabla 13.

**Tabla 13. Datos iniciales para el diseño y selección de las catarinas y la cadena.**

VELOCIDAD ENTRADA [RPM]	VELOCIDAD DE SALIDA DESEADA [RPM]	RELACIÓN DE VELOCIDAD	POTENCIA DE ENTRADA MOTOR ELÉCTRICO [HP]	DISTANCIA DE CENTROS (INICIAL) [IN]
87	29	3:1	0.335	25

**Fuente:** Elaboración propia.

Las ecuaciones para diseñar el sistema de cadenas se encuentran en el **ANEXO B** y los resultados después de realizar el ajuste de distancia entre centros y la cantidad de pasos recomendados se pueden evidenciar en la tabla 14.

**Tabla 14. Datos finales para el diseño y selección de las catarinas y la cadena.**

<b>DISEÑO DE TRANSMISION DE CADENA</b>	
<b>Aplicación:</b>	Deméter: Agricultura.
<b>Fuente/Tipo:</b>	Motor eléctrico DC.
<b>Cantidad de hileras:</b>	1.
<b>Numero de la cadena:</b>	40
<b>Paso de la cadena:</b>	0.5 in.
<b>Numero de dientes sprocket motriz</b>	12.
<b>Numero de dientes sprocket mayor:</b>	36.
<b>Diámetro Catarina motriz:</b>	1,932 pulg.
<b>Diámetro Catarina conducida:</b>	5,737 pulg.
<b>Numero de pasos cadena:</b>	120.
<b>Longitud cadena:</b>	60 pulg.
<b>Distancia entre centros:</b>	23,924 pulg.
<b>Tipo de lubricación:</b>	Manual o por goteo.

**Fuente:** Elaboración propia.

Se adquirieron cadenas de acero eslabonadas de denominación **428H-120L** y sus respectivos sprockets de **428-12T** y **428-36T** marca **Cassarella** con la empresa **Mundimotos** ubicada en la cra. 17b #49-19, Bucaramanga, Santander. El proceso de selección se hizo fundamentado en la tabla 14 y usando el catálogo<sup>12</sup> de la empresa. Se compraron cuatro conjuntos de la selección correspondiente. Los cálculos del sistema de transmisión de potencia por cadenas se encuentran a detalle en el ANEXO B.

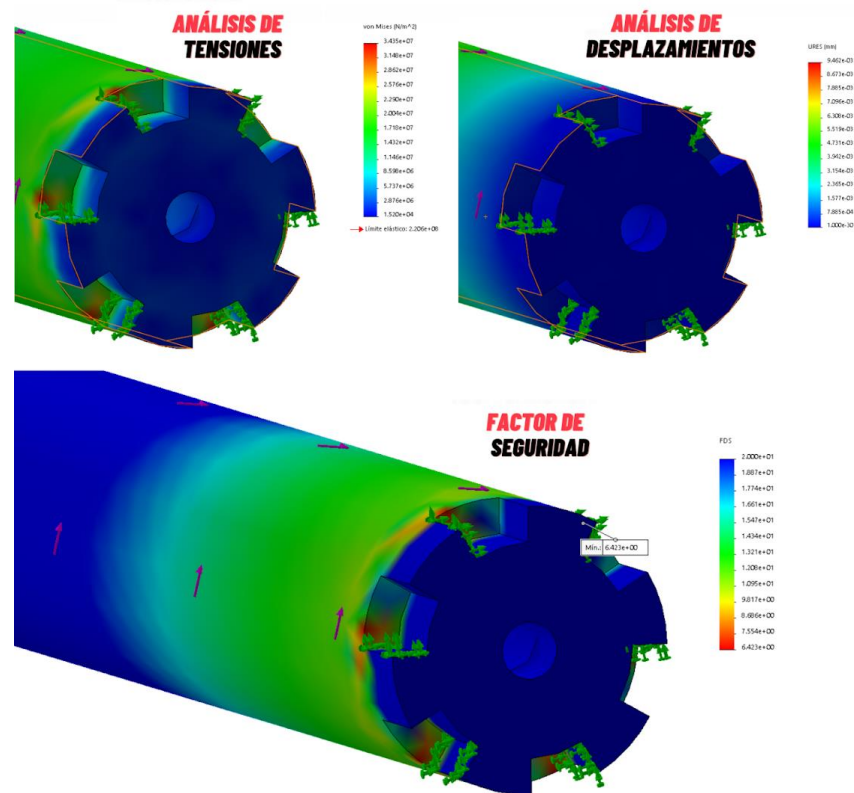
**7.2.2. Diseño y análisis MEF de los acoples de los sprockets.** Los acoples donde van sujetos los sprockets deben poseer características óptimas y ajustarse a los sistemas seleccionados. En la parte superior, se tenía el sprocket motriz, que salía del reductor de tornillo sinfín, en el cual se analizó el eje modificado en un extremo, donde se hicieron estrías para sujetar el mismo. En la parte inferior se tiene la catarina que tenía que ir acoplada al eje de salida (que conecta la llanta), por tal motivo, debía ir una pieza que sirviera como puente para unir la catarina y el eje.

**7.2.2.1. Análisis del acople del sprocket superior.** El eje superior fue modificado mediante el torno en la parte final, para realizar las estrías definidas por el sprocket motriz seleccionado anteriormente; las propiedades mecánicas del material prevalecieron. A continuación, en la figura 59, se presenta el análisis MEF de las nuevas ranuras incorporadas al eje, donde se verificó la integridad de la pieza, con factor de seguridad mínimo de 6.4 y deformaciones menores a  $9.5 \times 10^{-3}$  [mm].

---

<sup>12</sup> MUNDIMOTOS. Repuestos y partes: EN Mundimotos encuentra todos los repuestos para su moto [sitio Web]. Colombia, 2019. [Consultado: 20 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://mundimotos.com/collections/repuestos?gf\\_88036=137171075159](https://mundimotos.com/collections/repuestos?gf_88036=137171075159)

Figura 59. Análisis MEF de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad para el eje superior.



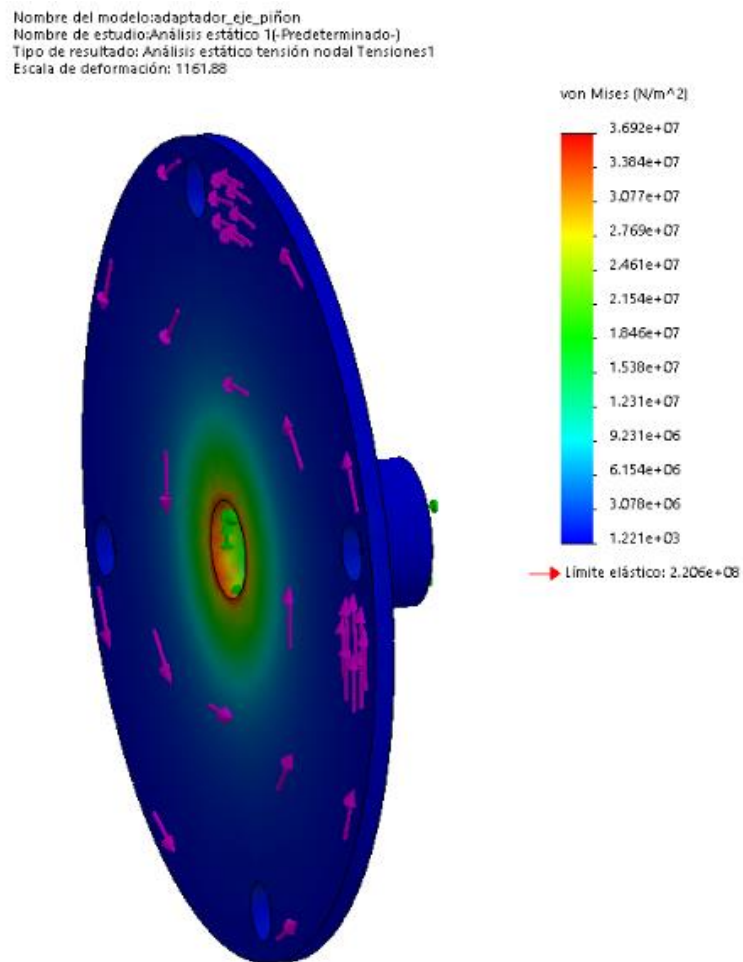
Fuente: Elaboración propia.

**7.2.2.2. Análisis del acople del sprocket inferior.** El diseño de la pieza se realizó pensando en el ensamblaje: que fuera fácil y funcional, para esto, se diseñó un bocín con 4 huecos, los cuales coinciden con la catarina. Además, el bocín debía tener un chavetero que permitiera su unión con el eje inferior. Las cargas que este soporta son el torque y una fuerza de tiro calculadas en el **ANEXO E**.

Con esto, se realizó el análisis MEF para los esfuerzos, el cual dio valores aceptables con un factor de seguridad de 6 el más crítico. Posterior a ello, se analizaron los desplazamientos, resultando estos muy bajos (0.01 mm), casi

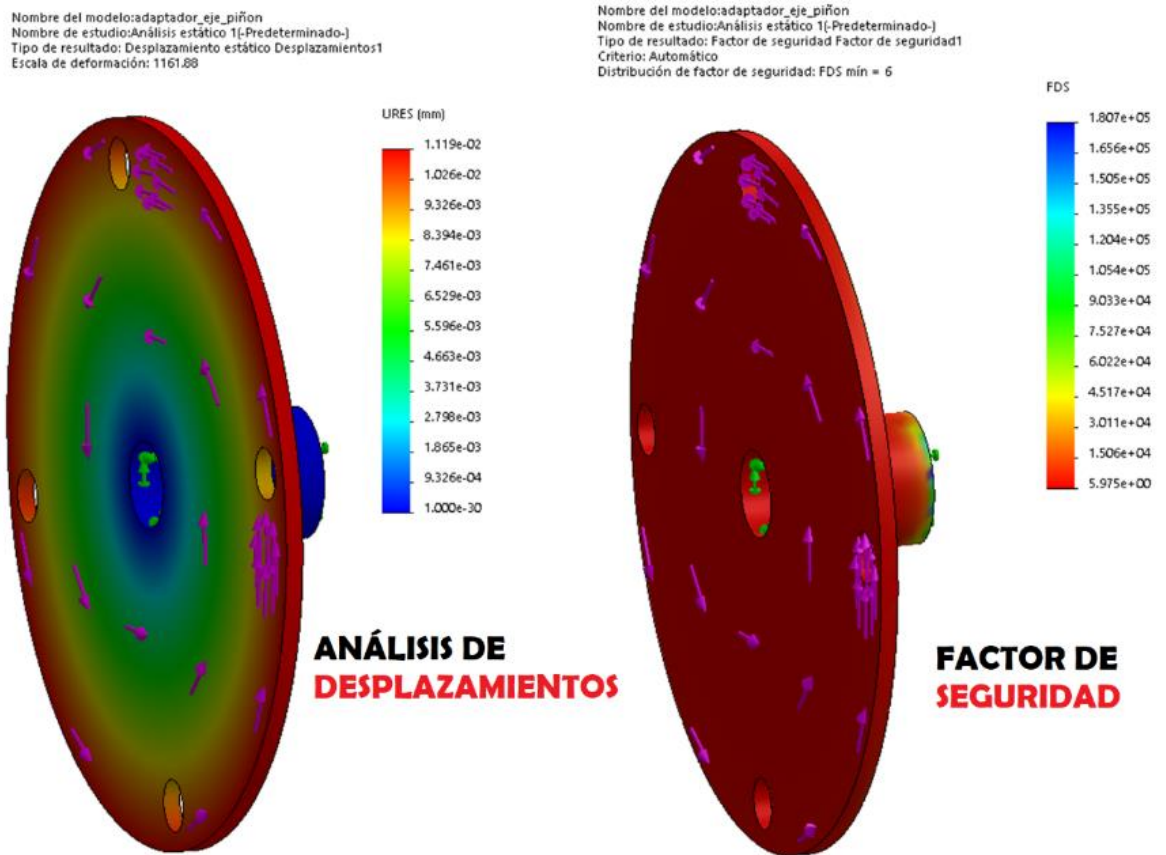
inapreciables. Así, la validación del diseño del bocín queda concluida, lista para su construcción. El bocín contó con un chavetero el cual es calculado en el **ANEXO E**, según la norma DIN 6885; posterior a su normalizado, se debe colocar una chaveta **DIN 6885-8-7-32-A**.

**Figura 60. Análisis de esfuerzos del adaptador del sprocket inferior.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 61. Análisis MEF de desplazamientos y factor de seguridad del adaptador del sprocket inferior.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**7.2.3. Construcción e implementación del acople del sprocket inferior.** La unión entre la catarina inferior 428-36T y el eje se hizo con un adaptador, cuyo material fue acero estructural de bajo carbono, y soldadura de arco con electrodo E6013.

Los adaptadores fueron alineados en el mismo vehículo, una vez se colocan las chumaceras y el sprocket en la parte superior del mismo, como se muestra en la figura 62.

**Figura 62. Proceso de construcción del adaptador de la catarina.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Dado que la distancia de la cadena fue significativa, se implementó un tensor de cadena como se muestra en la figura 63. Se construyó en acero estructural y la tornillería usada fue de grado 8 para garantizar la integridad de la sujeción de la

pieza; igualmente se montó un sprocket de 12 dientes para facilitar la implementación de dicho tensor.

**Figura 63. Tensor de cadena del brazo.**

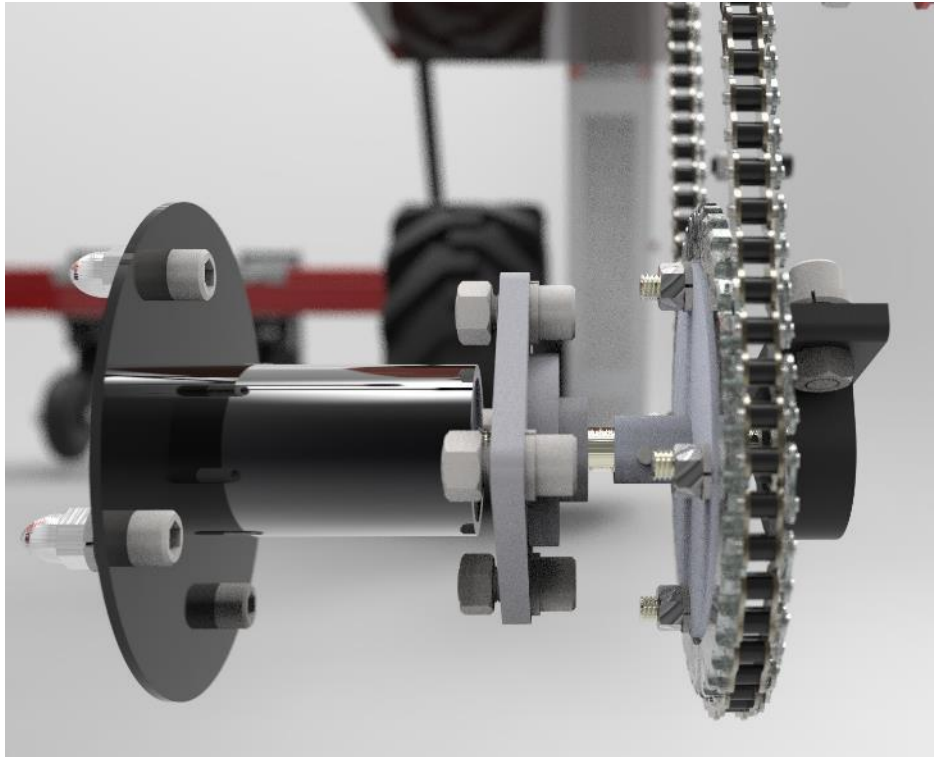


**Fuente:** Elaboración propia.

### **7.3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN DE TRANSMISIÓN INFERIOR.**

Una vez ha sido llevada la potencia del motor a la parte inferior del brazo, esta debía ser entregada al actuador final, que era la llanta de taco alto, para mayor agarre y tracción, evitando que el vehículo patine ante situaciones difíciles del terreno. La potencia al ser entregada a la catarina 428-36T, se llevaba a un eje, el cual fue soldado a un bocín que recibió la llanta con cuatro tornillos grado 8, arandelas planas y arandelas de seguridad (guasas).

**Figura 64. Tren de transmisión inferior.**

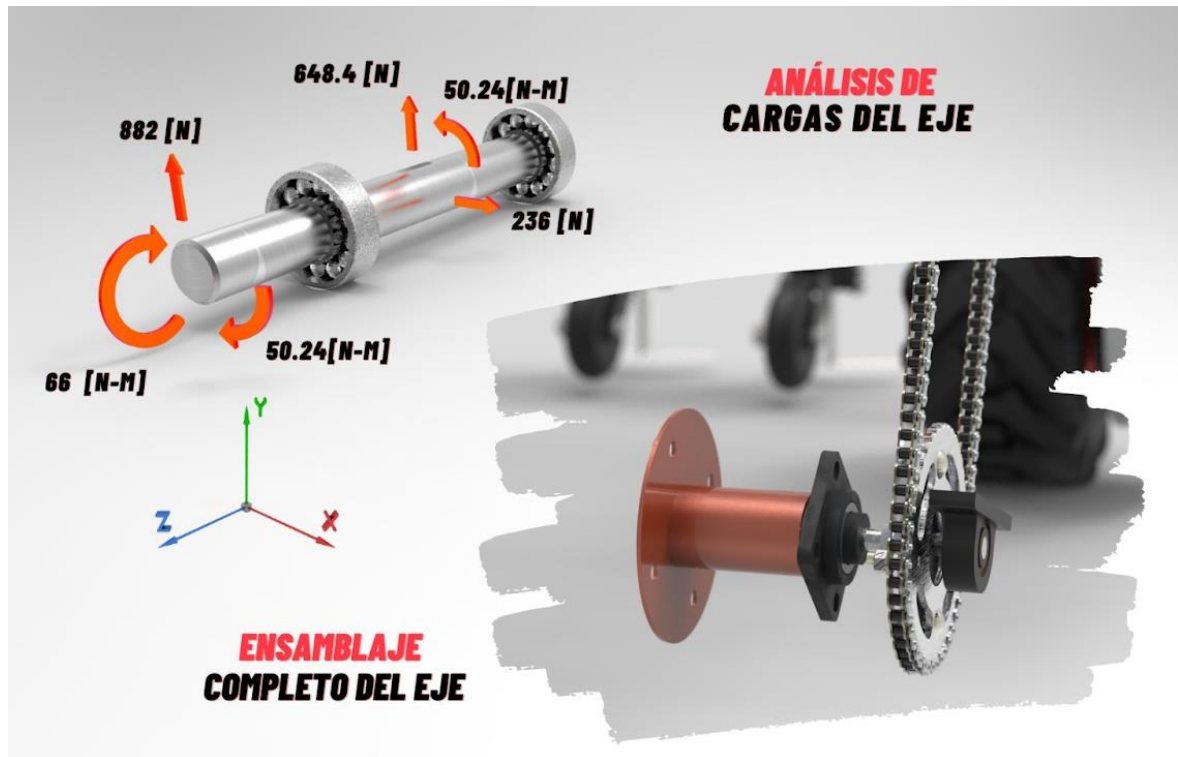


**Fuente:** Elaboración propia.

**7.3.1. Diseño y análisis MEF eje inferior.** El eje inferior fue soportado por dos chumaceras, una plana y otra tándem; las cuales fueron los apoyos del eje central que lleva la potencia.

El eje se encuentra cargado con un torque proveniente de la catarina y un momento flector derivado de la llanta en voladizo como se muestra en la figura 65.

Figura 65. Análisis de cargas en el eje inferior.

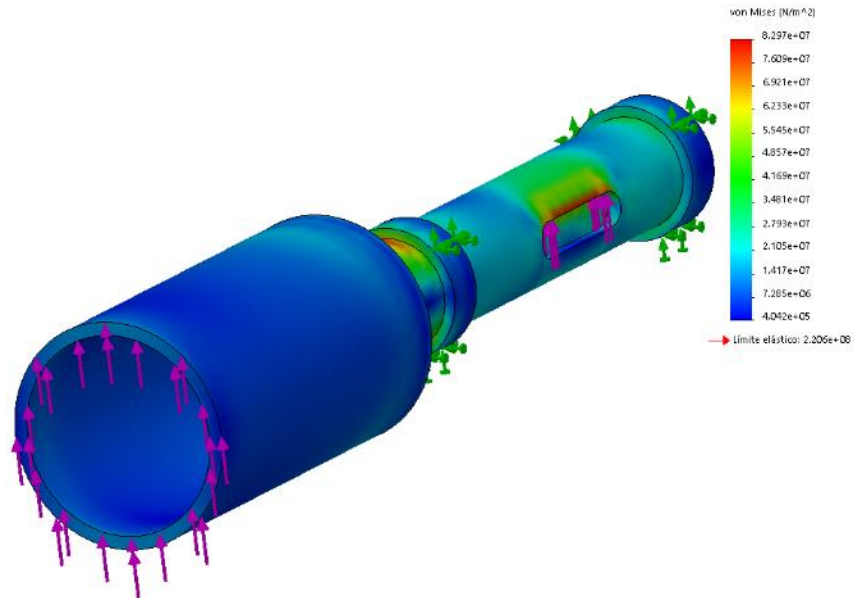


Fuente: Elaboración propia.

El eje fue calculado mediante la norma ANSI B106.1M-1985, la cual genera como resultado el diámetro de 1" para el eje en acero AISI 1040. Ver **ANEXO D** para encontrar el cálculo detallado del diámetro del eje.

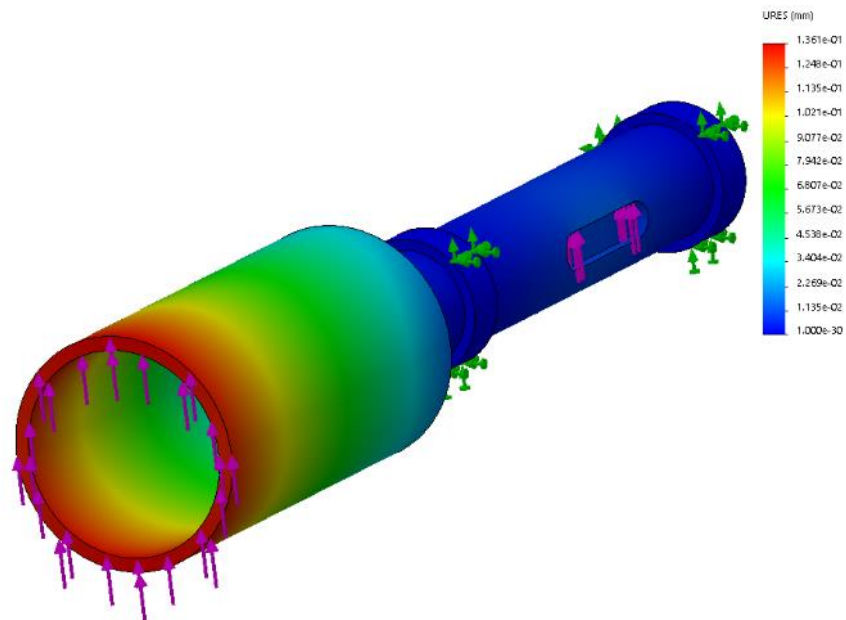
Subsecuente a ello, se hicieron los análisis de carga en *SolidWorks* para comprobar su integridad estructural y revisar las deflexiones (desplazamientos) más a detalle. Para facilitar la posición de las cargas en el análisis por elementos finitos, al eje de 1" se le añadió parte del bocín que se acopla con la llanta, el cual se analiza a detalle en la **sección 7.3.2**. Es importante recordar que el eje cuenta con un chavetero igual al empleado en el acople del sprocket inferior, sitio en donde llega el momento torsor al eje.

**Figura 66. Análisis MEF de tensiones en el eje inferior.**



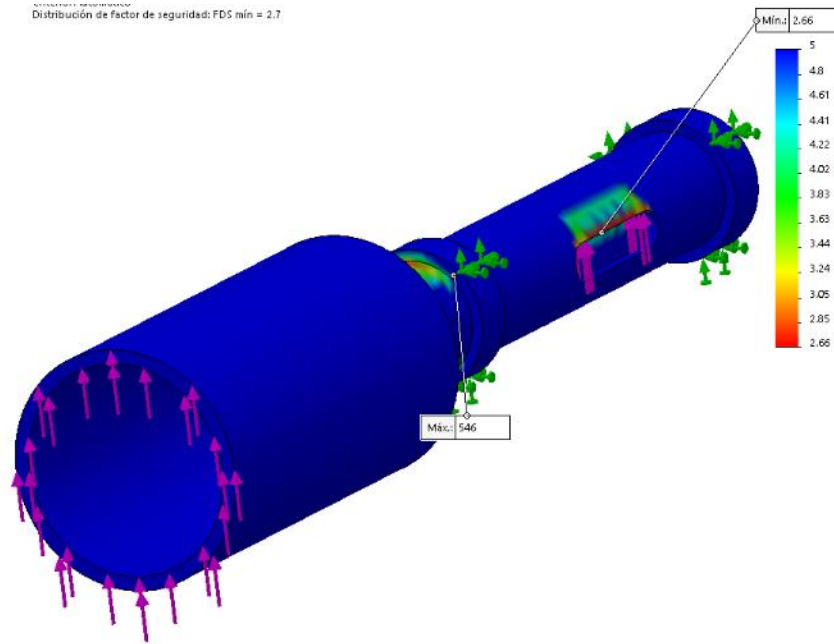
**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 67. Análisis MEF de desplazamientos en el eje inferior.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 68. Análisis MEF del factor de seguridad en el eje inferior.**

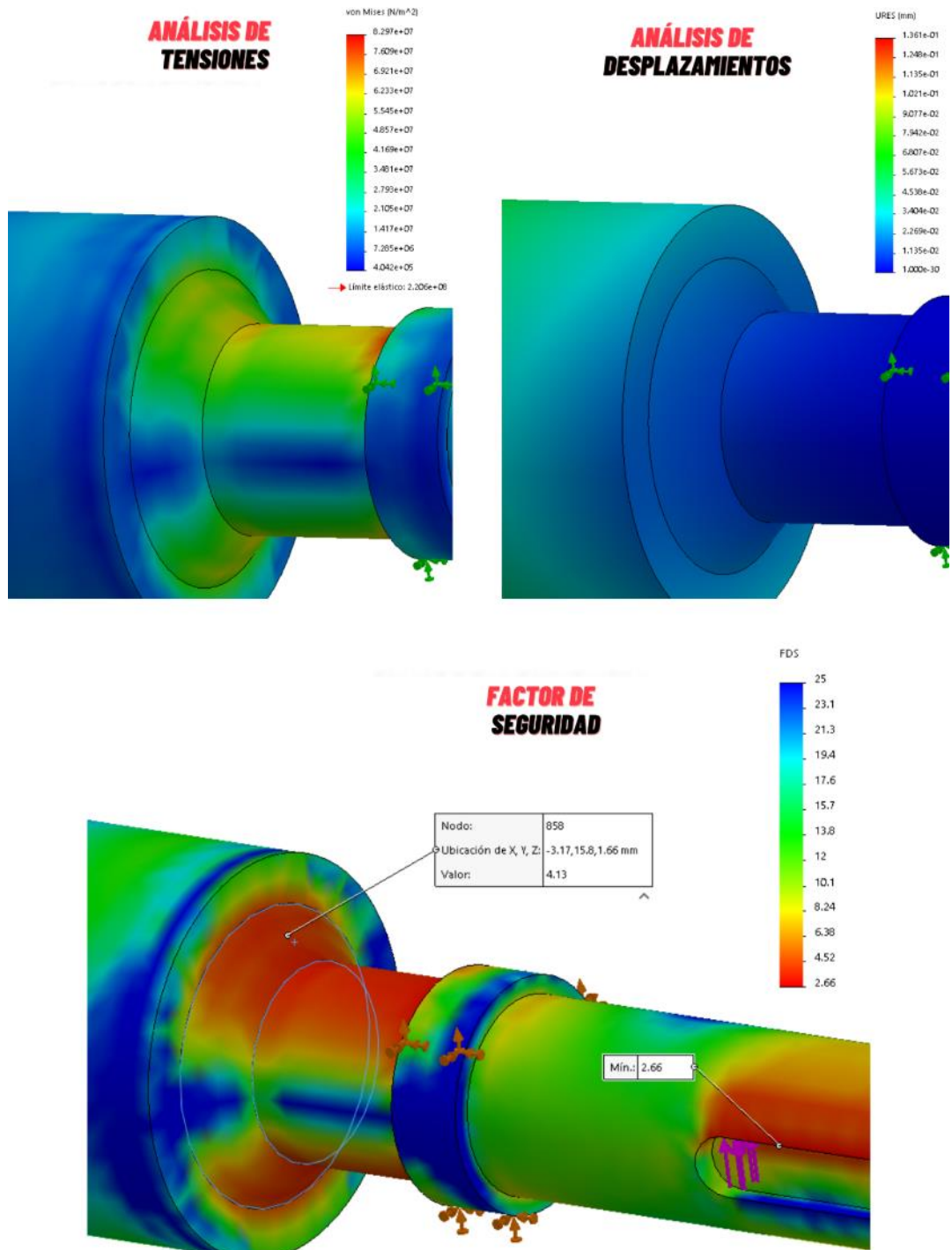


**Fuente:** Elaboración propia.

Se notó que los desplazamientos en el eje fueron despreciables, ya que el desplazamiento mayor se encontraba en la sección de bocín soldado al extremo del eje, y tenía un valor de 0.1 [mm]. Además, se corroboró el diseño, con factor de seguridad mínimo de 2.66, ubicado en una sección crítica del eje: en el chavetero. Se aprobó el diseño y se procedió a verificar el cordón de soldadura entre el bocín y el eje.

El bocín que une el eje con el rin lleva un cordón soldadura de filete de  $\frac{1}{4}$ ", con soldador de arco eléctrico y electrodo E6013. A continuación, en la figura 69 se presentan análisis por elementos finitos correspondientes, a partir de los cuales se validó su diseño con un factor de seguridad mínimo de 4.13 y desplazamientos de valor infinitesimal en el cordón de soldadura.

Figura 69. Análisis MEF de tensiones, deformaciones y factor de seguridad para el cordón de soldadura.

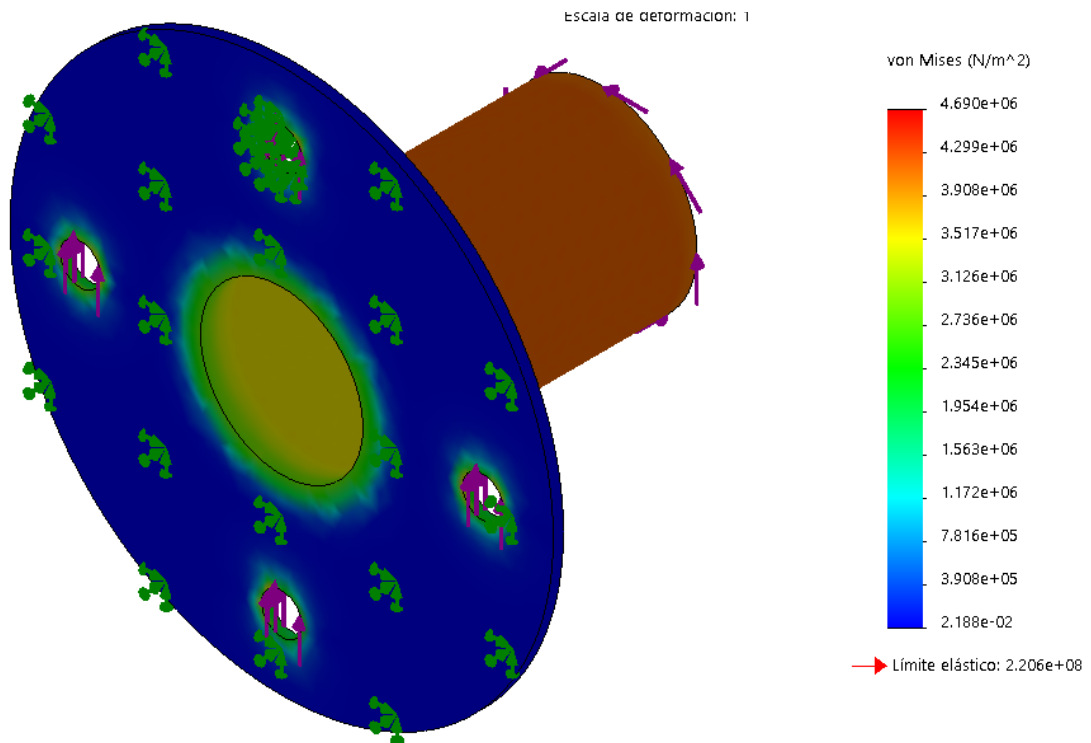


Fuente: Elaboración propia.

### 7.3.2. Bocín.

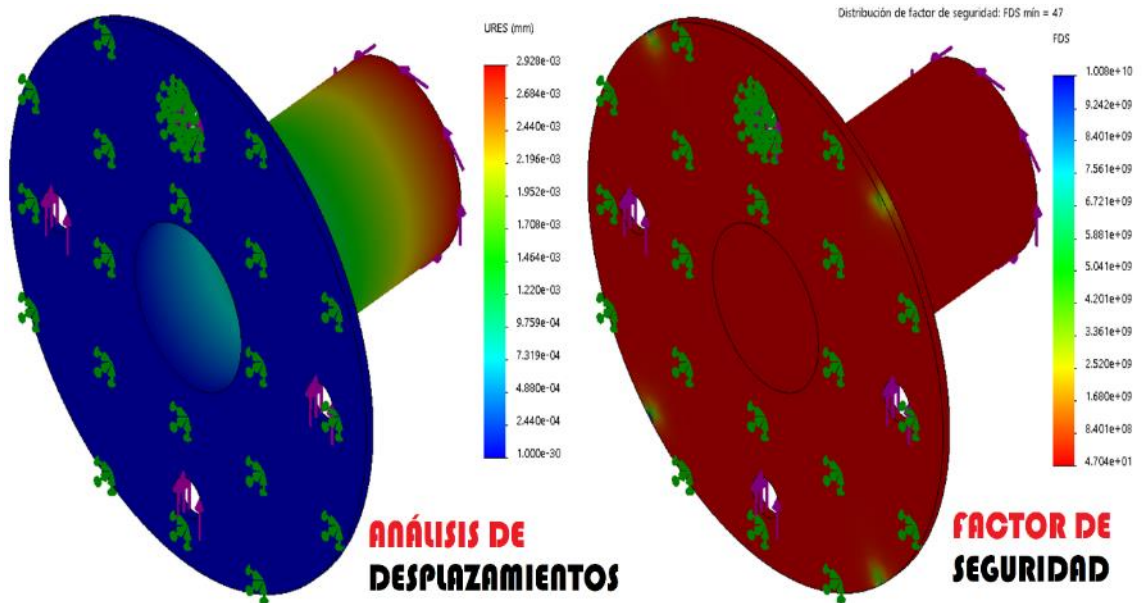
**7.3.2.1. Análisis MEF bocín.** El bocín que sostiene la llanta debía soportar las cargas de momento flector, debido al peso del vehículo y el peso de la posible carga que se aplique, y, un momento torsor, consecuencia del par proveniente de la transmisión de cadena. El bocín se diseñó para que soporte la llanta con 4 tornillos grado 8, y que provea una separación entre el sistema estructural de tracción y la llanta, para que no rocen entre sí. El material del bocín fue acero al carbono y lo componen tres piezas, un disco perforado con 4 huecos y otro en el centro que recibe el tubo principal.

**Figura 70. Análisis MEF de esfuerzos del bocín.**



**Fuente:** Elaboración propia.

**Figura 71. Análisis MEF de desplazamientos y factor de seguridad del bocín.**



**Fuente:** Elaboración propia.

El análisis de esfuerzos reveló tensiones por debajo del límite elástico del material, dando como resultado un factor de seguridad de 46, valor que indica que la pieza fue sobredimensionada, pero se mantiene su diseño y material, por facilidad en la construcción. El análisis de desplazamientos reveló valores infinitesimales, imperceptibles, validando el diseño final.

**7.3.2.2. Construcción del bocín inferior.** El análisis anteriormente tratado corroboró el diseño y se procedió a su construcción. El bocín fue fabricado con tubo de 2" de diámetro de tubería de alta presión, el cual brindó las propiedades mecánicas óptimas para su construcción; el plato exterior se mecanizó en un torno, y se ajustó al tubo de 2" pared exterior; finalmente se aplicó un cordón de soldadura E6013 con equipo de arco eléctrico. En la figura 72 se presenta el proceso de ajuste del bocín.

Figura 72. Ajuste del bocín.



Fuente: Elaboración propia.

**7.3.3. Selección de rodamientos.** Por último, se analizaron los rodamientos, los cuales se seleccionaron bajo el catálogo de la marca SKF. Se seleccionaron rodamientos de tipo insertable, con dos tipos de cuerpo: plano y tándem. Los parámetros de entrada para la selección se muestran en la tabla 15 y el proceso detallado de cálculo en el **ANEXO F**.

**Tabla 15. Parámetros de entrada para la selección del rodamiento.**

<b>DIÁMETRO DEL EJE [mm]</b>	<b>FUERZA RADIAL [kN]</b>	<b>VELOCIDAD [RPM]</b>
25.4	0.889	29

**Fuente:** Elaboración propia.

El análisis de selección dio como resultado un rodamiento de tipo **YAR 205-100-2F** de la marca **SKF**. Dichos rodamientos fueron adquiridos en la empresa **Rodamientos y Retenes del Oriente S.A.S**, ubicada en cra. 14 #22 - 41, Bucaramanga, Santander.

El ajuste del eje para su mecanizado y que entre al rodamiento, se hizo con un ajuste de tipo en transición de  $\text{Ø}25,4 \text{ h}5$ .

**7.3.4. Ensamble tren de transmisión inferior.** Una vez se han diseñado, seleccionado y/o construido los elementos constituyentes del tren de transmisión inferior, es necesario ensamblarlos en el componente principal: el eje.

Se presenta de forma ilustrativa el proceso de unión de los elementos en la figura 73.

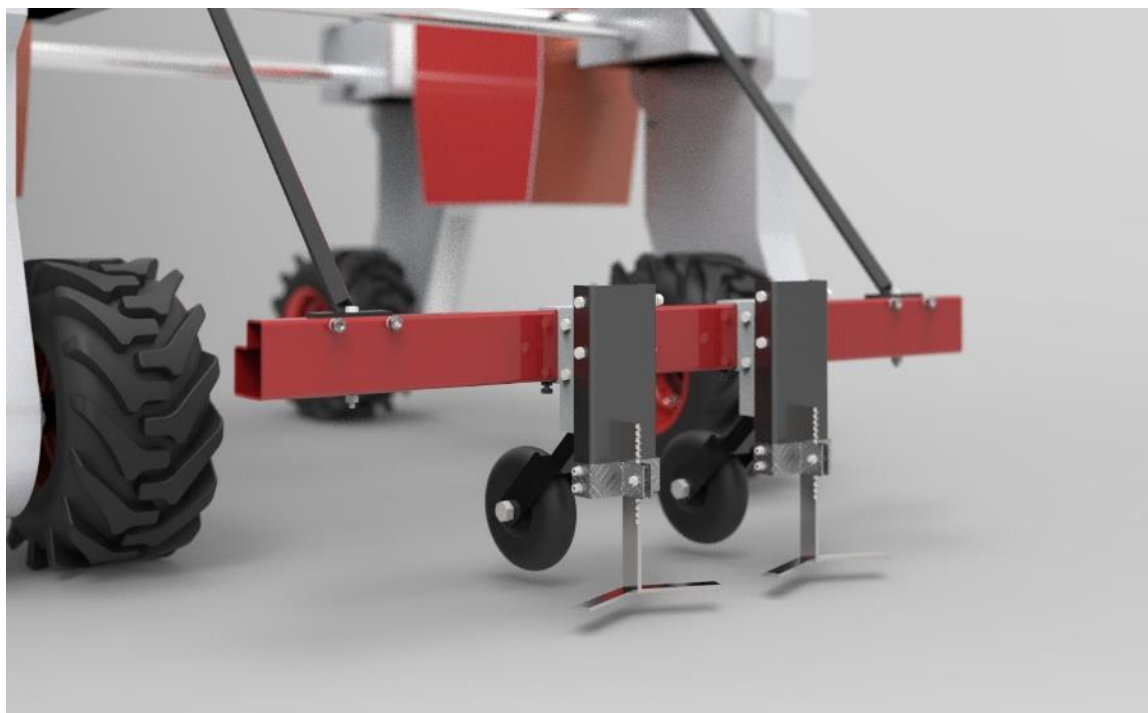
Figura 73. Proceso de ensamble del tren de transmisión inferior.



Fuente: Elaboración propia.

## 8. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA HERRAMIENTA DE LIMPIEZA.

**Figura 74. Concepto herramienta de escardar.**



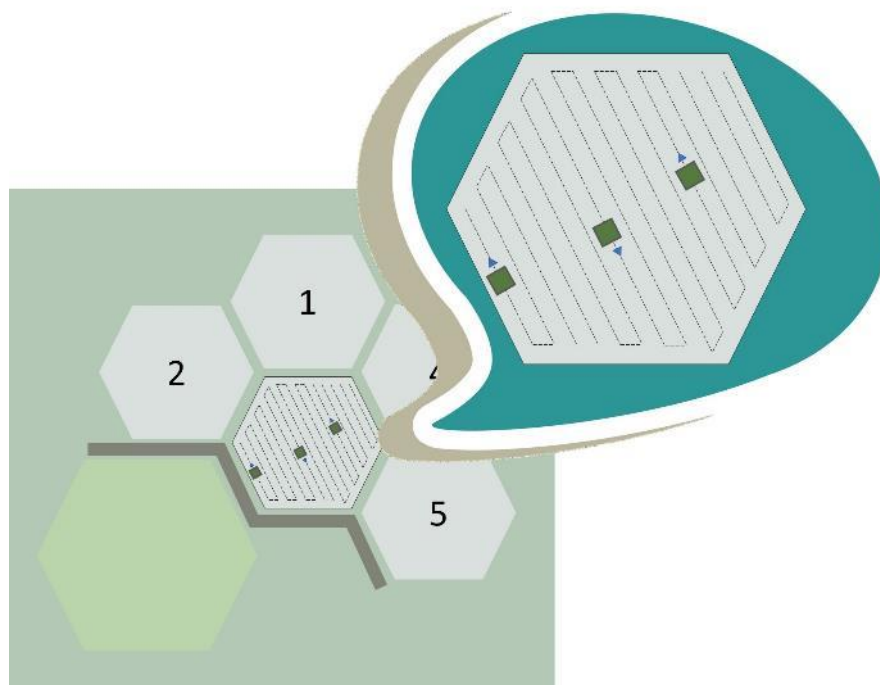
**Fuente:** Elaboración propia.

La herramienta del vehículo autónomo se diseñó para funcionar en línea recta, siguiendo especificaciones del usuario. Para efectos prácticos y analizar el comportamiento de la herramienta sobre el terreno se hizo un modelo básico con escardador tipo flecha; se construyó para labrar un solo surco, con el fin de lograr mayor control sobre el sistema y detectar posibles deficiencias en la eliminación de la maleza; de igual manera, el soporte de las herramientas es versátil, para poder acoplar distintos implementos que se requieran probar y constatar su eficiencia.

El sistema de plantación que se implementa en el cultivo se muestra en la figura 75, un sistema lineal de plantas consecutivas en una línea recta.

Dada la distribución de cultivo, se implementa el accionamiento manual de la herramienta en la primera fase de desarrollo de Deméter, ya que, al tener un sistema de plantación de forma lineal, la herramienta se acciona al inicio y al final del cultivo.

**Figura 75. Esquema de siembra requerimiento del prototipo**



**Fuente:** Elaboración propia.

### **8.1. DISEÑO DE HERRAMIENTA.**

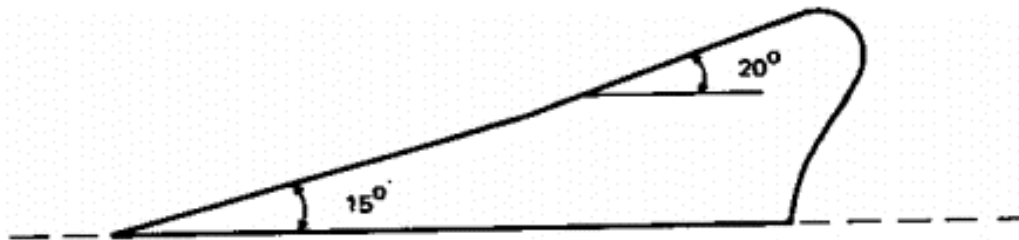
Para el diseño de la herramienta de escarde, se usó como referencia la obra de Ashburner y Sims<sup>13</sup> sobre el diseño las herramientas de labranza en tractores. Hay tres formas de poder realizar operaciones en el suelo y cada una implica un corte sobre el mismo:

<sup>13</sup> ASHBURNER, John y SIMS, Brian. Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza. San José, Costa Rica: Instituto interamericano de Cooperación para la Agricultura, 1984. 498 p. ISBN 92-9039-058-1.

- a. Corte horizontal para el control de malezas.
- b. Corte vertical y horizontal durante la preparación del suelo.
- c. Corte para permitir siembra.

Para poder llevar un control eficiente de las malezas se debían hacer cortes de forma horizontal (paralelos a la tierra) con penetración en el suelo; las profundidades y los ángulos de ataque dependían del sistema radicular de las especies que componen la maleza que crezca en el cultivo.

**Figura 76. Cuchilla de corte para malezas superficiales y desplazamiento a la superficie.**



**Fuente:** ASHBURNER, John y SIMS, Brian. Diseño de cuchilla para cortar malezas superficiales y levantarlas a la superficie [imagen]. Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza. San José, Costa Rica: Instituto interamericano de Cooperación para la Agricultura, 1984. p. 146.

Para definir el ángulo de ataque y el estilo de la herramienta adecuada, se debió tener conocimiento de las malezas que ahí crecen de forma común, y analizar la que presente mayor raíz; de esta manera se pudo saber con certeza cual es la profundidad y el tipo de Angulo de ataque que se puede usar.

**Tabla 16. Cultivo de lechuga con sus múltiples variables de maleza**

CULTIVO	MALEZA A CONTROLAR	TAMAÑO DE LA RAÍZ	CARACTERÍSTICAS DE LA RAÍZ
Lechuga Lactuca sativa	Capsella bursa-pastoris	20 [cm] aprox.	Raíz muy delgada y leñosa.
	Commelina diffusa	20 [cm] aprox. y 3 [mm] de diámetro	Fibrosa y se engruesa en el extremo distal.
	Polygonum persicaria	10 [cm] aprox.	Es una plata que se esparce en el suelo creando varias raíces.
	Spergula arvensis	25 [cm] aprox.	Numerosas y fibrosas.
	Amaranthus hybridus	20 [cm] aprox.	Puede ser muy larga, atacar en los primeros días.
	Cnidoscolus spp	15 [cm] Aprox.	Son pequeñas, pero de crecimiento rápido
	upatorium spp	25 [cm] Aprox.	Puede ser muy larga, atacar en los primeros días.
	Cynodon dactylon	25 [cm] Aprox. En el primer mes	Las raíces forman estolones (enredaderas superficiales para su reproducción)
	Lolium gramíneas perennes	15 [cm] Aprox.	Son raíces mayormente superficiales
	Lolium gramíneas anuales	25 [cm] Aprox.	Son raíces mayormente superficiales

**Fuente:** Elaboración propia.

Analizado el tipo de malezas que crecen en el cultivo, tabla 16, las malezas cuentan con raíces pequeñas ya que no sobrepasan los 30 [cm], por tanto, se empleó el diseño de la herramienta para malezas con sistema retículas superficial y manejo de rastros.

Para garantizar que la maleza muera de forma mecánica se debía cortar de raíz, y, en lo posible, llevarlas a la superficie para que dejaran de adquirir nutrientes y mueran. Al utilizar flechas de escardar se garantizó la muerte de las plantas no deseadas en los cultivos y favoreció a dos problemas típicos en los cultivos, la pérdida de la poca humedad que queda en el suelo y la erosión eólica que se presenta de manera natural.

Tener un diente de ataque de 15 grados favorece el corte del suelo y poder levantarlo, en la parte superior se puede terminar con una inclinación superior de 20° hasta 25°, como se observa en la Figura 76. Se presenta el ángulo de diente de ataque de la herramienta de escarde de Deméter:

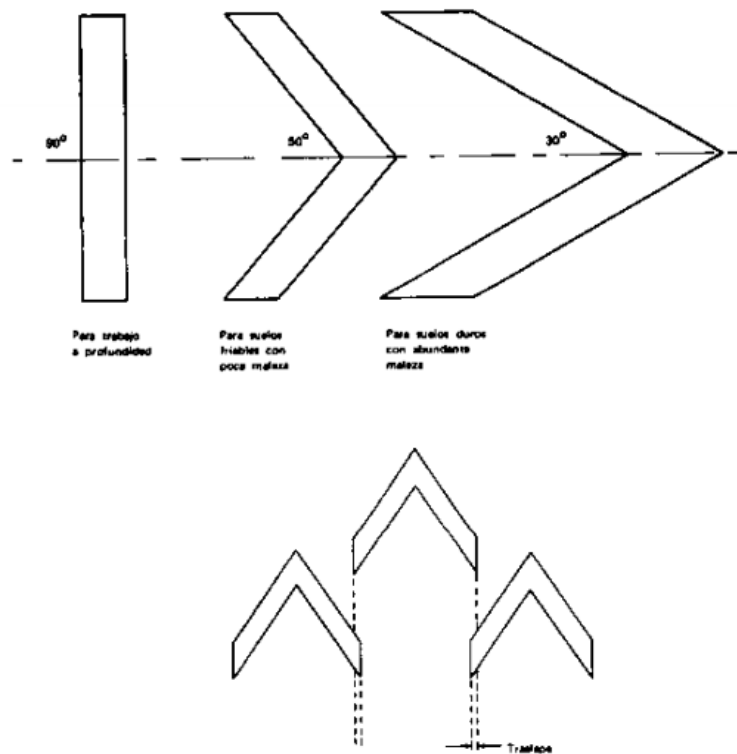
**Figura 77. Ángulo de diente de ataque de 15 grados para facilitar corte y levantar el suelo.**



**Fuente:** Elaboración propia.

Una vez definido el ángulo de ataque, se debía fijar un ángulo de acercamiento y la distancia de traslape entre los dientes, como se observa en la figura 78. Conociendo que el ángulo de ataque y el traslape afectan directamente la eficiencia de las cuchillas en el área de trabajo en las distintas condiciones del suelo, se presentan las características de corte dependiendo del ángulo de acercamiento en la tabla 17.

**Figura 78. Ángulo de acercamiento y distancia de traslape**



**Fuente:** ASHBURNER, John y SIMS, Brian. La selección del ángulo de acercamiento y de la distancia de traslape de las cuchillas afecta la eficiencia de trabajo [imagen]. Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza. San José, Costa Rica: Instituto interamericano de Cooperación para la Agricultura, 1984. p. 147.

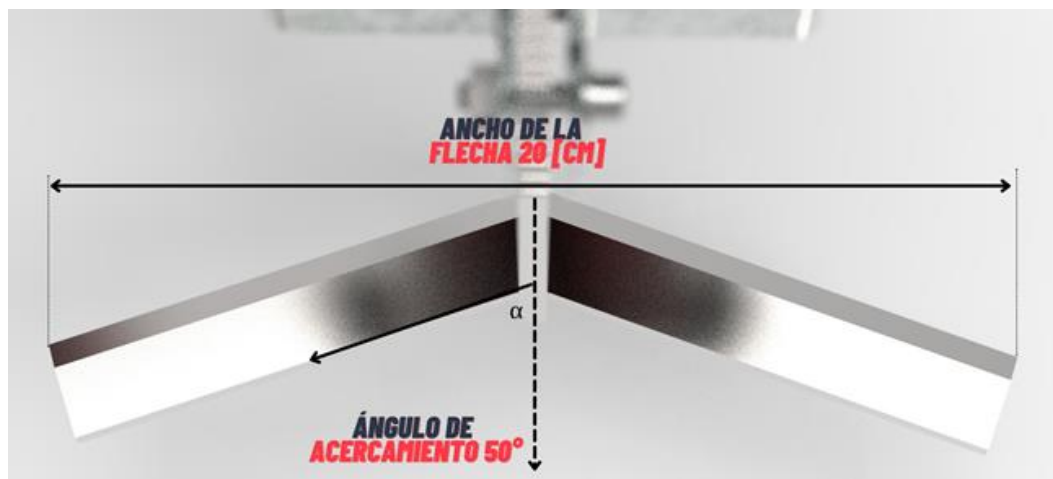
**Tabla 17. Características para los distintos ángulos de ataque.**

ACERCAMIENTO	CARACTERÍSTICAS
90°	Efectúa un mejor corte. Pero, es difícil mover y no se puede controlar la penetración en la superficie
<30°	Buena penetración, pero no es tan eficiente en los cortes cerca de la superficie. Ideal para cortes de alta profundidad, suelos cementados duros de difícil penetración.
50°	Es el ángulo más óptimo para penetraciones medias y suelos friables (se desmoronan fácilmente)

**Fuente:** Elaboración propia.

Para la herramienta que se usó en el cultivo de lechuga, se seleccionó un ángulo de 50° y se realizó solo una flecha a lado y lado del cultivo, esto con el fin de realizar la labor para una sola línea de cultivo. Si se quiere extrapolar la herramienta, se tienen dos opciones de traslape 4 [cm] o 7 a 10 [cm]; la primera medida resulta eficiente para raíces débiles y la segunda para las raíces más resistentes.

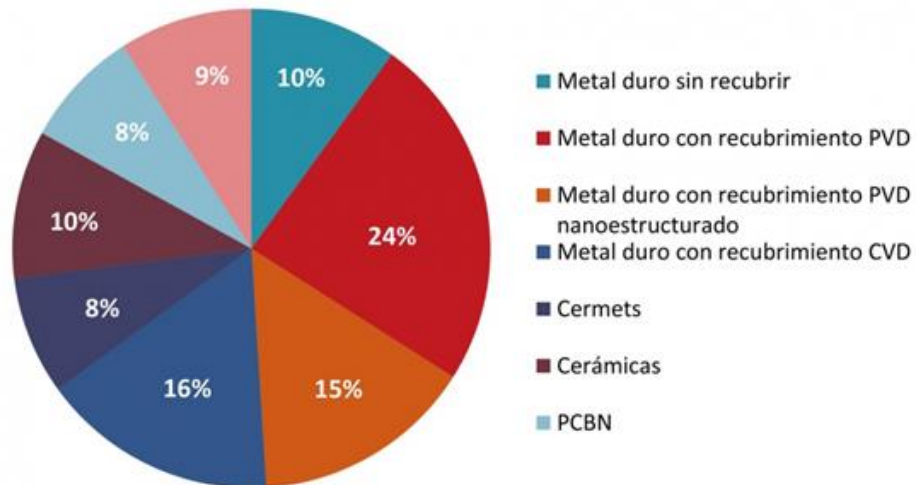
**Figura 79. Ángulo de acercamiento de 50°**



**Fuente:** Elaboración propia.

El material de la herramienta fue hierro al carbono con un tratamiento de temple simple que favoreció el filo de la misma, y que no se pierda en el transcurso del tiempo de operación. No se le aplicó ningún recubrimiento.

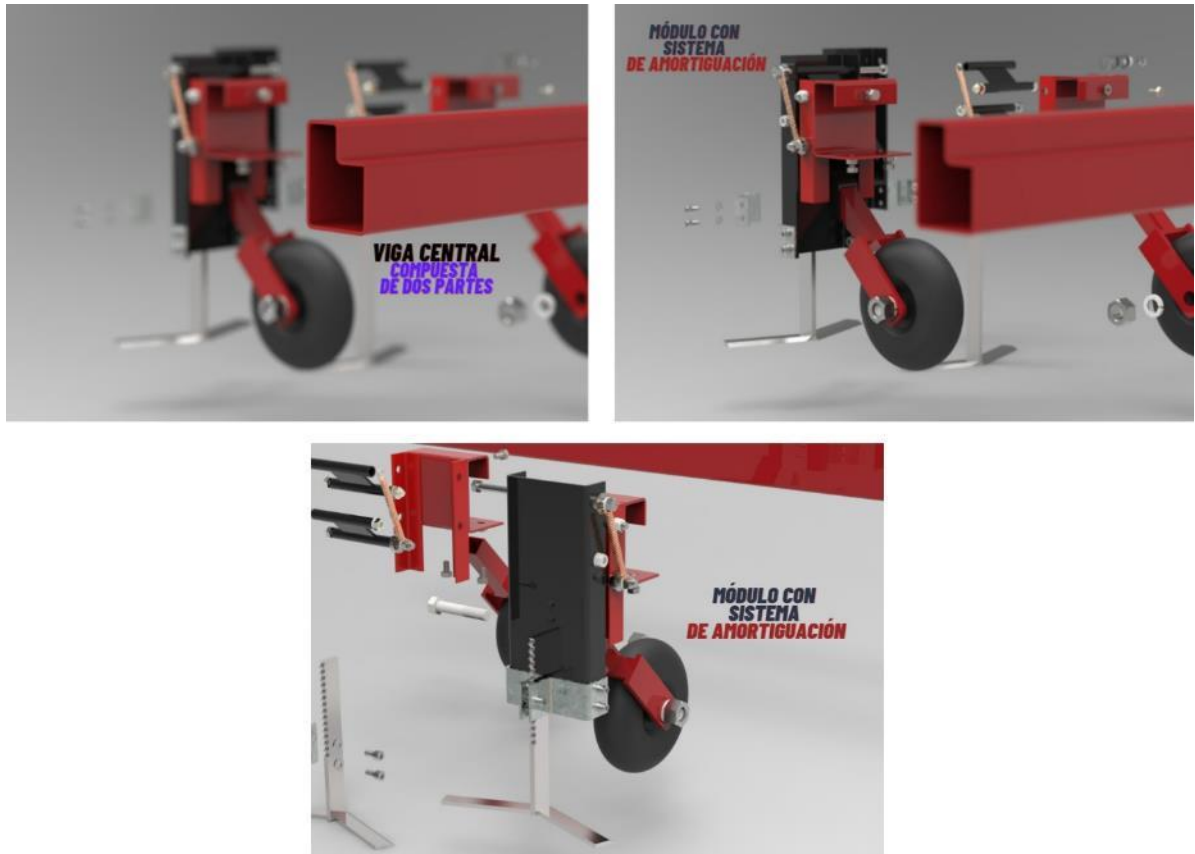
**Figura 80. Tipos de metales para herramientas de corte.**



**Fuente:** GONZÁLEZ, Humberto y PEREIRA, Orlando. Cuota de mercado de los distintos materiales de herramientas de corte [imagen]. Herramientas de corte: la llave del progreso. Bilbao, España: Escuela de Ingeniería de Bilbao. 2017. [Consultado: 30 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.interempresas.net/Subcontratacion-Servicios/Articulos/184483-Herramientas-de-corte-la-llave-del-progreso.html>

Por último, se hizo un sistema estructural modular para la herramienta, con sistema de amortiguación para las variaciones en el terreno. La herramienta se manufacturó en la empresa **Laminas y cortes bucaramanga s.a.s.** En los anexos se encuentran los planos de la misma con sus respectivas medidas. Se fabricó en acero estructural A36. A las piezas de corte se les realizó un tratamiento leve de templado para favorecer las propiedades de corte. En la figura 81 se presenta el diseño conceptual con sus respectivos módulos, los cuales se pueden deslizar en una viga principal.

**Figura 81. CAD de diseño de la herramienta de escardado enfocando el módulo y la viga**



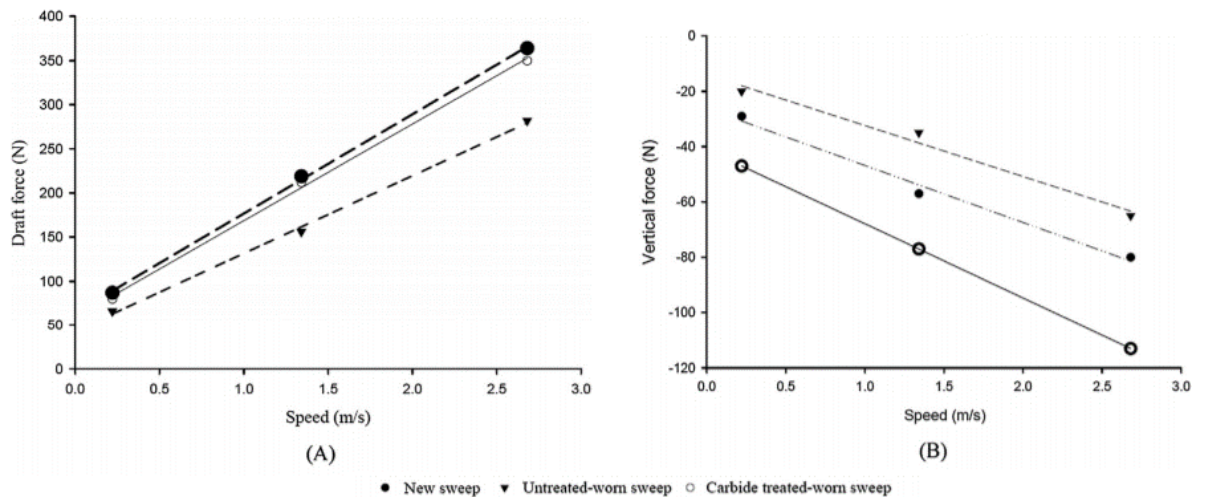
**Fuente:** Elaboración propia.

## **8.2. ANÁLISIS MEF DE LA HERRAMIENTA ESCARDADORA.**

El análisis MEF corroboró los esfuerzos internos de la herramienta cuando ésta realiza la labor de escardado. Este análisis fue aproximado, puesto que son datos experimentales en donde cada terreno aporta sus propias cargas. Las cargas usadas en este proyecto de grado se toman del artículo de investigación elaborado

por Mehari Z. Tekeste, Loran R. Balvanz , Jerry L. Hatfield y Sadaf Ghorbani<sup>14</sup>, en el cual especificaron que la herramienta con ángulo de ataque de 18 [°] y ángulo de acercamiento de 35 [°], para una velocidad de trabajo de 0.5 [m/s] se tienen cargas axiales y verticales de 105 [N] y -50 [N] respectivamente, para un enclavamiento en el suelo de 29 [mm].

**Figura 82. Fuerza de tiro y fuerza vertical para diferentes estados de la herramienta.**

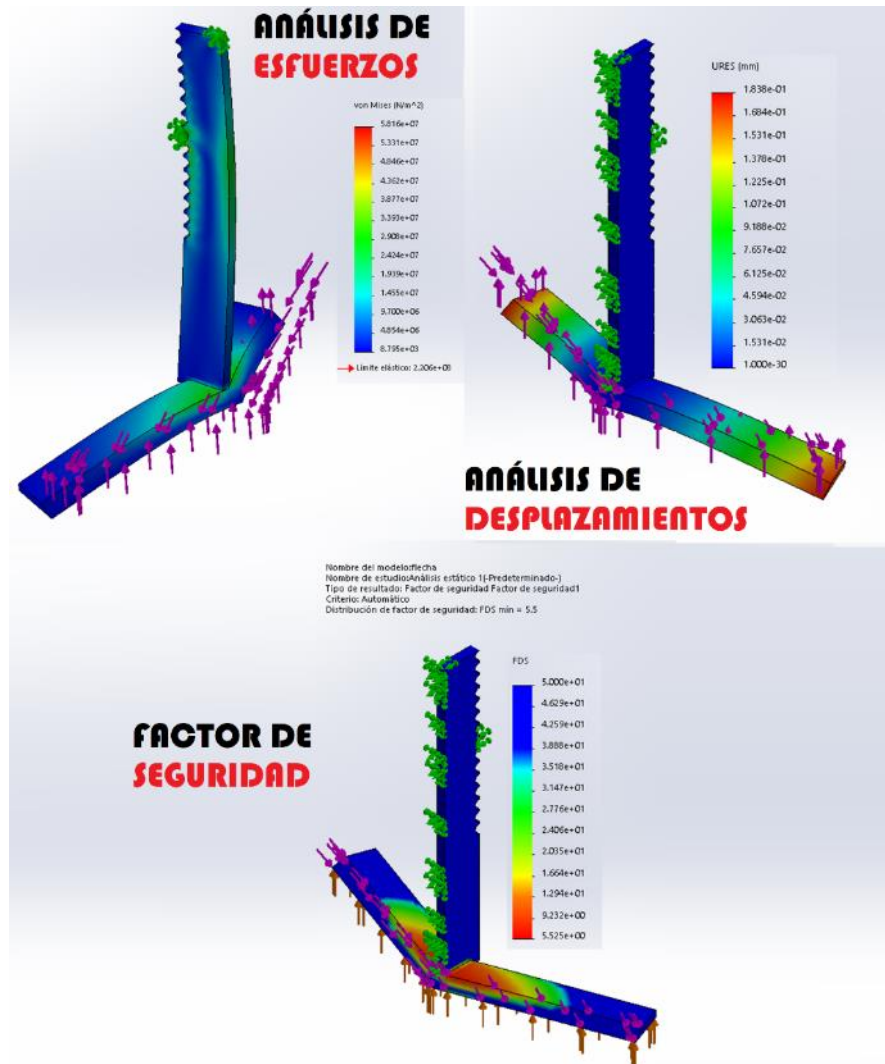


**Fuente:** BALVANZ, Loran, *et al.* Ground pull force (A) and ground vertical force (B) for new carbide treated untreated and worn worn sweeps with change in tool speed from 0.22 m/s to 2.68 m/s [imagen]. Discrete element modeling of cultivator sweep-to-soil interaction: Worn and hardened edges effects on soil-tool forces and soil Flow. En: Iowa State University Department of Agricultural and Biosystems Engineering. Iowa, Estados Unidos: Elsevier, 04, 2019. 11 p. [Consultado: 30 de agosto de 2020]. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2018.11.001>.

<sup>14</sup> BALVANZ, Loran, *et al.* Discrete element modeling of cultivator sweep-to-soil interaction: Worn and hardened edges effects on soil-tool forces and soil Flow. En: Iowa State University Department of Agricultural and Biosystems Engineering [en línea]. Iowa, Estados Unidos: Elsevier, 04, 2019. 11 p. [Consultado: 30 de agosto de 2020]. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2018.11.001>

**8.2.1. Flechas escardadoras.** El material de las flechas fue acero ASTM A36 para lograr una mayor vida útil de la misma sin que esta pierda las propiedades de corte ni se llegue a oxidar. En la siguiente imagen se muestra el análisis MEF realizado en *SolidWorks* para corroborar su integridad y poder definir su factor de seguridad. Para el análisis MEF se usa la fuerza descrita en la sección 8.2.

**Figura 83. Análisis MEF esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad en la flecha de escarde.**

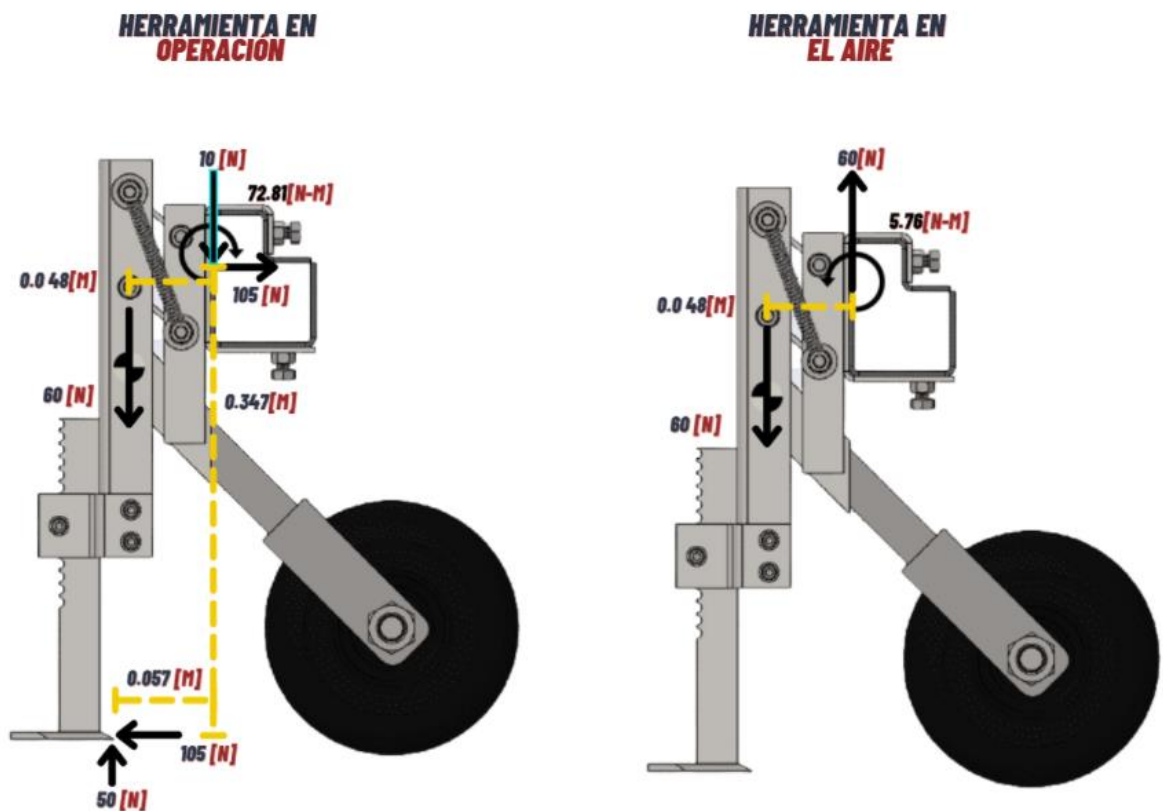


**Fuente:** Elaboración propia.

Los esfuerzos que se presentaron en la flecha de escarde son menores al límite elástico del material, con lo cual, se generó un valor de factor de seguridad mínimo de 5.5, presente en la zona de penetración de la tierra. El valor máximo de desplazamiento fue de 0.18[mm], ubicado en los extremos de la flecha de escarde; este valor es acertado, y validó el diseño de las flechas escardadoras.

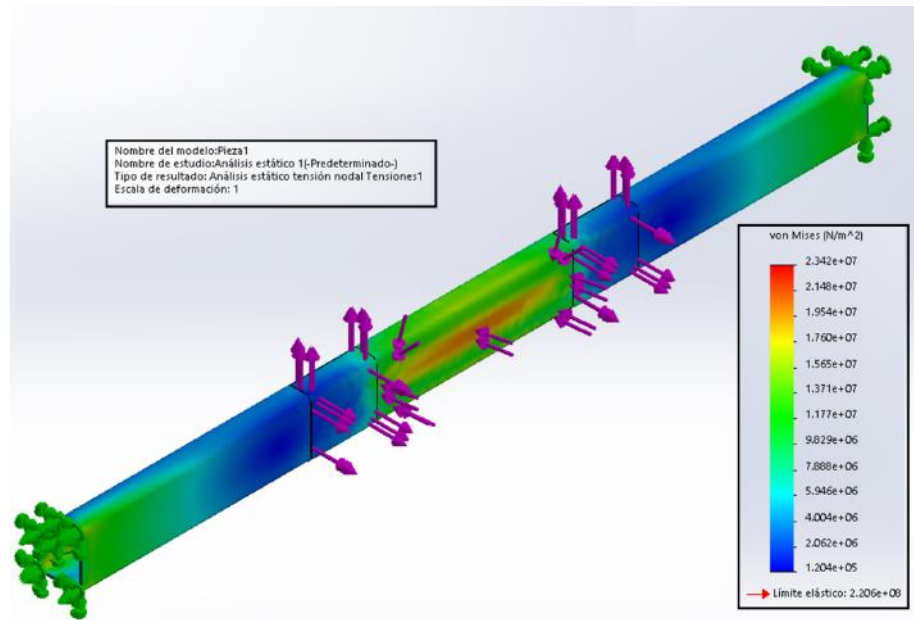
**8.2.2. Sistema de acople herramienta - vehículo.** El acople de la herramienta a Deméter se realizó mediante una viga, en la cual van soportados los módulos de escarde. Para realizar su análisis mediante métodos finitos, primero se realizó un cálculo de cargas que soporta la viga en dos casos: cuando está trabajando y cuando está en el aire. Estos cálculos se presentan a detalle en el ANEXO H.

**Figura 84. Cargas en la viga del sistema escarde.**



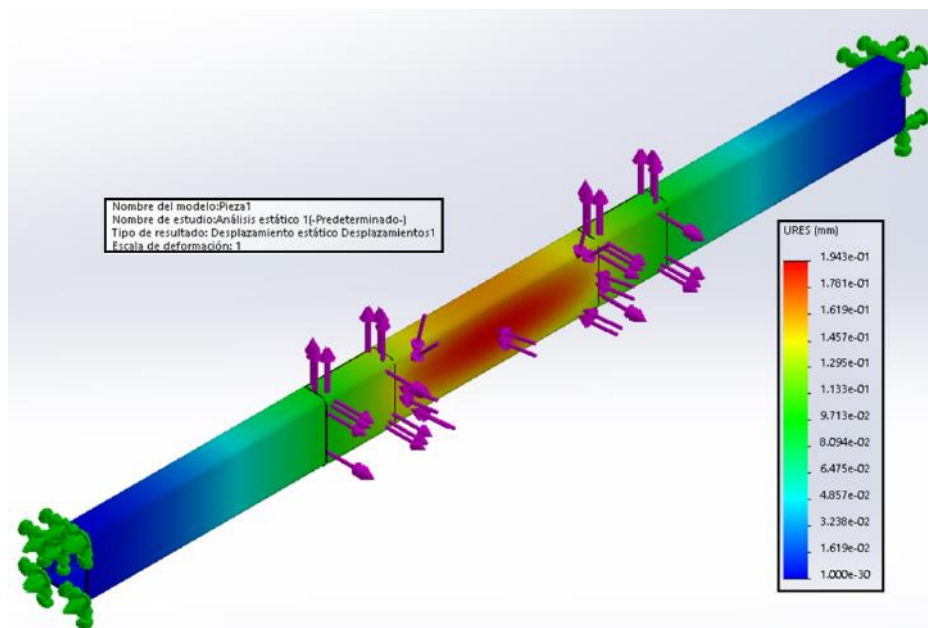
Fuente: Elaboración propia.

Figura 85. Análisis MEF esfuerzos viga herramienta en operación.



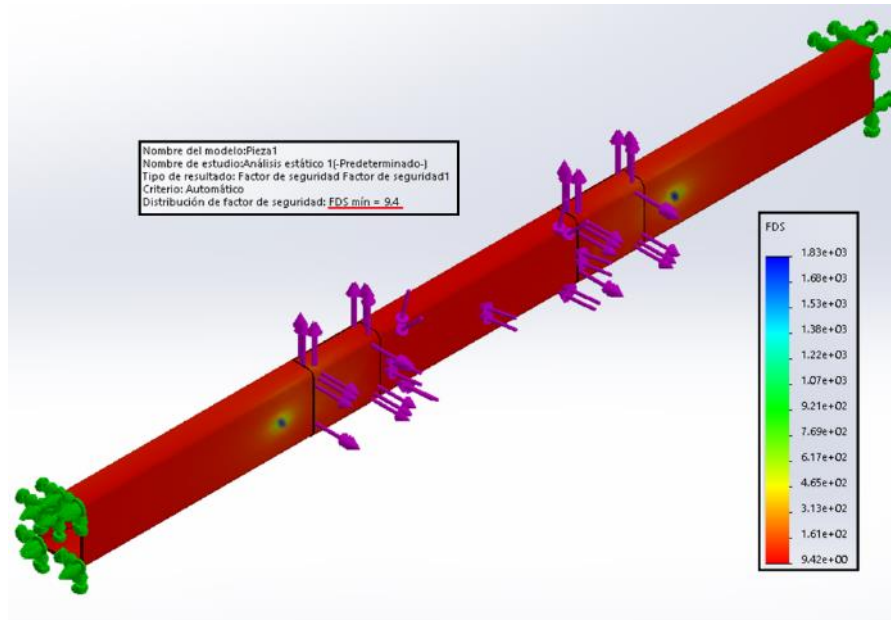
Fuente: Elaboración propia.

Figura 86. Análisis MEF desplazamientos viga herramienta en operación.



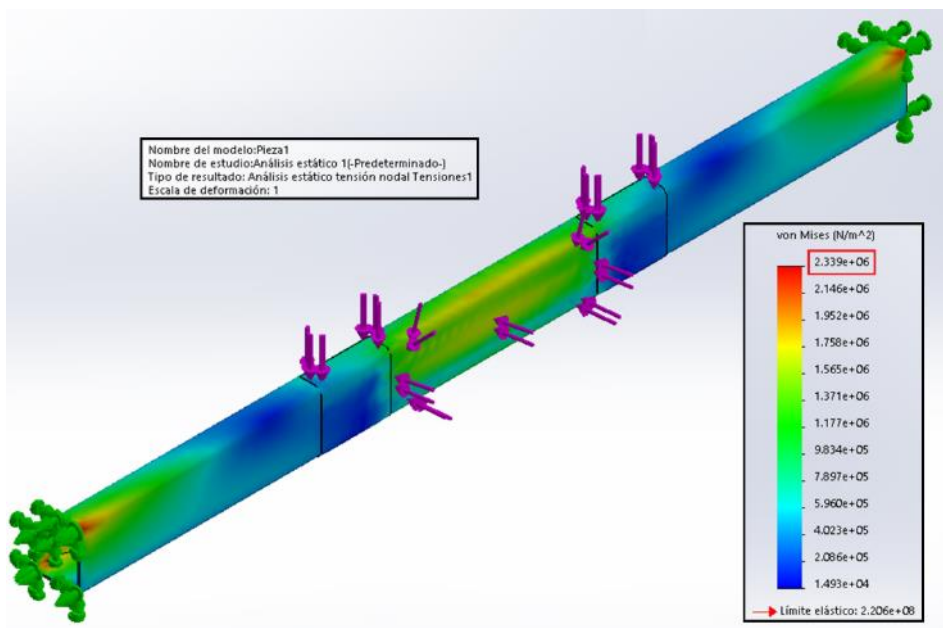
Fuente: Elaboración propia.

Figura 87. Análisis MEF factor de seguridad viga herramienta en operación.



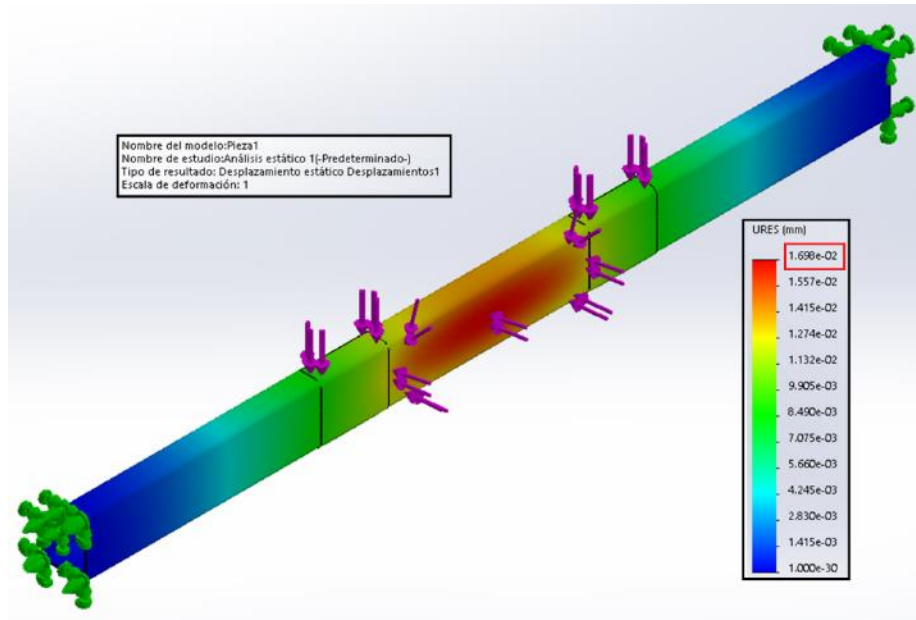
Fuente: Elaboración propia.

Figura 88. Análisis MEF esfuerzos viga con herramienta en el aire.



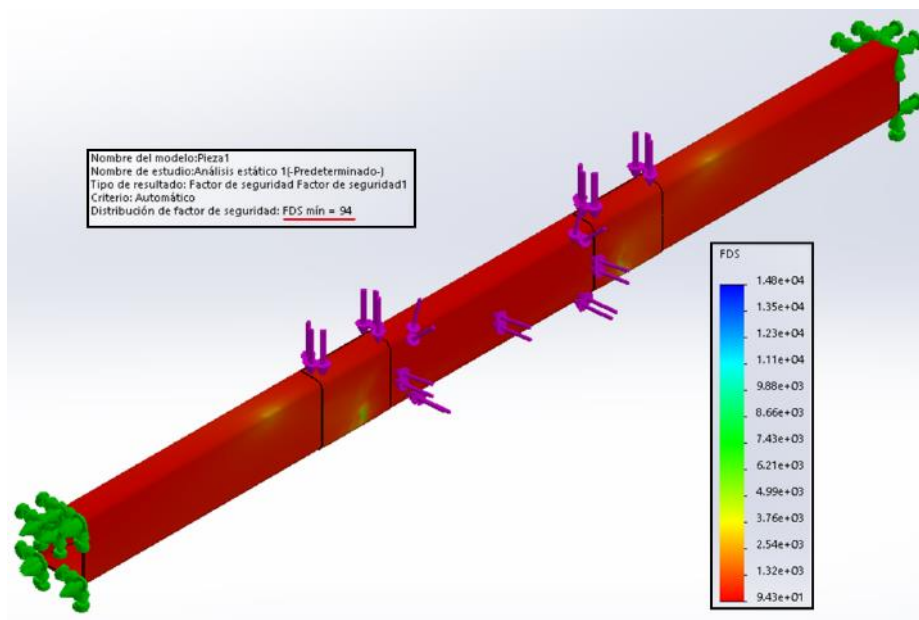
Fuente: Elaboración propia.

Figura 89. Análisis MEF desplazamientos viga con herramienta en el aire.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 90. Análisis MEF factor de seguridad viga con herramienta en el aire.



Fuente: Elaboración propia.

Los esfuerzos que se produjeron en la viga, tanto en el momento en que la herramienta está realizando su función de escarde, como cuando se encuentra en el aire, fueron menores al límite elástico del material, con lo cual, se generó un valor de factor de seguridad mínimo de 9.4 en el caso más crítico, que es cuando Deméter realiza la eliminación de maleza. El valor máximo de desplazamiento fue de 0.19[mm], ubicado en la mitad de la viga, consecuencia de la resistencia generada por la tierra en cada módulo de escarde. Estos valores certificaron el diseño de la viga principal de la herramienta de escarde de Deméter.

### 8.3. SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL MÓDULO DE LA HERRAMIENTA.

La herramienta se debía mantener fijada al suelo, con lo cual se añadió un resorte a cada módulo. El resorte se calculó a detalle en el **ANEXO G**. Los datos principales del resorte calculado se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 18. Datos del resorte calculado.**

Diámetro del hilo [mm]	Diámetro externo [mm]	Número de espiras útiles	Longitud total [mm]	K [N/mm]	Material
3.175	27	17	97.5	3.5	Cromo-Silicio

**Fuente:** Elaboración propia.

Los datos de la tabla 18 se ingresaron al software online libre de la empresa *MuelleStock*<sup>15</sup>, con el objetivo de encontrar resortes estándar de especificaciones similares al calculado, y así omitir el proceso de fabricación y disminuir su costo de adquisición.

<sup>15</sup> MUELLESTOCK. Muelles similares Standard en Stock [sitio Web]. Barcelona, España: 2019. [Consultado: 01 de septiembre de 2020]. Disponible en: <https://muellestock.com/es/producto/search?tipo=Tracción>

Figura 91. Implementación del software *MuelleStock*.

**Material**

cuerda plano

acero inoxidable

**K (DaN /mm)**  
0.8132

**Diám. Ext.**  
27

**Largo**  
44

**Espiras útiles**  
13.86

**Hilo**  
3.175


**Largo total**  
98

**Diám. Int.**  
20.65

**Prueba tu muelle Tracción** Carga en (DaN)=1.02 Kg (Fuerza)


Introduce solo un parámetro

**Carga**  
0.00




**Largo**  
98.00

**tu carga**  
10.00



**tu largo**  
110.30

**carga max**  
36.55



**Largo**  
142.95

Introduce solo un parámetro

[Ver especificaciones técnicas >](#)

**Muelles similares Standard en Stock**

Cuerda Plano: ALAMBRE DE ACERO EN 10270-1 SH-PH (DIN 17223/84-C)  
Acero Inoxidable: ALAMBRE DE ACERO EN 10270-3 "1.4310"NS (INOX-AISI 302)

A + Cantidad, - Precio

Diám. Ext.	Hilo	Largo parcial / total	Diám. Int.	Espiras útiles	k (DaN/mm)	Carga	Largo	Carga	Largo	Carga	Largo	Carga	Largo	Material	Código del prod.	Ver Plano	🔍	📧	Cantidad	Precio Ud / Precio Total	Precio	🛒
26.00	3.20	45 / 97	19.60	14.06	0.9437	13.730	111.55	22.88	121.25	32.04	130.95	38.92	138.25	cp	305211	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	
28.00	3.20	45 / 101	21.60	14.06	0.7333	11.110	116.15	18.52	126.25	25.92	136.35	35.97	150.06	cp	305423	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	
26.00	3.00	45 / 97	20.00	15.00	0.6657	9.690	111.55	16.14	121.25	22.60	130.95	32.28	145.49	cp	305181	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	
28.00	3.00	45 / 101	22.00	15.00	0.5184	7.850	116.15	13.09	126.25	18.33	136.35	29.84	158.57	cp	305395	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	
26.00	3.50	45 / 97	19.00	12.86	1.5370	22.360	111.55	37.27	121.25	0.00	0.00	50.50	129.86	cp	305237	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	
28.00	3.50	45 / 101	21.00	12.86	1.1905	18.040	116.15	30.06	126.25	42.08	136.35	46.65	140.19	cp	305455	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	
26.00	2.70	45 / 97	20.60	16.67	0.3781	5.500	111.55	9.17	121.25	12.84	130.95	23.79	159.92	cp	305151	🔍	📧	1	18.60 € 18.60 €	€	🛒	

**Fuente:** MUELLESTOCK. Calcula tu muelle de tracción [imagen]. Muelles similares Standard en Stock. Barcelona, España: 2019. [Consultado: 01 de septiembre de 2020]. Disponible en: <https://muellestock.com/es/producto/search?tipo=Tracción>.

**Tabla 19. Datos del resorte estandarizado seleccionado.**

Largo total [mm]	Largo parcial [mm]	Diámetro del hilo [mm]	Espiras útiles	Diámetro exterior [mm]	Diámetro interior [mm]	K [N/mm]	Material
101	45	3.2	14	28	21.6	7.3	Cuerda de piano

**Fuente:** Elaboración propia.

El resorte fue adquirido en el local **Todos resortes** en la Calle 29 #13-23 en Bucaramanga, Santander, con las especificaciones estándar expuestas en la tabla 19.

#### **8.4. CONSTRUCCIÓN DE LA HERRAMIENTA.**

Los componentes del módulo estructural de la herramienta de escarde fueron doblados en la empresa **Láminas y cortes Bucaramanga s.a.s.**, donde brindaron asesoría profesional para realizar las piezas con un mejor acabado. Todas las piezas fueron fabricadas en acero estructural ASTM A36 de calibres entre 3 [mm] y 4 [mm] dependiendo del tipo de cargas que estas soportan. La tornillería usada en la herramienta de Deméter fue grado 8, a fin de garantizar la integridad de la rosca.

En el apartado de soldadura, las uniones se hicieron con soldadura de arco electrodo E6013. Al módulo de escarde se le aplicó un recubrimiento de pintura de poliuretano para evitar la corrosión, junto a una capa de anticorrosivo marca Premier.

**Figura 92. Herramienta terminada**



**Fuente:** Elaboración propia.

**8.4.1. Flechas escardadoras.** Para la construcción de las flechas de escarpe se empleó acero ASTM A36, proveniente de la empresa **Láminas y cortes Bucaramanga s.a.s.** Se adquirieron pletinas con las dimensiones estipuladas en los planos, y con el esmeril y la pulidora se realizó el filo de la misma; posterior a ello, en un horno se elevó su temperatura y luego se sumergió en aceite caliente

para que mejorar sus propiedades. La soldadura para realizar la pieza se aplicó con soldador de arco eléctrico con electrodo E6013.

**Figura 93. Construcción de los módulos de las flechas y montaje.**



**Fuente:** Elaboración propia.

## 9. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA ARQUITECTURA HARDWARE.

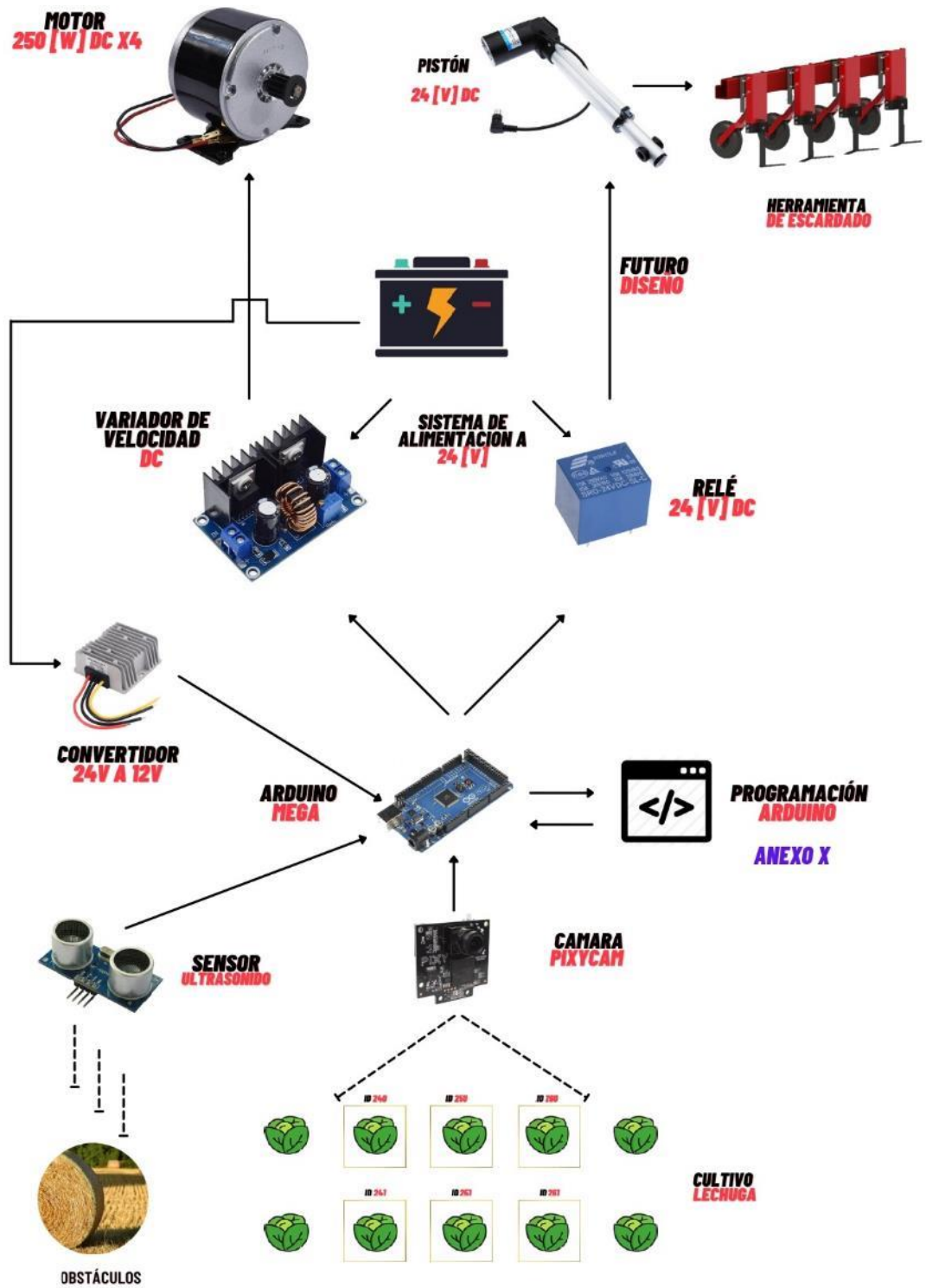
El diseño e implementación del código se hizo en la plataforma de **Arduino Mega 2560**, se usó por la facilidad que presenta para poder implementar un algoritmo de reconocimiento basado en el color y en su nuevo modelo de **pixycam2**, que permitió mayor flexibilidad a cambios de exposición de luz e iluminación, un amplio espectro, que proporcionó solución a la necesidad que se tiene.

El Arduino Mega 2560 fue dispuesto en la unidad estructural de potencia y control, junto a las baterías. Los cables fueron acomodados dentro de los tubos de acero que dan soporte al vehículo para poder protegerlos. El Arduino fue alimentado con la batería de 24 [V] mediante un convertidor de 24 [V] a 12 [V] CC; asimismo, todos los componentes que requirieron 12 [V] para su funcionamiento. El módulo de la cámara y el sensor de proximidad de ultrasonido fueron ubicados en la parte frontal del vehículo: en el tubo inferior. La cámara se posicionó apuntando hacia el suelo para poder analizar las lechugas y tener la capacidad de corregirse al centrarse; el sensor de ultrasonido se colocó apuntando hacia el frente para detener la operación si se presenta un obstáculo.

Los variadores de velocidad (**punte H BTS7960**) se ubicaron cerca del Arduino para no tener interferencia en la comunicación; estos entregaron la señal a los motores para poder controlar el giro y su velocidad; por último, el receptor del control remoto se conectó al Arduino y se ubicó en posición vertical con las dos antenas próximas a la tapa de la unidad estructural de potencia para tener una mayor calidad de señal.

Se implementó además una regleta de relés de 12 [V] para accionar a futuro accesorios que se añadan al vehículo para realizar operaciones, ya sea activar una bomba, boquillas, electro pistones, etc.

Figura 94. Esquema general de la electrónica.



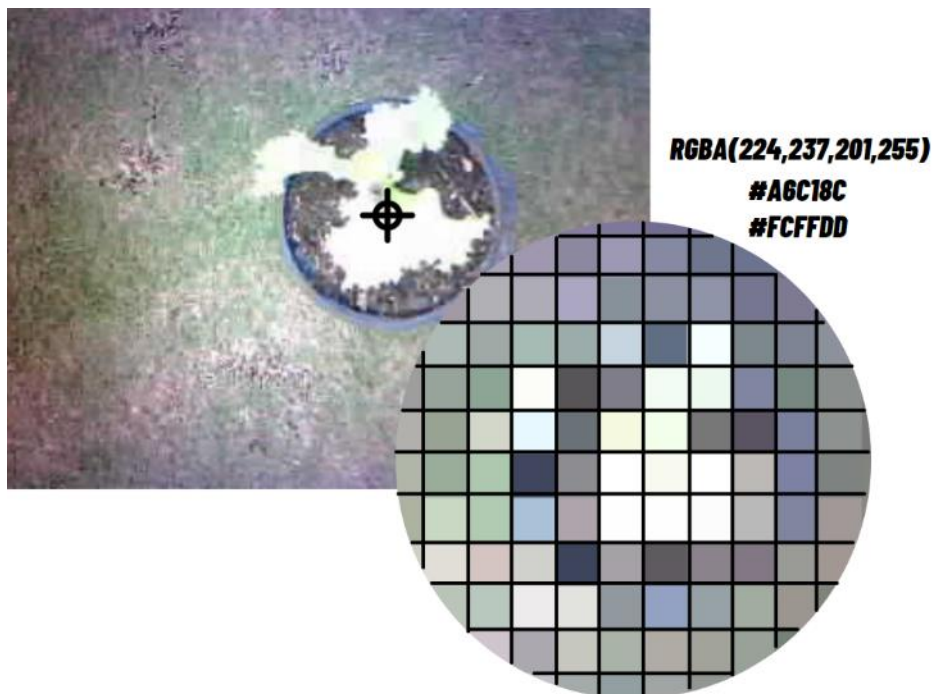
Fuente: Elaboración propia.

## 9.1. MÓDULO PIXYCAM2.

La cámara Pixycam, es un módulo de arduino, que cuenta con un soporte el cual posee 3 grados de libertad permitiendo hacer paneos cuando se requiera; sin embargo, para el uso del proyecto no fueron utilizados dichos servomotores, ya que se requirió una posición estática de la cámara; la misma fue configurada desde el IDE de Arduino con un color RGB obtenido como color característico de la plantación de lechugas.

En la figura 95 se muestra las imágenes referencia que se tomaron para obtener el color RGB característico a analizar en condiciones normales de trabajo.

**Figura 95. Lechugas reales en etapa de gestación media de lechuga.**



**Fuente:** Elaboración propia.

El algoritmo se debió entrenar para diferentes etapas de la lechuga las cuales poseen colores característicos en cada fase. En este libro se hizo el análisis para una lechuga en gestación de 5 semanas, a las cuales se les identificó el color característico en RGB para su posterior análisis.

Una vez la pixycam fue acoplada al sistema, esta pudo controlar 4 motores que componen el módulo de tracción.

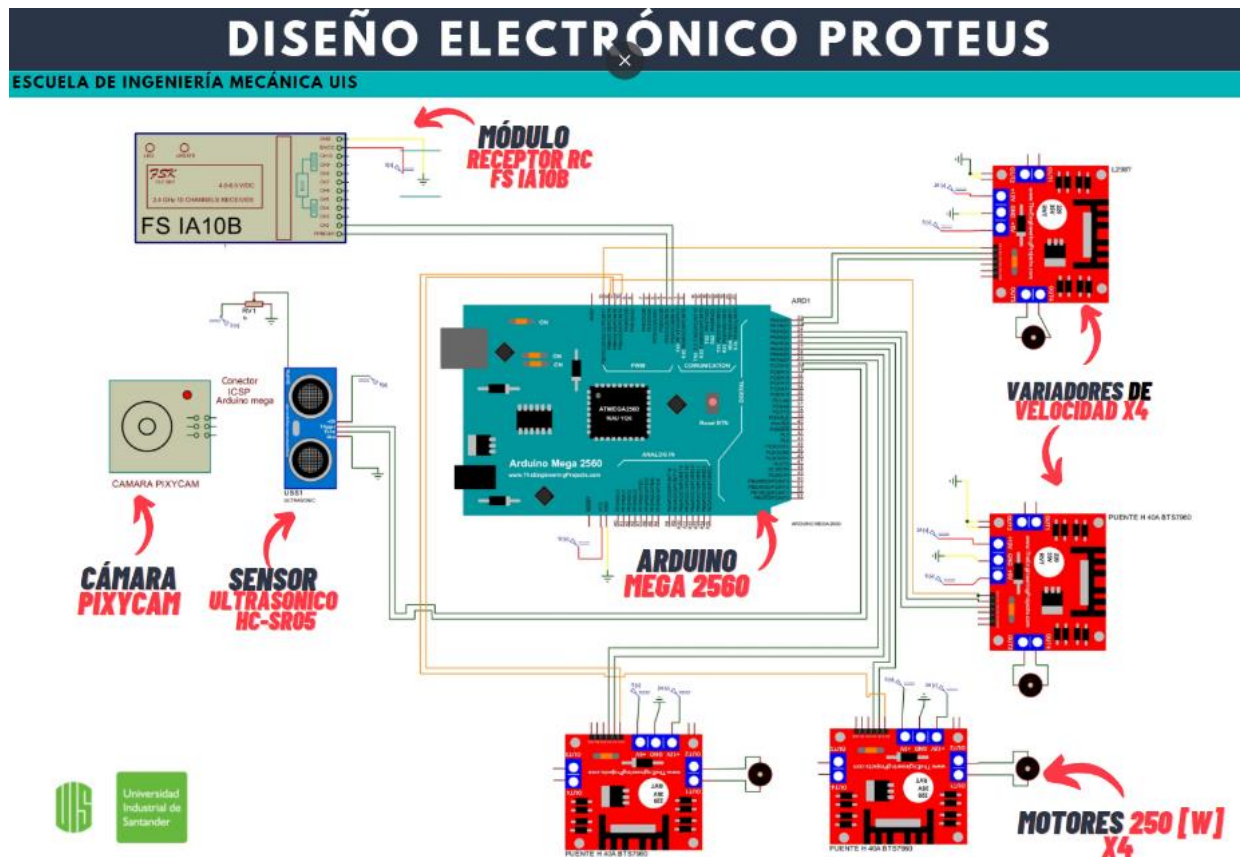
## **9.2. COMPROBACIÓN EN PROTEUS 8.**

Proteus 8 es una herramienta que permite validar los diseños electrónicos y crear planos; el programa brindó la facilidad de analizar el sensor de proximidad y si el código implementado sirve cuando un objeto o una persona se posiciona frente a Deméter; de igual manera, permitió cambiar la velocidad de los motores con el puente en H, realizar los giros a la derecha e izquierda, y los movimientos hacia adelante y atrás.

En la figura 96 se muestra el esquema de la electrónica en Proteus antes de su montaje real, y sirvió como plano guía para poder hacer las conexiones pertinentes antes de fabricar la PCB final.

Es de resaltar que Proteus también es una herramienta idónea a la hora de crear la PCB, una vez es montado el circuito eléctrico como el presentado en la figura 96.

Figura 96. Plano de la electrónica en el programa PROTEUS 8.

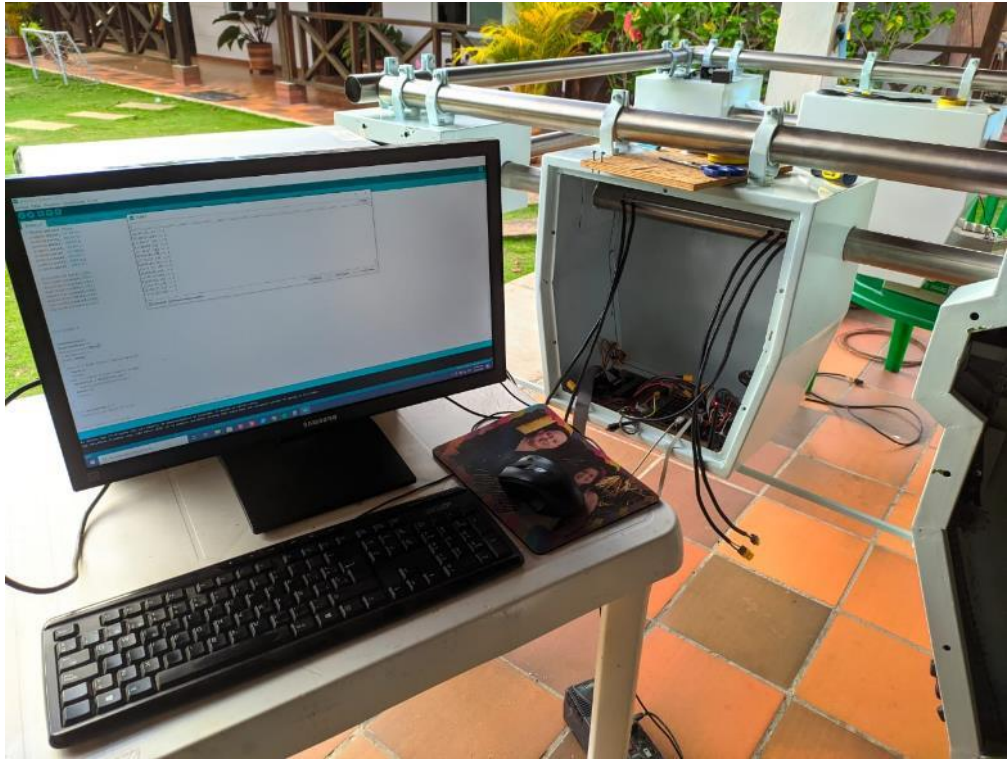


Fuente: Elaboración propia.

### 9.3. IMPLEMENTACIÓN MÓDULO HARDWARE A DEMÉTER.

En la figura 96 se presenta el proceso como se implementó la arquitectura hardware al sistema automático, proporcionando así su autonomía en el seguimiento de las líneas de lechuga.

**Figura 97. Montaje y prueba del código.**



**Fuente:** Elaboración propia.

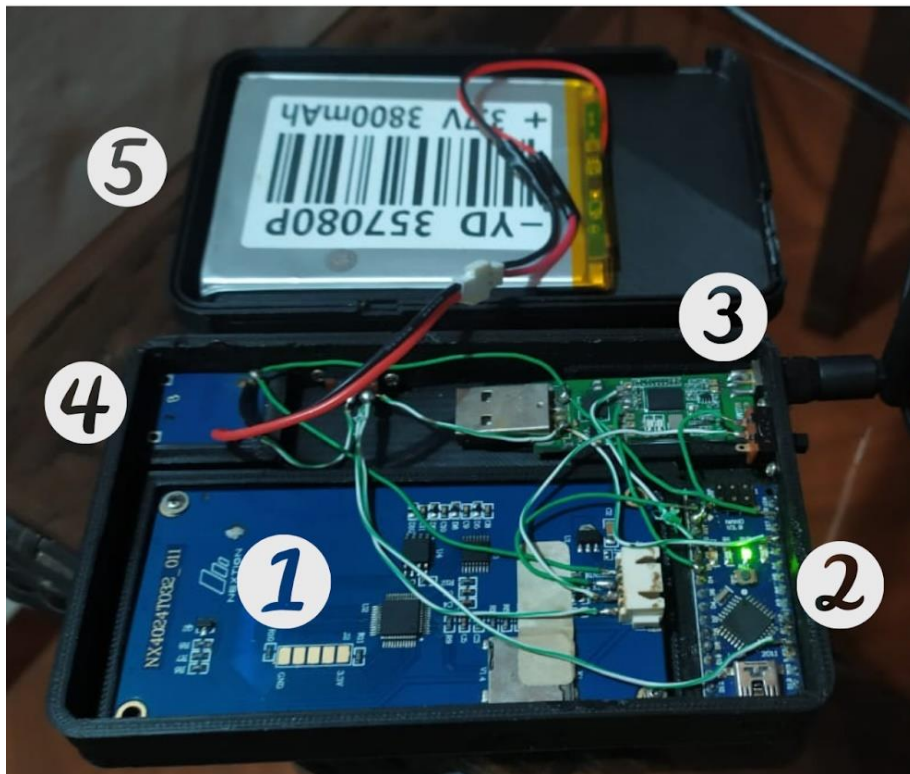
#### **9.4. INTERFAZ HMI (HUMAN-MACHINE INTERFACE)**

La comunicación del vehículo autónomo con el operario se hizo mediante un control remoto, el cual suministró la telemetría Deméter en tiempo real, emitiendo alarmas si este se detiene. El control remoto se compuso por 5 módulos principales:

1. Pantalla NEXTION NX4024T02\_011.
2. Arduino nano.

3. Módulo receptor y emisor.
4. Pin de carga.
5. Batería de 3800 mAh a 3.7 [V].

**Figura 98. Partes del control remoto Deméter.**



**Fuente:** Elaboración propia.

La interfaz gráfica se diseñó con el programa que provee la misma marca de la pantalla, *Nextion Editor*, ya que el programa es compatible con el Arduino nano y mediante su puerto de comunicación se transfirió el programa y la interfaz al mismo; el módulo de emisión y recepción se conectaron Arduino y todo esto se protege con una carcasa diseñada e impresa con tecnología 3D.

**Figura 99. Mando de control remoto de Deméter.**



**Fuente:** Elaboración propia.

## 10. PRUEBAS PROTOTIPO DEMÉTER.

Una vez concluido el diseño, fabricación y montaje de Deméter se establecieron cuatro pruebas para probar su desempeño en campo, las cuales se exponen a continuación:

1. Prueba libre.
2. Prueba de tiro.
3. Prueba de seguimiento de línea.
4. Prueba de seguridad.
5. Prueba con la herramienta.

La prueba libre comprende movimientos controlados con el control remoto por el operario, aquí se hicieron movimientos aleatorios sin ningún seguimiento ni herramienta; la siguiente prueba es la prueba de tiro, esta prueba proporcionó la capacidad de carga que es capaz de arrastrar, también llamada capacidad de remolque, y se define como la cantidad máxima de peso que es capaz de remolcar de manera segura sin que el tren de potencia sufra altos esfuerzos; la prueba de seguimiento de línea colocó a prueba la cámara PixyCam, y se hizo primero en condiciones ideales para hacer los ajustes pertinentes, y por último, se hace la prueba de campo de la herramienta para verificar su eficiencia, para ello se simula un cultivo con 4 camas de lechuga.

A continuación, se expone cada una de las pruebas realizadas.

## 10.1. PRUEBA LIBRE.

La prueba libre se realizó en las condiciones más óptimas, aquí se puso a prueba el control remoto y se revisaron los componentes mecánicos estuvieran funcionando de la mejor manera y hacer las correcciones pertinentes; también se realizaron pruebas simulando las correcciones del vehículo cuando esté en operación y se hicieron curvas y movimientos aleatorios. En las curvas, por tener un peso elevado y las llantas al ser de tache alto, limitaron la maniobrabilidad, incluso cuando se realiza en piso de baldosa, que ofrece bajo coeficiente de fricción. Se puede revisar el tipo de llanta para que presente las condiciones óptimas para hacer los giros, como implementar un sistema de dirección; en la figura se evidencia a Deméter sobre el piso de cerámica y la imposibilidad de realizar giros sobre sí mismo.

**Figura 100. Prueba libre en piso de cerámica (coeficientes bajos de fricción).**



**Fuente:** Elaboración propia.

En la prueba libre al tener aceleraciones repentinas y desaceleraciones se debió hacer ajustes en la cadena y en el código. Se suspendió el vehículo del suelo para poder reprogramar su electrónica y poder tensar un poco más las cadenas, las cuales presentaron fallas por no estar lo suficientemente tensas, las vibraciones generan ruidos; pero al tener un tensor de cadenas variable se solucionó de forma inmediata.

**Figura 101. Ajustes electrónicos y mecánicos posterior a la prueba libre.**



**Fuente:** Elaboración propia.

## 10.2. PRUEBA DE TIRO.

Los ajustes del vehículo se hicieron en la prueba libre, posterior a ello se hizo la segunda prueba, de tiro o también llamada la prueba de remolque; dicha experiencia proporcionó la fuerza que se dispone para poder realizar labores de carga, de manipulación de herramientas, etc. La prueba se hizo atando a un travesaño (árbol) a una báscula de resorte con capacidad de 100 [Kg-f]; posterior a ello, se amarró el poste superior del sistema automático y se midió la fuerza que es capaz de generar en seco, es decir, de arranque sin tener ningún impulso.

**Figura 102. Fuerza generada por Deméter de tiro.**



**Fuente:** Elaboración propia.

En la figura se evidenció que la máxima fuerza de tiro para el vehículo es de 76 [Kg-f] equivalente a 168 [Libra-fuerza].

Fue un resultado favorable, puesto cumplió un objetivo específico del desarrollo de este proyecto, que era tener una fuerza de tiro mayor o igual a 100 [lbf] para realizar la respectiva tarea de escarde.

### 10.3. PRUEBA SEGUIMIENTO DE LÍNEA.

**Figura 103. Deméter prueba de seguimiento de línea con una disposición perfectamente recta.**



**Fuente:** Elaboración propia

La prueba de seguimiento se hizo en campo libre en condiciones ideales, disponiendo lechugas en una edad de 2 semanas de germinación, las lechugas se

acomodaron en línea recta; también se colocaron algunas desviadas para poder analizar los ángulos de ataque y de corrección que Deméter puede alcanzar.

La respuesta de la cámara PixyCam fue asombrosa, pues ante el césped que dispone de un color similar a las lechugas, fue capaz de reconocer la gama de colores de las mismas sin presentar grandes errores de desviación.

**Figura 104. Deméter prueba de seguimiento de línea con una disposición en zigzag.**



**Fuente:** Elaboración propia

Las pruebas se realizaron a diferentes horas del día con diferentes disposiciones de luz, en las horas donde el sol posee una intensidad media (8:00 - 11:00 am y 2:00 - 4:30 pm) la cámara se comportó con pocos errores casi nulos como se puede evidenciar en la figura inicial, y, presentó fallos cuando la intensidad de la luz es alta (11:00 am - 1:00 pm) que son las horas cercanas al medio día, debido a que en ocasiones se presentó sobrexposición fotográfica en la cámara.

**Figura 105. Deméter prueba de seguimiento lineal con tiempo ideal.**



**Fuente:** Elaboración propia

Añadido a ello, los fallos también se presentaron en condiciones de poca luz, como en la madrugada y el atardecer (3:00 am a 5:00 am y 5:00 pm a 9:00 pm) para ello, se colocó una luz led en la parte frontal de la cámara y los resultados mejoraron en gran medida, comportándose con una aproximación a la luz solar, como se puede evidenciar en la figura de desempeño a diferentes horas.

Finalmente, se representa de forma gráfica la forma en la cual la cámara PixyCam detectó las lechugas con el determinado color RGB, para facilitar el posicionamiento del sistema automático Deméter.

Figura 106. Prueba de Deméter en diferentes condiciones de luz.



Fuente: Elaboración propia

Figura 107. Deméter prueba en línea recta y el plano de visión de la cámara.



Fuente: Elaboración propia

#### 10.4. PRUEBA DEL SISTEMA DE SEGURIDAD.

El subsistema de seguridad es el encargado de limitar y apagar todo el sistema en caso de una eventualidad y proteger a las personas o al mismo cultivo de un fallo inesperado o en el caso en que una persona, animal u objeto este frente al vehículo.

El sistema contó, además del sensor ultrasonido, con un taco de corte de un polo con capacidad de 100 [A] en caso de sobre cargas, y la electrónica, con un fusible de 3[A]. Los anteriores componentes hicieron parte de las protecciones del sistema; en este apartado no se colocan a prueba, pero si se hizo un chequeo de que estén en completo funcionamiento.

Las pruebas del sensor se hicieron en campo abierto y se colocaron a prueba con una persona que está en su camino y un objeto de tamaño considerable que pueda afectar la integridad de Deméter o del mismo objeto. En la figura se evidencia la ubicación de los sensores de seguridad del sistema automático.

**Figura 108. Pruebas con sensor ultrasonido de seguridad.**



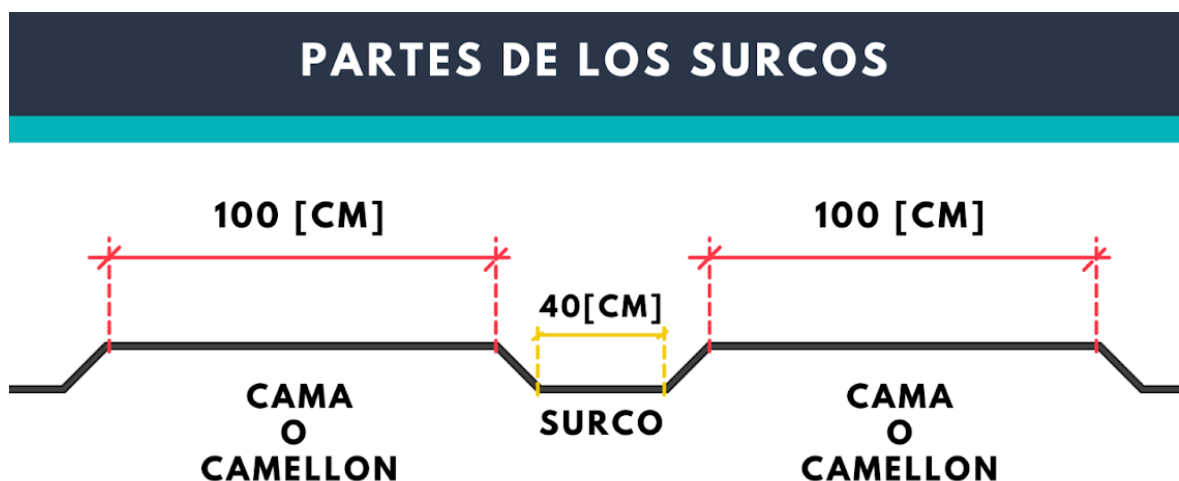
**Fuente:** Elaboración propia

En las pruebas se pudo corroborar la eficiencia del sistema, pero las distancias de operación se debían modificar para encontrar la mejor relación entre distancia y efectividad, ya que inicialmente el código se programó para detectar a una distancia de 60 [cm] pero el cono que este generaba era muy amplio para nuestro caso. Deméter al tener una velocidad baja y una capacidad de respuesta (frenado) alta, a pesar de no tener frenos, se decidió bajar la distancia de respuesta a valores que oscilaron entre 20 a 50 [cm] encontrando que la distancia óptima es de 30 [cm] con una capacidad de frenado adecuada.

### 10.5. PRUEBA CON HERRAMIENTA.

Por último, se hizo la prueba de la herramienta incorporada a Deméter, para ello se hicieron surcos con características especiales y se sembraron lechugas con pocas semanas de germinación. Las pruebas se realizaron en un terreno plano con desniveles en las vías del surco que cuentan como obstáculos para las llantas de Deméter. En la figura se observa de forma esquemática de la disposición del cultivo de prueba.

Figura 109. Deméter prueba en línea recta y el plano de visión de la cámara.



Fuente: Elaboración propia

La preparación del terreno se hizo como normalmente se siembra, siguiendo la metodología del campo con todos los pasos para tener los resultados más fiables, para ello contamos con el conocimiento de una persona campesina que ha dedicado alta parte de su vida a la siembra de hortalizas, en la siguiente figura se puede evidenciar el proceso de la elaboración de los surcos y la plantación de prueba.

**Figura 110. Elaboración de las camas y surcos.**



**Fuente:** Elaboración propia

Posterior a la elaboración de las camas y los surcos con las medidas específicas, se realizó el proceso de siembra de las plántulas en el terreno.

**Figura 111. Plántulas utilizadas en la siembra de lechugas.**



**Fuente:** Elaboración propia

La herramienta se colocó a prueba con dos módulos o cuchillas laterales para eliminar las malezas, la herramienta contó con el peso suficiente para perforar la tierra a una profundidad de 4.5 [cm] y el sistema de amortiguación lateral fue capaz de accionar la misma. En la siguiente imagen se observa el funcionamiento en la tierra del cultivo de prueba.

**Figura 112. Herramienta montada en Deméter para el escarde.**



**Fuente:** Elaboración propia

En acción la herramienta junto al sistema de corrección dañó una de las lechugas de las 50 que estaban en la línea del surco. Esto se dio porque la cuchilla pasa muy cerca de la planta. Para solucionar, se movieron las cuchillas de forma lateral para generar más espacio para la lechuga, dejando así un margen lateral de 3 [cm], este margen se midió desde el extremo de la cuchilla hasta el tallo de la lechuga; Deméter a su vez se probó sobre una cama donde existe maleza pequeña de *ryegrass* intermedio, pasto, para comprobar la eficiencia de las cuchillas y, el desempeño resultó favorable, ya que la cortó desde la raíz y hace fácil su extracción, ya que con el tiempo se quema y muere la maleza. Se recomienda implementar otro

dispositivo que limpie la maleza cortada. Añadido a ello se lleva consigo raíces de maleza, que no hacen parte de cultivo, y si reducen la efectividad y rendimiento de las lechugas.

**Figura 113. Lechuga dañada, ryegrass intermedio (pasto pequeño), remoción de raíces, respectivamente.**



Fuente: Elaboración propia

Otro factor que se evidencia en el mismo surco es que al tener un juego de 3 [cm] la herramienta pasa sin remover la maleza cerca de las lechugas, por tal motivo es indispensable colocar en los futuros diseños dedos escardadores para elevar su eficiencia significativamente; el sistema de corrección por su parte genera grandes saltos y no era tan preciso como si lo fue el modelo a escala que se trató en el plan de proyecto, esto se debe a la falta de un sistema de dirección.

## 11. COSTOS DEL PROYECTO.

Los gastos que hicieron parte de este proyecto fueron costeados en su totalidad y en partes iguales por los autores del mismo. En la Tabla 20 se ilustra el costo total del proyecto de forma global.

**Tabla 20. Costos del diseño y construcción del prototipo Deméter.**

<b>COSTO DEL PROYECTO</b>	
<b>ITEM</b>	<b>VALOR</b>
Subsistema estructural (Con mano de obra)	\$ 3.450.000,00
Subsistema eléctrico y electrónico	\$5.490.000,00
Subsistema transmisión de potencia	\$2.040.000,00
Subsistema herramienta escarde (Con mano de obra)	\$600.000,00
<b>GASTOS ADICIONALES</b>	
Gastos de transporte	\$500.000,00
Gastos de Alimentos	\$400.000,00
<b>GASTOS GENERALES</b>	
Papelería (memorias, cartas, fotocopias, borradores, empastes, etc.)	\$200.000,00
Bibliografía	\$200.000,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$12.880.000,00</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

Las tablas que se presentan a continuación corresponden a los costos que existieron en la construcción de cada subsistema de Deméter.

**Tabla 21. Costos construcción subsistema estructural de Deméter.**

<b>SUBSISTEMA ESTRUCTURAL</b>	
<b>CONCEPTO</b>	<b>VALOR</b>
Herramientas para manufactura	\$ 280.000,00
Tubería: de 1 1/2" x 3/4 Calibre 18, de 2" calibre 18, de 1,5" cuadrada calibre 18, entre otros perfiles	\$ 400.000,00
Tornillos, arandelas, tuercas y chumaceras	\$ 200.000,00
Lámina de acero estructural calibre 18 y 20	\$ 340.000,00
Arriendo sitio de construcción	\$ 600.000,00
Consumibles (hueso duro, macilla, soldadura, pintura, anticorrosivo, entre otros)	\$ 350.000,00
Mecanizado en torno	\$ 350.000,00
Rines con llanta labrada	\$ 400.000,00
Pletinas y aros de pletina	\$ 85.000,00
Transporte del prototipo	\$ 45.000,00
Mano de obra	\$ 400.000,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 3.450.000,00</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 22. Costos construcción subsistema eléctrico y electrónico de Deméter.**

<b>SUBSISTEMA DE POTENCIA Y ELECTRÓNICO</b>	
<b>CONCEPTO</b>	<b>VALOR</b>
2 baterías VRLA capacidad 165 [Ah]	\$ 3.000.000,00
4 motores con escobillas de 250 [W]	\$ 1.060.000,00
Arduino MEGA	\$ 130.000,00
Sensor Gy-us42 Distancia Ultrasonido Apm Arduino, cables y baquelitas	\$ 200.000,00
Pixycam y accesorio de movimiento en los 3 ejes principales	\$ 300.000,00
2 Puente en h aliexpres	\$ 300.000,00
Asesoría	\$ 500.000,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 5.490.000,00</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 23. Costos construcción subsistema transmisión potencia de Deméter.**

<b>SUBSISTEMA TRANSMISIÓN DE POTENCIA</b>	
<b>CONCEPTO</b>	<b>VALOR</b>
4 reductores de gusano 1:30	\$ 2.000.000,00
Conjunto cadena - sprockets	\$ 40.000,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 2.040.000,00</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 24. Costos construcción subsistema herramienta de escarde de Deméter.**

<b>SUBSISTEMA HERRAMIENTA DE ESCARDE</b>	
<b>CONCEPTO</b>	<b>VALOR</b>
Manufactura dobleces (Láminas y cortes)	\$ 460.000,00
Consumibles (Pintura, soldadura, entre otros)	\$ 100.000,00
Tornillos, arandelas y tuercas	\$ 40.000,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$600.000,00</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

## 12. CONCLUSIONES.

Se construyó un vehículo autónomo, capaz de hacer seguimiento a un cultivo de lechuga recto y plano, con manufactura local y materiales de bajo costo, brindando así aportes sustanciales a la agricultura y economía del país. Deméter genera un impacto positivo sobre los campesinos, siendo una solución de fácil acceso para el mantenimiento de los cultivos. Además, el desarrollo de este sistema automático permite dejar en claro que Colombia puede llegar a ser referente mundial y generar soluciones alternativas a los sistemas que se comercializan hoy en día por empresas extranjeras.

Se demuestra que la inteligencia artificial aplicada a la automatización tiene gran funcionalidad en las labores del agro, elevando la producción de una forma exponencial; en un país en el que la demanda de alimentos es cada vez más creciente, se hace necesaria la implementación, y, socialización con los productores primarios, de estos nuevos métodos de mantenimiento de cultivos, que pueden extenderse a labores de siembra y cosecha.

Es claro que las herramientas en el sector agrícola a baja escala (productores pequeños) tienen un camino largo por recorrer, ya que, aún está muy prematura su tecnificación y se usan métodos antiguos que funcionan, pero, a costa de una demanda energética y de salud por parte del agricultor, y con menor eficiencia comparado con la que lo haría una herramienta diseñada para determinada labor. En esta manera, los robots agrícolas con IA (inteligencia artificial) han llegado para perdurar en el tiempo en el sector agroindustrial, dando cabida a una nueva generación, llamada agricultura de precisión, que en estos momentos está aún emergiendo y teniendo grandes desarrollos. Es así como la Universidad Industrial de Santander se perfila en el espectro de desarrollo e investigación, como referente de esta nueva generación donde queda mucho por aportar.

Finalmente, este proyecto abrirá una nueva ventana, no solo para la IA (inteligencia artificial), sino también para otras tecnologías que se están sumando, como el Big data, el internet de las cosas (IoT), el uso de drones, la aplicación de sensores, la nanotecnología y las plataformas de comunicación, entre otras, siendo relevantes en potenciar la tecnificación y automatización de la industria del campo colombiano.

### 13. RECOMENDACIONES.

- Utilizar un chasis que sea modular y se componga de varias piezas móviles para un vehículo que estará en un terreno como el campo no es lo recomendado; es mejor opción incorporar un chasis monobloque con suspensión para hacer un vehículo más compacto, los terrenos agrícolas tienen muchas irregularidades que provocan vibraciones, desgastando y desajustando fácilmente las piezas móviles y de ensamble.
  
- Cuando se presenta un obstáculo y el vehículo debe hacer una corrección mínima, el sistema AWD no es eficiente, ya que podría comprometer el cultivo y el gasto energético es muy elevado; para ello, es mejor incorporar un sistema de dirección delantera por medio de servomotores, y, cambiar a un sistema de tracción trasera RWD en Deméter, para tener correcciones de forma más continua y armoniosa, bajando significativamente el gasto energético del sistema automático.
  
- El campo tiene un reto enorme a la hora de reconocer objetos mediante un único parámetro como lo es el color, debido a que hay muchos objetos que se pueden confundir con el cultivo de lechuga, por ejemplo, las hojas de los árboles que son de colores similares, por lo tanto, se recomienda hacer el reconocimiento del cultivo mediante el uso de inteligencia artificial, junto a la incorporación de un microcontrolador más veloz, produciendo un sistema más robusto y confiable.
  
- Las lechugas, y todos los cultivos, presentan en su tallo pequeñas malezas que crecen en edades tempranas y son las más riesgosas para las plantas, y, para llegar hasta esas zonas más cercanas al tallo, la herramienta debe incorporar dedos escardadores y garantizar así un escarde completo, favoreciendo el movimiento de la tierra, permitiendo mayor oxigenación de las plantas, mejor distribución de los nutrientes y eliminación total de la maleza.

➤ Se recomienda la creación de un aplicativo móvil que pueda conectarse al sistema automático por medio de una red WiFi o bluetooth, con el fin de tener versatilidad en el control manual de Deméter, y no estar limitado sólo al uso de un control remoto. Esta recomendación surge debido a que en la fase de pruebas la pantalla de la interfaz HMI sufre un golpe, comprometiendo su integridad e impidiendo completamente su traslado de forma manual.

## BIBLIOGRAFÍA.

BELÉN, María. (2009). ¿Existe una eco-bioética o bioética ambiental? En: Revista Latinoamericana de Bioética. Bogotá: Editorial Neogranadina, enero–junio de 2009. Volumen 9. Número 1. p. 8–27. ISSN 1657-4702

Deutsches Institut für Normung [DIN]. Chavetas Galas SRL. 6885. Estados Unidos 2005.

DIETSCHE, K. Y KLINGEBIEL, M. BOSCH, MANUAL DE LA TÉCNICA DEL AUTOMÓVIL. [en línea]. 4 ed. Plochingen: Robert Bosch. 2005. 724 p. [Consultado el 12 de Julio de 2020]. Disponible en: <https://books.google.com.co/books?id=lvDitKKI1SAC>

DOMÍNGUEZ SORIANO, Estaban José y FERRER RUIZ, Julián. Electricidad del vehículo. [en línea]. Pozuelo de Alarcón, Madrid: Editex. 2008. 99 p. [Consultado el 15 de Julio de 2020]. Disponible en: [https://books.google.com.co/books/about/Electricidad\\_del\\_veh%C3%ADculo.html?id=6xbawAEACAAJ&redir\\_esc=y](https://books.google.com.co/books/about/Electricidad_del_veh%C3%ADculo.html?id=6xbawAEACAAJ&redir_esc=y)

DOMINGUEZ, Esteban y FERRER, Julián. Baterías. En: Electricidad del vehículo: FPB, Formación Profesional Básica [en línea]. Editex, 2014. [Consultado 16 de julio de 2020]. Capítulo 4. Disponible en: <https://books.google.com.co/books?id=YFW>

GONZÁLEZ VELASCO, Jaime. Energías renovables. [en línea]. Barcelona: Reverté, 2013. 591 p. [Consultado: 14 de Julio de 2020]. Disponible en: [https://books.google.com.co/books?id=bl6L8E\\_9t1kC](https://books.google.com.co/books?id=bl6L8E_9t1kC)

GOSWAMI, D. Yogi y KREITH. Frank. Energy Efficiency And Renewable Energy Handbook. [en línea]. 2 ed. London NY: CRC Press. 2016. 949 p. [Consultado el 15 de Julio de 2020]. Disponible en: <https://books.google.com.co/books?id=GtaYcGAAQBAJ>. ISBN978-1-4665-8509-6

HUTTE Manual del ingeniero. [en línea]. Tomo IV. Barcelona: EDITORIAL GUSTAVO GILI, S. A. 1938. [Consultado el 10 de Julio de 2020]. Disponible en: [https://www.academia.edu/35480009/Manual\\_del\\_Ingeniero\\_-\\_Hutte\\_-\\_Tomo\\_II](https://www.academia.edu/35480009/Manual_del_Ingeniero_-_Hutte_-_Tomo_II)

IMINOX. ¿Qué tipos de acero inoxidable se utilizan en los vehículos pesados? [sitio web]. México: 2020. [Consultado: 21 de julio de 2020]. Disponible en: <https://iminox.org.mx/que-tipos-de-acero-inoxidable-se-utilizan-en-los-vehiculos-pesa-dos/>

IMINOX. Acero inoxidable en la industria del transporte: Aceros inoxidables austeníticos [sitio web]. México: 2020. [Consultado: 21 de julio de 2020]. Disponible en: <http://iminox.org.mx/aplicainox/index.php/transporte/#inoxidables-austeniticos>

LOPEZ GALINDO, Diana Lucia. Análisis de texturas de una aleación de aluminio AlCu5Mg (206) mediante la técnica EBSD [en línea]. Tesis en opción al grado de maestra en ciencias de la ingeniería mecánica con especialidad en materiales. San Nicolas De Los Garza: Universidad Autónoma de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. 2012. 38 P. [Consultado: 17 de Julio de 2020]. Disponible en: <http://eprints.uanl.mx/3019/1/1080224829.pdf>

MARTIN PEREZ, Ana. Guía del Vehículo Eléctrico. [en línea]. Madrid: 2015. [Consultado el 12 de Julio de 2020]. Disponible en: <https://www.icmm.csic.es/es/divulgacion/documentos/Guia-del-Vehiculo-Electrico-2009-fenercom.pdf?id=127>

MARTINEZ, Saul; ALCALA, Imelda. Introducción. En: La migración campo-ciudad, un grave problema social y educativo. [en línea]. Chihuahua MEXICO: 2019. [Consultado en: 12/07/2020]. Disponible en [http://cie.uach.mx/cd/docs/area\\_07/a7p11.pdf](http://cie.uach.mx/cd/docs/area_07/a7p11.pdf)

MENESES FLORES, Jorge Enrique. AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL [PDF]. Bucaramanga (Colombia): Fecha de publicación 01 de mayo de 2020.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. (4a ed.). Mexico: PEARSON, 2011 [Consultado el día 25 de agosto de 2020]. ISBN 978-607-32-0589-4.

NATIONAL GEOGRAPHIC EN ESPAÑOL. ¿Cuánto aumenta la población mundial por año? [sitio web]. 2020. [Consultado: 12 de jul. de 2020]. Disponible en: <https://www.ngenespanol.com/dato-dia/cuanto-aumenta-poblacion-mundial-ano/>.

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas: enfoque integrado . (4a ed.). Mexico: PEARSON, 2006 [Consultado el día 25 de agosto de 2020]. ISBN 970-26-0812-0.

PALAZUELOS, Enrique. EL OLIGOPOLIO QUE DOMINA EL SISTEMA ELECTRICO. [en línea]. [Lugar de publicación no identificado]: EDICIONES AKAL. 2019. 5 Cap. [Consultado el 12 de Julio de 2020]. Disponible en: <https://books.google.com.co/books?id=aRW3DwAAQBAJ>. ISBN: 978-84-460-4836-7

PFERD. Calculadora de tolerancias para ejes y agujeros. Alemania: 2014. [Consultado: 25 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.pferd.com/es-es/servicios/calculadora-ajustes-tolerancias-pferd/>

RUEDA MARTÍNEZ, Jesús. Sistemas ELECTRICOS y ELECTRONICOS de las AERONAVES. [en línea]. Madrid: Gráficas Rogar, Polígono Alparrece, Navalcamero. 2007, 15 p. [Consultado: 14 de Julio de 2020]. Disponible en: <https://books.google.com.co/books?id=0TkyNDv8e94C>

SAAVEDRA DEL R. Gabriel; CORRADINI S. Fabio; ANTÚNEZ B. Alejandro; FELMER E. Sofia; ESTAY P. Patricia y SEPULVEDA R. Paulina. Manual de producción de lechuga. [en línea]. Santiago de Chile: Gabriel Saavedra Del R. 2017. [Consultado el 10 de Julio de 2020]. Disponible en: <https://www.inia.cl/wp-content/uploads/ManualesdeProduccion/09%20Manual%20Lechuga.pdf>. ISSN 0717-4829.

SKF. SKF Bearing Select: Herramienta SKF para la selección de rodamientos. Estados Unidos: 2019. [Consultado: 25 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.skf.com/co/support/engineering-tools/bearing-select>

SYGENTA Colombia. ¿Robots en el campo? Bogotá, Colombia: (12 de enero 2018). [Consultado: 12 de jul. de 2020]. Disponible en: <https://www.syngenta.com.co/news/noticias/robots-en-el-campo>

VEGA, Juan. Principios y aplicaciones de las baterías tradicionales. En: Principios y Aplicaciones de la Energía Fotovoltaica y de las Baterías [en línea]. Universidad Católica de Chile, 2018. p. 547. ISBN 978-956-14-2356-5. [Consultado 16 de julio de 2020]. Disponible en: <https://books.google.com.co/books?id=EmqPDwAAQBAJ>

**ANEXOS.**

## ANEXO A. CÁLCULO DEL NÚMERO DE BATERIAS

El número de baterías se fundamenta en el tiempo de funcionamiento, el número de motores, la velocidad y el voltaje del sistema; a continuación, se resumen los datos de entrada:

**Tabla 25. Parámetros de entrada para el cálculo de baterías**

Numero de motores	Potencia de cada motor $P_w$ [W]	Velocidad de trabajo Vel [km/h]	Horas de trabajo h [h]	Voltaje del sistema V [V]
4	250	2.1	3	24

**Fuente:** Elaboración propia.

Lo primero que se calcula es la potencia total del sistema, con el número total de los motores y la potencia de cada uno:

$$P_{total} = P_w \cdot Nm \quad (31)$$

$$P_{total} = 250 [W] \cdot 4 = 1000 [W] \quad (32)$$

La potencia total da como resultado 1000 [W], posterior a ello la potencia total para los motores en corriente continua se expresa como la multiplicación del voltaje por la corriente:

$$P_{total} = V \cdot I \quad (33)$$

$$1000 [W] = 24 [V] \cdot I \rightarrow I = 42 [A] \quad (34)$$

La corriente de trabajo en amperios da como resultado 42 [A]; la potencia del motor también se puede expresar en consumos por hora, de este modo se puede tener la

capacidad de seleccionar el mejor juego de baterías, que cumplan con el requerimiento, las horas de trabajo,  $h$ , son definidas por el usuario.

$$P_{total_{horas}} = P_{total} \cdot h \quad (35)$$

$$P_{total_{horas}} = 1000 [W] \cdot 3 [h] \quad (36)$$

El consumo da como resultado 3000 [Wh], las baterías son adquiridas por su capacidad definida en amperio por hora, para ello se usa la siguiente expresión:

$$I_{[Ah]} = \frac{P_{total_{horas}}}{V} \quad (37)$$

$$I_{[Ah]} = \frac{3000 [Wh]}{24 [V]} = 125 [Ah] \quad (38)$$

La capacidad de las baterías debe ser de 125 [Ah], las baterías que cuentan con tecnología VRLA no deben descargarse más del 30%, por ello se debe aumentar la capacidad final, así se obtiene un valor de 163 [Ah] aproximadamente, el valor debe estar por encima de este valor.

Finalmente, con el tiempo de uso y la velocidad se puede calcular la cantidad total de metros recorridos:

$$Distancia = Vel \left[ \frac{Km}{h} \right] \cdot h \cdot 1000 \left[ \frac{m}{km} \right] \quad (39)$$

Finalmente se realiza un programa para calcular la capacidad de las baterías de forma rápida y poder variar los parámetros de entrada, y encontrar la mejor relación entre capacidad y tiempo de trabajo; también se puede variar el voltaje de operación, resaltando que, a mayor voltaje de operación hay menos consumo de corriente a la misma potencia, todo dependerá de los componentes que operen en

este rango y el espacio disponible ya que un sistema de más voltaje requiere más espacio disponible para las baterías.

**Figura 114. Interfaz gráfica del programa: número total de baterías.**

**Calculo número de baterías vehículo autónomo**

**DATOS DE ENTRADA**

Número de motores

Horas de trabajo  [h]

Velocidad de trabajo  [Km/h]

Potencia de cada motor  [w]

Voltaje de trabajo

12 [v]  24 [v]  48 [v]

**SISTEMA A 24 [V]**

Corriente total del sistema 41.67 [A]

Potencia en 3 horas 3000 [Wh]

Capacidad ideal BAT 125 [Ah]

Capacidad REAL BAT 162.5 [Ah]

Distancia total recorrida 6300 [m]

Potencia de los motores 1000 [w]

Calcular

Universidad Rafael Ángel de León

**Fuente:** Elaboración propia.

## ANEXO B. CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA.

Para el cálculo de la transmisión de potencia por cadena, se toma como referencia el procedimiento del capítulo 7 del libro de Mott<sup>16</sup>.

**Tabla 26. Datos de diseño para la transmisión por cadena.**

RPM <sub>entrada</sub>	RPM <sub>salida</sub>	Pot <sub>transmitida</sub>
87	29	0.335

**Fuente:** Elaboración propia.

Se aclara que todas las figuras y páginas nombradas y no exhibidas en el presente anexo, hacen referencia al libro de Mott ya presentado.

- Se inicia con el cálculo de la potencia de diseño de la cadena,  $Pot_{diseño}$ , teniendo en cuenta el factor de servicio,  $F_s$ , igual a 1.3 por tener choques moderados, seleccionado de la tabla 7.8:

$$Pot_{diseño} = Pot * F_s = 0.335 [HP] * 1.3 = 0.4355 \quad (40)$$

- Se calcula la relación de transmisión que tendrá la cadena, para las velocidades especificadas en la tabla al inicio del anexo.

$$rel = \frac{rpm_{in}}{rpm_{out,esperada}} = \frac{87 [RPM]}{29[RPM]} = 3 \quad (41)$$

- Se procede a seleccionar el paso de la cadena y el tipo de lubricación. Para facilidad en la adquisición de la cadena, se selecciona una cadena Número 40 con paso 1/2 in. Además, se establece lubricación tipo A, manual o por goteo.

---

<sup>16</sup> MOTT, Robert. Transmisiones por bandas y por cadenas. En: Diseño de elementos de máquina. Cuarta edición. México: Pearson Educación, 2006. P. 894. ISBN: 970-26-0812-0.

- El número de dientes del sprocket pequeño,  $N_{in}$ , se establece en 12 ya que la velocidad es menor a 87 rpm. Luego, se procede a calcular el número de dientes del sprocket mayor,  $N_{out}$ :

$$N_{out} = N_{in} * rel = 12 * 3 = 36 \quad (42)$$

- Por lo tanto, la velocidad de salida de la transmisión de potencia por cadena es igual a:

$$rpm_{out} = rpm_{in} * \left(\frac{N_{in}}{N_{out}}\right) = 87 [rpm] * \left(\frac{12}{36}\right) = 29 [rpm] \quad (43)$$

- Verificando la relación y la velocidad de salida de la transmisión, se procede a calcular el diámetro de paso del sprocket pequeño,  $D_{in}$ , y del sprocket grande,  $D_{out}$ :

$$D_{in} = \frac{paso}{\sin\left(\frac{180}{N_{in}}\right)} = \frac{0.5 [in]}{\sin\left(\frac{180}{12}\right)} = 1.932 [in] \quad (44)$$

$$D_{out} = \frac{paso}{\sin\left(\frac{180}{N_{out}}\right)} = \frac{0.5 [in]}{\sin\left(\frac{180}{36}\right)} = 5.737 [in] \quad (45)$$

- Ahora se procede a calcular la distancia entre centros de los sprockets, así, que inicialmente por recomendación de que  $30 [\text{pasos}] < C < 50 [\text{pasos}]$ , se asume una distancia entre centros,  $C$ , de 48 [pasos]. Ahora, basado en esa suposición, se calcula la longitud total de la cadena,  $L$ :

$$L = (2 * C) + \left(\frac{N_{out} + N_{in}}{2}\right) + \left(\frac{(N_{out} - N_{in})^2}{4 * C * \pi^2}\right) \quad (46)$$

$$L = 120.3 \quad (47)$$

- Ahora, se aplica la corrección a la longitud total de la cadena, sabiendo que debe tener un número de pasos par, y debe ser un número entero, se corrige la longitud a 120 pasos. Con esta distancia corregida, se procede a recalcular la distancia entre centros:

$$C_{\text{corregido}} = \left(\frac{1}{4}\right) * (\text{paso})$$

$$* \left( L_{\text{corregida}} - \left(\frac{N_{\text{out}} + N_{\text{in}}}{2}\right) \right) \quad (48)$$

$$+ \sqrt{\left( \left( \left( L_{\text{corregida}} - \left(\frac{N_{\text{out}} + N_{\text{in}}}{2}\right) \right)^2 - \frac{8 * (N_{\text{out}} - N_{\text{in}})^2}{4 * \pi^2} \right) \right)}$$

$$C_{\text{corregido}} = 23.924 \text{ [in]} \quad (49)$$

- Una vez se tiene la distancia entre centros, se verifican los ángulos de contacto de la cadena, con el fin de una transmisión óptima de potencia. Los ángulos de contacto del sprocket pequeño,  $\theta_1$ , y del sprocket grande,  $\theta_2$ , deben ser mayores a  $120^\circ$ :

$$\theta_1 = 180 - \left( 2 * \arcsin\left(\frac{D_{\text{out}} - D_{\text{in}}}{2 * C_{\text{corregido}}}\right) \right) \quad (50)$$

$$\theta_1 = 180 - \left( 2 * \arcsin\left(\frac{5.737[\text{in}] - 1.932[\text{in}]}{2 * 23.924[\text{in}]}\right) \right) = 170.9^\circ \quad (51)$$

$$\theta_2 = 180 + \left( 2 * \arcsin\left(\frac{D_{\text{out}} - D_{\text{in}}}{2 * C_{\text{corregido}}}\right) \right) \quad (52)$$

$$\theta_2 = 180 + \left( 2 * \arcsin \left( \frac{5.737[in] - 1.932[in]}{2 * 23.924[in]} \right) \right) = 189.1^\circ \quad (53)$$

Con esto, queda comprobado el correcto diseño de la transmisión de potencia por cadena. Se presenta una tabla resumen con los parámetros más importantes de la transmisión:

**Tabla 27. Datos relevantes de la transmisión por cadena.**

<b>Paso [in]</b>	<b>#Dientes sprocket mayor</b>	<b>#Dientes sprocket menor</b>	<b>Longitud total [pasos]</b>	<b>Distancia entre centros [in]</b>	<b>Número de cadena</b>
0.5	36	12	120	23.924	40

**Fuente:** Elaboración propia.

## ANEXO C. CÁLCULO DE TORQUES.

Se analiza el torque resultante después de las etapas de reducción de velocidad con los métodos de transmisión de potencia, por medio de un reductor de velocidad de tornillo sin fin, y posteriormente por la transmisión de cadena.

Se analizan tres momentos de torque, en la salida del motor, en la salida del reductor tornillo sin fin, y en la salida de la transmisión por cadena. Para esto, se considera que:

**Tabla 28. Datos iniciales.**

Velocidad del motor [RPM]	Potencia del motor [W]	Reducción tornillo sin fin	Reducción por cadenas
2600	250	1:30	1:3

**Fuente:** Elaboración propia.

- Se analiza primero el torque que posee el motor:

$$T_{motor} = Pot_{motor} * \frac{9.549}{RPM_{motor}} = 250 [W] * \frac{9.549}{2600[rpm]} \quad (54)$$

$$T_{motor} = 0.9182 [N \cdot m] \quad (55)$$

- Seguidamente, se analiza el torque que sale después de pasar por el reductor de tornillo sin fin. Este tiene una reducción,  $i_{red}$ , de 1:30, y una eficiencia de transmisión de 0.64,  $\eta_{red}$ , dada por su fabricante. Por lo tanto, se tiene que el torque que sale del reductor,  $T_{red}$ , es igual a:

$$T_{red} = T_{motor} * \eta_{red} * i_{red} = 0.9182 [N \cdot m] * 0.64 * 30 \quad (56)$$

$$T_{red} = 17.629 [N \cdot m] \quad (57)$$

• Finalmente, se presenta el torque que sale después de pasar por el sistema de transmisión por cadena. Este tiene una reducción,  $i_{cad}$ , de 1:3, y una eficiencia de transmisión de 0.95,  $\eta_{cad}$ , dada por su fabricante. Por lo tanto, se tiene que el torque que sale de la transmisión por cadenas,  $T_{cad}$ , es igual a:

$$T_{cad} = T_{red} * \eta_{cad} * i_{cad} = 17.629 [N \cdot m] * 0.95 * 3 \quad (58)$$

$$T_{cad} = 50.24 [N \cdot m] \quad (59)$$

## ANEXO D. CÁLCULO DIÁMETRO EJE TREN INFERIOR DE TRANSMISIÓN.

Mediante el presente anexo se presenta a detalle el cálculo del eje del tren de transmisión inferior del sistema automático Deméter.

Este proceso de cálculo se realiza teniendo como base la norma ASME B106.1M – 1985<sup>17</sup>, y para las propiedades del material, el apéndice 3 del libro Mott<sup>18</sup>.

**Tabla 29. Propiedades del acero AISI 1040 estirado en frío.**

Propiedades del Acero AISI 1040 estirado en frío		
Resistencia a la fluencia	Sy	71000 [psi]
Resistencia ultima a la tensión	Su	80000 [psi]
%elongación	elong	12/100
Resistencia a la fatiga	Sn	31000 [psi]

**Fuente:** Elaboración propia.

Se inicia calculando los factores que influyen en el proceso de cálculo del eje.

- Ka: Factor de superficie. En función de la resistencia última a la tensión, Figura 1, Norma ASME B106.1M.

$$k_a = 0.78 \quad (60)$$

- Kb: Factor de tamaño. Para cuando  $D < 2''$ , Figura 2, Norma ASME B106.1M. Suponiendo un diámetro de eje de 1:

<sup>17</sup> AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. Design of Transmission Shafting. ANSI/ASME B106.1M – 1985. Estados Unidos: The American Society Of Mechanical Engineers. 1985. 33 p.

<sup>18</sup> MOTT, Robert. Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados. En: Diseño de elementos de máquina. Cuarta edición. México: Pearson Educación, 2006. P. 894. ISBN: 970-26-0812-0.

$$k_b = \left(\frac{D}{0.3}\right)^{-0.068} = \left(\frac{1}{0.3}\right)^{-0.068} = 0.921 \quad (61)$$

- Kc: Factor de confiabilidad. Cuando la confiabilidad es del 99%, Tabla 1, Norma ASME B106.1M:

$$k_c = 0.814 \quad (62)$$

- Kd: Factor de temperatura. Para cuando T° está entre -57°C y 204°C, Tabla 2, Norma ASME B106.1M:

$$k_d = 1 \quad (63)$$

- Ke: Factor de ciclos de trabajo.

$$k_e = 1 \quad (64)$$

- Todos estos factores se calculan y se hallan con una razón, determinar el límite de resistencia del eje corregido, Snr:

$$S_{nr} = S_n * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (65)$$

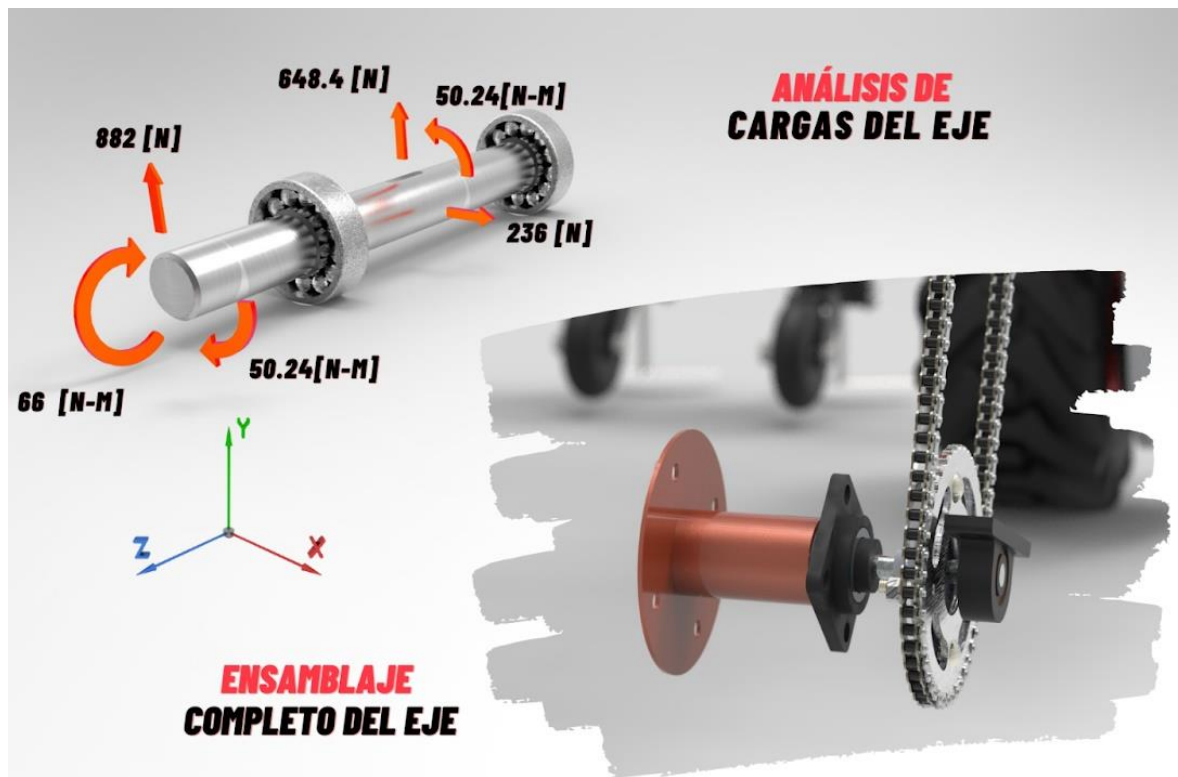
$$S_{nr} = 31000 [psi] * 0.78 * 0.921 * 0.814 * 1 * 1 \quad (66)$$

$$S_{nr} = 18127.6 [psi] \quad (67)$$

Antes de continuar con los cálculos, se presenta la gráfica de cargas presentes en el eje del tren inferior, dadas por la llanta en voladizo y el momento torsor proporcionado por la transmisión de cadenas. Para el momento torsor que transmiten las cadenas, se puede ver su cálculo a mayor detalle en el ANEXO C.

Para la llanta en voladizo, se toma la consideración que el vehículo posee un peso de 1962 [N] (200 kg) y traslada una carga de 1570 [N] (160 kg) de cosecha, y al distribuir el peso total (3532 [N]) entre los cuatro módulos de tracción, resulta 882 [N].

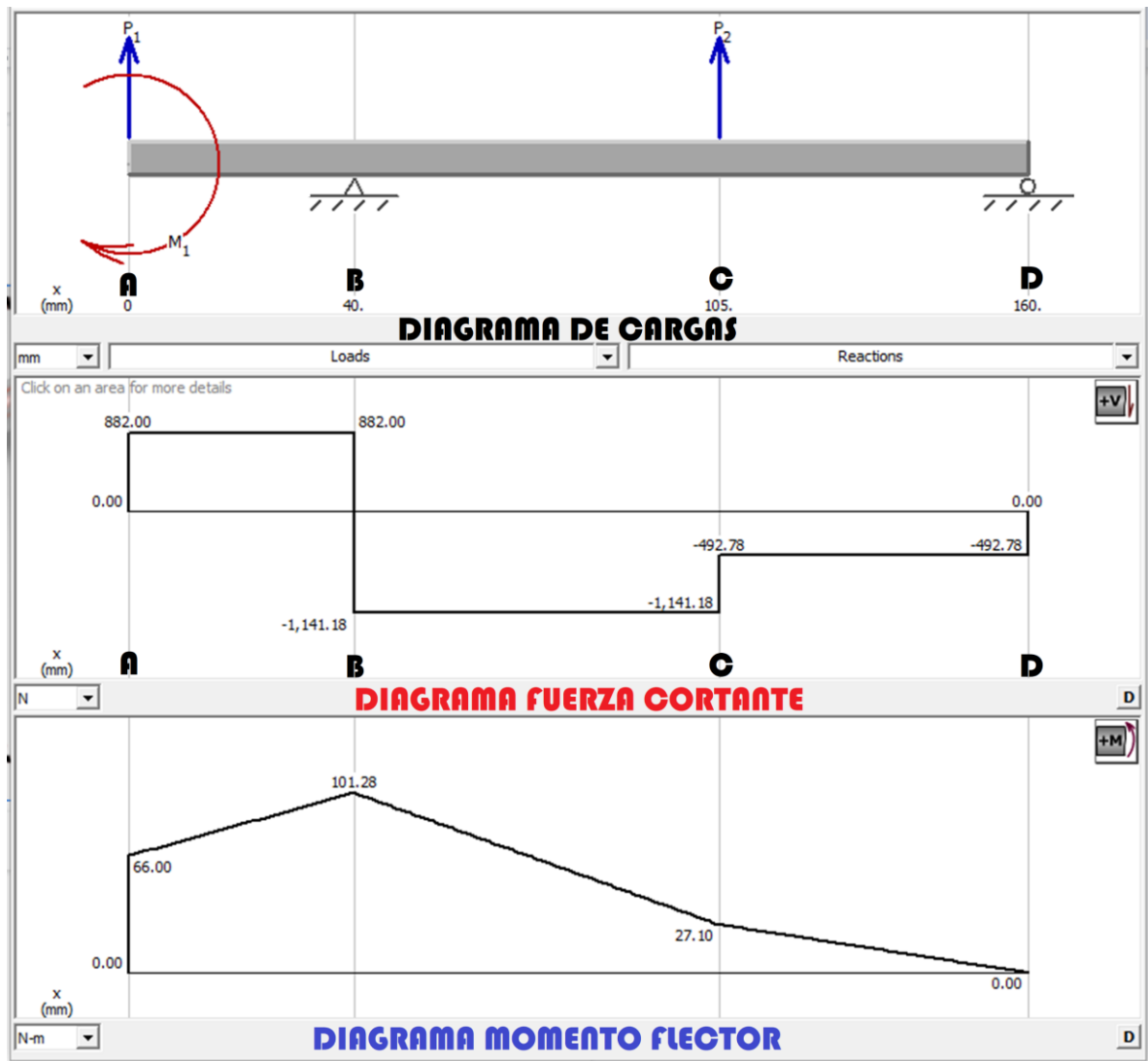
Figura 115. Análisis de carga en el eje inferior.



Fuente: Elaboración propia.

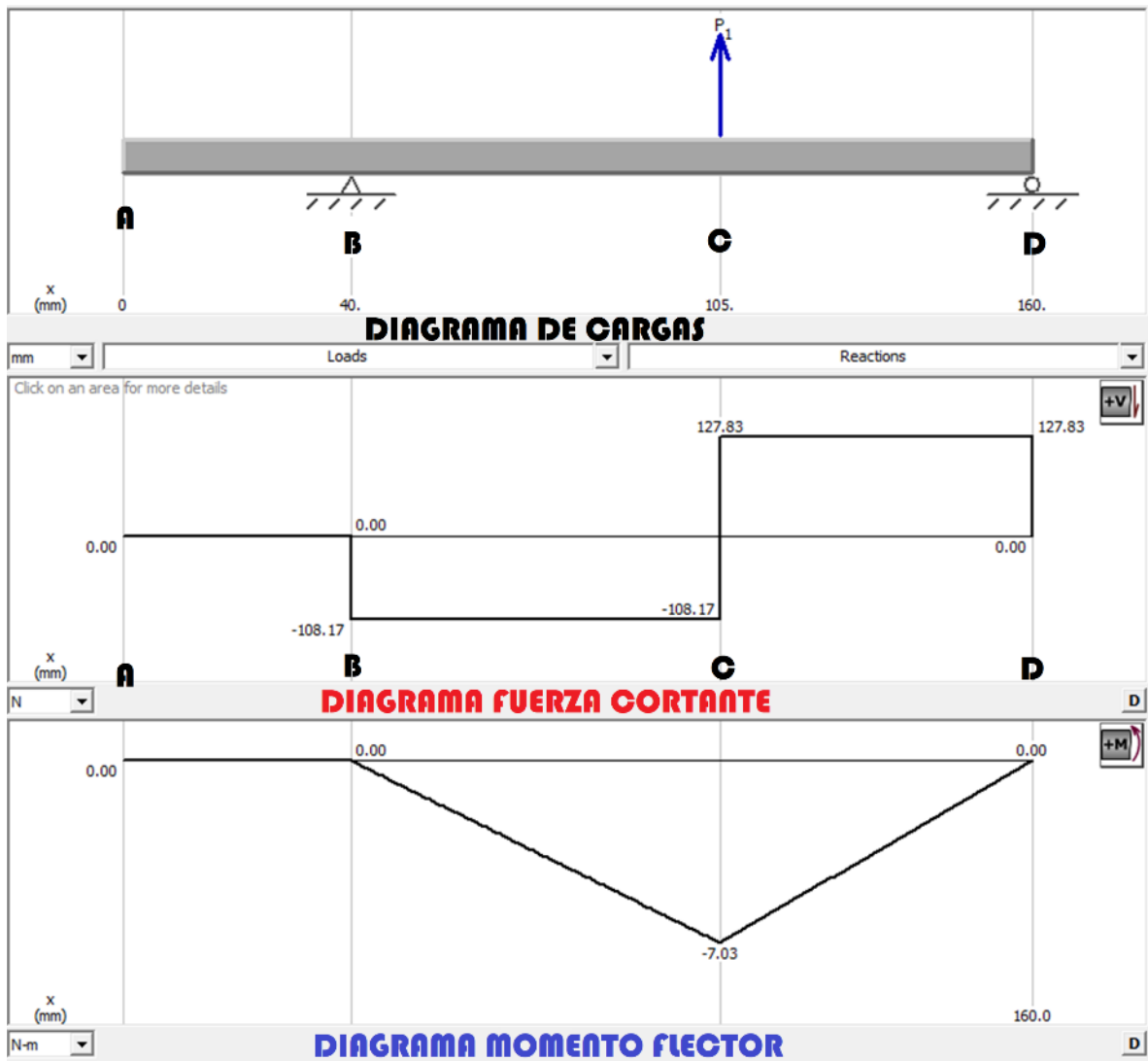
Seguido al análisis de cargas en el eje, se realizan los respectivos diagramas de cargas, fuerza cortante, momento flector y momento torsor en los respectivos planos, para evaluar las secciones del eje y sus diferentes tipos de carga:

Figura 116. Diagramas en el plano ZY.



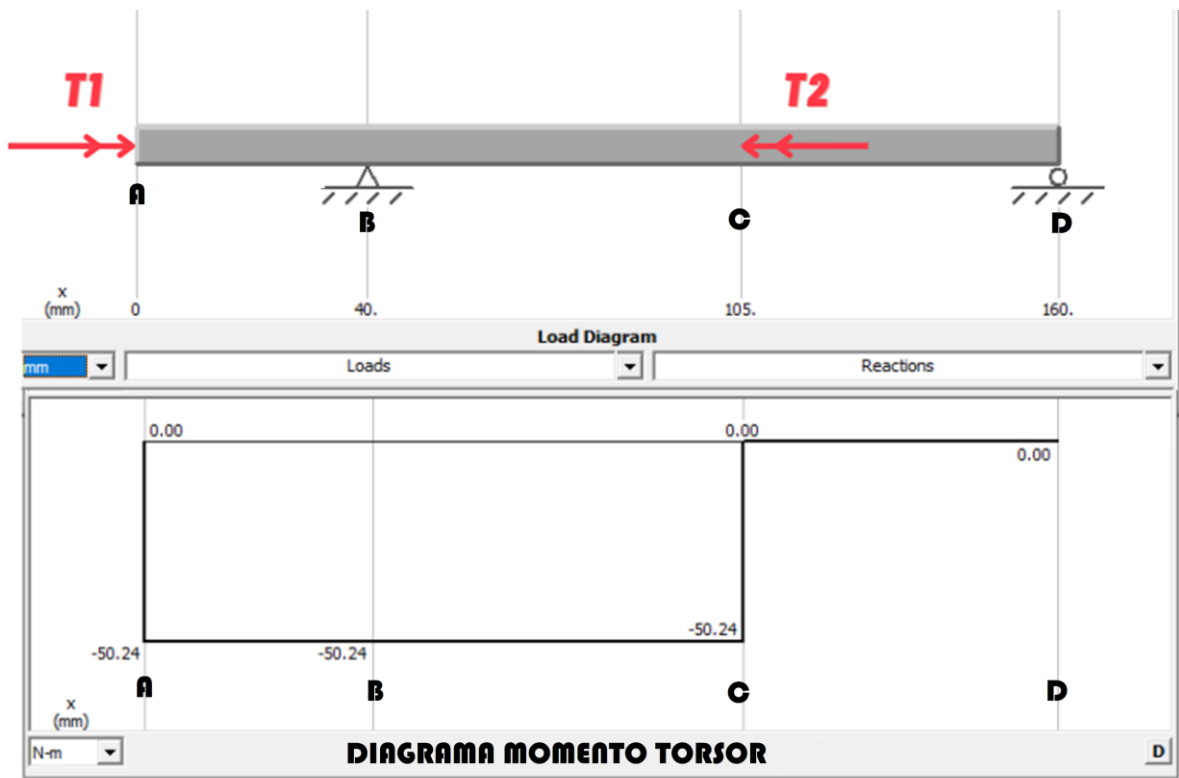
Fuente: Elaboración propia.

Figura 117. Diagramas en el plano ZX.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 118. Diagrama de momento torsor.



Fuente: Elaboración propia.

Ahora, se determina el factor de seguridad para los tres puntos críticos del eje, definidos por las condiciones de carga, teniendo en cuenta que desde el inicio del proceso de cálculo se supuso un diámetro de eje de 1”.

- **Punto A.**

Debido a que no hay cambio de sección, ni chaveteros, el factor de discontinuidades geométricas de A,  $k_{fa}$ , es igual a 1.

$$k_{fa} = 1 \quad (68)$$

En los diagramas, los valores se encuentran en N, por lo tanto, se realiza la respectiva conversión y poder determinar el factor de seguridad de A. Momento flector en A:

$$M_a = 66 [N \cdot m] = 584 [lb \cdot in] \quad (69)$$

Momento torsor en A:

$$T_a = 50.24 [N \cdot m] = 443 [lb \cdot in] \quad (70)$$

Por lo tanto, se tiene que:

$$D = \left[ \left( \frac{32 * N_a}{\pi} \right) * \left( \sqrt{\left[ k f_a * \left( \frac{M_a}{S_{nr}} \right) \right]^2 + \left( \frac{3}{4} * \left( \frac{T_a}{S_y} \right)^2 \right)} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (71)$$

$$1 [in] = \left[ \left( \frac{32 * N_a}{\pi} \right) * \left( \sqrt{\left[ 1 * \left( \frac{584 [lb \cdot in]}{18127.6 [psi]} \right) \right]^2 + \left( \frac{3}{4} * \left( \frac{443 [lb \cdot in]}{71000 [psi]} \right)^2 \right)} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (72)$$

$$N_a = 3.007 \quad (73)$$

Con  $N_a = 3.007$  se observa que el eje es seguro, y se continua el análisis en los siguientes dos puntos críticos, B y C.

• **Punto B.**

Debido a que no hay cambio de sección, ni chaveteros, el factor de discontinuidades geométricas de B,  $k f_b$ , es igual a 1.

$$k f_b = 1 \quad (74)$$

En los diagramas, los valores se encuentran en N, por lo tanto, se realiza la respectiva conversión y poder determinar el factor de seguridad de B. Momento flector en B:

$$M_b = 101.28 [N \cdot m] = 894 [lb \cdot in] \quad (75)$$

Momento torsor en A:

$$T_b = 50.24 [N \cdot m] = 443 [lb \cdot in] \quad (76)$$

Por lo tanto, se tiene que:

$$D = \left[ \left( \frac{32 * N_b}{\pi} \right) * \left( \sqrt{\left[ k f_b * \left( \frac{M_b}{S_{nr}} \right) \right]^2 + \left( \frac{3}{4} * \left( \frac{T_b}{S_y} \right)^2 \right)} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (77)$$

$$1 [in] = \left[ \left( \frac{32 * N_b}{\pi} \right) * \left( \sqrt{\left[ 1 * \left( \frac{894 [lb \cdot in]}{18127.6 [psi]} \right) \right]^2 + \left( \frac{3}{4} * \left( \frac{443 [lb \cdot in]}{71000 [psi]} \right)^2 \right)} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (78)$$

$$N_b = 1.98 \quad (79)$$

Con  $N_b = 1.98$  se observa que el eje es seguro, y se continua el análisis en el último punto crítico, C.

• **Punto C.**

Debido a que existe un cuñero de perfil, el factor de discontinuidades geométricas de C,  $k_{fc}$ , es igual a 2.

$$kf_c = 2 \quad (80)$$

En los diagramas, los valores se encuentran en N, por lo tanto, se realiza la respectiva conversión y poder determinar el factor de seguridad de B. Momento flector en B:

$$M_c = 28 [N \cdot m] = 247 [lb \cdot in] \quad (81)$$

Momento torsor en A:

$$T_c = 50.24 [N \cdot m] = 443 [lb \cdot in] \quad (82)$$

Por lo tanto, se tiene que:

$$D = \left[ \left( \frac{32 * N_c}{\pi} \right) * \left( \sqrt{ \left[ kf_c * \left( \frac{M_c}{S_{nr}} \right) \right]^2 + \left( \frac{3}{4} * \left( \frac{T_c}{S_y} \right)^2 \right) } \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (83)$$

$$1 [in] = \left[ \left( \frac{32 * N_c}{\pi} \right) * \left( \sqrt{ \left[ 1 * \left( \frac{247 [lb \cdot in]}{18127.6 [psi]} \right) \right]^2 + \left( \frac{3}{4} * \left( \frac{443 [lb \cdot in]}{71000 [psi]} \right)^2 \right) } \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (84)$$

$$N_c = 3.5 \quad (85)$$

Con  $N_c = 3.5$  se observa que el eje es seguro, ya que todos los puntos críticos poseen un factor de seguridad mayor o igual a 1.98. Entonces, se define el eje del tren de transmisión inferior con un **diámetro de 1 in**, a fines de reducir su costo de comercialización y o manufactura, es decir, para conseguirlo más fácil.

Si se desea ver el análisis de desplazamientos y la corroboración del diseño del eje, por favor revisar la sección 7.3.

## ANEXO E. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS PARA EJES

En el siguiente anexo se desarrolla una serie de ecuaciones que estandarizan el proceso de selección para las chavetas. El primer paso es definir el factor de seguridad, el cual se define como 3.

$$N_s = 3 \quad (86)$$

Posterior a ello se buscan las propiedades del material el cual se empleará en la chaveta, en las chavetas estandarizadas **DIN 6885** usan normalmente **acero 1045 de bajo carbono**.

$$\text{Resistencia a la fluencia} = 314325000 \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (87)$$

Posterior a ello se calcula la fuerza en el chavetero a partir de la potencia y las RPM del sistema, para una mayor claridad se presenta del esquema de la fuerza que actúa sobre el chavetero, donde se muestran los parámetros de entrada y las medidas importantes del chavetero.

**Tabla 30. Parámetros de entrada para el cálculo de la fuerza sobre el chavetero.**

<b>Diámetro del eje [m]</b>	<b>Revoluciones del eje [RPM]</b>	<b>Potencia [kW]</b>
0.0254	29	0.250

**Fuente:** Elaboración propia.

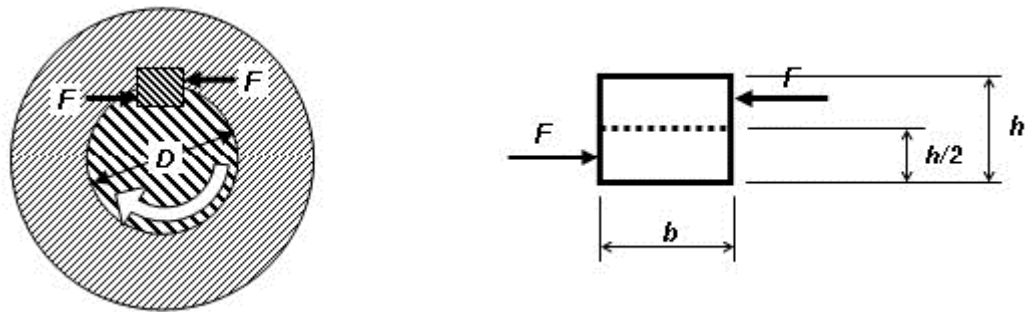
La fuerza que soporta el chavetero está definida por:

$$Fuerza = 2 \cdot \frac{M_a \left[ \frac{N}{m} \right]}{D [m]} \quad (88)$$

$$M_a \left[ \frac{N}{m} \right] = 9550 \cdot \frac{P [kW]}{n [RPM]} = 9550 \cdot \frac{0.250 [kW]}{29 [RPM]} = 82.3 \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (89)$$

Posterior al cálculo la fuerza resultante sobre la chaveta es de 6482 [N]

**Figura 119. Esquema de la fuerza que actúa sobre el chavetero.**



**Fuente:** Elaboración propia.

El proceso de selección parte de asumir dos de los tres parámetros del tamaño de la chaveta, la chaveta tiene 3 dimensiones alto, ancho y el largo; asumimos ancho (b) y el alto (h) y se calcula la tercera longitud, el largo, luego se debe buscar si la chaveta esta estandarizada, si sirve, y si la profundidad del eje nos permite instalar la misma.

La longitud se define por dos análisis y se escoge el valor más alto, se analiza por cortante y por aplastamiento mediante las siguientes ecuaciones.

### **CORTANTE:**

$$L_{cortante}[mm] = \left[ \frac{4 * Ma \left[ \frac{N}{m} \right] * Ns}{D[m] * b[m] * \tau_y \left[ \frac{N}{m^2} \right]} \right] \cdot 1000 \left[ \frac{mm}{m} \right] \quad (90)$$

$$L_{cortante}[mm] = \left[ \frac{4 * 82.33 \left[ \frac{N}{m} \right] * 3}{0.0254[m] * 0.008[m] * 1.5 \cdot 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]} \right] \cdot 1000 \left[ \frac{mm}{m} \right] \quad (91)$$

$$L_{cortante} = 30.94 [mm] \quad (92)$$

### **APLASTAMIENTO:**

$$L_{aplastamiento}[mm] = \left[ \frac{4 * Ma \left[ \frac{N}{m} \right] * Ns}{D[m] * h[m] * S_{aplastamiento} \left[ \frac{N}{m^2} \right]} \right] \cdot 1000 \left[ \frac{mm}{m} \right] \quad (93)$$

$$L_{aplastamiento}[mm] = \left[ \frac{4 * 82.33 \left[ \frac{N}{m} \right] * 3}{0.0254[m] * 0.007[m] * 3.14 \cdot 10^8 \left[ \frac{N}{m^2} \right]} \right] \cdot 1000 \left[ \frac{mm}{m} \right] \quad (94)$$

$$L_{aplastamiento} = 17.68 [mm] \quad (95)$$

Después de tener la longitud definida **30.94 [mm]**, por ser el valor más alto, se debe buscar en la norma DIN 6885 para corroborar si el diámetro del eje, la longitud y la combinación de los parámetros b y h existen. Debido a que, si existe, para la aplicación del eje de Deméter se establece una chaveta estandarizada de referencia DIN **6885-8-7-32-A**. El anterior método es utilizado para calcular cualquier chaveta para ejes de forma estandarizada.

## ANEXO F. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

Los rodamientos son seleccionados con el catálogo de SKF<sup>19</sup>; los parámetros de entrada son:

**Tabla 31. Parámetros de entrada para la selección de los rodamientos.**

Velocidad de giro vel <sub>rpm</sub> [RPM]	Velocidad angular [rad/s]	Fuerza radial [kN]	Fuerza axial [kN]	Diámetro del eje [m]
29	3	0.889	0	0.0254

**Fuente:** Elaboración propia.

Los rodamientos se deben calcular mediante la vida útil nominal método basados en el catálogo de la marca SKF. El primer paso es asumir un rodamiento fundamentado en el diámetro del eje.

**Rodamiento asumido:** *Rodamiento YAR 205-100-2F.*

**Tabla 32. Parámetros de entrada para la selección de los rodamientos**

Diámetro menor [mm]	Diámetro mayor [mm]	Capacidad de carga C [kN]	Capacidad de carga básica estática C <sub>0</sub> [kN]	Carga límite de fatiga en P <sub>u</sub> [kN]	Velocidad límite de funcionamiento [RPM]
25.4	52	14	7.8	0.335	7000

**Fuente:** Elaboración propia.

<sup>19</sup> RODAMIENTOS SKF. Catálogo de rodamientos SKF. Estados Unidos: 2019. [Consultado: 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

### Cálculo de la vida nominal básica.

Carga dinámica equivalente igual a fuerza radial. Ya que la fuerza axial es igual a 0.

$$P = F_{radial} \quad (96)$$

$$P = 0.889 \text{ [kN]} \quad (97)$$

Selección del exponente  $P_v$  de la vida útil; para rodamiento de bolas:

$$P_v = 3 \quad (98)$$

La relación de carga se define por:

$$Rel_{carga} = \frac{C \text{ [kN]}}{P \text{ [kN]}} \quad (99)$$

$$Rel_{carga} = \frac{14 \text{ [kN]}}{0.889 \text{ [kN]}} \quad (100)$$

$$Rel_{carga} = 15.75 \quad (101)$$

Por consiguiente, la vida nominal básica con confiabilidad del 90% se define por:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot Vel_{rpm}} \cdot \left[ \frac{C \text{ [kN]}}{P \text{ [kN]}} \right]^{P_v} \quad (102)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 29} \cdot \left[ \frac{14 \text{ [kN]}}{0.889 \text{ [kN]}} \right]^3 \quad (103)$$

$$L_{10h} = 2.245 \times 10^6 \quad (104)$$

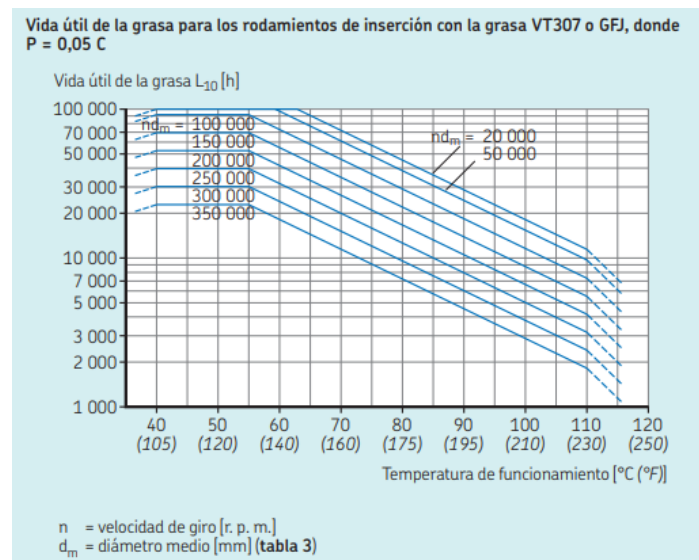
Los años según la vida útil: **256 años**; vida infinita. El rodamiento cumple con el número de horas al estar por encima del valor recomendado.

### Análisis de lubricación.

Condiciones de temperatura y velocidad de funcionamiento. La temperatura de funcionamiento es menor que 100 °C (210 °F), la velocidad de funcionamiento es menor que el 50% de la velocidad límite y no hay una entrada importante de calor externo, no es necesario un análisis térmico detallado. Se continua con el cálculo del diámetro medio, que se define por:

$$D_m = \frac{(d_{menor} + D_{mayor})}{2} = \frac{(25.4 + 50)}{2} = 38.7 [mm] \quad (105)$$

**Figura 120. Grafica para definir la vida útil de la grasa.**



**Fuente:** SKF – Industrial Bearing. Vida útil de la grasa para los rodamientos de inserción con la grasa VT307 o GF. [Imagen]. SKF rodamientos. Estados Unidos: 2019, p. 351. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

**Figura 121. Grafica para definir el factor de reducción de la vida útil dependiendo de C.**

El factor de reducción de la vida útil de la grasa según la carga.	
Carga P	Factor de reducción
$\leq 0,05 C$	1
0,1 C	0,7
0,125 C	0,5
0,25 C	0,2

**Fuente:** SKF – Industrial Bearing. Factor de reducción de la vida útil según la carga. [Imagen]. SKF rodamientos. Estados Unidos: 2019, p. 351. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

El valor de fator de vida útil de la grasa según la gráfica anterior y aplicando el factor de corrección es de:

$$L_{10h\text{ grasa}} = 80400 \quad (106)$$

El valor de vida útil de grasa es mayor a las 3000 horas de diseño, por tanto, cumple con los requerimientos y se debe usar grasa VT307 de la misma marca.

Relación de viscosidad para verificar el funcionamiento por carga estática.

$$Nu = 106 \quad (107)$$

Viscosidad cinemática real de funcionamiento, diagrama 13, página 100 del catálogo.

$$Nu_1 = 412 \quad (108)$$

Viscosidad nominal, función del diámetro y velocidad giro, diagrama 14, página 101. Es de aclarar, que todos los diagramas o páginas que sean nombrados en el presente anexo, hacen referencia al documento de SKF presentado al inicio del anexo.

$$k = \frac{Nu}{Nu_1} \quad (109)$$

$$k = 0.2573 \quad (110)$$

K es la Condición de lubricación del rodamiento, relación de viscosidad, como  $k < 1$ , se debe verificar el tamaño del rodamiento según el factor de seguridad estática  $s_0$ .

Cálculo del factor de modificación de vida útil  $a_{skf}$ , proceso propuesto por el catálogo; a continuación, se muestra el cálculo de vida útil por el factor de SKF.

$$relacion_p = \frac{P_u}{P} \quad (111)$$

$$relacion_p = \frac{0.335}{0.889} \quad (112)$$

$$relacion_p = 0.3768 \quad (113)$$

Relación de P, es la relación entre la carga límite y la carga equivalente del rodamiento. Ahora se procede a calcular el factor de contaminación, tabla 6, página 105.

$$\eta_c = 0.4 \quad (114)$$

**Figura 122. Factor de contaminación para rodamientos SKF**

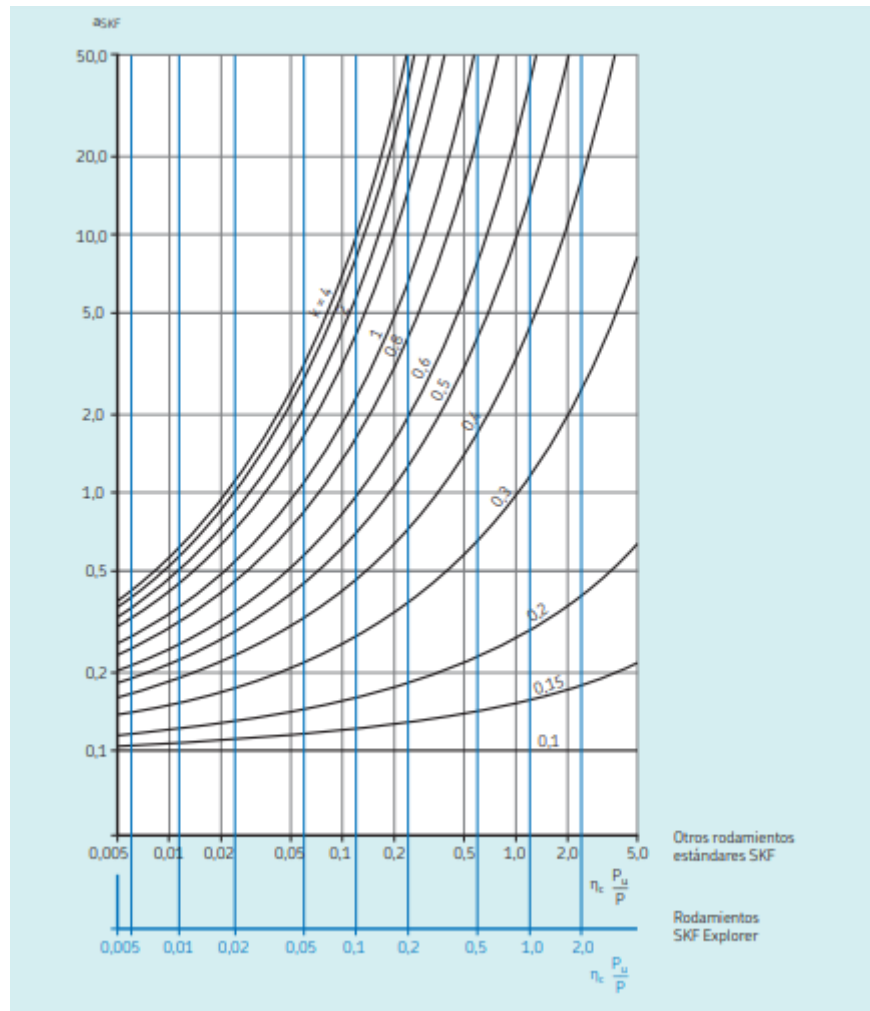
**Tabla 6**

Valores orientativos para el factor $\eta_c$ para distintos niveles de contaminación	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
<b>Limpieza extrema</b> • Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1	1
<b>Gran limpieza</b> • Aceite lubricante con filtración muy fina • Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Limpieza normal</b> • Aceite lubricante con filtración fina • Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Contaminación ligera</b> • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Contaminación severa</b> • Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy severa</b> • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de $\eta_c$ están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

**Fuente:** SKF – Industrial Bering. Factores de niveles de contaminación. [Imagen]. SKF rodamientos. Estados Unidos: 2019, 107. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

Ahora se debe entrar a al diagrama de la página 96 para hallar la vida útil de SKF.

Figura 123. Curvas para hallar el factor SKF de vida útil.



**Fuente:** SKF – Industrial Bearing. Factor  $a_{skf}$  para los rodamientos radiales de bolas. [Imagen]. SKF rodamientos. Edición. Estados Unidos: 2019, 107. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

Se obtiene un valor de:

$$a_{SKF} = 0.25 \quad (115)$$

Finalmente, el valor de vida útil modificada para el rodamiento de bolas según el catálogo de SKF se determina mediante la ecuación:

$$Lnm_h = a_{SKF} \cdot L_{10h} \quad (116)$$

$$Lnm_h = 0.25 \cdot 2.245 \times 10^6 \quad (117)$$

$$Lnm_h = 561138 \quad (118)$$

Lo que representa un valor de 64 años, más que aceptable para la operación y la aplicación del vehículo autónomo.

Por último, se hace el análisis por factor de seguridad estática  $s_0$  y se debe corroborar el funcionamiento para cargas estáticas.

- Cálculo de la carga mínima:

$$Frm = 0.01 \cdot C [kN] \quad (119)$$

El valor de carga mínima se toma de la tabla de cargas, de la página 353 del catálogo, que se muestra en la página siguiente.

$$Frm = 0.14 [kN] \quad (120)$$

Al generar un valor inferior a la carga el rodamiento es adecuado,

$$Frm = 0.14 < 0.889 [kN] \quad (121)$$

**Tabla 33. Tabla de ecuaciones para las cargas.**

## Cargas

		Símbolos
<b>Carga mínima</b>	$F_{rm} = 0,01 C$	
Para obtener más información → página 111	La importancia de someter los rodamientos a una carga mínima aumenta cuando las aceleraciones en el rodamiento son rápidas y las velocidades son próximas o superiores al 75% de la velocidad límite indicada en las <b>tablas de productos</b> .	C capacidad de carga dinámica básica [kN] ( <b>tablas de productos, página 366</b> ) C <sub>0</sub> capacidad de carga estática básica [kN] ( <b>tablas de productos</b> ) e valor límite ( <b>tabla 7, página 354</b> ) f <sub>0</sub> factor de cálculo ( <b>tabla 8, página 354</b> )
<b>Capacidad de carga axial</b>	$F_a \leq 0,25 C_0$	F <sub>a</sub> carga axial [kN] F <sub>r</sub> carga radial [kN] F <sub>rm</sub> carga radial mínima [kN]
	La carga axial máxima admisible para cualquier mecanismo de fijación siempre es > 0,25 C <sub>0</sub> .	P carga dinámica equivalente del rodamiento [kN] P <sub>0</sub> carga estática equivalente del rodamiento [kN]
<b>Carga dinámica equivalente del rodamiento</b>	$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e \rightarrow P = X F_r + Y F_a$	X factor de carga radial ( <b>tabla 7</b> ) Y factor de carga axial ( <b>tabla 7</b> )
Para obtener más información → página 96		
<b>Carga estática equivalente del rodamiento</b>	$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$	
Para obtener más información → página 110		

**Fuente:** SKF – Industrial Bearing. CARGAS. [Imagen]. SKF rodamientos. Edición. Estados Unidos: 2019, p. 353. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

De la tabla de ecuaciones de cargas se obtienen las ecuaciones para calcular el valor de s<sub>0</sub>; que se enuncian a continuación.

- Carga estática equivalente:

$$P_0 = F_{radial} [kN] \quad (122)$$

$$P_0 = 0.889 [kN] \quad (123)$$

Por tanto, el factor de seguridad estática se define por:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (124)$$

$$s_0 = \frac{7.8}{0.889} \quad (125)$$

$$s_0 = 8.774 \quad (126)$$

El factor de seguridad del rodamiento insertable **YAR 205-100-2F** mayor a 1,5; según la tabla 7 de la página 106, Valores del factor de seguridad, el  $s_0$  se encuentra por encima de los valores recomendados, verificando la fiabilidad del rodamiento.

Por tanto, el rodamiento que se selecciona es el **YAR 205-100-2F**.

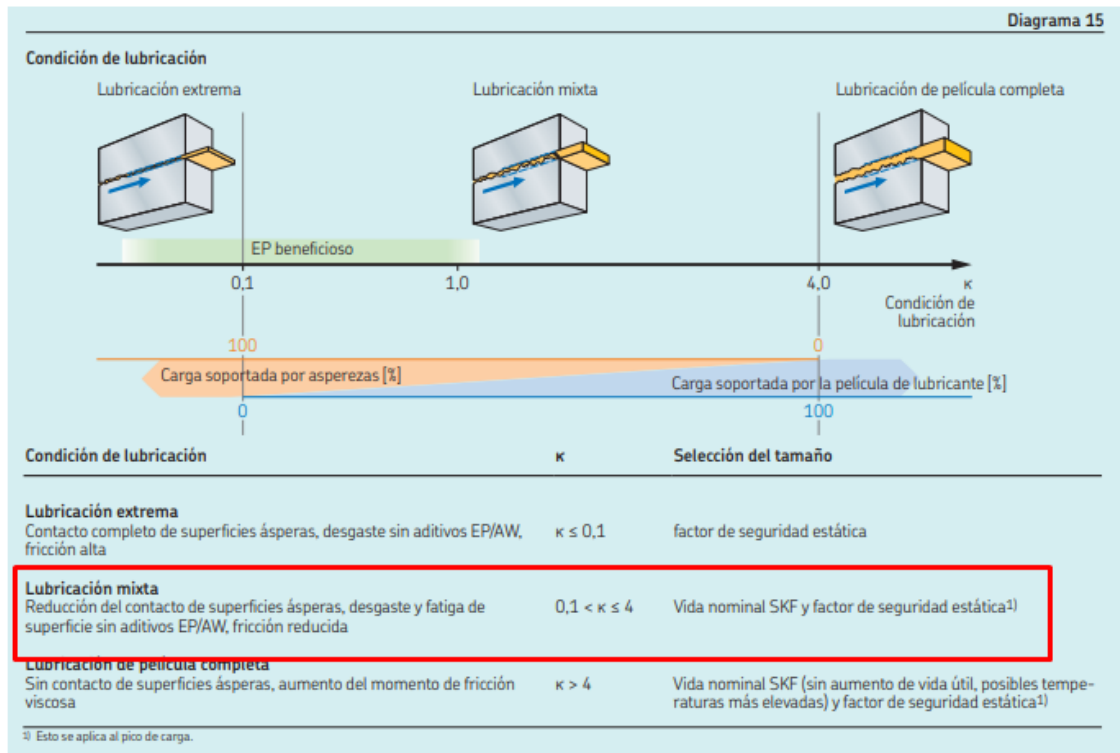
**Figura 124. Rodamiento SKF seleccionado.**

Dimensiones							Capacidad de carga básica dinámica C	Carga límite estática C <sub>0</sub>	Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa kg	Designación
d	D	B	C	d <sub>1</sub> =	s <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> min.						
pulg./mm	mm						kN	kN	r. p. m.			-
<b>1</b> 25,4	52	27,2	15	33,7	19,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,16	YAT 205-100
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,19	YAR 205-100-2RF/HV
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,19	YAR 205-100-2RFGR/HV
<b>1 1/16</b> 26,988	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	1 500	0,18	YARAG 205-100
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,19	YAR 205-100-2RF
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,19	YAR 205-100-2RF/VE495
	<b>52</b>	<b>34,1</b>	<b>15</b>	<b>33,7</b>	<b>19,8</b>	<b>0,6</b>	<b>14</b>	<b>7,8</b>	<b>0,335</b>	<b>7 000</b>	<b>0,19</b>	<b>YAR 205-100-2F</b>
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,35	YAR 206-101-2F

**Fuente:** SKF – Industrial Bearing. Rodamientos [Imagen]. SKF rodamientos. Edición. Estados Unidos: 2019, p. 368. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

Para la grasa y el tipo de liberación se tiene una lubricación mixta:

**Figura 125. Tipos de lubricación para los rodamientos SKF.**



**Fuente:** SKF – Industrial Bearing. Condición de lubricación [Imagen]. SKF rodamientos. Edición. Estados Unidos: 2019, p. 103. [Consultado el 25 de agosto de 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)

El anterior método se hace de forma manual, siguiendo el método ofrecido por el PDF que ofrece la marca SKF, de igual manera, la compañía ofrece un servicio online en su página para calcular y corroborar los valores y la selección obtenida.

Ingresando las condiciones de cargas provistas en la tabla al inicio del anexo se hace el proceso de cálculo online.

**Figura 126. Selección online del rodamiento en la página de SKF**

Designación	Tipo de rodamiento	Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Clasificaciones de velocidad
		Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	Dinámica	Estática		
		$d$	$D$	$B$	$C$	$C_0$	$P_u$	Limitante
		mm			kN			$n_{lim}$ r/min
☆ YAR 205-100-2F	Rodamiento de inserci...	25.4	52	34.1	14	7.8	0.335	7000

### VISCOCIDAD

Designación	Viscosidad de funcionamiento			Condición de lubricación
	Real	Calculado	Calculado a 40 °C	
	$\nu$	$\nu_1$	$\nu_{ref}$	Relación de viscosidad
	mm <sup>2</sup> /s			$K$
☆ YAR 205-100-2F	106	412	775	0.25

### VIDA ÚTIL DE LA GRASA E INTERVALO DE RELUBRICACIÓN

Designación	Grasa		Cantidad de grasa	Factor de velocidad
	Vida útil de la grasa	Intervalo de relubricación		
	$L_{10}$	$t_f$	Aro	Velocidad x diámetro medio
	$h$		$G_p$	$nd_m$
			$g$	mm/min
☆ YAR 205-100-2F	80400	29800	4	1130

Designación	Momento de fricción		Fuentes de fricción				Pérdida de potencia
	Total	Al inicio 20-30°C y velocidad cero	Rocante	Deslicamiento	Sellos	Pérdida por arrastre	
	$M$	$M_{start}$	$M_{rr}$	$M_{sl}$	$M_{seal}$	$M_{drag}$	$P_{loss}$
	Nmm						$W$
☆ YAR 205-100-2F	86.8	88	2.44	11.7	72.6	0	0.26

**Fuente:** SKF. SKF Bearing Select: Herramienta SKF para la selección de rodamientos. Estados Unidos: 2019. [Consultado: 25 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.skf.com/co/support/engineering-tools/bearing-select>

Por último, se hace un ajuste del eje de diámetro nominal 25.4, el eje debe entrar sin oponerse por tal razón se usa un ajuste deslizante y un sistema de referencia de agujero base, en la siguiente imagen se evidencia el tipo de ajuste.

**Figura 127. Ajuste de la tolerancia del eje online.**

**Diámetro**

Medida nominal:  mm

**Tolerancia del eje**

Campos de tolerancia para las medidas exteriores:  

Medida límite superior es:   $\mu\text{m}$

Medida límite inferior ei:   $\mu\text{m}$

Diámetro máximo del eje:  mm

Diámetro mínimo del eje:  mm

**Fuente:** PFERD. Calculadora de tolerancias para ejes y agujeros. Alemania: 2014. [Consultado: 25 de agosto de 2020]. Disponible en: <https://www.pferd.com/es-es/servicios/calculadora-ajustes-tolerancias-pferd/>

## ANEXO G. CÁLCULO DEL RESORTE DE TENSION DE LA HERRAMIENTA.

Para el cálculo del resorte a tensión a usar en la herramienta, se toma como referencia el capítulo 10 del libro de Norton<sup>20</sup>.

Para el diseño del resorte, se comienza con el establecimiento de la fuerza mínima y máxima que debe soportar, teniendo en cuenta la deflexión y la frecuencia.

**Tabla 34. Datos de diseño resorte de tensión.**

Fuerza mínima	Fuerza máxima	Deflexión dinámica	Frecuencia
10 [lb]	40 [lb]	1.5 [in]	100 [rpm]

**Fuente:** Elaboración propia.

Se inicia el proceso de cálculo, suponiendo un diámetro de alambre de la página 653. Se aclara que todas las páginas nombradas, hacen referencia al libro antes mencionado.

$$d = 0.125 \text{ [in]} \quad (127)$$

- El índice del resorte,  $C$ , es la razón entre el diámetro de la espiral y el diámetro del alambre. Este dato se supone en un valor cercano a 8, valor intermedio. Teniendo esos datos, se procede a calcular el diámetro medio del resorte, con el cual se realizan la mayoría de operaciones.

$$C = 7.5 \quad (128)$$

$$D_{med} = C * d = 7.5 * 0.125 \text{ [in]} = 0.9375 \text{ [in]} \quad (129)$$

---

<sup>20</sup> NORTON, Robert. Diseño de resortes. En: Diseño de máquinas: Un enfoque integrado. Cuarta edición. México: Pearson Educación, 2011. P. 647. ISBN: 978-607-32-0589-4.

- Ahora se determina el esfuerzo inicial,  $\tau_{oi}$ , en la espira, calculando antes los límites inferior y superior del rango de precarga:

$$\tau_{i1} = (-4.231 * C^3) + (181.5 * C^2) - (3387 * C) + (28640) \quad (130)$$

$$\tau_{i1} = 11662 \text{ [psi]} \quad (131)$$

$$\tau_{i2} = (-2,987 * C^3) + (139,7 * C^2) - (3437 * C) + (38404) \quad (132)$$

$$\tau_{i2} = 19299 \text{ [psi]} \quad (133)$$

$$\tau_i = \frac{(\tau_{i1} + \tau_{i2})}{2} = 15481 \text{ [psi]} \quad (134)$$

- Ahora, se procede a calcular el factor de cortante directo,  $K_s$ :

$$K_s = 1 + \left(\frac{0,5}{C}\right) = 1 + \left(\frac{0,5}{0,9375}\right) = 1,067 \quad (135)$$

- Fuerza de tensión inicial en la espira,  $F_i$ :

$$F_i = \frac{(\pi * d^3 * \tau_i)}{(8 * K_s * D_{med})} = \frac{\pi * (0,125[in])^3 * 15481[psi]}{8 * 1,067 * 0,9375[in]} = 11,87 \text{ [lb]} \quad (136)$$

- Cálculo de fuerzas media,  $F_m$ , y fuerza alternante,  $F_a$ , sobre el resorte:

$$F_a = \frac{(F_{max} - F_{min})}{2} = \frac{(40 \text{ [lb]} - 10 \text{ [lb]})}{2} = 15 \text{ [lb]} \quad (137)$$

$$F_m = \frac{(F_{max} + F_{min})}{2} = \frac{(40 \text{ [lb]} + 10 \text{ [lb]})}{2} = 25 \text{ [lb]} \quad (138)$$

- Con la fuerza media, es posible calcular el esfuerzo medio en el resorte:

$$\tau_m = K_s * \left( \frac{8 * F_m * D_{med}}{\pi * d^3} \right) = 1.067 * \left( \frac{8 * 25 [lb] * 0.9375 [in]}{\pi * (0.125 [in])^3} \right) \quad (139)$$

$$\tau_m = 32595 [psi] \quad (140)$$

- Para el resorte, es necesario el cálculo de factor de concentración de esfuerzos de Wahl, Kw, y el esfuerzo cortante alternante, Taoa:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (141)$$

$$K_w = \frac{(4 * 7.5) - 1}{(4 * 7.5) - 4} + \frac{0.615}{7.5} = 1.197 \quad (142)$$

$$\tau_a = K_w * \left( \frac{8 * F_a * D_{med}}{\pi * d^3} \right) \quad (143)$$

$$\tau_a = 1.197 * \left( \frac{8 * 15 [lb] * 0.9375 [in]}{\pi * (0.125 [in])^3} \right) = 21954 [psi] \quad (144)$$

- Ahora, se procede a la resistencia última a la tensión, S<sub>ut</sub>, resistencia última cortante, S<sub>us</sub>, resistencia última a la torsión, S<sub>ys</sub>, para el material elegido para el resorte (Cromo silicio):

**Tabla 35. Propiedades del Cromo silicio para el resorte.**

S <sub>ut</sub>	A	b	S <sub>us</sub>	S <sub>ys</sub>
A * d <sup>b</sup>	220779 [psi]	-0.0934	0.667 * S <sub>ut</sub>	0.45 * S <sub>ut</sub>
268106 [psi]	Tabla 10-4		178827 [psi]	120648 [psi]

**Fuente:** Elaboración propia.

• Ahora, se procede con el cálculo de la resistencia física del ciclo invertido,  $S_{es}$ . Para calcular dicho valor, es necesario de la resistencia límite del alambre,  $S_{ew}$ , que en este caso posee granallado de partículas:

$$S_{ew} = 67500 [psi] \quad (145)$$

$$S_{es} = 0,5 * \left( \frac{S_{ew} * S_{us}}{S_{us} - (0,5 * S_{ew})} \right) = 41601 [psi] \quad (146)$$

• Con todos estos valores de esfuerzos, es posible calcular los factores de seguridad contra fatiga para espiras en torsión,  $N_{fs,espira}$ , y, de las espiras en carga estática,  $N_{s,espira}$ . Se inicia con el factor de seguridad contra fatiga para espiras en torsión, para esto, es necesario determinar primero el factor de concentración de esfuerzos de flexión en un alambre curvo,  $K_b$ :

$$K_b = \frac{4C^2 - C - 1}{4C * (C - 1)} = 1.11 \quad (147)$$

$$N_{fs,espira} = \frac{S_{es} * (S_{us} - \tau_i)}{S_{es} * (\tau_m - \tau_i) + (S_{us} * \tau_a)} = 1.465 \quad (148)$$

Con el factor de seguridad para torsión en las espiras superior a 1, es posible continuar con el proceso de cálculo. Se continúa con el factor de seguridad de las espiras en carga estática,  $N_{s,espira}$ . Para hallar este factor de seguridad, se debe calcular primero el esfuerzo cortante en la espira,  $Ta_{oestática}$ :

$$\tau_{estatica} = K_S * \frac{8 * F_{max} * D_{med}}{\pi * d^3} = 52152 [psi] \quad (149)$$

$$N_{s,espira} = \frac{S_{ys}}{\tau_{estatica}} = 2.313 \quad (150)$$

Una vez comprobada la seguridad en las espiras, es necesario evaluar los esfuerzos en los ganchos de los extremos del resorte de tensión, para determinar sus factores de seguridad.  $\sigma_{alt}$ , es el esfuerzo alterno,  $\sigma_{med}$  es el esfuerzo medio, y  $\sigma_{min}$ , es el esfuerzo mínimo, en los ganchos de los extremos.

$$\sigma_{alt} = K_b * \frac{16 * D_{med} * F_a}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_a}{\pi * d^2} = 41935 [psi] \quad (151)$$

$$\sigma_{med} = K_b * \frac{16 * D_{med} * F_m}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_m}{\pi * d^2} = 69891 [psi] \quad (152)$$

$$\sigma_{min} = K_b * \frac{16 * D_{med} * F_{min}}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_{min}}{\pi * d^2} = 27956 [psi] \quad (153)$$

Con estos valores de esfuerzos, ya es posible calcular el factor de seguridad a la fatiga para el gancho en flexión,  $N_{fb}$ , considerando primero la resistencia física a la tensión del resorte,  $S_e$ :

$$S_e = \frac{S_{es}}{0,67} = 62092 [psi] \quad (154)$$

$$N_{fb} = \frac{S_e * (S_{ut} - \sigma_{min})}{S_e * (\sigma_{med} - \sigma_{min}) + (S_{ut} * \sigma_{alt})} = 1.077 \quad (155)$$

Un valor de factor de seguridad para fatiga en el gancho de 1.077 es aceptable para la función que desempeña en la herramienta de escarde. Así que, se continúan con los cálculos. Ahora se piensa en el factor de seguridad contra la fatiga por torsión

en el gancho,  $N_{fs, gancho}$ ; para llegar a este valor, es necesario calcular los esfuerzos de torsión en el gancho.

- Se inicia suponiendo el valor de la relación entre el radio de curvatura y el diámetro del alambre del resorte  $C_2 = 5$ . Se le coloca este valor, ya que debe ser superior a 4. Se determina el radio del lado doblado en la raíz del gancho,  $R_2$ , y, el factor de concentración de esfuerzos de  $W_{h1}$  para el gancho en torsión,  $K_{W2}$ :

$$R_2 = \frac{C_2 * d}{2} = \frac{5 * 0.125 [in]}{2} = 0.3125 [in] \quad (156)$$

$$K_{W2} = \frac{(4C_2 - 1)}{(4C_2 - 4)} = 1.188 \quad (157)$$

Así, ya se pueden calcular los esfuerzos de torsión en el gancho, esfuerzo cortante alterno en las orejas del resorte,  $T_{aOB, alt}$ , esfuerzo cortante medio en las orejas del resorte,  $T_{aOB, med}$ , y, esfuerzo cortante mínimo en las orejas del resorte,  $T_{aOB, min}$ :

$$\tau_{B, alt} = K_{W2} * \frac{8 * D_{med} * F_a}{\pi * d^3} = 21772 [psi] \quad (158)$$

$$\tau_{B, med} = K_{W2} * \frac{8 * D_{med} * F_m}{\pi * d^3} = 36287 [psi] \quad (159)$$

$$\tau_{B, min} = K_{W2} * \frac{8 * D_{med} * F_{min}}{\pi * d^3} = 14515 [psi] \quad (160)$$

Con estos valores de esfuerzo, se determina el factor de seguridad contra la fatiga por torsión en el gancho,  $N_{fs, gancho}$ :

$$N_{fs, gancho} = \frac{(S_{es} * (S_{us} - \tau_{Bmin}))}{(S_{es} * (\tau_{Bmed} - \tau_{Bmin}) + (S_{us} * \tau_{Balt}))} = 1.424 \quad (161)$$

Con todos los factores de seguridad del resorte con valores superiores a 1, se procede a la determinación de las características físicas principales del resorte de tensión:

- Constante del resorte, k, hallada mediante la razón entre el delta de fuerza y el rango de deflexión del resorte:

$$k = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{min}}{y} = \frac{40[lb] - 10[lb]}{1.5[in]} = 20 \left[ \frac{lb}{in} \right] \quad (162)$$

- Se determina ahora el número de espiras activas del resorte, Na, su valor corregido, Na<sub>corregido</sub>, y la constante del resorte corregida, k<sub>corregida</sub>:

$$Na = \frac{d^4 * G}{8 * D_{med}^3 * k}; G = 9x10^6 [psi], coef. cizallamiento \quad (163)$$

$$Na = 16.67 \quad (164)$$

El número de espiras debe ser un número cuantificable en el número de giros del resorte, por lo tanto, se redondea y se corrige el número de espiras activas del resorte:

$$Na_{corregido} = 16.75 \quad (165)$$

Con este valor, ahora se recalcula el valor de la constante del resorte, debido a que tiene un leve cambio de magnitud, por el redondeo del número de espiras activas:

$$k_{\text{corregido}} = \frac{d^4 * G}{8 * D_{\text{med}}^3 * Na_{\text{corregido}}} = 19.9 \left[ \frac{lb}{in} \right] \quad (166)$$

- Se define entonces el número total de espiras,  $Nt$ , y la longitud de la espiral,  $Lb$ :

$$Nt = Na_{\text{corregido}} + 1 = 17.75 \quad (167)$$

$$Lb = Nt * d = 2.219 [in] \quad (168)$$

- Se presenta la longitud libre del resorte (longitud total del resorte),  $Lf$ , que se calcula sumando la longitud de los dos ganchos que se encuentran en los extremos del resorte,  $L_{\text{gancho}}$ , a la longitud de la espiral,  $Lb$ :

$$L_{\text{gancho}} = D_{\text{med}} + d = 0.8125 [in] \quad (169)$$

$$Lf = (2 * L_{\text{gancho}}) + Lb = 3.844 [in] \quad (170)$$

- Se verifica la deflexión máxima del resorte (elongación máxima permitida):

$$y_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{máx}} - F_i}{k_{\text{corregido}}} = 1.413 [in] \quad (171)$$

- Finalmente, se evalúa la condición de la frecuencia natural del resorte, comparada con la frecuencia forzada a la cual funciona, para determinar si el resorte podría fallar por vibraciones:

$$frec_{\text{natural}} = \left( \frac{2}{\pi * Na_{\text{corregido}}} \right) * \left( \frac{d}{D_{\text{med}}^2} \right) * \sqrt{\frac{G * gravedad}{32 * \gamma}} \quad (172)$$

En donde, la gravedad es igual a 386 [in/s<sup>2</sup>], y es igual a 0.285 [in<sup>3</sup>/lb].

$$frec_{natural} = 105.5 [Hz] \quad (173)$$

Para comparar con la frecuencia de trabajo del resorte, 100 rpm, se realiza una conversión de unidades de Hz a rpm, y se presenta la razón entre las frecuencias:

$$razón = \frac{frec_{natural} * 60}{frecuencia} = \frac{105 * 60}{100} = 63.3 \quad (174)$$

Con esto, queda diseñado el resorte a tensión para el funcionamiento en la herramienta de escarde, y se presenta una tabla resumen con sus datos principales:

**Tabla 36. Datos del resorte calculado.**

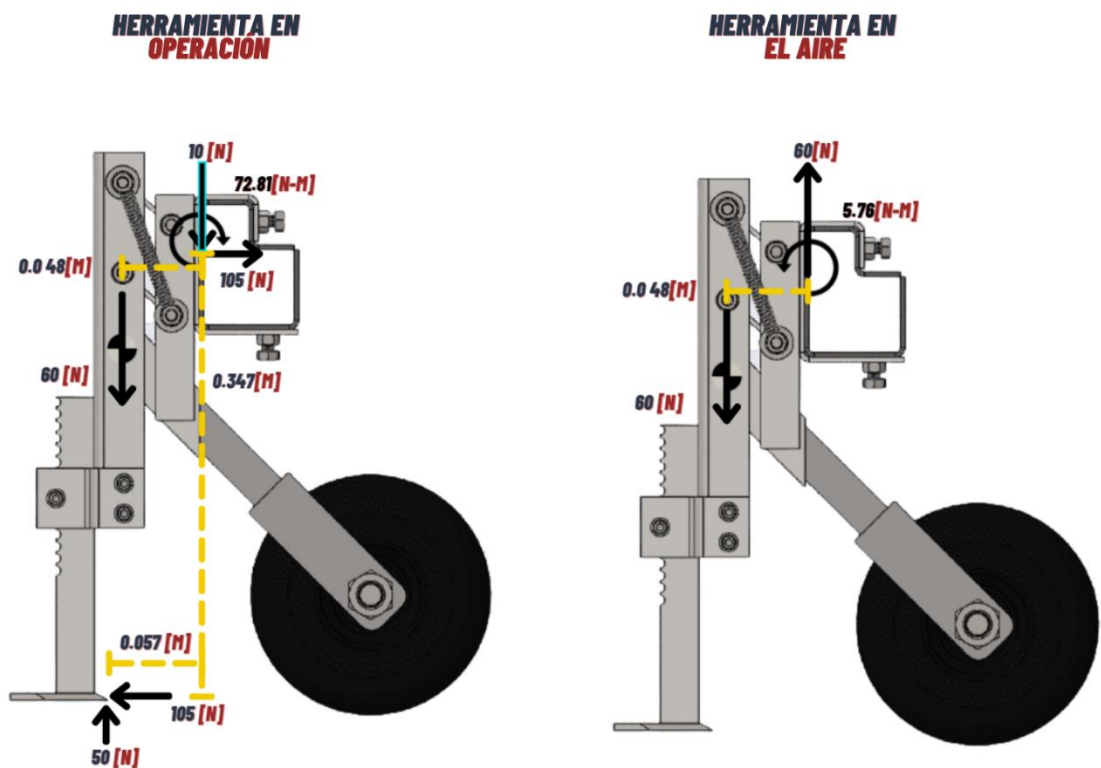
<b>Diámetro del hilo [in]</b>	<b>Diámetro externo [in]</b>	<b>Número de espiras útiles</b>	<b>Longitud total [in]</b>	<b>K [lb/in]</b>	<b>Material</b>
0.125	1.0625	17	3.844	19.9	Cromo-Silicio

**Fuente:** Elaboración propia.

## ANEXO H. ESTÁTICA PARA EL CÁLCULO DE LA VIGA

Para el cálculo de la viga se debe determinar la distribución de cargas y las distancias para ello se hace un DCL para hallar la fuerza sobre la viga; los módulos pesan aproximadamente 6 [Kg] cada uno, valor calculado con SolidWorks.

Figura 128. DCL de los dos módulos de la herramienta



Fuente: Elaboración propia.

La herramienta presenta dos casos, pero el más exigente se presenta cuando está en funcionamiento, se hace el DCL de los dos para corroborar.

**Trabajando.** El análisis se fusiona para los dos módulos individuales de escarde, por consiguiente, se tiene:

**Tabla 37. Cargas de la viga en funcionamiento.**

<b>Carga [N]</b>	<b>Distancia [m]</b>	<b>Observaciones</b>
120	0.048	<i>Peso de las herramientas</i>
105	0.347	<i>Componente axial de la fuerza de la herramienta.</i>
50	0.057	<i>Componente vertical de la fuerza de la herramienta</i>

**Fuente:** Elaboración propia.

$$\Sigma_{Momentos} = (120 [N] \cdot 0.048 [m]) - (2 * 105 [N] \cdot 0.347 [m]) - (2 * 50 [N] \cdot 0.057 [m]) \quad (175)$$

$$\Sigma_{Momentos} = -73 [Nm] \quad (176)$$

$$\Sigma F_x = 105 [N] \quad (177)$$

$$\Sigma F_y = -10 [N] \quad (178)$$

**En el aire.**

$$\Sigma_{Momentos} = 120 [N] \cdot 0.048 [m] \quad (179)$$

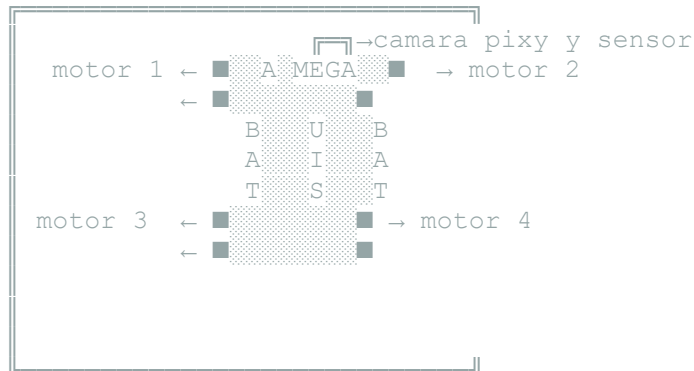
$$\Sigma_{Momentos} = 5.76 [N \cdot m] \quad (180)$$

$$\Sigma F_x = 0 [N] \quad (181)$$

$$\Sigma F_y = 120 [N] \quad (182)$$

## ANEXO I. DEMETER\_BRAIN.ino

```
//LIBRERIAS
//IMPLEMENTADOS
/*
  1 ARDUINO MEGA
  1 CAMARA PIXYCAM
  1 SENSOR ULTRASONICO HC-SR04
  2 PUENTE EN H DE 60A
  1 RECEPTOR FS IA10B & CONTROL REMOTO PARA EL MODULO
  Disposición de los motores
  Figura 1. Esquema del carro con la ubicación de algunos componentes
```



```
*/
```

```
#include <Pixy2.h>          //Inclusión de la librería que analizar las
imágenes de la PixyCam. Libreria descargada de la página oficial
https://pixycam.com/downloads-pixy2/
#include <PIDLoop.h>       //Inclusión de la librería que permite el
control mediante PID.
```

```
Pixy2 pixy;                //Este es el objeto principal de Pixy.
```

```
//DEFINICIÓN INICIAL DE LAS VARIABLES.
```

```
//Variable tipo int: ocupan 2 bytes (16 bits), es decir, almacenan número
entre -32,768 y 32,767.
```

```
//Variable tipo Unsigned: ocupa 2 bytes, pero solo toma valores
positivos. Puede tomar valores entre 0 y 65,535.
```

```
int signature = 0;
int x = 0;          //Posición en eje x del objeto.
int y = 0;          //Posición en eje y del objeto.
unsigned int width = 0; //Distancia horizontal (ancho) del objeto
detectado.
```

```

unsigned int height = 0; //Distancia vertical (alto) del objeto
detectado.
unsigned int area = 0; //Área de la imagen sin registrar detección.
unsigned int newarea = 0; //Área nueva al detectar la lechuga.
int Xmin = 100;
int Xmax = 220;
int maxArea = 0;
int minArea = 0;
static int i = 0;
int trig = 31; //Pin de salida del pulso para el sensor ultrasonido
int eco = 30; //Pin de entrada del pulso enviado para el sensor
int duracion; //Variable que guarda el tiempo del pulso
int distancia; //Distancia en [cm] del obstáculo

//DEFINICIÓN DE LOS PINES DE LOS MOTORES.
//TREN FRONTAL
// Motor 1.
int L1_ENA = 13; //Pin de control de velocidad PWM motor 1.
int L1_IN1 = 22; //Pin de control de giro(+) del motor 1.
int L1_IN2 = 23; //Pin de control de giro(-) del motor 1.

// Motor 2.
int L1_ENB = 12; //Pin de control de velocidad PWM motor 2
int L1_IN3 = 24; //Pin de control de giro(-) del motor 2.
int L1_IN4 = 25; //Pin de control de giro(+) del motor 2.

//TREN TRASERO
// Motor 3.
int L2_ENA = 11; //Pin de control de velocidad PWM motor 3.
int L2_IN1 = 26; //Pin de control de giro(+) del motor 3.
int L2_IN2 = 27; //Pin de control de giro(-) del motor 3.

// Motor 4.
int L2_ENB = 10; //Pin de control de velocidad PWM motor 4.
int L2_IN3 = 28; //Pin de control de giro(-) del motor 4.
int L2_IN4 = 29; //Pin de control de giro(+) del motor 4.

//Canales de comunicación entre el Arduino y el componente FS IA10B
int ch1 = 3; //canal 1 eje X izquierda y derecha
#define rc1 A0

int ch2 = 2; //canal 2 eje y adelante y atrás
#define rc2 A1

//VELOCIDADES DE LOS MOTORES.
int vela = 255; //Velocidad Motor 1 MIN 0- 255 MAX.

```

```

int velb = 255;           //Velocidad Motor 2  MIN 0- 255 MAX.
int velc = 255;           //Velocidad Motor 3  MIN 0- 255 MAX.
int veld = 255;           //Velocidad Motor 4  MIN 0- 255 MAX.

int instruction = 0;
int lastInstruction = 0;

//Cambio de frecuencia en los pines
void setPWMfrequency(int freq) {
    TCCR0B = TCCR0B & 0b11111000 | freq ;
}
//cambio de escala entre floats
float fmap(float x, float in_min, float in_max, float out_min, float
out_max)
{
    return (x - in_min) * (out_max - out_min) / (in_max - in_min) +
out_min;
}

//Se define la instrucción que se envia a los motores mediante RC por los
canales de alimentaacion
int GetInstruction()
{
    if (ch2 > 1600)        //Instrucción adelante
    {
        return 5; //Retorna 5 el caso en que va hacia adelante
    }
    else if (ch1 > 1600) //Instrucción derecha
    {
        return 6; //Retorna 6 el caso en que va hacia la derecha
    }
    else if (ch2 < 1200) //Instrucción atrás
    {
        return 7; //Retorna 7 el caso en que va hacia atras
    }
    else if (ch1 < 1200) //Instrucción izquierda
    {
        return 8; //Retorna 8 el caso en que va hacia la izquierda
    }

    return 0; //Retorna 0 el caso en que no halla nada
}

//FUNCIONES PARA TRASLACIÓN DEL VEHÍCULO

//Definición función Adelante.
void Adelante ()
{

```

```

//Motor 1.
digitalWrite (L1_IN1, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del motor
1.
digitalWrite (L1_IN2, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 1.
analogWrite (L1_ENA, vela); //Velocidad del motor 1.

//Motor 2.
digitalWrite (L1_IN3, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 2.
digitalWrite (L1_IN4, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del
motor 2.
analogWrite (L1_ENB, velb); //Velocidad motor 2.

//Motor 3.
digitalWrite (L2_IN1, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del motor
3.
digitalWrite (L2_IN2, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 3.
analogWrite (L2_ENA, velc); //Velocidad del motor 3.

//Motor 4.
digitalWrite (L2_IN3, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 4.
digitalWrite (L2_IN4, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del
motor 4.
analogWrite (L2_ENB, veld); //Velocidad motor 4.
}

//Definición función Atrás.
void Atras ()
{
//Motor 1.
digitalWrite (L1_IN1, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 1.
digitalWrite (L1_IN2, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
1.
analogWrite (L1_ENA, vela); //Velocidad motor 1.

//Motor 2.
digitalWrite (L1_IN3, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
2.
digitalWrite (L1_IN4, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 2.
analogWrite (L1_ENB, velb); //Velocidad motor 2.

//Motor 3.
digitalWrite (L2_IN1, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 3.
digitalWrite (L2_IN2, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
3.
analogWrite (L2_ENA, velc); //Velocidad motor 3.

```

```

    //Motor 4.
    digitalWrite (L2_IN3, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
4.
    digitalWrite (L2_IN4, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 4.
    analogWrite (L2_ENB, veld); //Velocidad motor 4.
}

//Definición función Izquierda: Giro 0.
void Izquierda ()
{
    //Motor 1.
    digitalWrite (L1_IN1, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 1.
    digitalWrite (L1_IN2, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
1.
    analogWrite (L1_ENA, vela); //Velocidad motor 1.

    //Motor 2.
    digitalWrite (L1_IN3, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 2.
    digitalWrite (L1_IN4, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del motor
2.
    analogWrite (L1_ENB, velb); //Velocidad motor 2.

    //Motor 3.
    digitalWrite (L2_IN1, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 3.
    digitalWrite (L2_IN2, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
3.
    analogWrite (L2_ENA, velc); //Velocidad motor 3.

    //Motor 4.
    digitalWrite (L2_IN3, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 4.
    digitalWrite (L2_IN4, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del motor
4.
    analogWrite (L2_ENB, veld); //Velocidad motor 4.
}

//Definición función Derecha: Giro 0.
void Derecha ()
{
    //Motor 1.
    digitalWrite (L1_IN1, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del motor
1.
    digitalWrite (L1_IN2, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 1.
    analogWrite (L1_ENA, vela); //Velocidad motor 1.

    //Motor 2.

```

```

    digitalWrite (L1_IN3, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
2.
    digitalWrite (L1_IN4, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 2.
    analogWrite (L1_ENB, velb); //Velocidad motor 2.

//Motor 3.
    digitalWrite (L2_IN1, HIGH); //Activa el sentido de giro (+) del motor
3.
    digitalWrite (L2_IN2, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 3.
    analogWrite (L2_ENA, velc); //Velocidad motor 3.

//Motor 4.
    digitalWrite (L2_IN3, HIGH); //Activa el sentido de giro (-) del motor
4.
    digitalWrite (L2_IN4, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 4.
    analogWrite (L2_ENB, veld); //Velocidad motor 4.
}

//Definición función Parar.
void Parar ()
{
    //Motor 1.
    digitalWrite (L1_IN1, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 1.
    digitalWrite (L1_IN2, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 1.
    analogWrite (L1_ENA, 0); //Velocidad motor 1 igual a 0.

    //Motor 2.
    digitalWrite (L1_IN3, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 2.
    digitalWrite (L1_IN4, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 2.
    analogWrite (L1_ENB, 0); //Velocidad motor 2 igual a 0.

    //Motor 3.
    digitalWrite (L2_IN1, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 3.
    digitalWrite (L2_IN2, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 3.
    analogWrite (L2_ENA, 0); //Velocidad motor 3 igual a 0.

    //Motor 4.
    digitalWrite (L2_IN3, LOW); //Desactiva el sentido de giro (-) del
motor 4.
    digitalWrite (L2_IN4, LOW); //Desactiva el sentido de giro (+) del
motor 4.
    analogWrite (L2_ENB, 0); //Velocidad motor 4 igual a 0.
}

```

```

//FUNCIÓN QUE ANALIZA LOS OBJETOS

void scan()
{
  // uint16_t blocks;
  // blocks = pixy.ccc.getBlocks();
  pixy.ccc.getBlocks(); //Cambia el programa a modo pixy.
  signature = pixy.ccc.blocks[i].m_signature; //El número de firma del
objeto detectado(1 para RGB lechuga).
  //Serial.println(signature);
  x = pixy.ccc.blocks[i].m_x; //La ubicación x del centro del objeto
detectado (0 a 316).
  y = pixy.ccc.blocks[i].m_y; //La ubicación y del centro del objeto
detectado (0 a 208).
  width = pixy.ccc.blocks[i].m_width; //El ancho del objeto detectado (1
a 316).
  height = pixy.ccc.blocks[i].m_height; //La altura del objeto
detectado (1 a 208).
  // Serial.println(x);
  // Serial.println(y);
  // Serial.println(width);
  // Serial.println(height);
}

//Void setup: EJECUCION ÚNICA AL ENCENDER EL ARDUINO
void setup ()
{
  // setPWmfrequency(0x02); // timer 0 , 3.92KHz

  //DECLARACIÓN DE LOS PINES COMO SALIDAS
  Serial.begin(9600); //Se inicia la comunicación serial.
  //Nota: esta orden indica al Arduino que inicie comunicación con la
computadora (o cualquier dispositivo conectado a los pines RX y TX) con
una velocidad de comunicación serial de 9600 bits por segundo.
  pinMode (L1_ENA, OUTPUT); //Instrucción velocidad PWM motor 1.
  pinMode (L1_ENB, OUTPUT); //Instrucción velocidad PWM motor 2.
  pinMode (L1_IN1, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (+) motor 1.
  pinMode (L1_IN2, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (-) motor 1.
  pinMode (L1_IN3, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (-) motor 2.
  pinMode (L1_IN4, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (+) motor 2.
  pinMode (L2_ENA, OUTPUT); //Instrucción velocidad PWM motor 3.
  pinMode (L2_ENB, OUTPUT); //Instrucción velocidad PWM motor 4.
  pinMode (L2_IN1, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (+) motor 3.
  pinMode (L2_IN2, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (-) motor 3.
  pinMode (L2_IN3, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (-) motor 4.
  pinMode (L2_IN4, OUTPUT); //Instrucción sentido de giro (+) motor 4.
  pinMode(rc1, INPUT); //Señal de entrada radiocontrol canal 1.
  pinMode(rc2, INPUT); //Señal de entrada radiocontrol canal 2.
  pinMode (trig, OUTPUT); //Configuración del pin como salida.
  pinMode (eco, INPUT); //Configuración del pin como entrada.

```

```

    pixy.init(); //Inicialización de la cámara Pixy.
    pixy.setLamp(1, 1); //Control de la luz led incorporada en la
pixycam.
    pixy.setLED(0, 255, 0); // Green --> establece el valor de LED RGB
de Pixy2.
    Parar(); //Detiene el vehículo apenas encienda por si
alguna varibale quedo activa y evitar errores.
}

//IMPLEMENTACIÓN DE LA CONDUCCIÓN AUTÓNOMA MEDIANTE LA PIXYCAM.

//Ejecución repetitiva de un lazo o bucle.
void loop()
{
    //FUNCIÓN DETECCIÓN DE OBSTÁCULOS AL INICIO.
    digitalWrite (trig, HIGH); //Valor lógico de salida en el pin
trig de 5V.
    delay(1); //Tiempo de espera.
    digitalWrite(trig, LOW); //Valor lógico de salida en el pin
trig de 0V.
    duracion = pulseIn(eco, HIGH); //Tiempo del pulso en milisegundos.
    distancia = duracion / 58.2; //Calculo de la distancia en [cm].
    Serial.println(distancia); // Imprime en la monitor serial del
programa arduino la variable con un salto de línea
    delay(200); //Tiempo de pausa en milisegundos

    if (distancia >= 40) //Si la distancia es mayor de 40 [cm] operar, de
lo contrario frenar.
    {
        while (millis() < 5000) //Se ejecuta en bucle la orden en el
mientras el tiempo sea menor a 5000 milisegundos.
        {
            scan();
            area = width * height;
            maxArea = area + 1000;
            minArea = area - 1000;
        }

        scan();

        if (signature == 1) //Cuando detecta la lechuga.
        {
            newarea = width * height; //Generación de la nueva área para
detectar la posición exacta en coordenadas x e y del objeto.

            if (x < Xmin)
            {
                Derecha();
                Serial.println("Izquierda objeto gira a la derecha");
            }
        }
    }
}

```

```

else if (x > Xmax)
{
  Izquierda();
  Serial.println("Derecha objeto gira Izquierda");
}

else if (newarea < minArea)
{
  Adelante();
  Serial.println("Adelante");
}

else if (newarea > maxArea)
{
  //Atras();
  Serial.println("Atras");
}

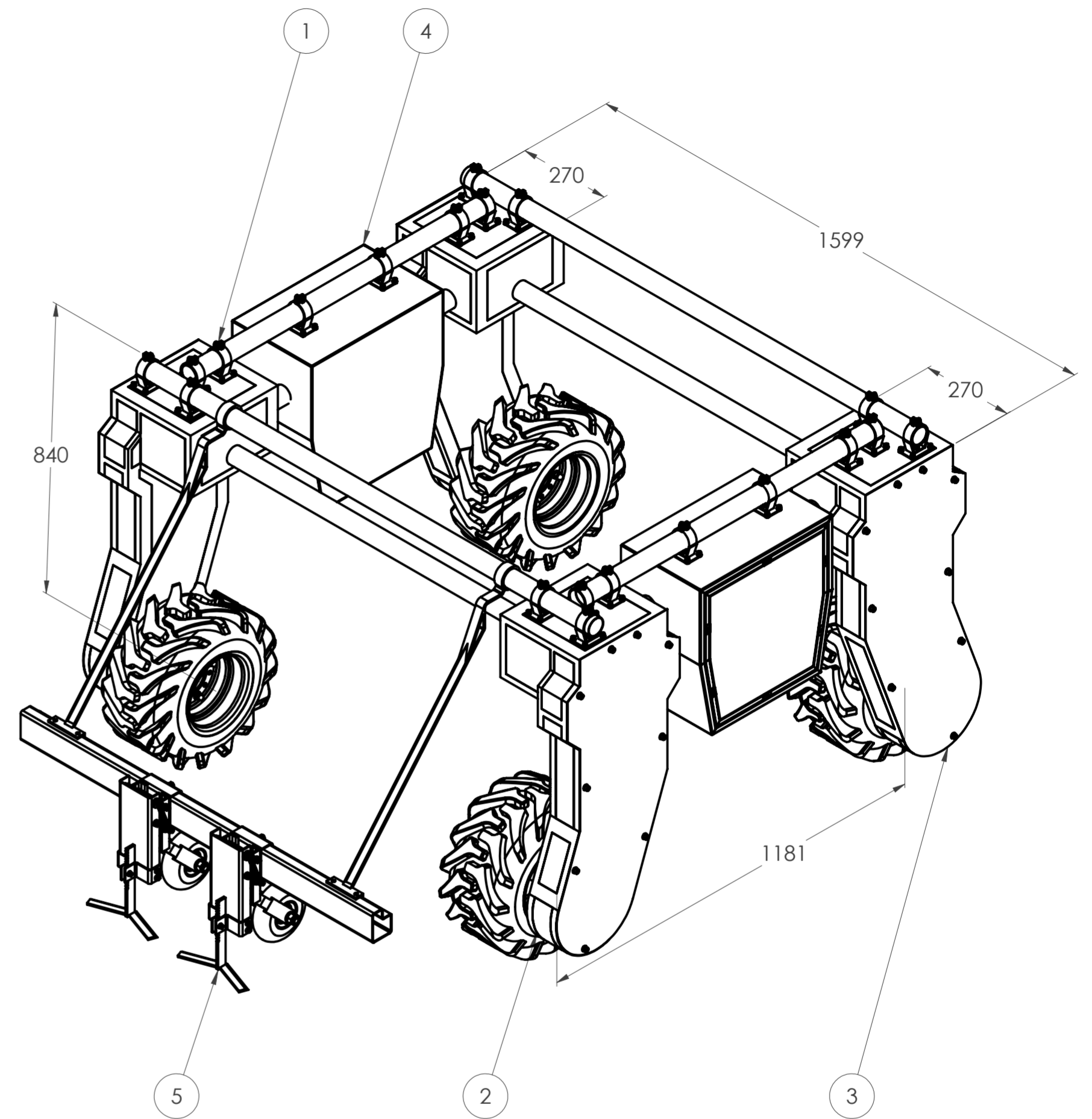
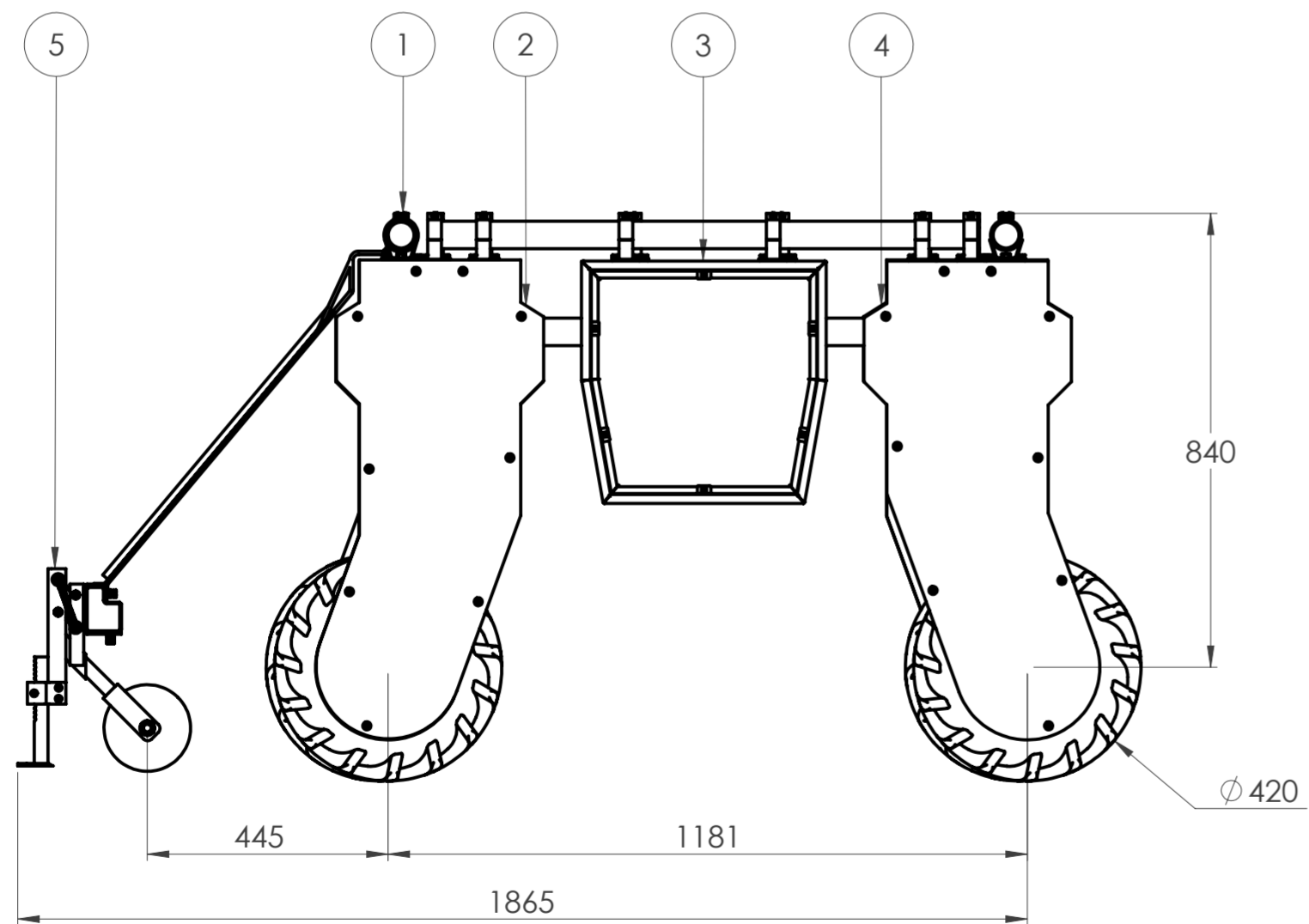
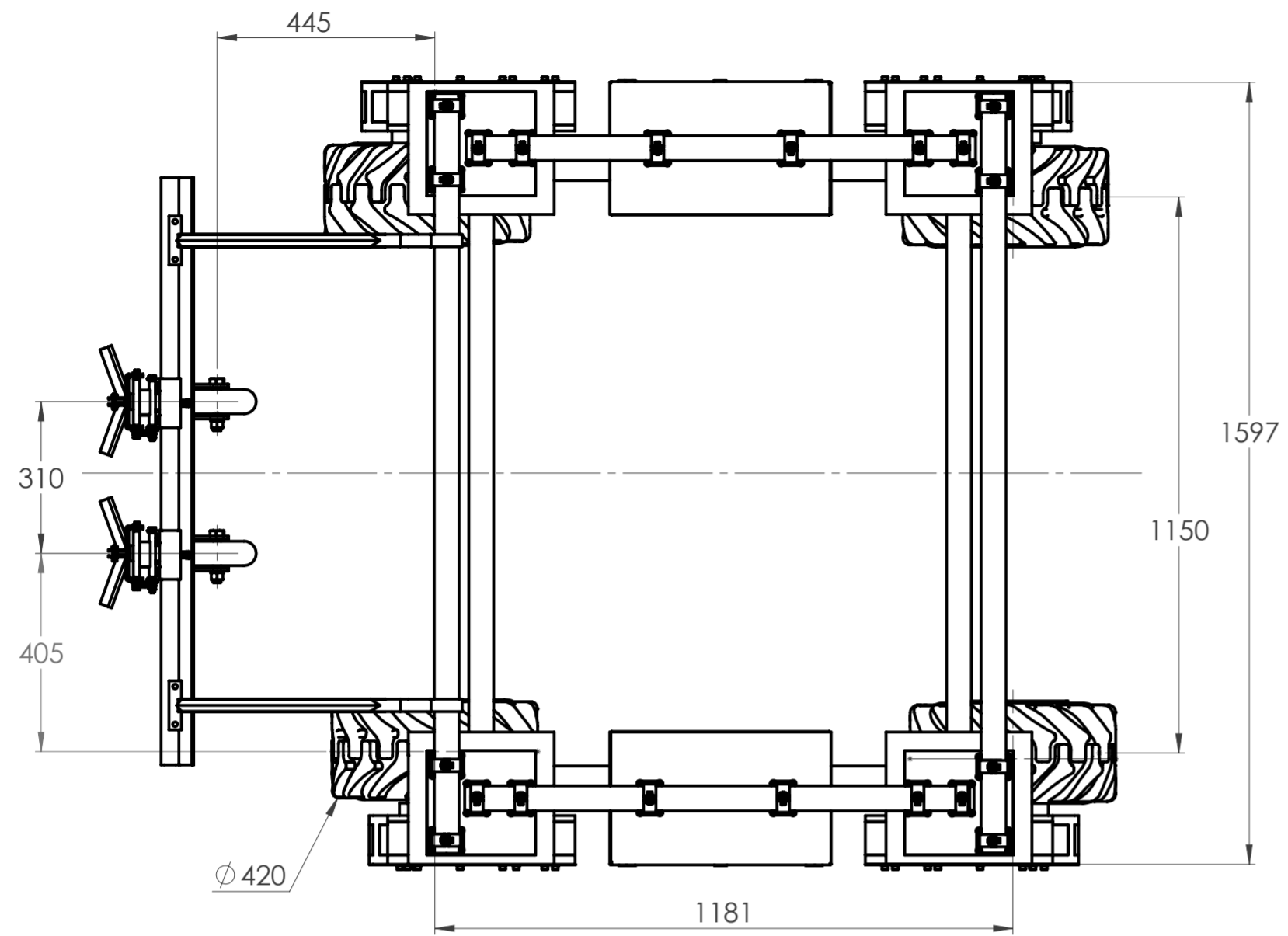
else
{
  Parar();
  Serial.println("Stop dentro");
}
}

else
{
  Parar();
  Serial.println("Stop");
}
}




Parar(); //Apagar lo motores y no recibir más órdenes del control
Serial.println("Stop");
}

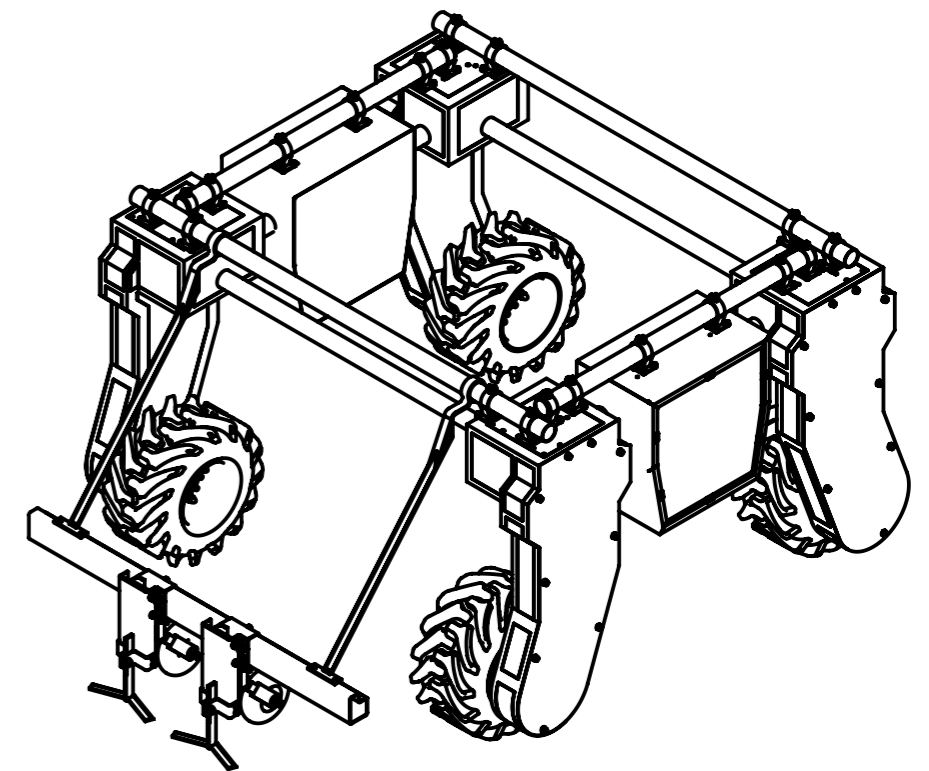
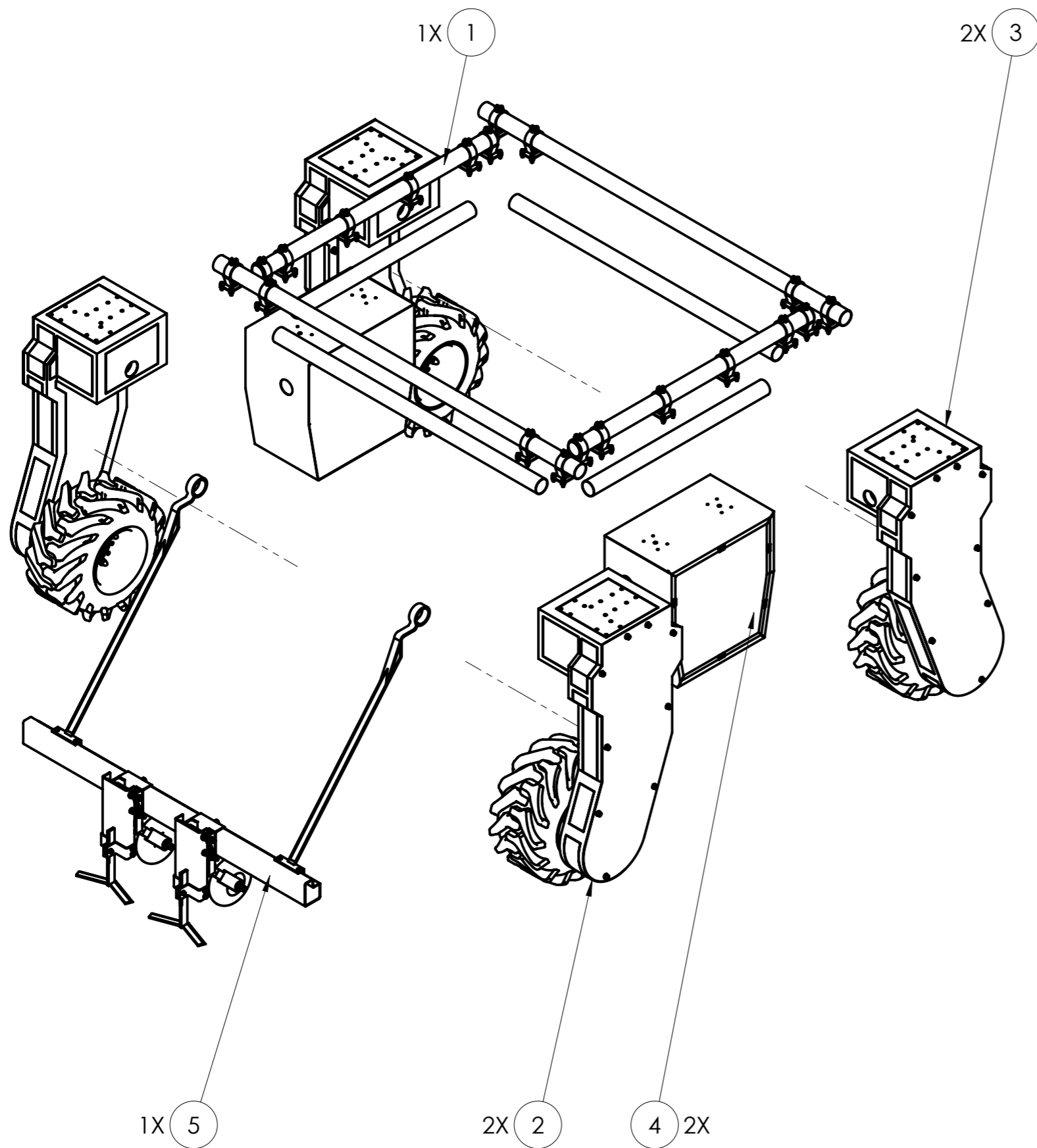
```

**ANEXO J. PLANOS MECÁNICOS DEL SISTEMA AUTOMÁTICO DEMÉTER.**




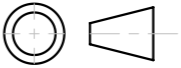
5	HERRAMIENTA DE ESCARDADO	1		PL N° 05-00-00
4	UNIDAD DE POTENCIA	2		PL N° 04-00-00
3	MÓDULO DE TRACCIÓN 2	2		PL N° 03-00-00
2	MÓDULO DE TRACCIÓN 1	2		PL N° 02-00-00
1	BASTIDOR DEMÉTER	1		PL N° 01-00-00
N°	NOMBRE	CANT	MATERIAL	IDENTIFICACIÓN

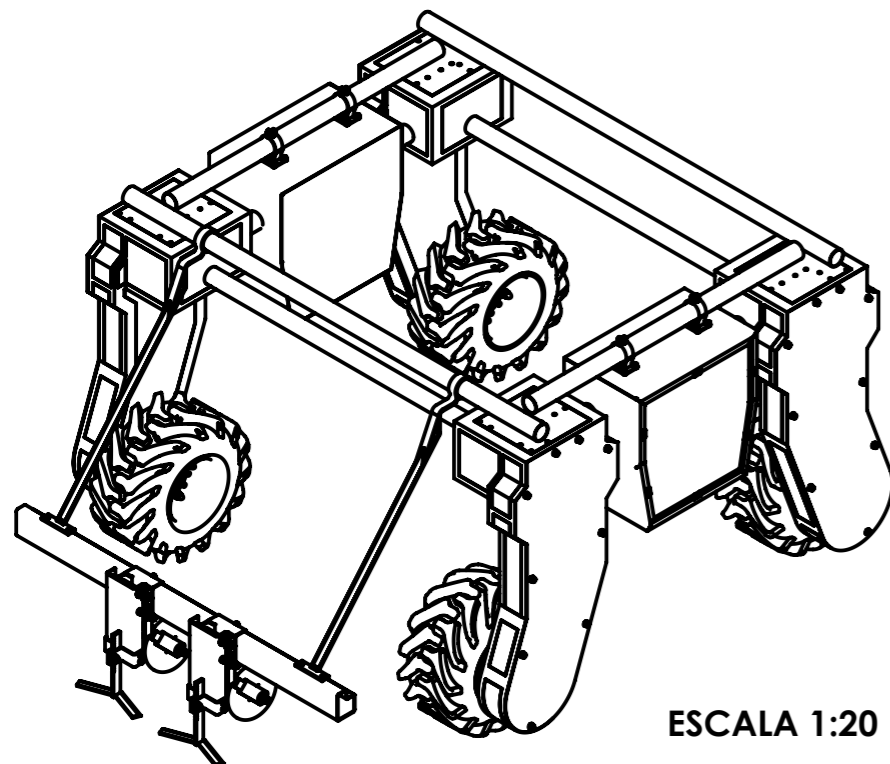
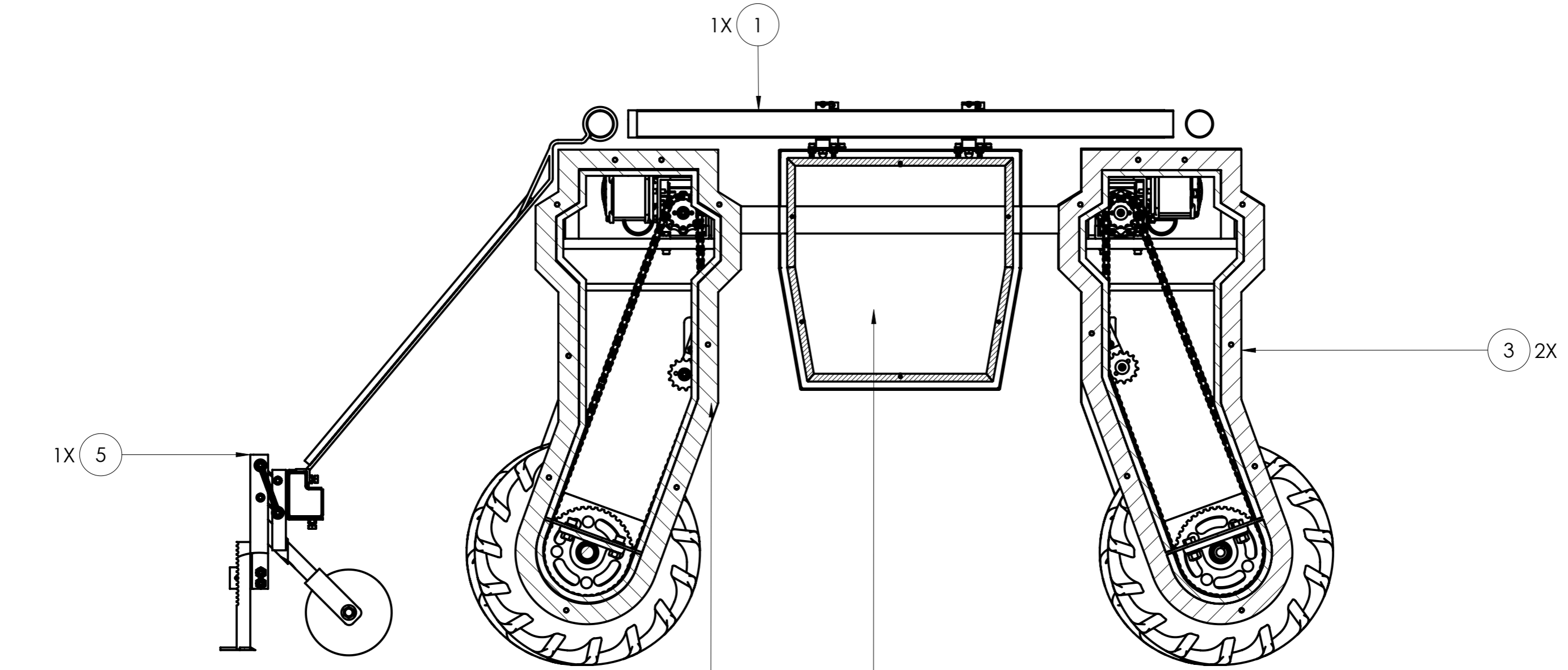
	 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:15	DEMÉTER: DIOSA GRIEGA DE LA AGRICULTURA		
 DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-16		
FORMATO A2	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 1/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 00-00-00



ESCALA 1:20


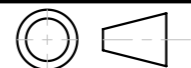
5	HERRAMIENTA DE ESCARDADO	1	PL N° 05-00-00
4	UNIDAD DE POTENCIA	2	PL N° 04-00-00
3	MÓDULO DE TRACCIÓN 2	2	PL N° 03-00-00
2	MÓDULO DE TRACCIÓN 1	2	PL N° 02-00-00
1	BASTIDOR DEMÉTER	1	PL N° 01-00-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

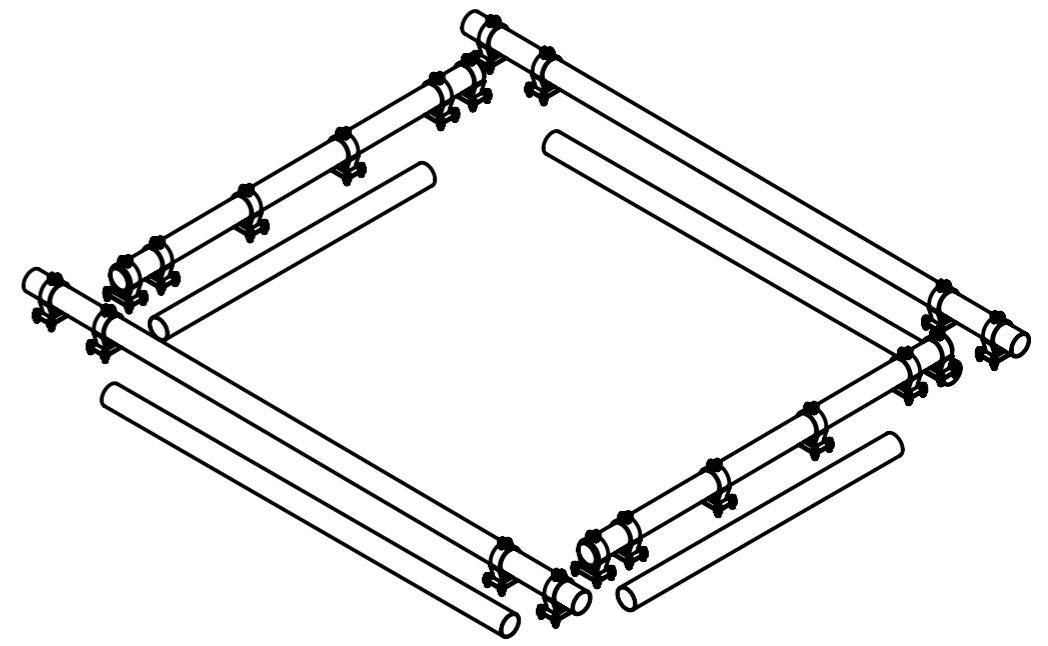
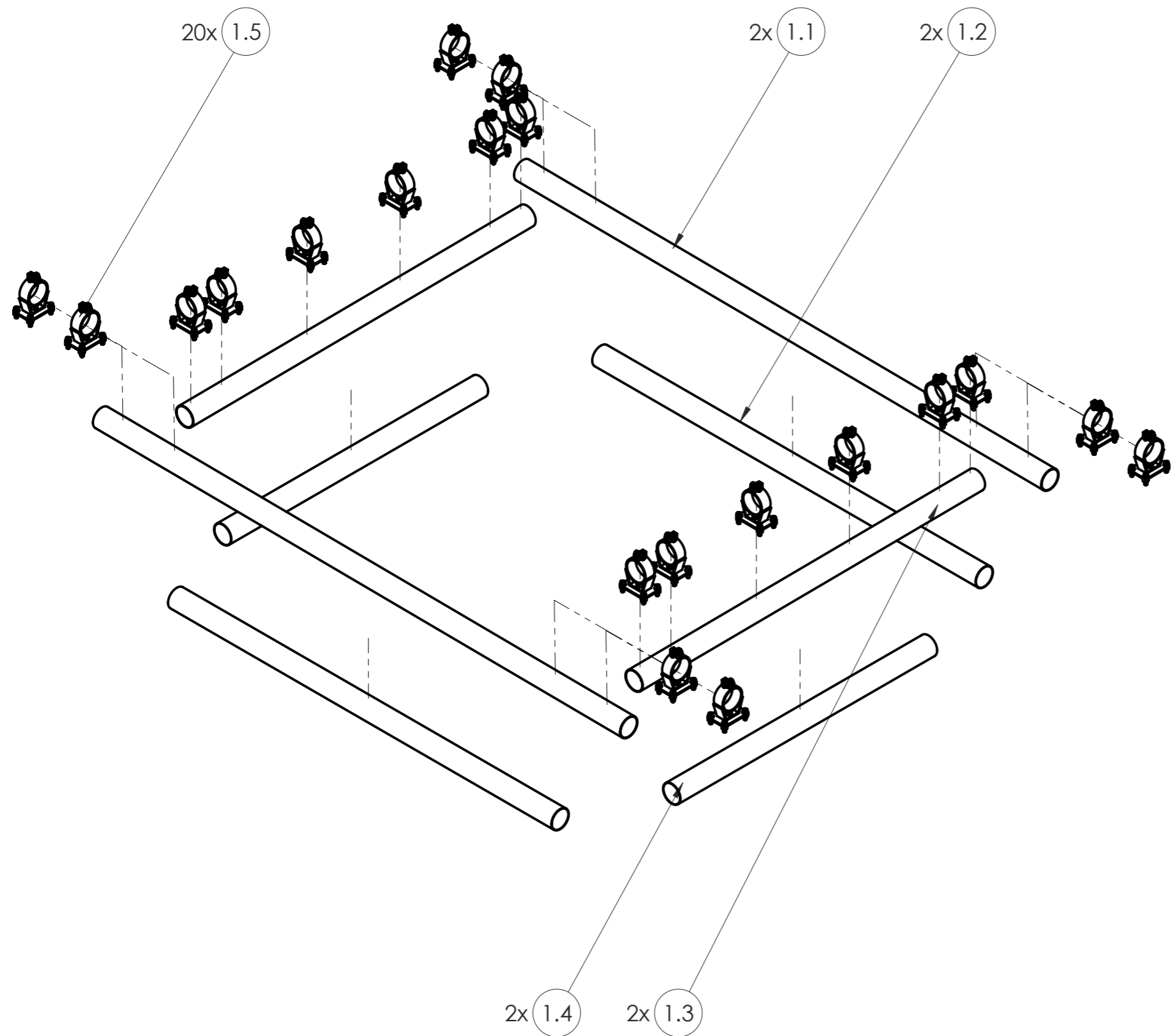
Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:14 	DEMÉTER VISTA EXPLOSIONADA		
FORMATO A3 MEDIDAS EN MILIMETROS	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-13	
	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-13	HOJA 2/55
			PL N° 00-00-00




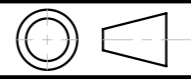
ESCALA 1:20

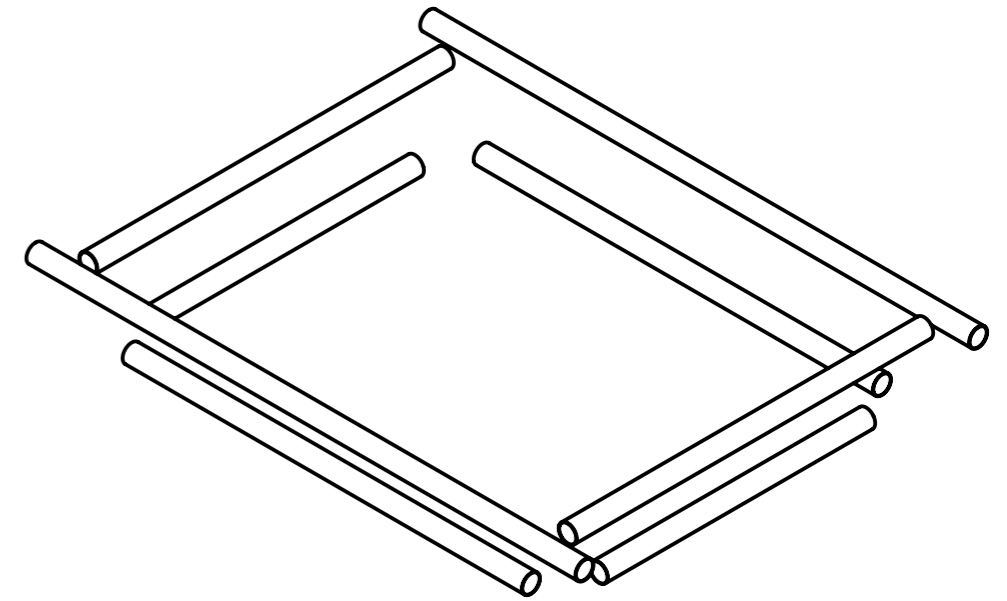
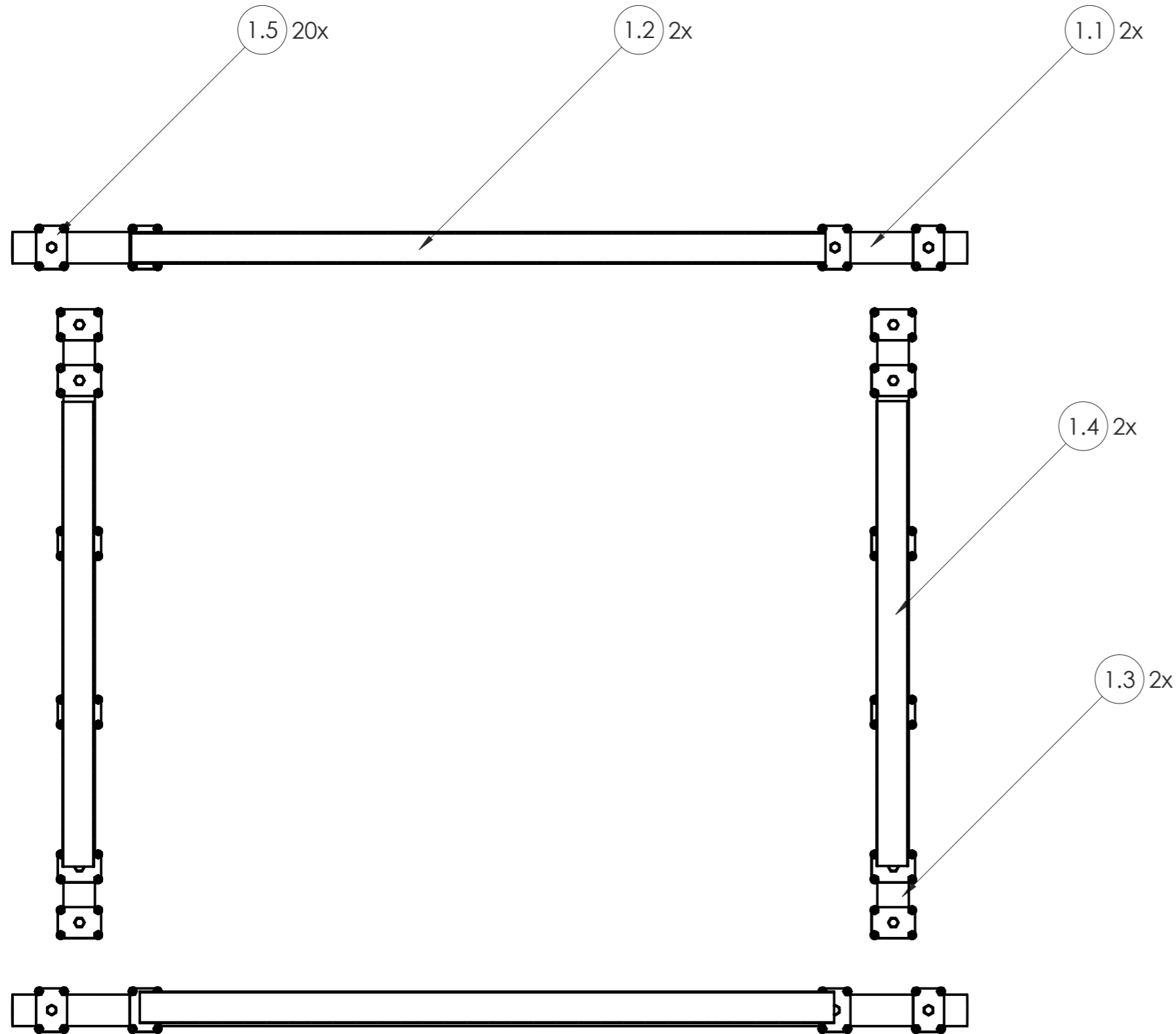
5	HERRAMIENTA DE ESCARDADO	1	PL N° 05-00-00
4	UNIDAD DE POTENCIA	2	PL N° 04-00-00
3	MÓDULO DE TRACCIÓN 2	2	PL N° 03-00-00
2	MÓDULO DE TRACCIÓN 1	2	PL N° 02-00-00
1	BASTIDOR DEMÉTER	1	PL N° 01-00-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:8 	DEMÉTER VISTA DE CORTE LATERAL		
FORMATO A3 MEDIDAS EN MILIMETROS	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-13	
	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-13	HOJA 3/55
			PL N° 00-00-00

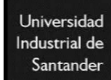
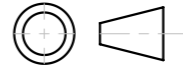


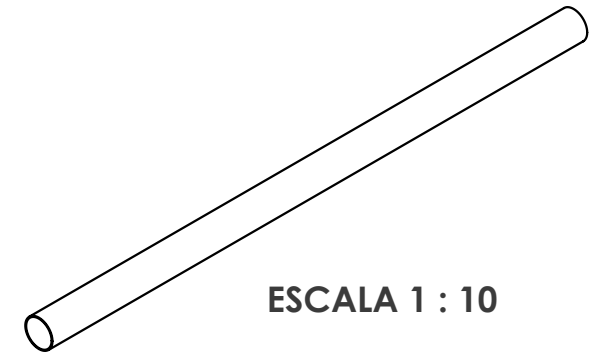
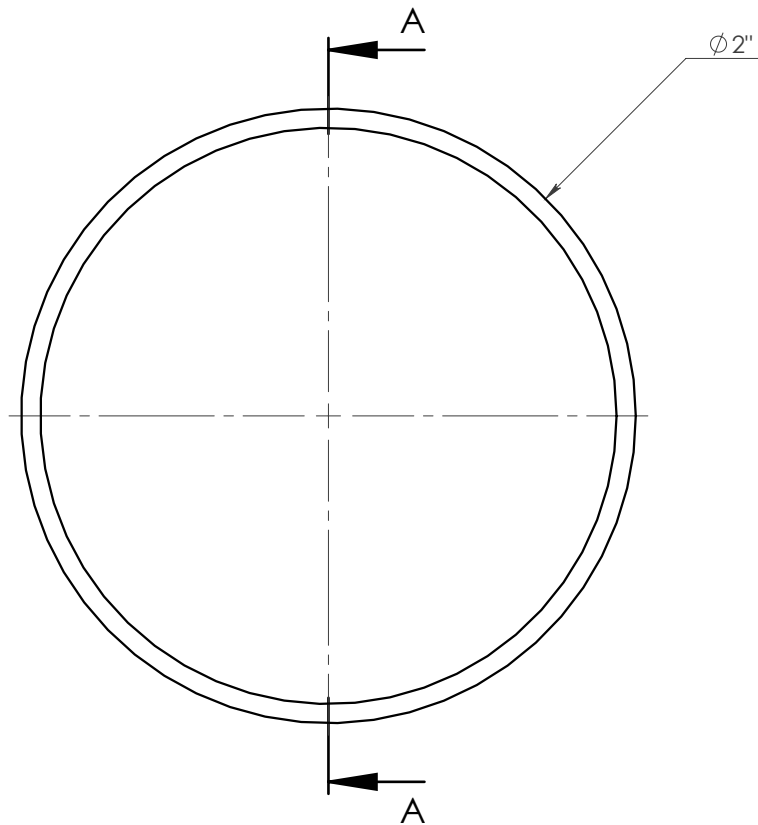
ESCALA 1:15

1.5	SOPORTE AXIAL DEMÉTER	20	PL N° 01-05-00
1.4	TUBO INFERIOR LATERAL	2	PL N° 01-04-00
1.3	TUBO SUPERIOR LATERAL	2	PL N° 01-03-00
1.2	TUBO INFERIOR FRONTAL	2	PL N° 01-02-00
1.1	TUBO SUPERIOR FRONTAL	2	PL N° 01-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ESCALA: 1:10	BASTIDOR DEMÉTER VISTA EXPLOSIANDA		
	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-18	
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-18	HOJA 4/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 01-00-00

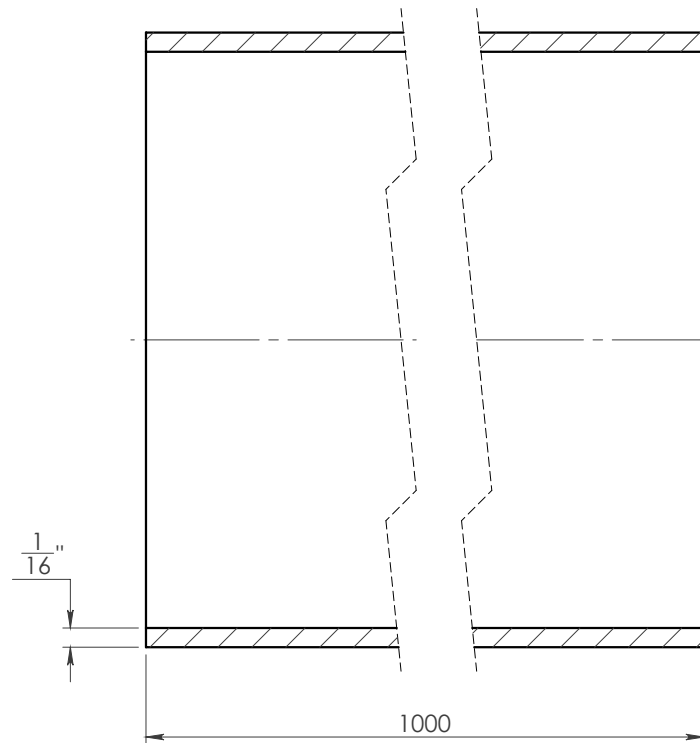


ESCALA 1 : 10


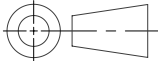
1.5	SOPORTE AXIAL DEMÉTER	20	PL N° 01-05-00
1.4	TUBO INFERIOR LATERAL	2	PL N° 01-04-00
1.3	TUBO SUPERIOR LATERAL	2	PL N° 01-03-00
1.2	TUBO INFERIOR FRONTAL	2	PL N° 01-02-00
1.1	TUBO SUPERIOR FRONTAL	2	PL N° 01-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN
		<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>	
ESCALA: 1:8		BASTIDOR DEMÉTER VISTA DE CORTE	
		DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN 2020-08-18	
FORMATO A3		REVISADO POR: MENESES JORGE 2020-08-18	
MEDIDAS EN MILIMETROS		PL N° 01-00-00	

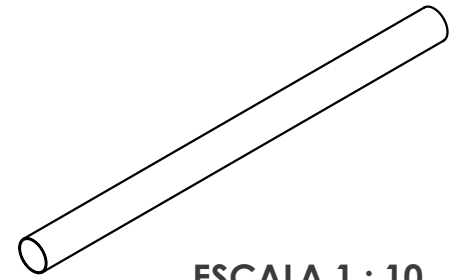
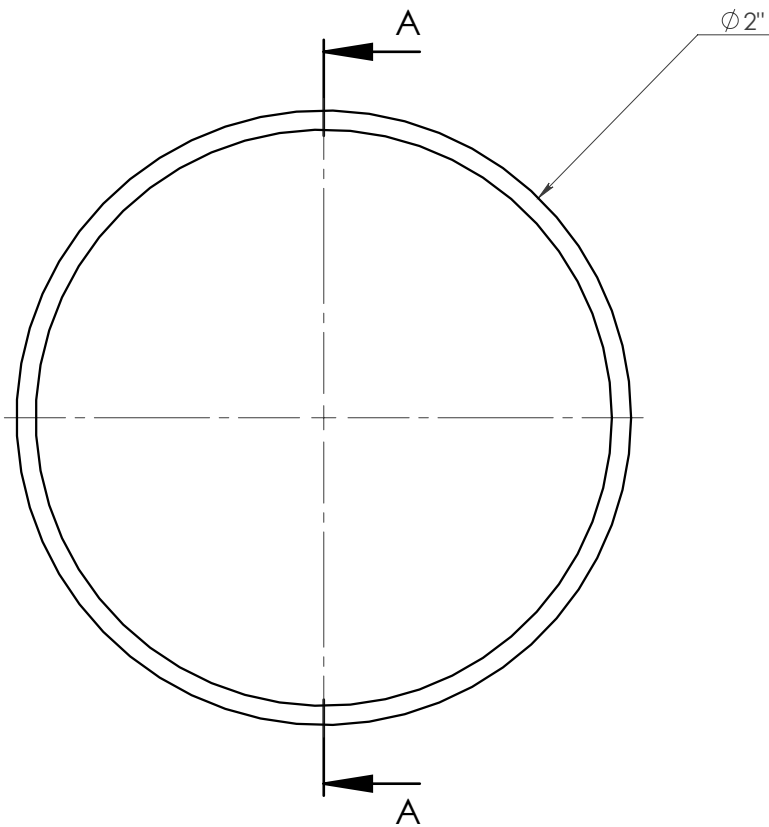


ESCALA 1 : 10

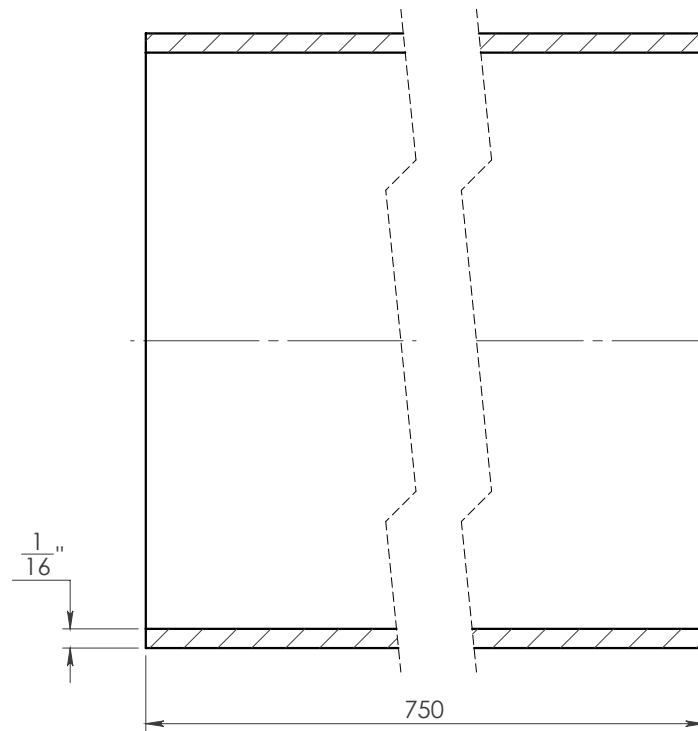


SECCIÓN A-A


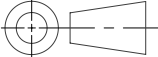
Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			TUBO SUPERIOR FRONTAL		PIEZA N° 1.1	MATERIAL: ACERO AISI 304
	ESCALA 2:1	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 2020-08-18	DIBUJADO POR: ARDILA C.		HOJA 6/55	PL N° 01-01-00

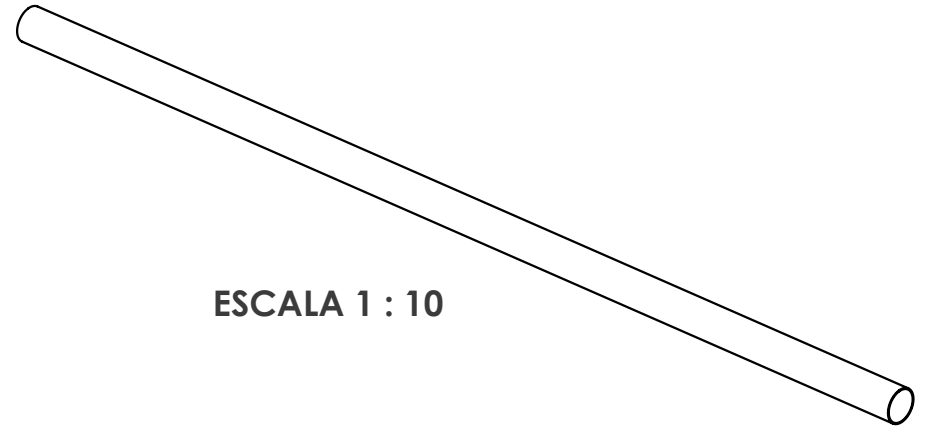


ESCALA 1 : 10

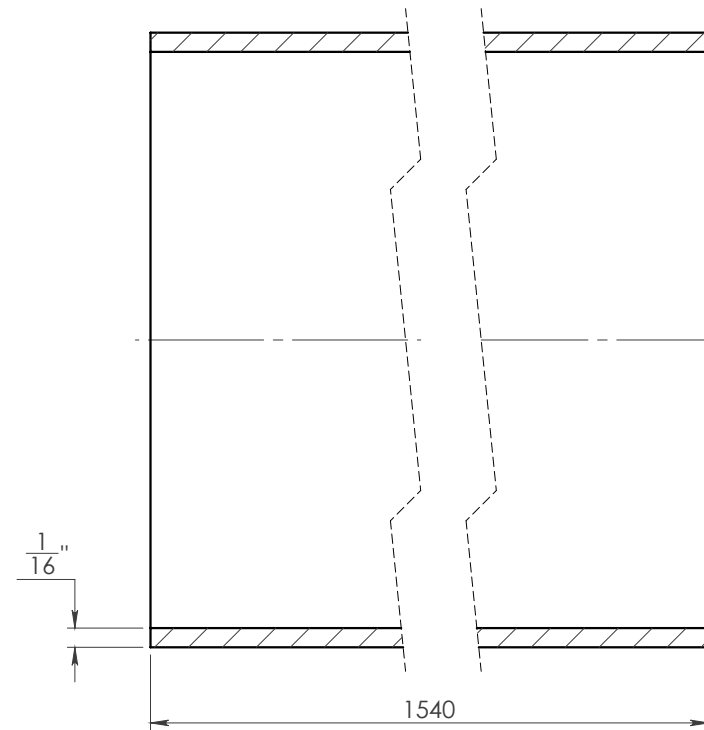
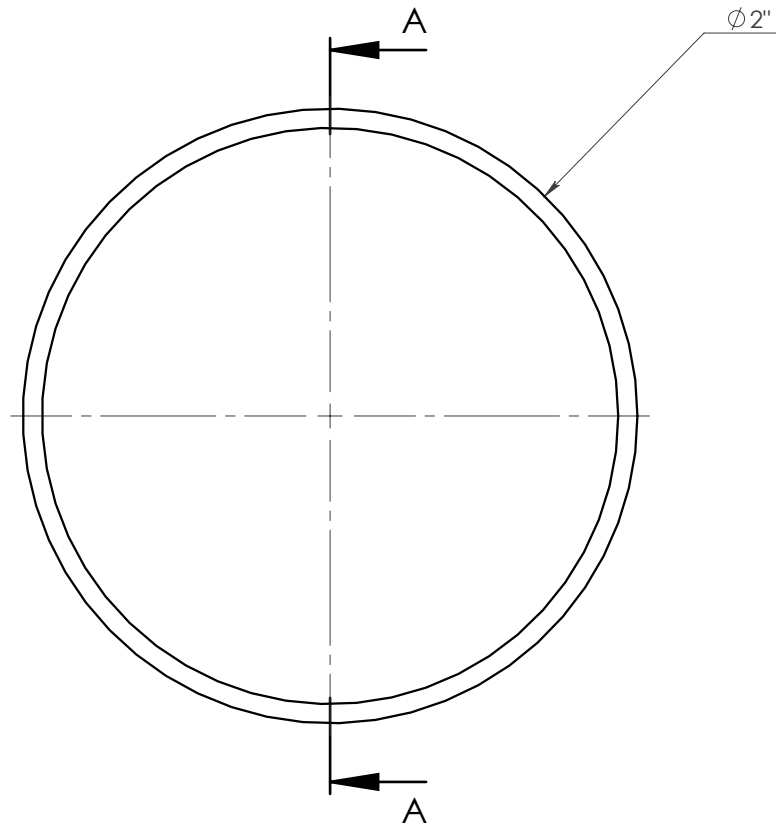


SECCIÓN A-A

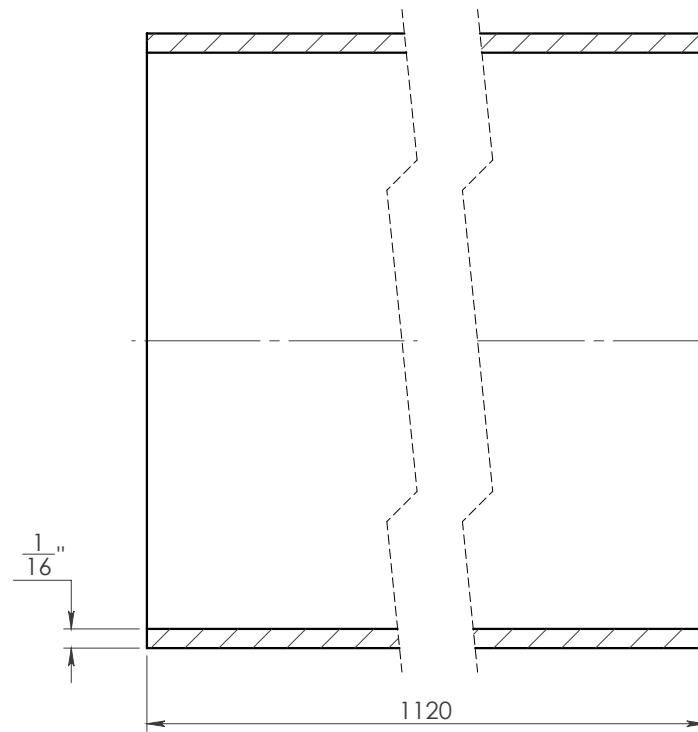
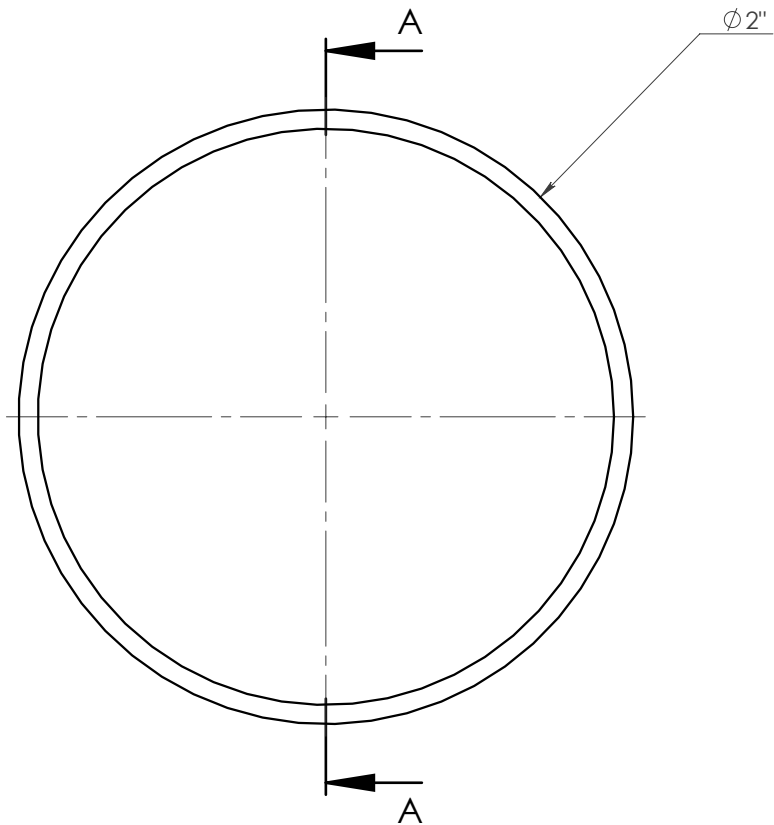
Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			TUBO INFERIOR FRONTAL		PIEZA N° 1.2	MATERIAL: ACERO AISI 304
	ESCALA 2:1	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 2020-08-18	DIBUJADO POR: JEREZ J.		HOJA 7/55	PL N° 01-02-00



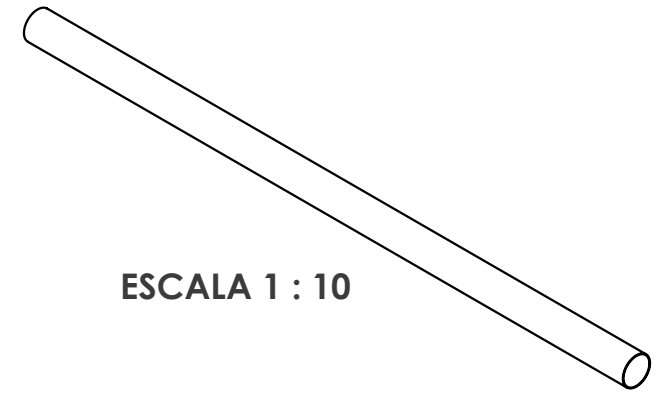
ESCALA 1 : 10



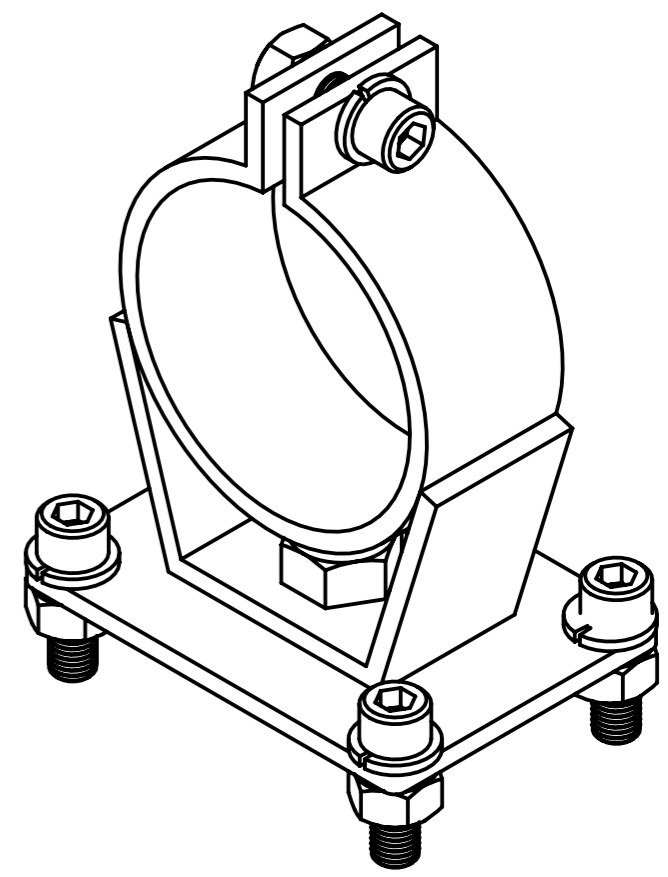
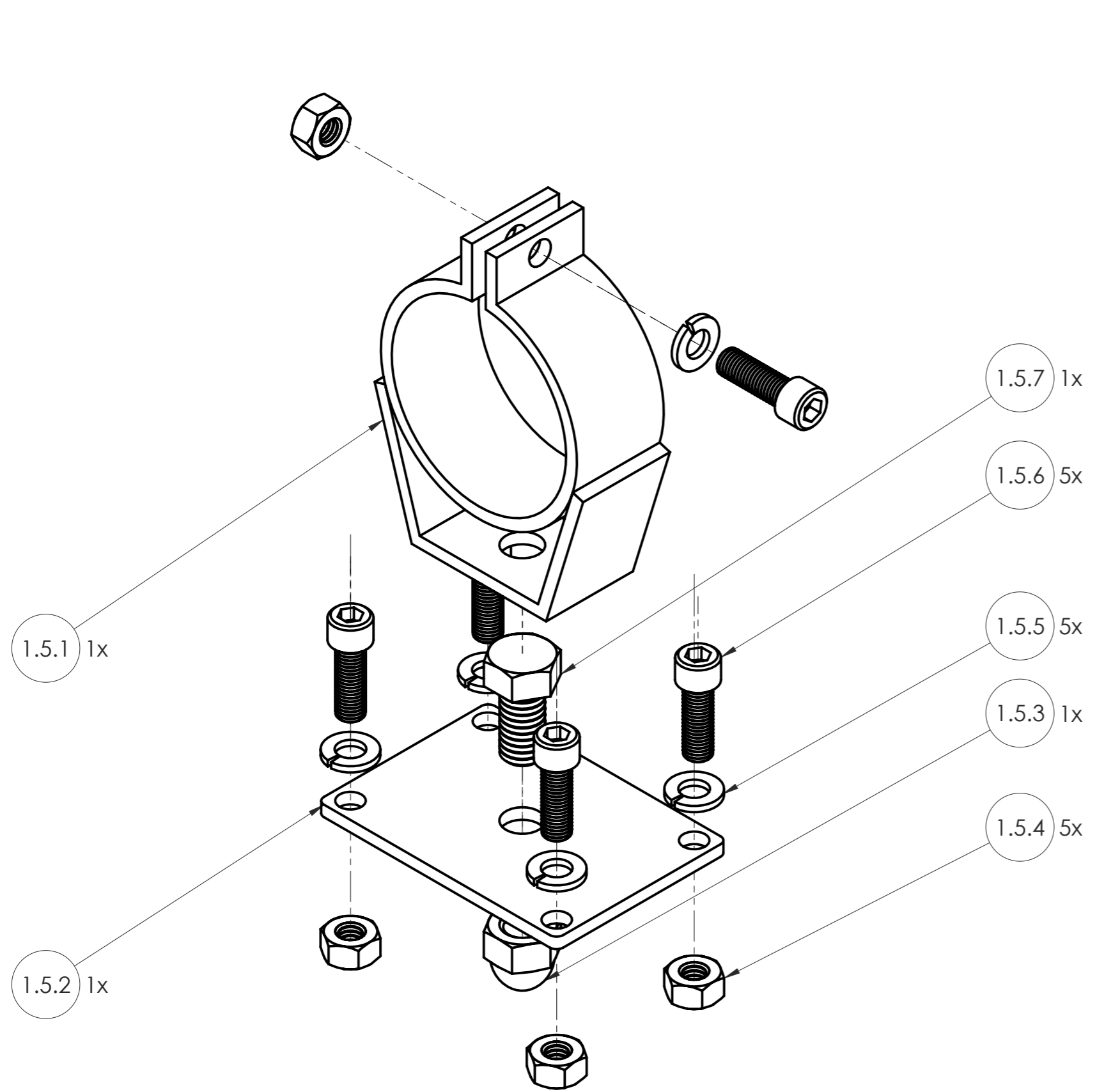
SECCIÓN A-A




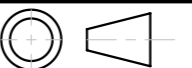
SECCIÓN A-A

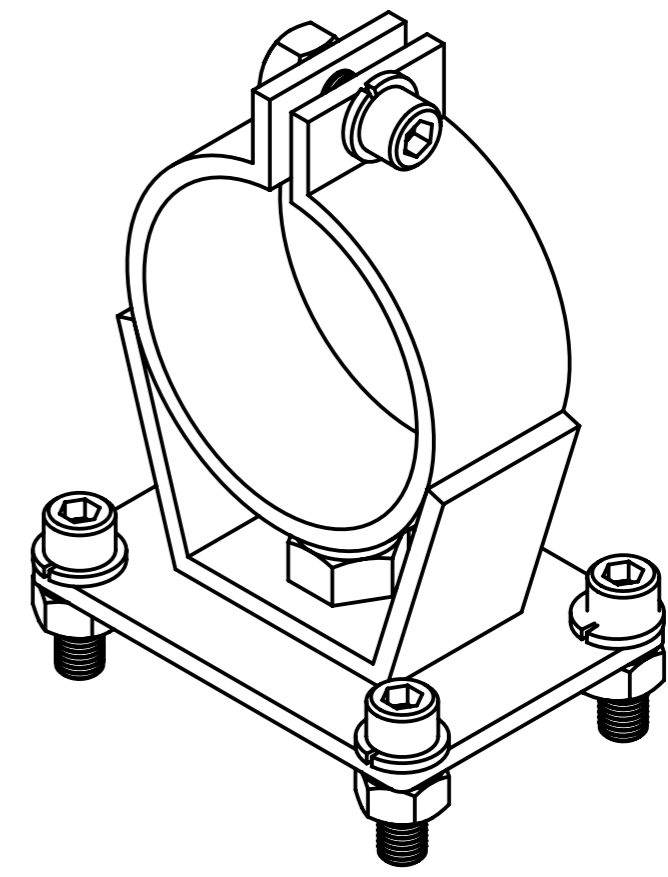
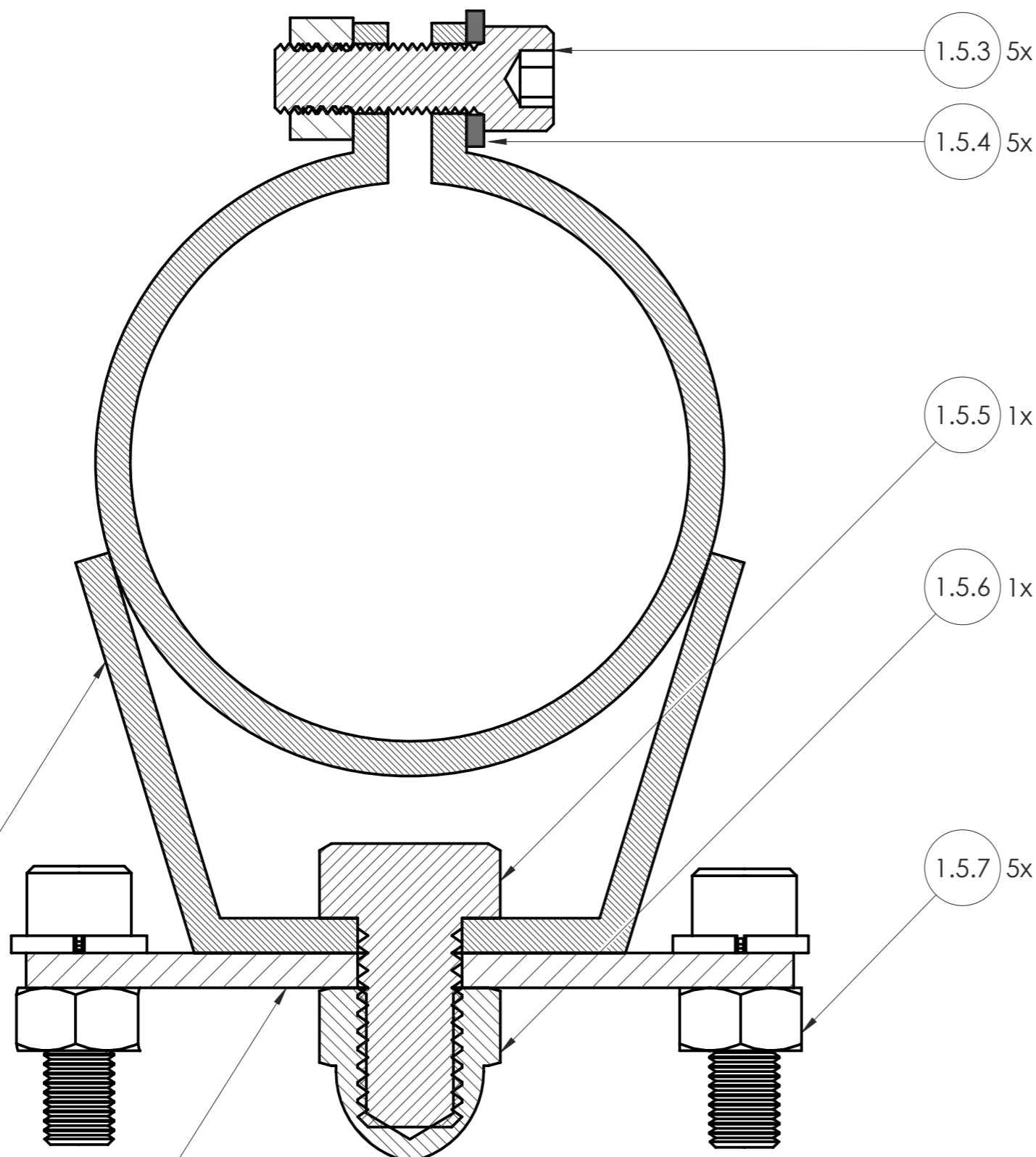


ESCALA 1 : 10




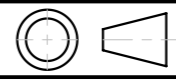
1.5.7	TORNILLO HEXAGONAL	1	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.6	TORNILLO DE BRISTO	5	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.5	ARANDELA SEGURIDAD	5	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.4	TUERCA HEXAGONAL	5	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.3	TUERCA CIEGA	1	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.2	PLACA INFERIOR	1	PL N° 01-05-02
1.5.1	SOPORTE SUPERIOR	1	PL N° 01-05-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

Universidad Industrial de Santander 	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:1 	<b>SOPORTE AXIAL DEMÉTER VISTA EXPLOSIONADA</b>		
FORMATO A3 MEDIDAS EN MILIMETROS	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-15	PIEZA N° 1.5
	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-15	HOJA 10/55
			PL N° 01-05-00



ESCALA 1:1

1.5.7	TUERCA HEXAGONAL 1/4"-28	5	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.6	TUERCA CIEGA 3/8"-16	1	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.5	TORNILLO HEXAGONAL 3/8"-16X3/4"	1	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.4	ARANDELA SEGURIDAD 1/4"	5	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.3	TORNILLO DE BRISTOL 1/4"-28 X 3/4"	5	PIEZA ESTÁNDAR
1.5.2	PLACA INFERIOR	1	PL N° 01-05-02
1.5.1	SOPORTE SUPERIOR	1	PL N° 01-05-01
N°	NOMBRE	CANT	OBSERVACIONES

	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 2:1	SOPORTE AXIAL DEMÉTER VISTA EXPLOSIONADA		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-15	PIEZA N° 1.5
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-15	HOJA 11/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 01-05-00

1.5.1

1.5.2

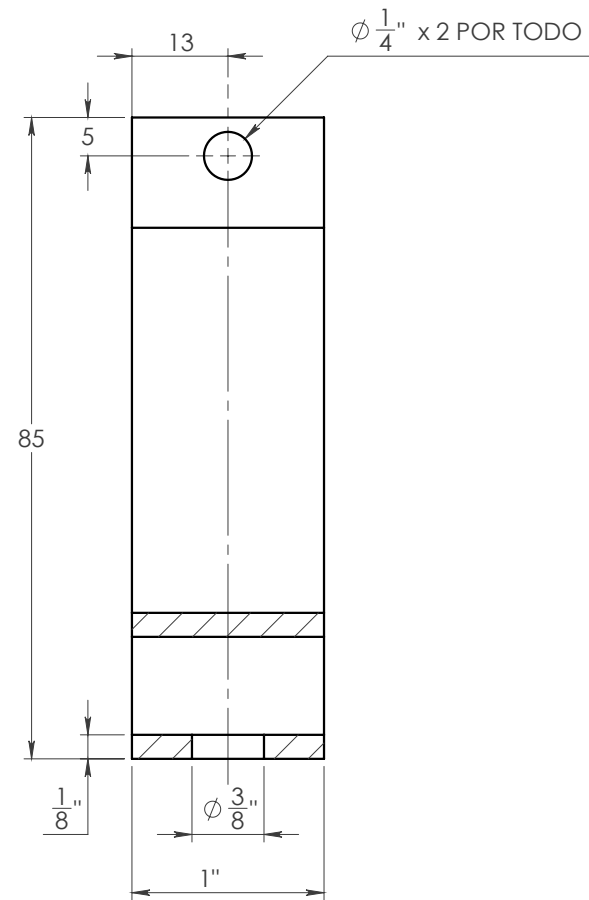
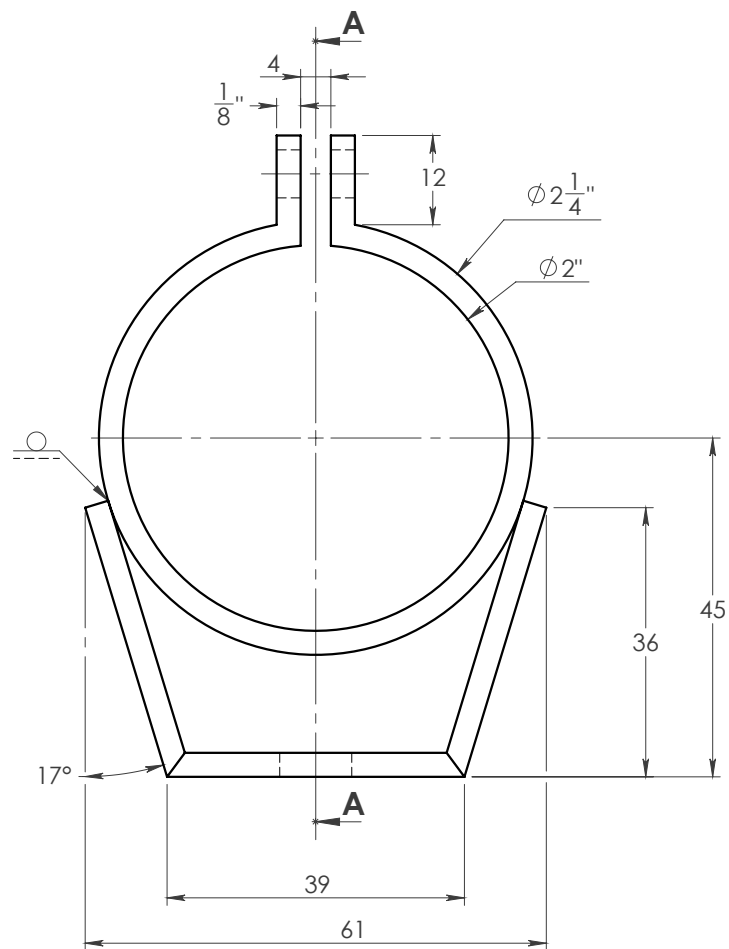
1.5.3 5x

1.5.4 5x

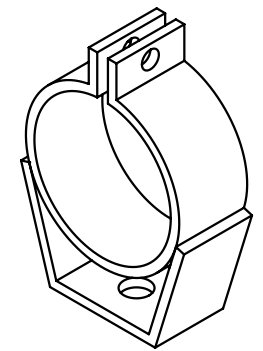
1.5.5 1x

1.5.6 1x

1.5.7 5x



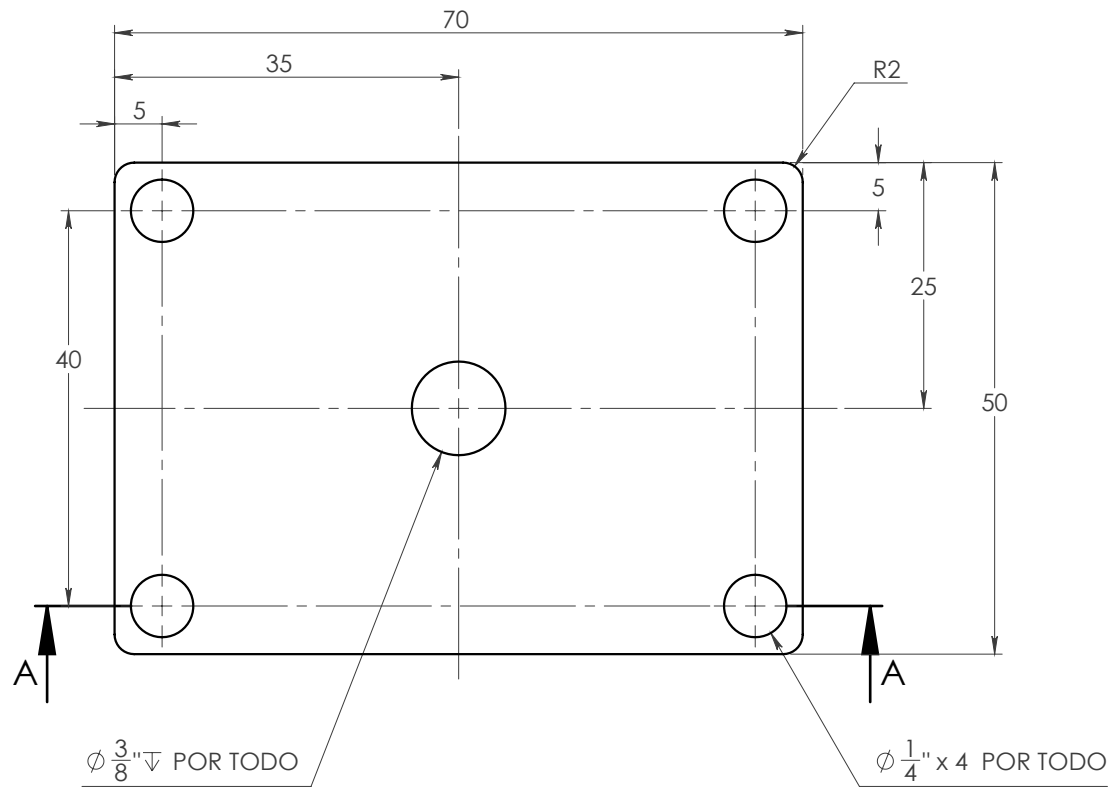
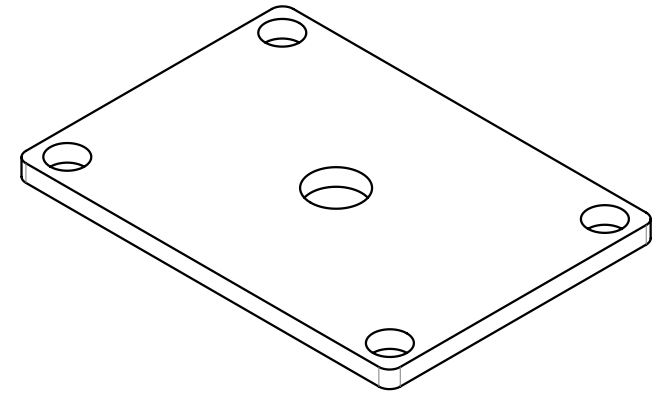
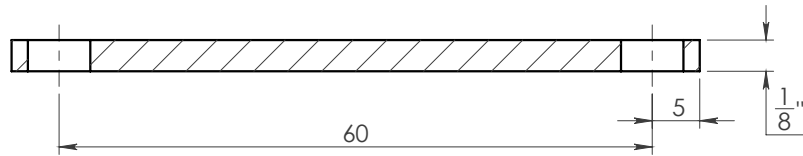
SECCIÓN A-A

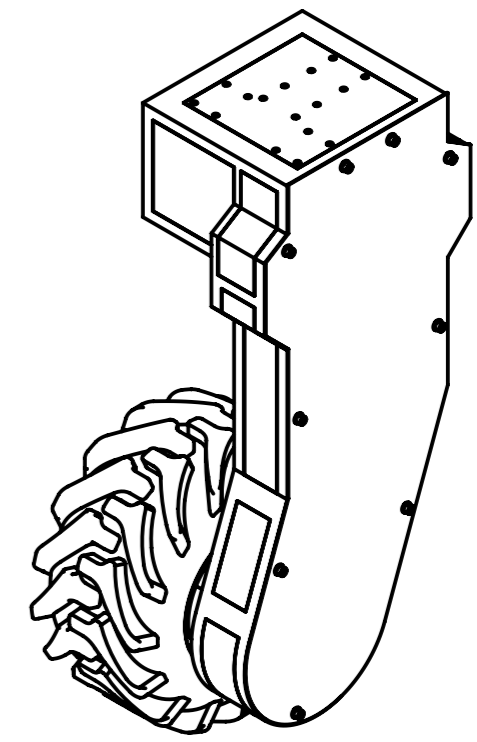
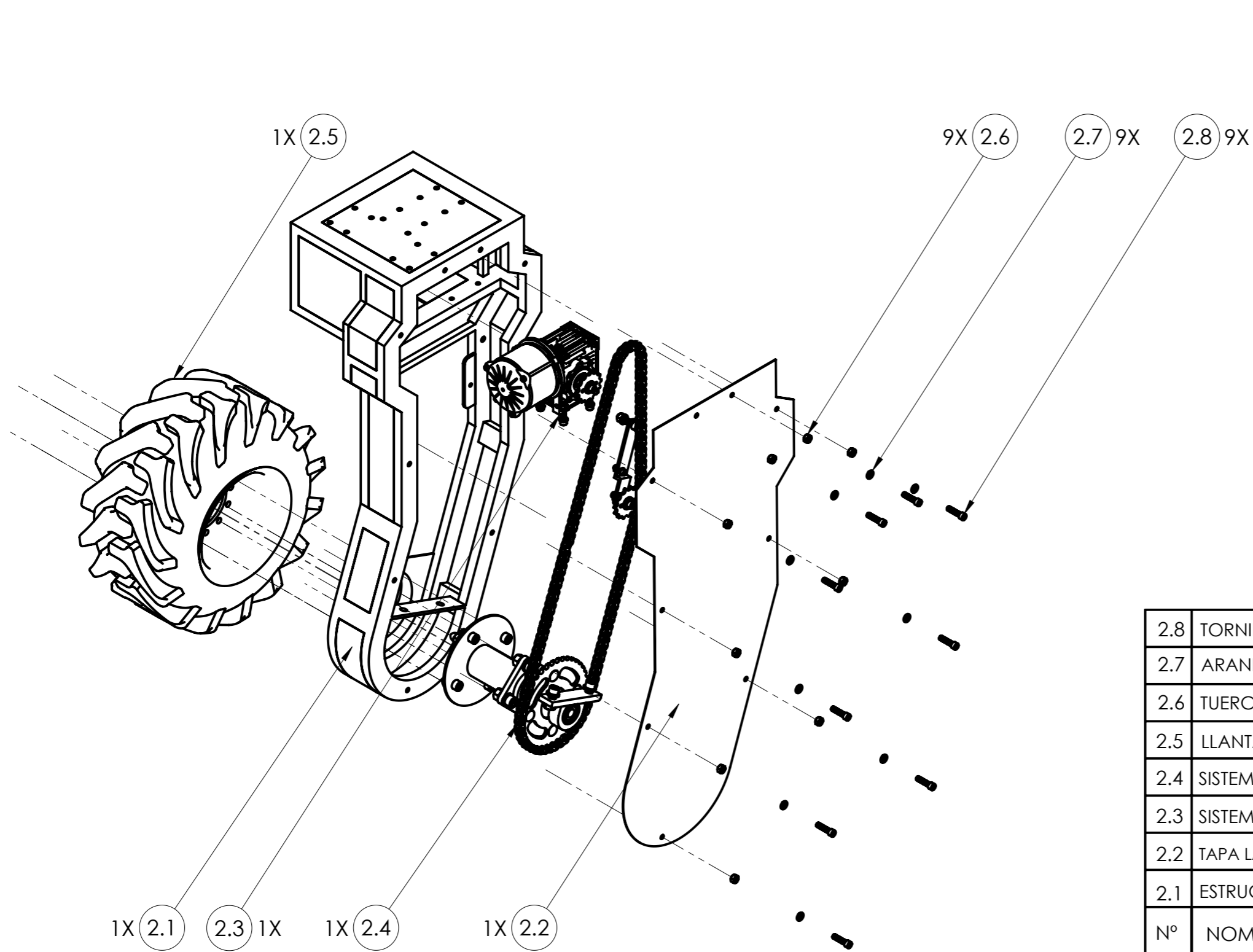


ESCALA 1:2

NOTA: SOLDADURA DE ARCO ELECTRICO E6013

### SECCIÓN A-A

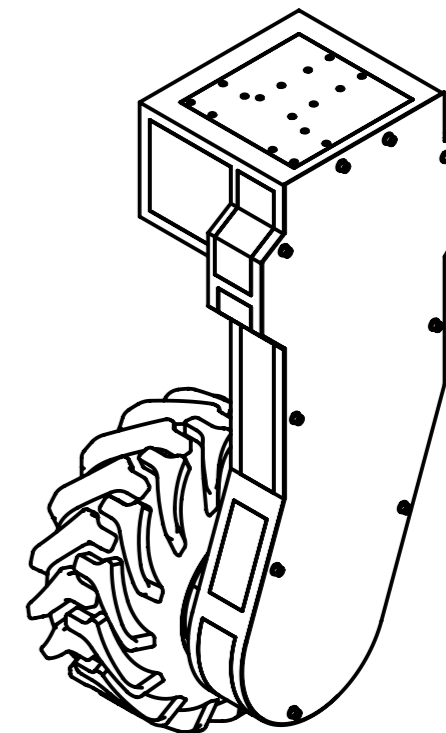
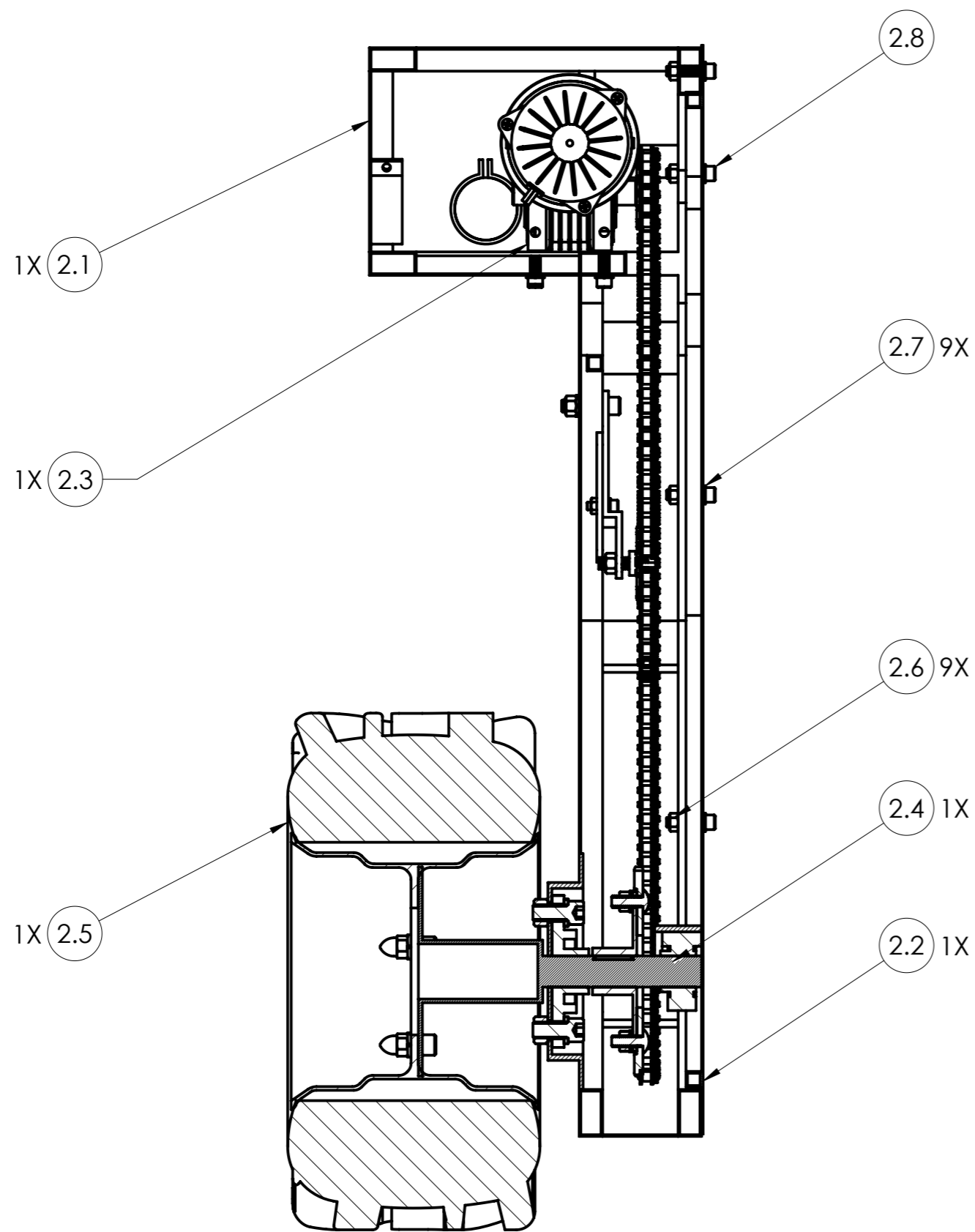




ESCALA 1:10

2.8	TORNILLOS BRISTOL 5/16"-24X1"	9	PIEZA ESTANDAR
2.7	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/16"	9	PIEZA ESTANDAR
2.6	TUERCA HEXAGONAL 5/16" -24	9	PIEZA ESTANDAR
2.5	LLANTA Y RIN 16"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	1	PL N° 02-04-00
2.3	SISTEMA DE POTENCIA	1	PL N° 02-03-00
2.2	TAPA LATERAL BRAZO TRACCIÓN 1	1	PL N° 02-02-00
2.1	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 1	1	PL N° 02-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:10	MÓDULO DE TRACCIÓN 1		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-13	
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-13	HOJA 14/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 02-00-00



ESCALA 1:10

2.8	TORNILLOS BRISTOL 5/16"-24X1"	9	PIEZA ESTANDAR
2.7	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/16"	9	PIEZA ESTANDAR
2.6	TUERCA HEXAGONAL 5/16" -24	9	PIEZA ESTANDAR
2.5	LLANTA Y RIN 16"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	1	PL N° 02-04-00
2.3	SISTEMA DE POTENCIA	1	PL N° 02-03-00
2.2	TAPA LATERAL BRAZO TRACCIÓN 1	1	PL N° 02-02-00
2.1	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 1	1	PL N° 02-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

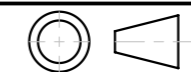
Universidad Industrial de Santander



ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA: 1:5

MÓDULO DE TRACCIÓN 1



DIBUJADO POR:  
JEREZ JONATHAN 2020-08-13

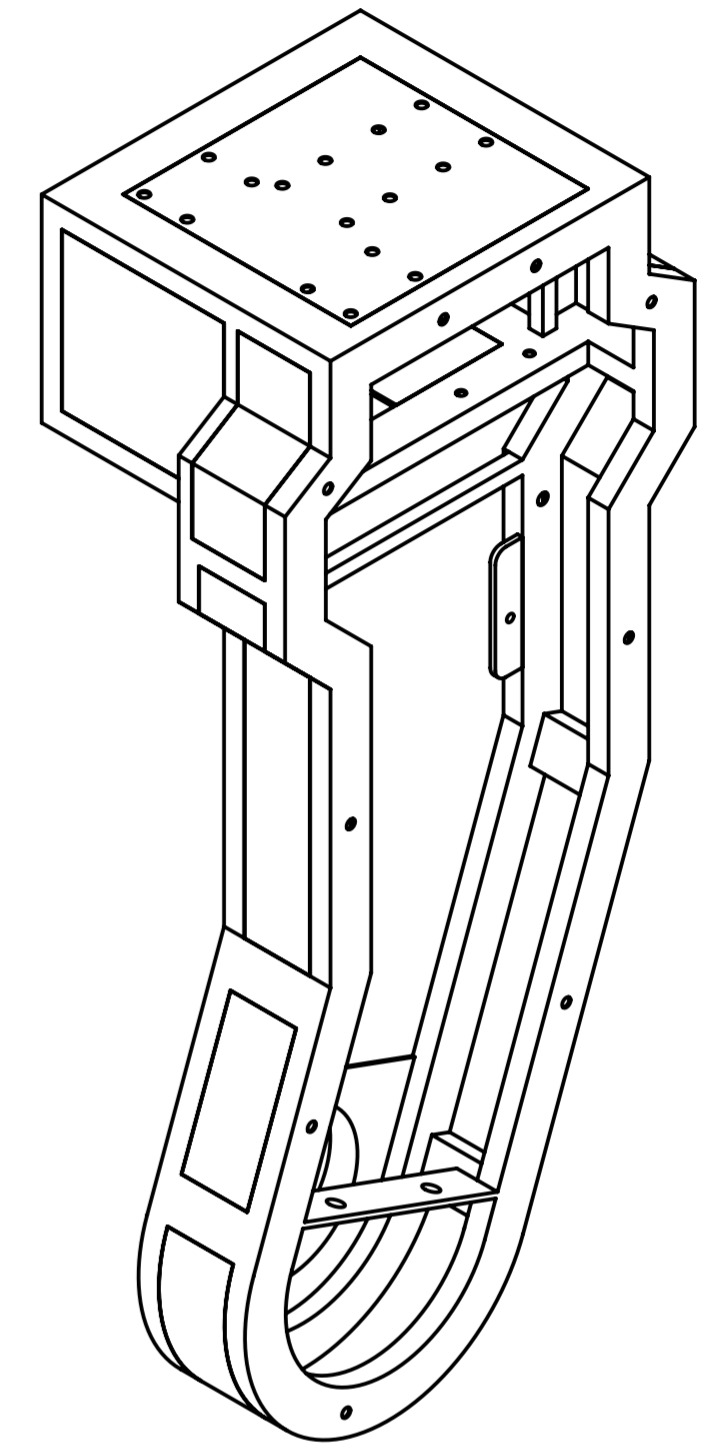
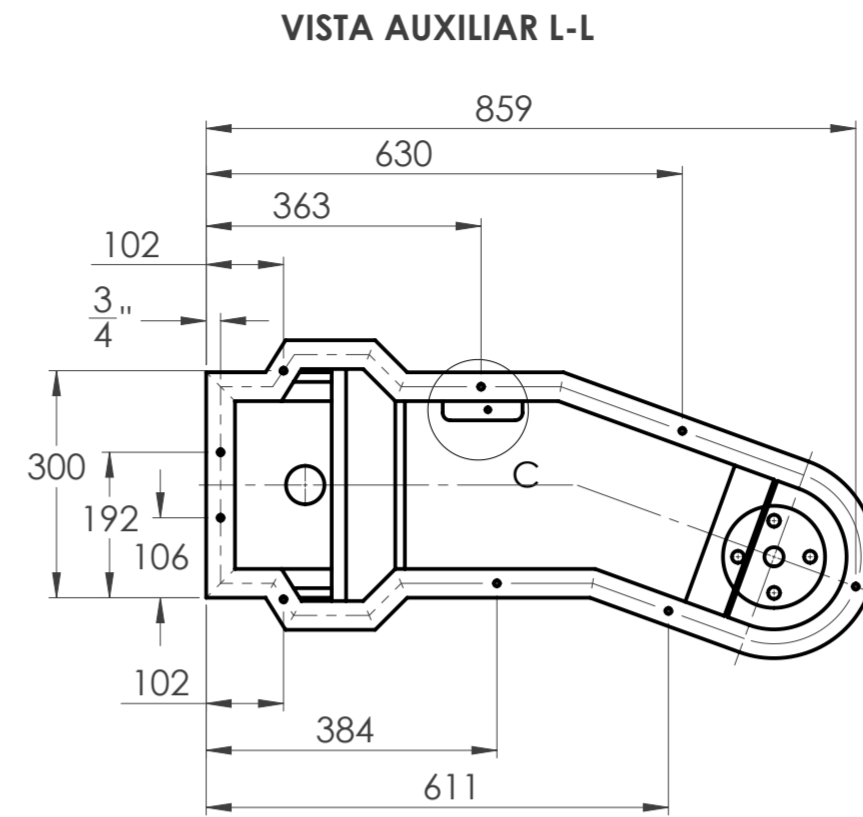
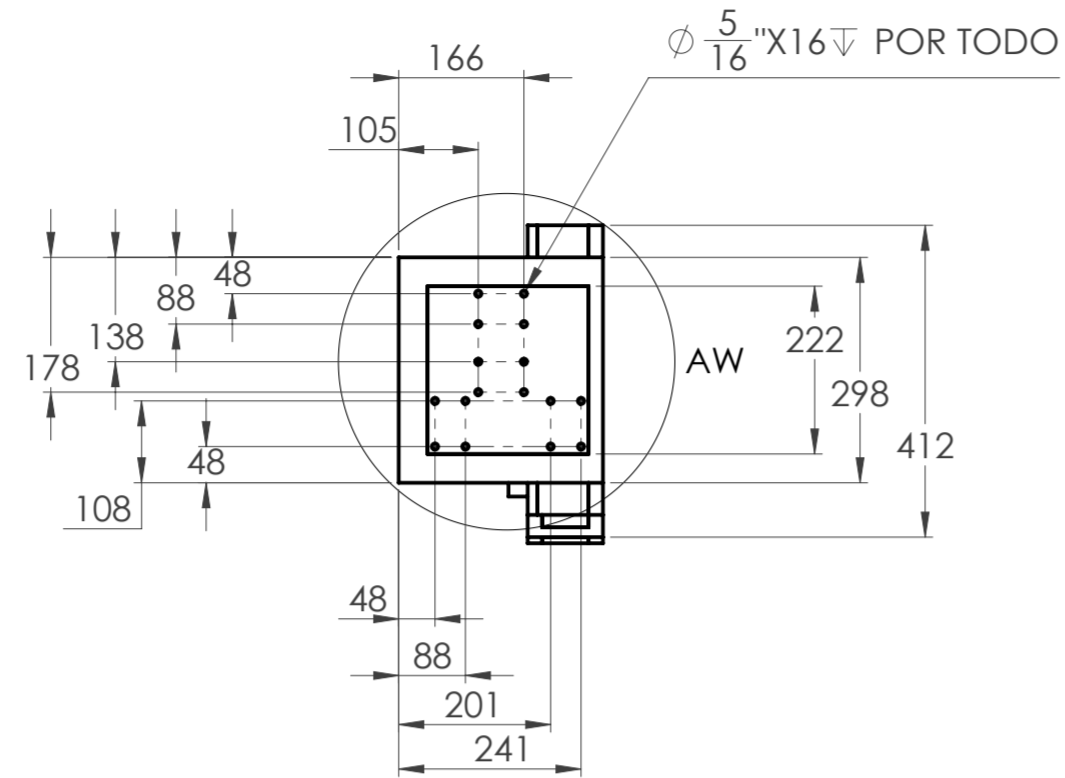
FORMATO  
A3

REVISADO POR:  
MENESES JORGE 2020-08-13 HOJA 15/55

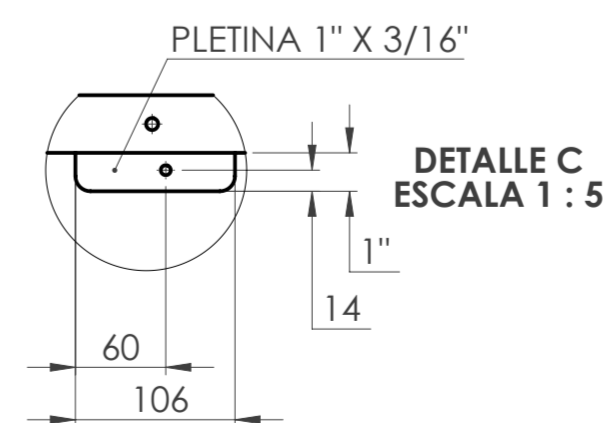
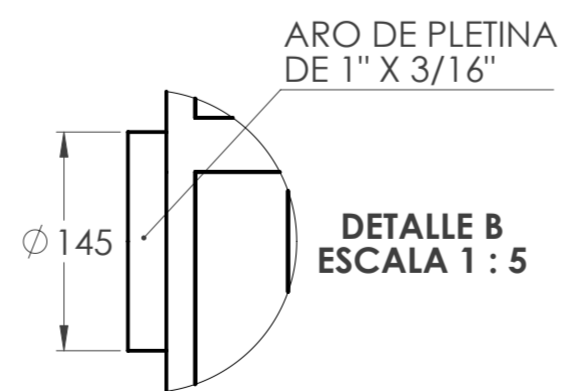
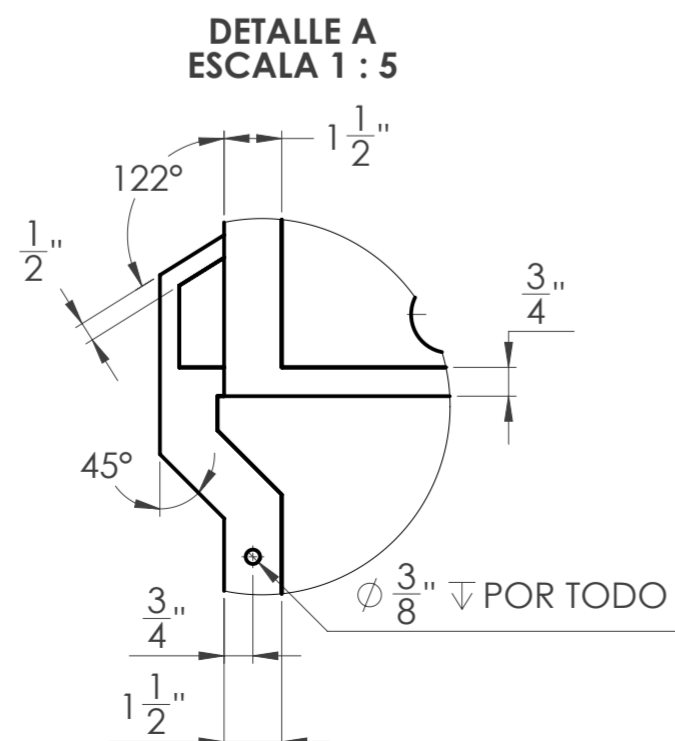
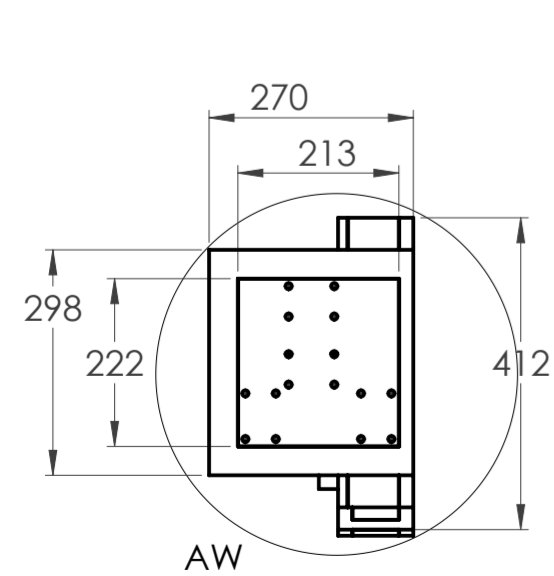
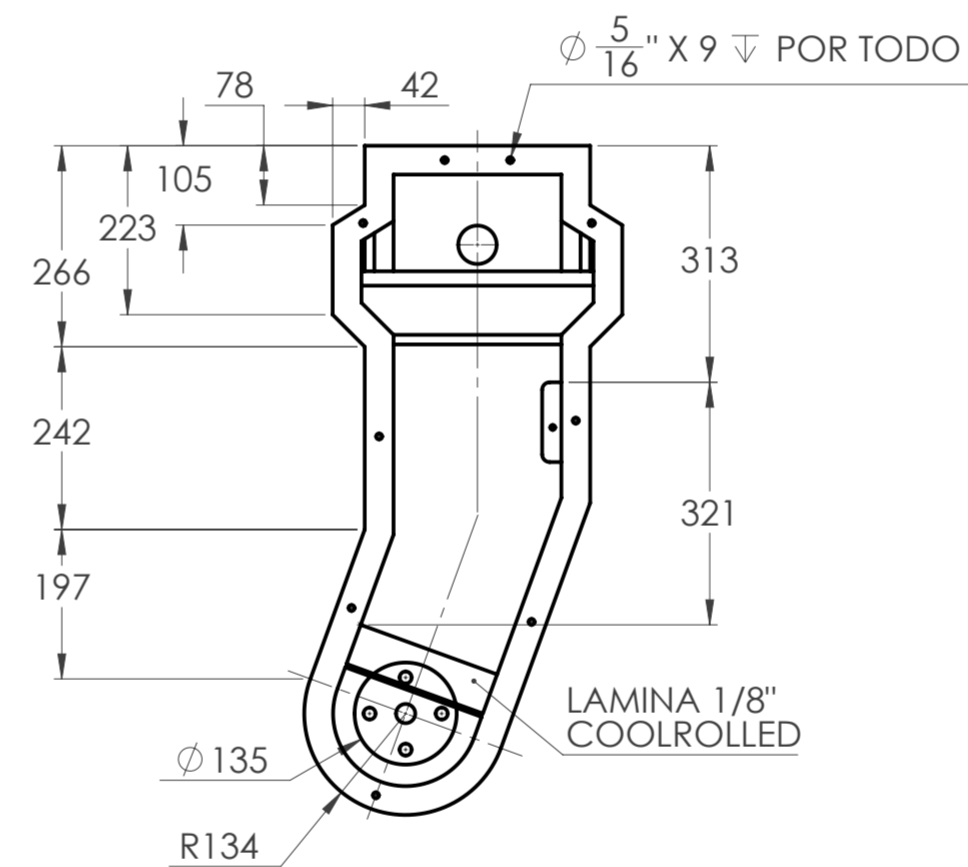
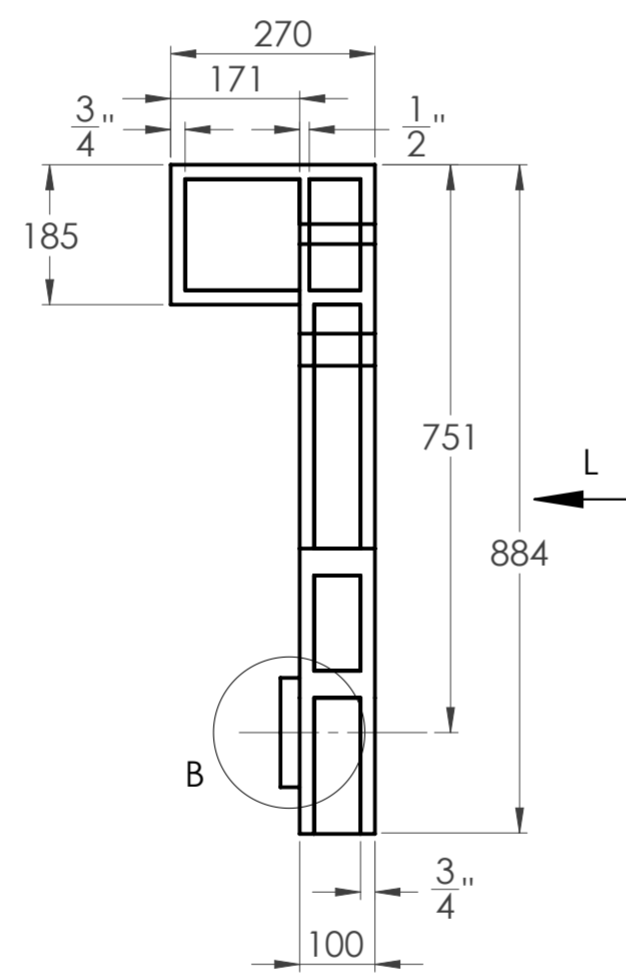
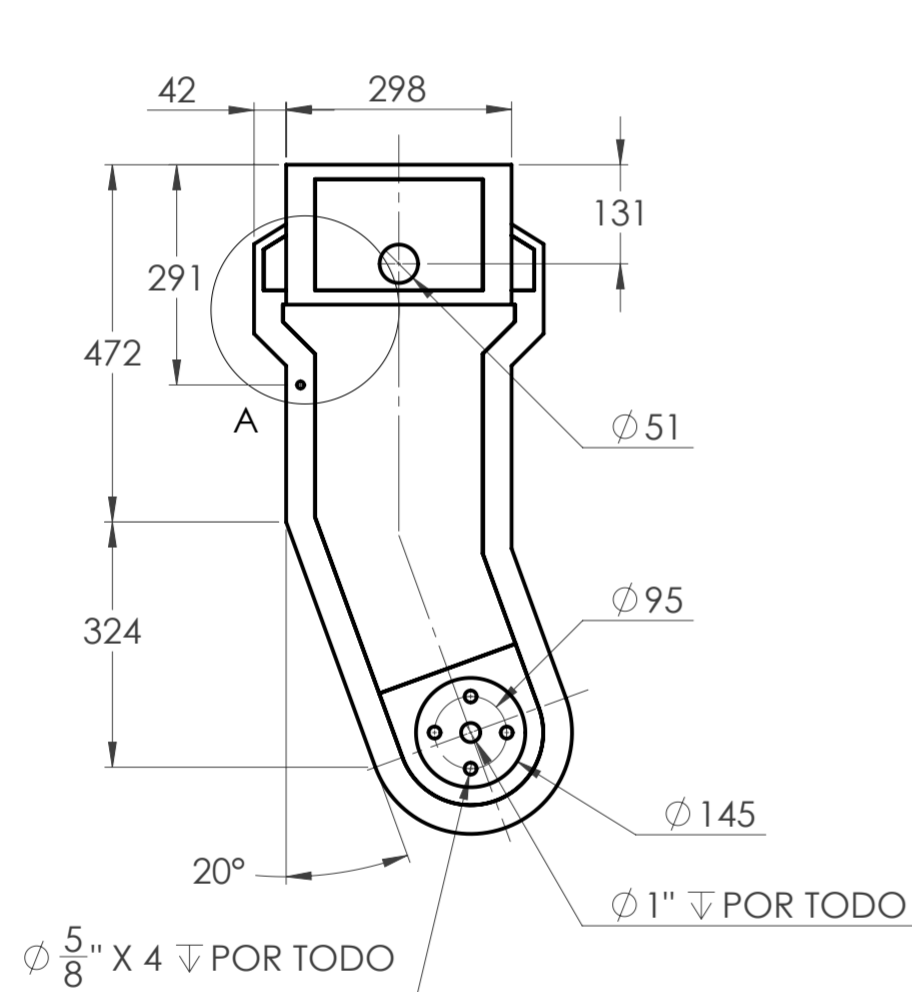
MEDIDAS EN  
MILIMETROS

PL N° 02-00-00

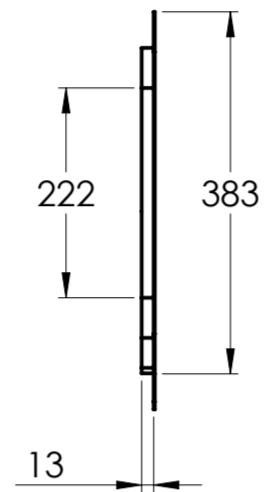
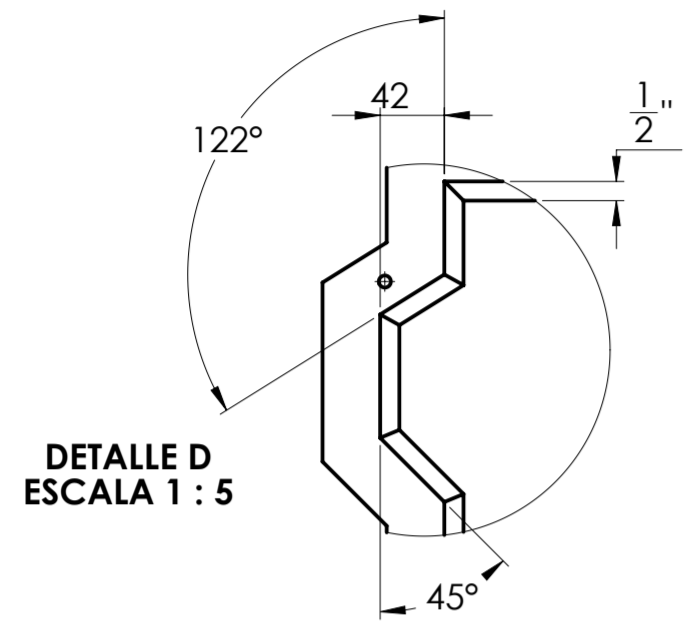
NOTA: TODAS LAS UNIONES CON SOLDAURA E6013



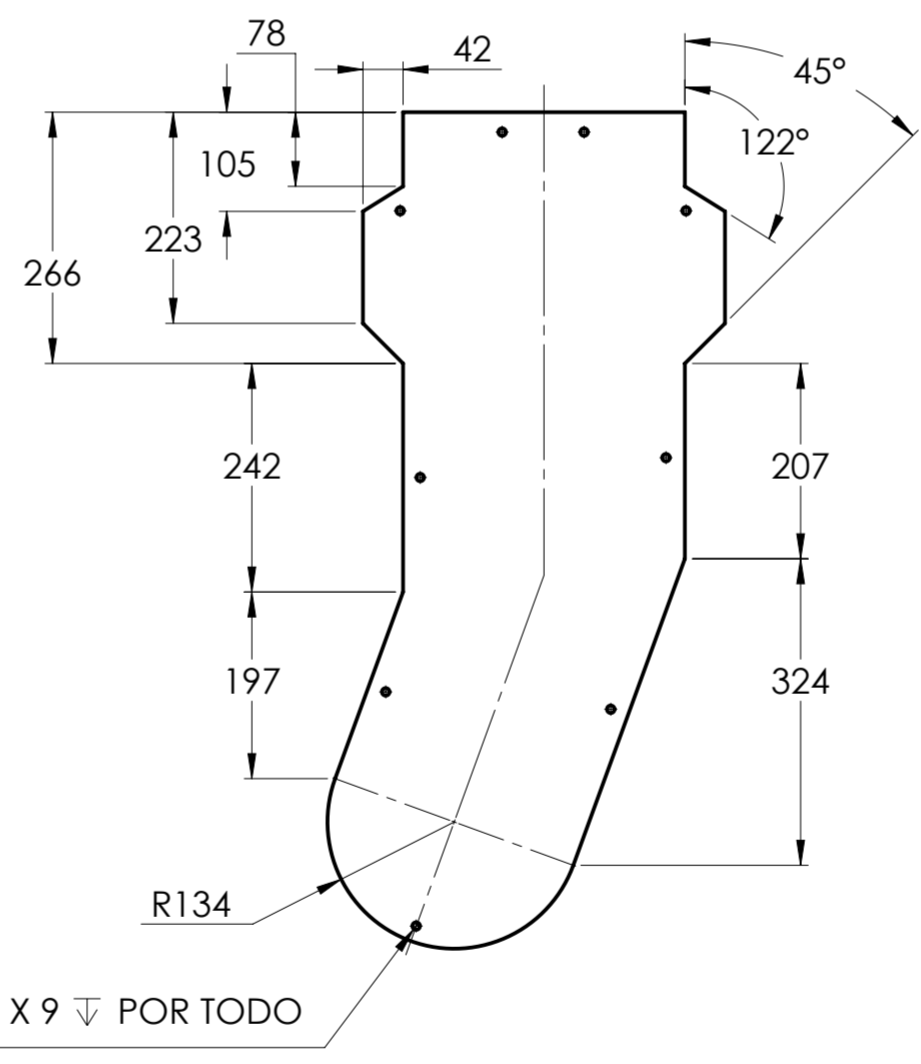
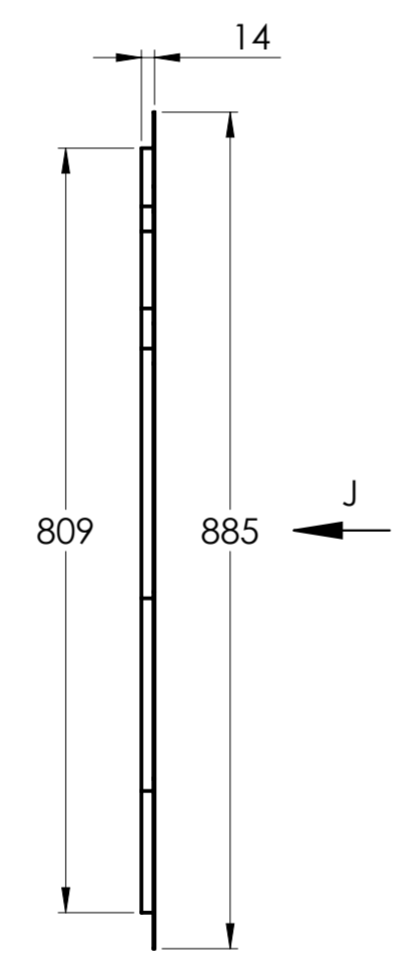
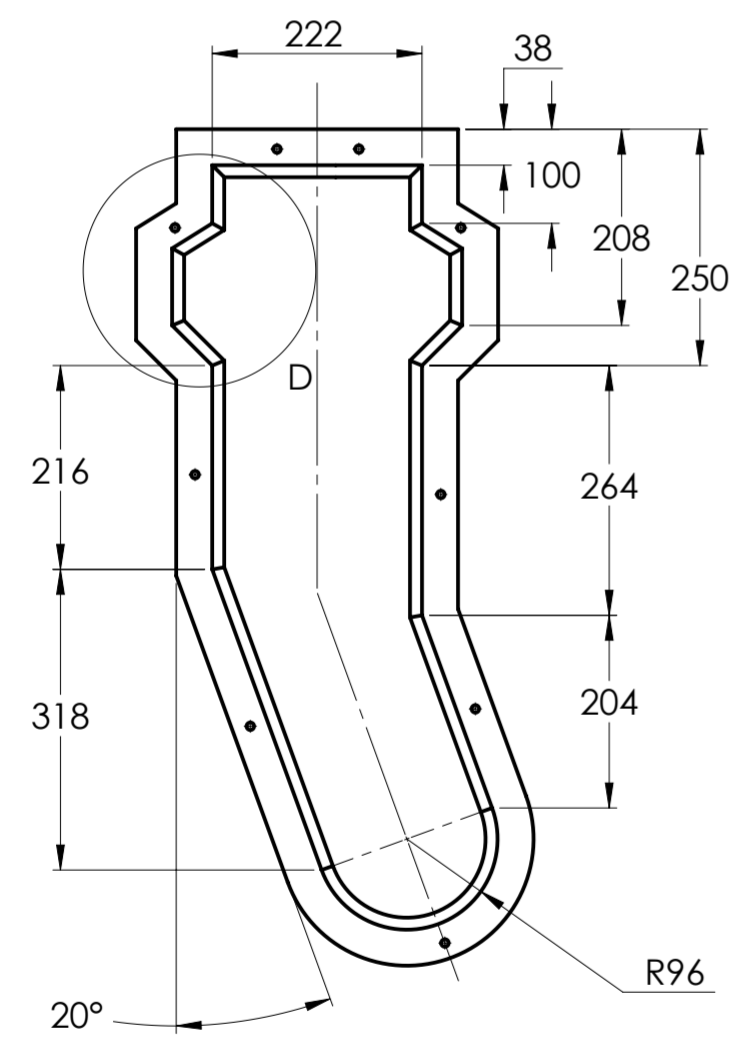
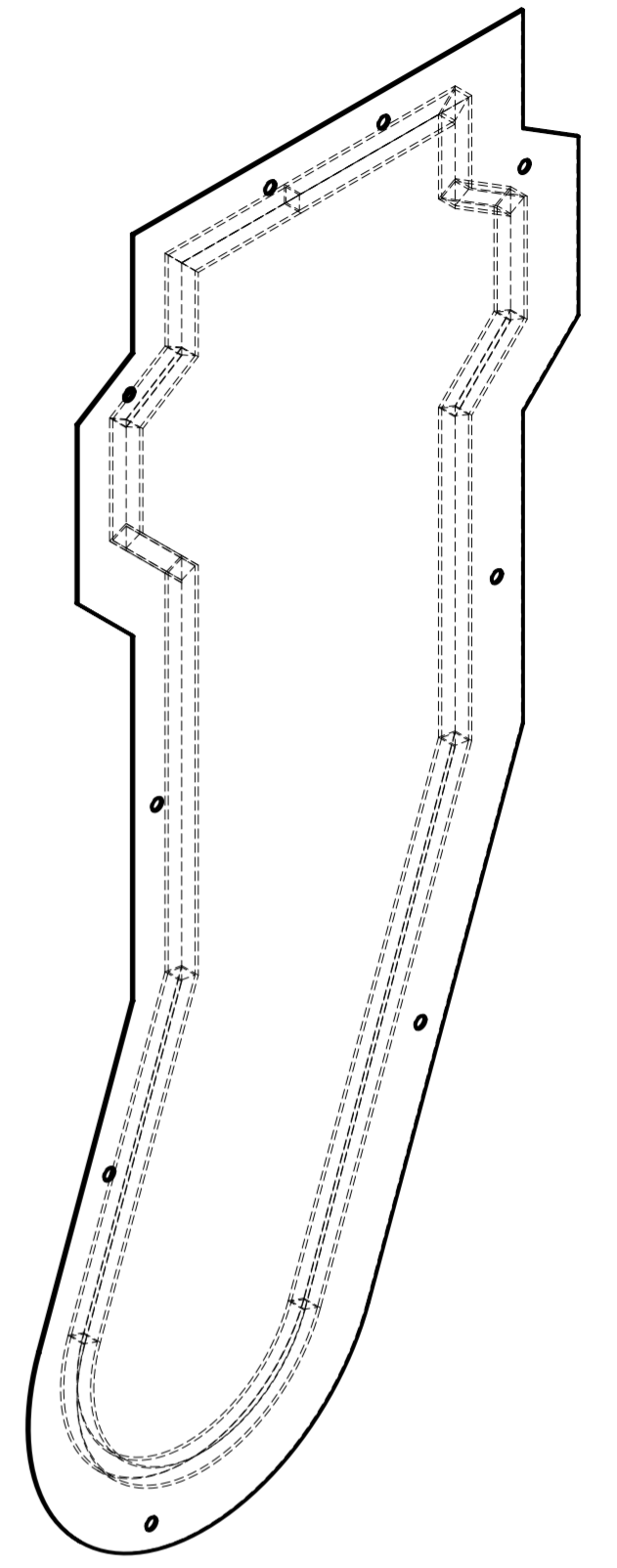
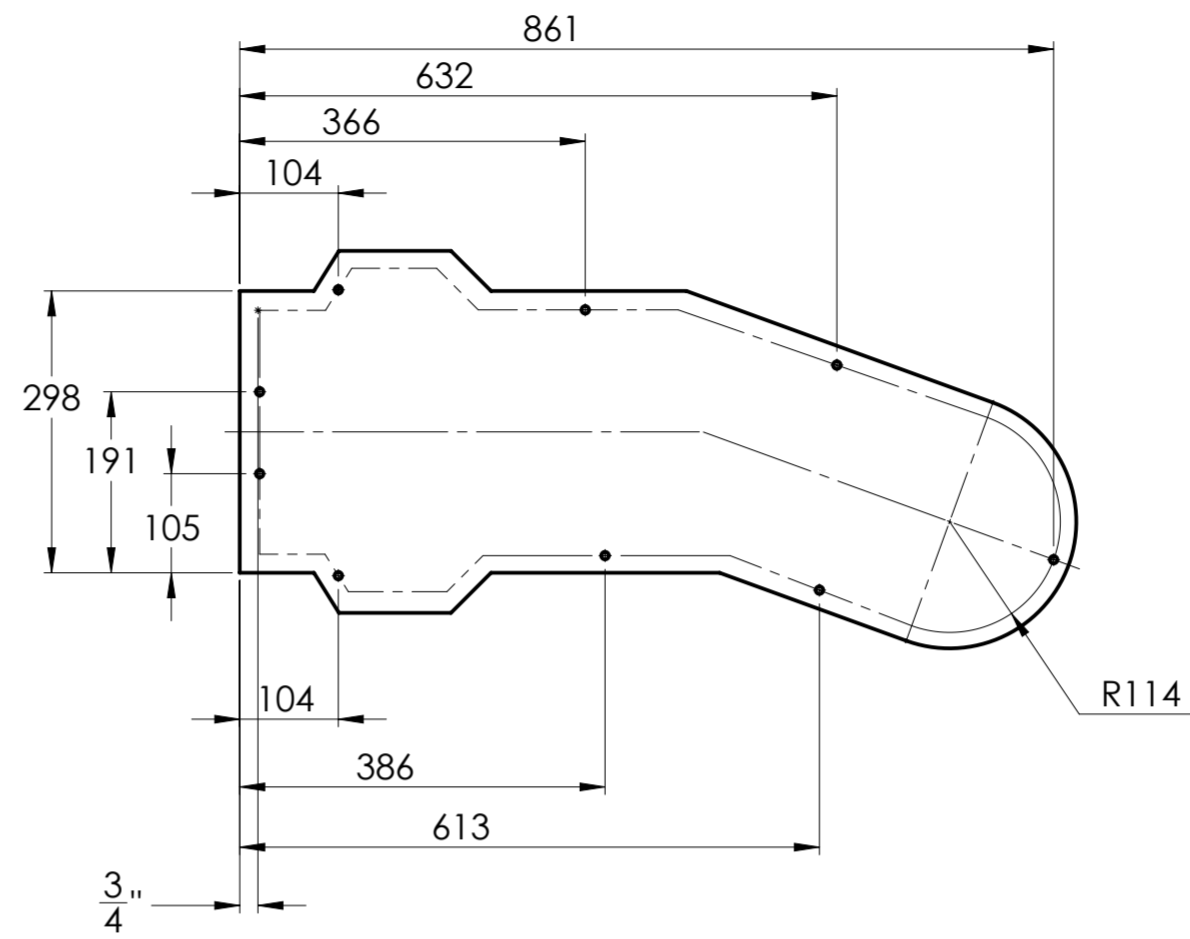
ESCALA 1:5



Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:10	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 1		
DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-16	PIEZA N° 2.1	
FORMATO A2	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 16/55
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL: ACERO ASTM A-36	PL N° 02-01-00	

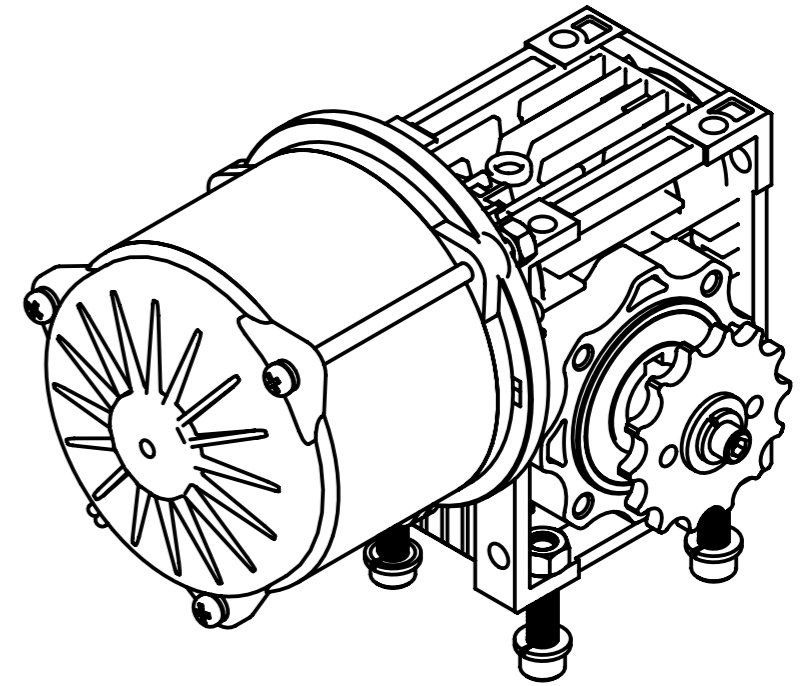
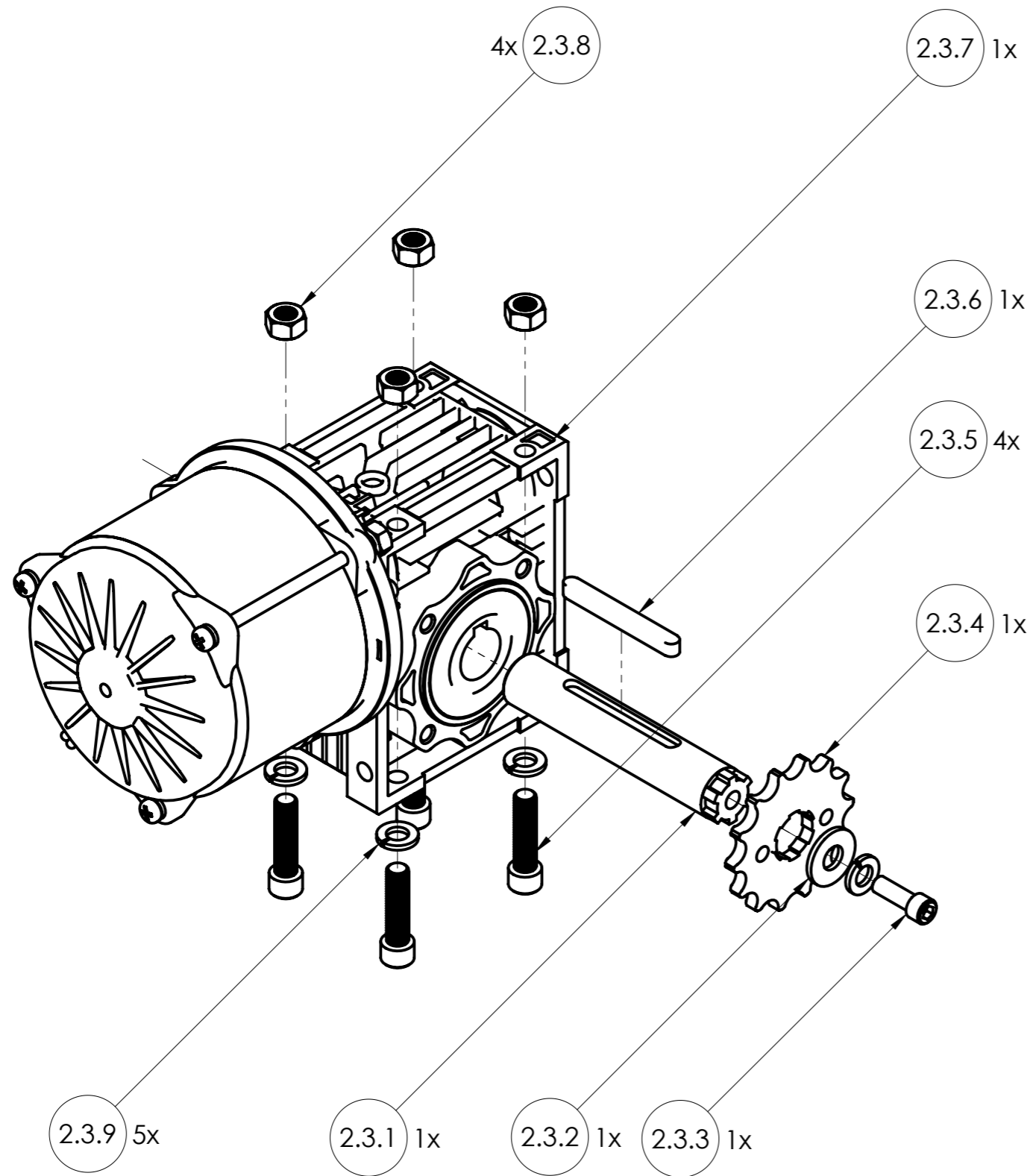


**VISTA AUXILIZAR J-J**


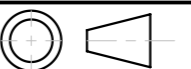


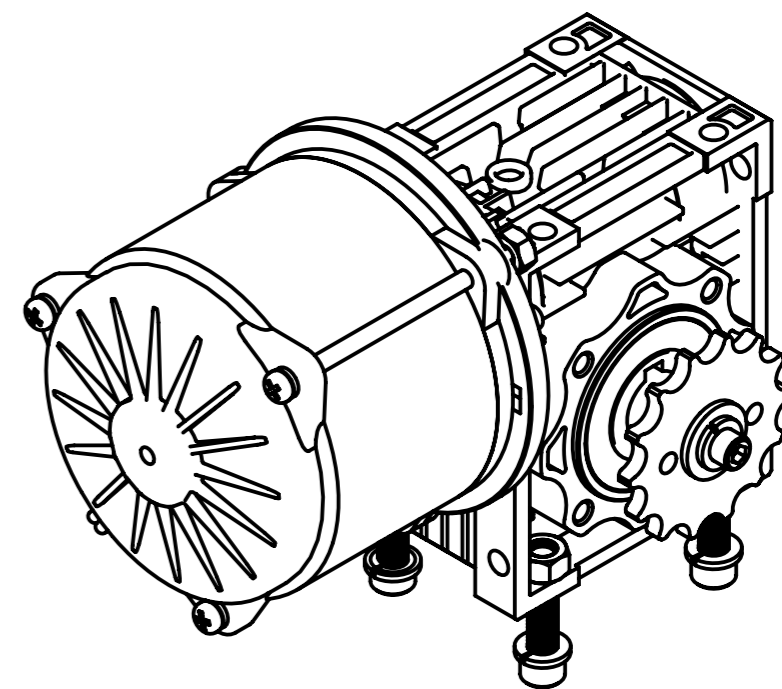
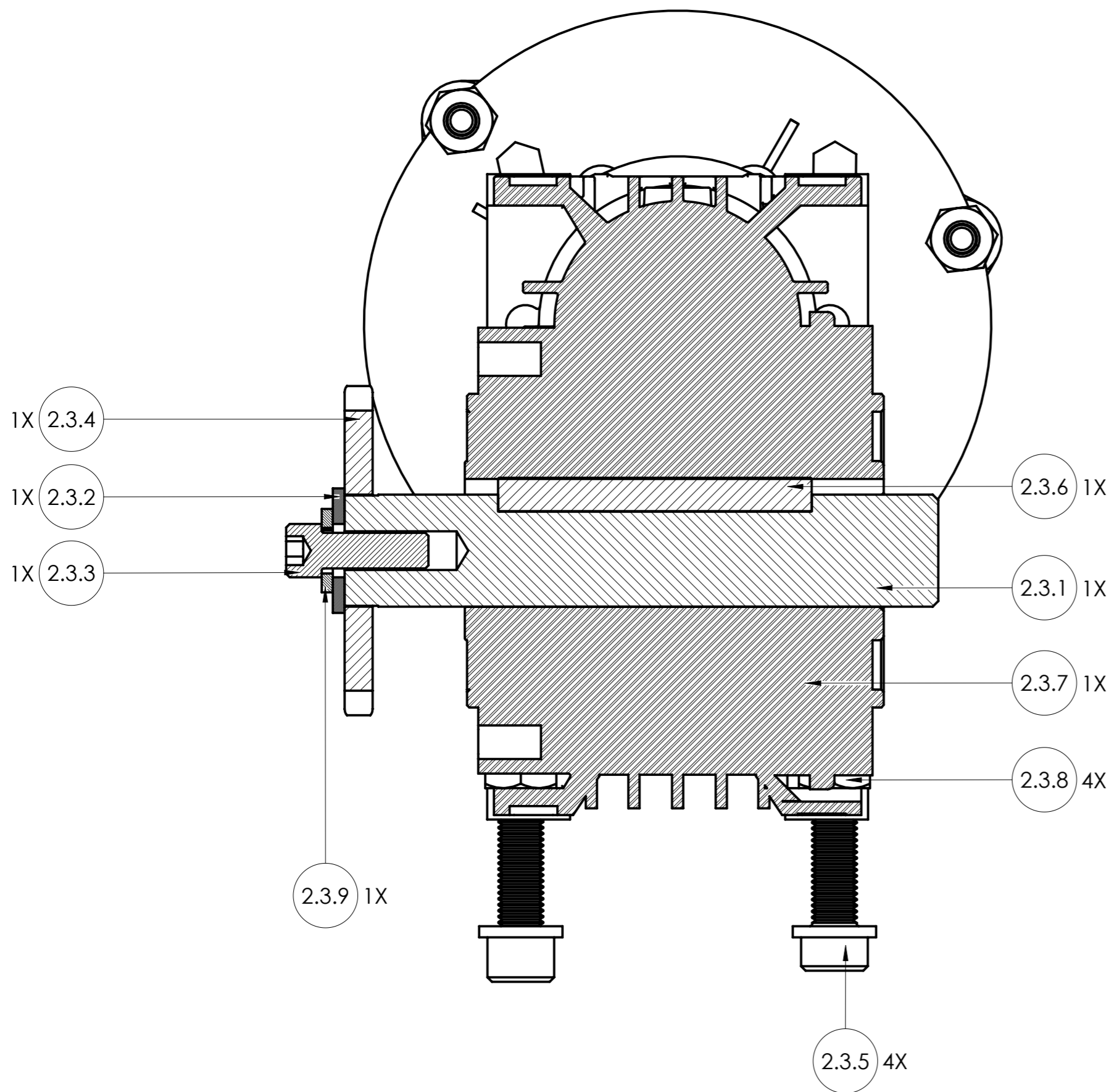
**NOTA:** LA LAMINA DE LA TAPA CALIBRE 18 Y EL MARCO TUBO CUADRADO CALIBRE 18 DE 1/2"

	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:8	TAPA LATERAL BRAZO TRACCIÓN 1		
	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-16	PIEZA N° 2.2
FORMATO A2	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 17/55
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL: ACERO ASTM A-36	PL N° 02-02-00	



2.3.9	ARANDELA SEGURIDAD 5/16"	5	PIEZA ESTANDAR
2.3.8	TUERCA HEXAGONAL 5/16" - 24	4	PIEZA ESTANDAR
2.3.7	MOTO-REDUCTOR SINFIN RELACIÓN 1:30	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.6	CHEVETA PARALELA A6X6X56 DIN 6885	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.5	TORNILLO BRISTOL 5/16" - 24 x 1.5"	4	PIEZA ESTANDAR
2.3.4	SPROCKET MENOR 428 - 12T	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.3	TORNILLO BRISTOL 5/16" - 24 x 1/2"	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.2	ARANDELA PLANA 5/16"	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.1	EJE ESTRIADO 20x106 [mm]	1	PL N° 02-03-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

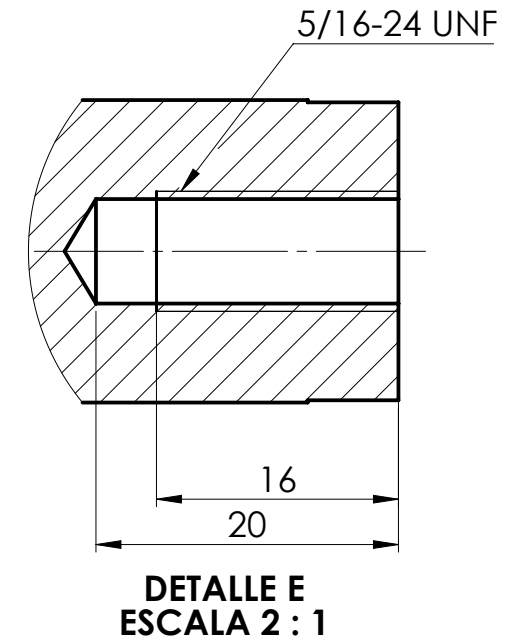
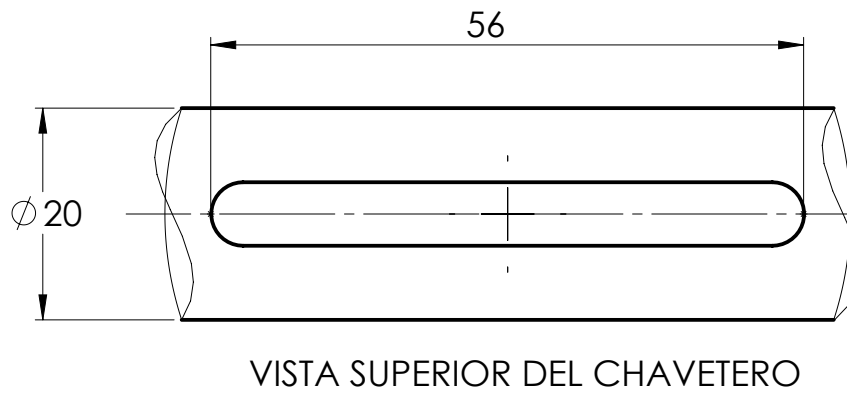
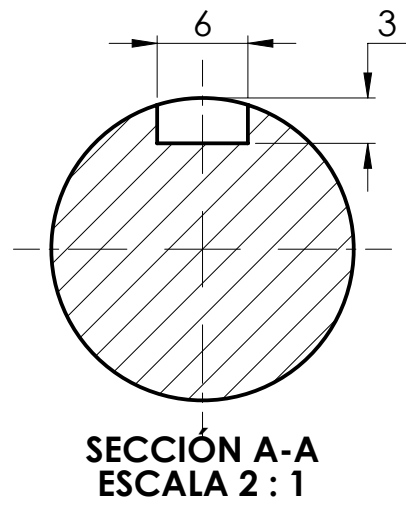
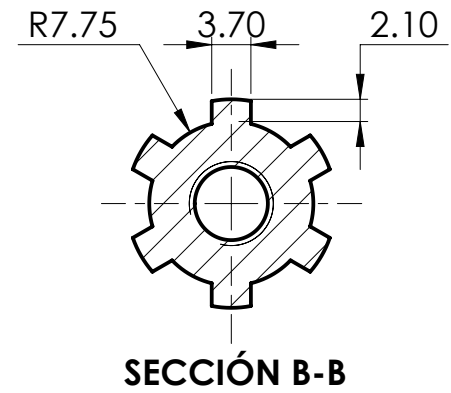
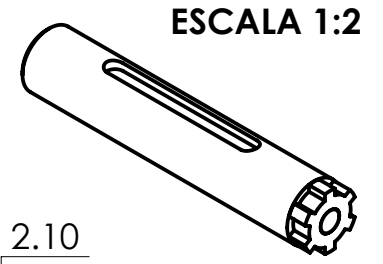
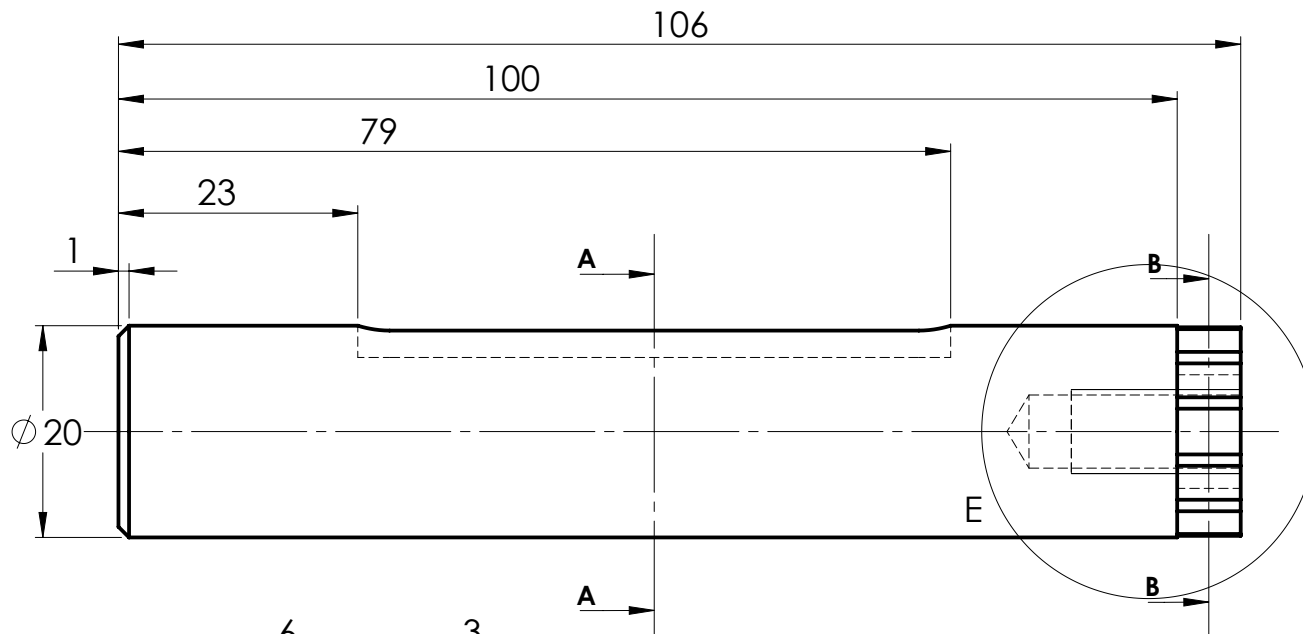
Universidad Industrial de Santander 	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:2 	SISTEMA DE POTENCIA VISTA EXPLOSIONADA		
FORMATO A3	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-14	PIEZA N° 2.3
MEDIDAS EN MILIMETROS	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-14	HOJA 18/55
			PL N° 02-03-00





ESCALA 1:2

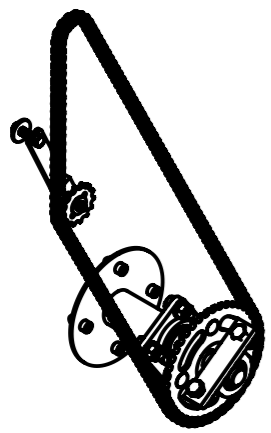
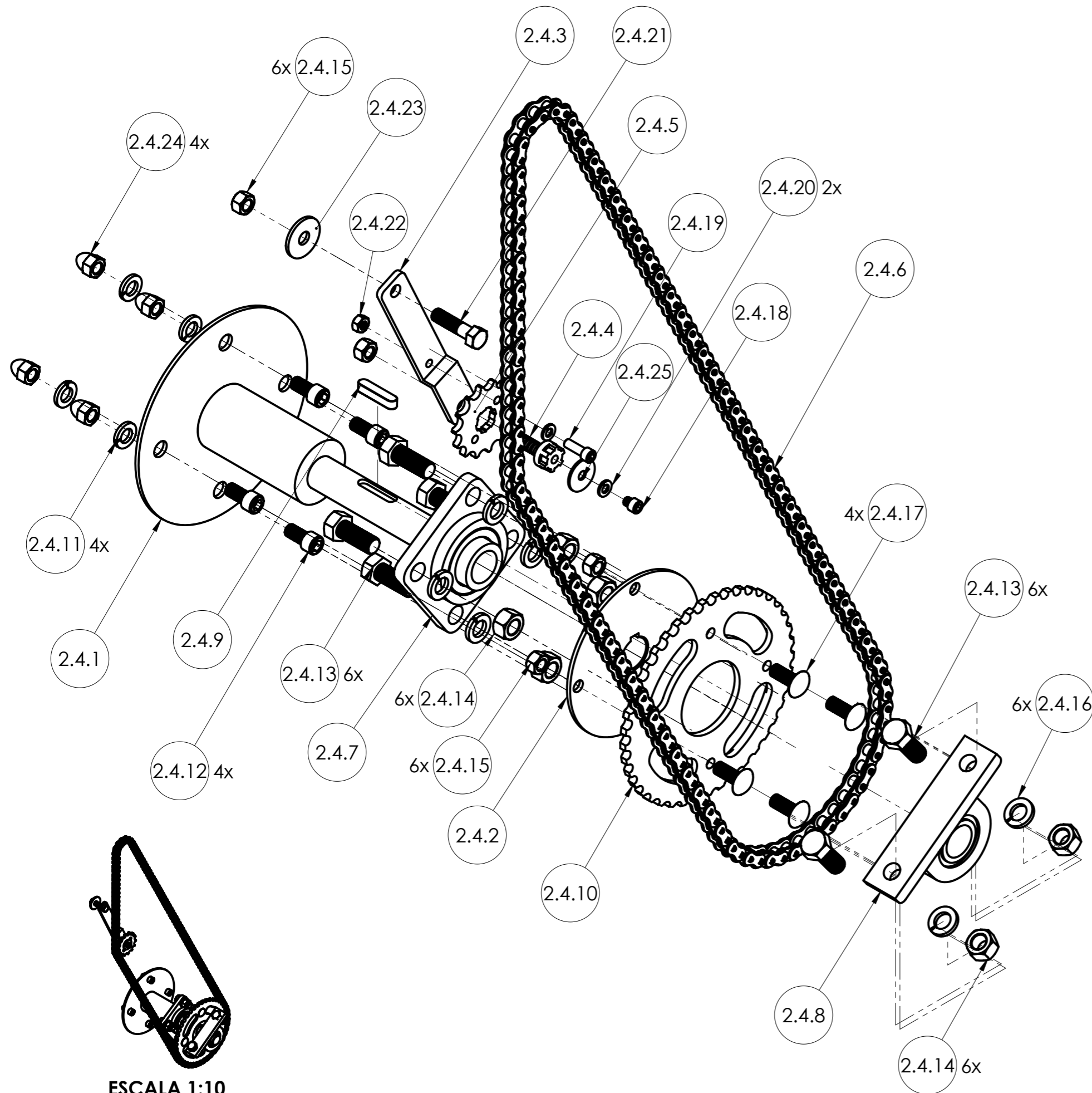
2.3.9	ARANDELA SEGURIDAD 5/16"	5	PIEZA ESTANDAR
2.3.8	TUERCA HEXAGONAL 5/16" - 24	4	PIEZA ESTANDAR
2.3.7	MOTO-REDUCTOR SINFIN RELACIÓN 1:30	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.6	CHEVETA PARALELA A6X6X56 DIN 6885	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.5	TORNILLO BRISTOL 5/16" - 24 x 1.5"	4	PIEZA ESTANDAR
2.3.4	SPROCKET MENOR 428 - 12T	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.3	TORNILLO BRISTOL 5/16" - 24 x 1/2"	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.2	ARANDELA PLANA 5/16"	1	PIEZA ESTANDAR
2.3.1	EJE ESTRIADO 20x106 [mm]	1	PL N° 02-03-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:1	SISTEMA DE POTENCIA VISTA EXPLOSIONADA		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-13	PIEZA N° 2.3
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-13	HOJA 19/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 02-03-00



**NOTA:** - Los chaflanes en los extremos del eje: Ch1X45°.  
 - Los chaflanes en los chaveteros: Ch0.25x45°

Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			EJE ESTRIADO		PIEZA N° 2.3.1	MATERIAL: ACERO SAE 1040
	ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 2020-08-14	DIBUJADO POR: ARDILA C.		HOJA 20/55	PL N° 02-03-01

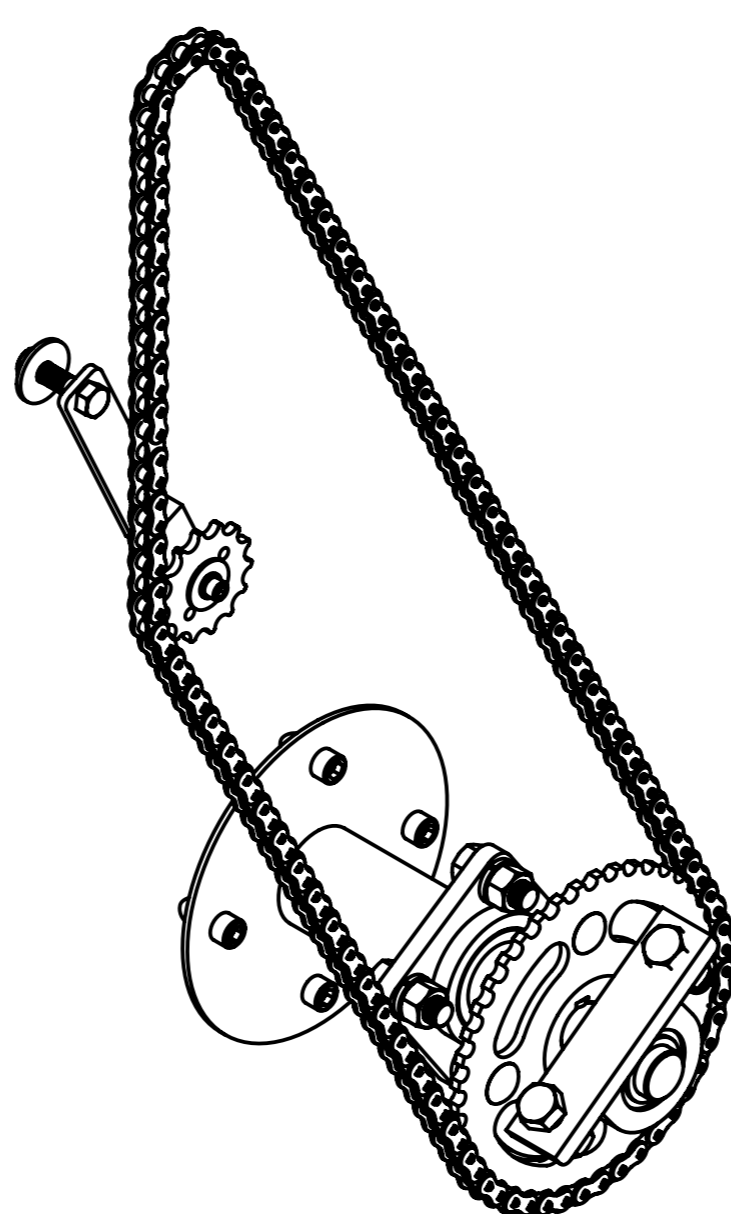
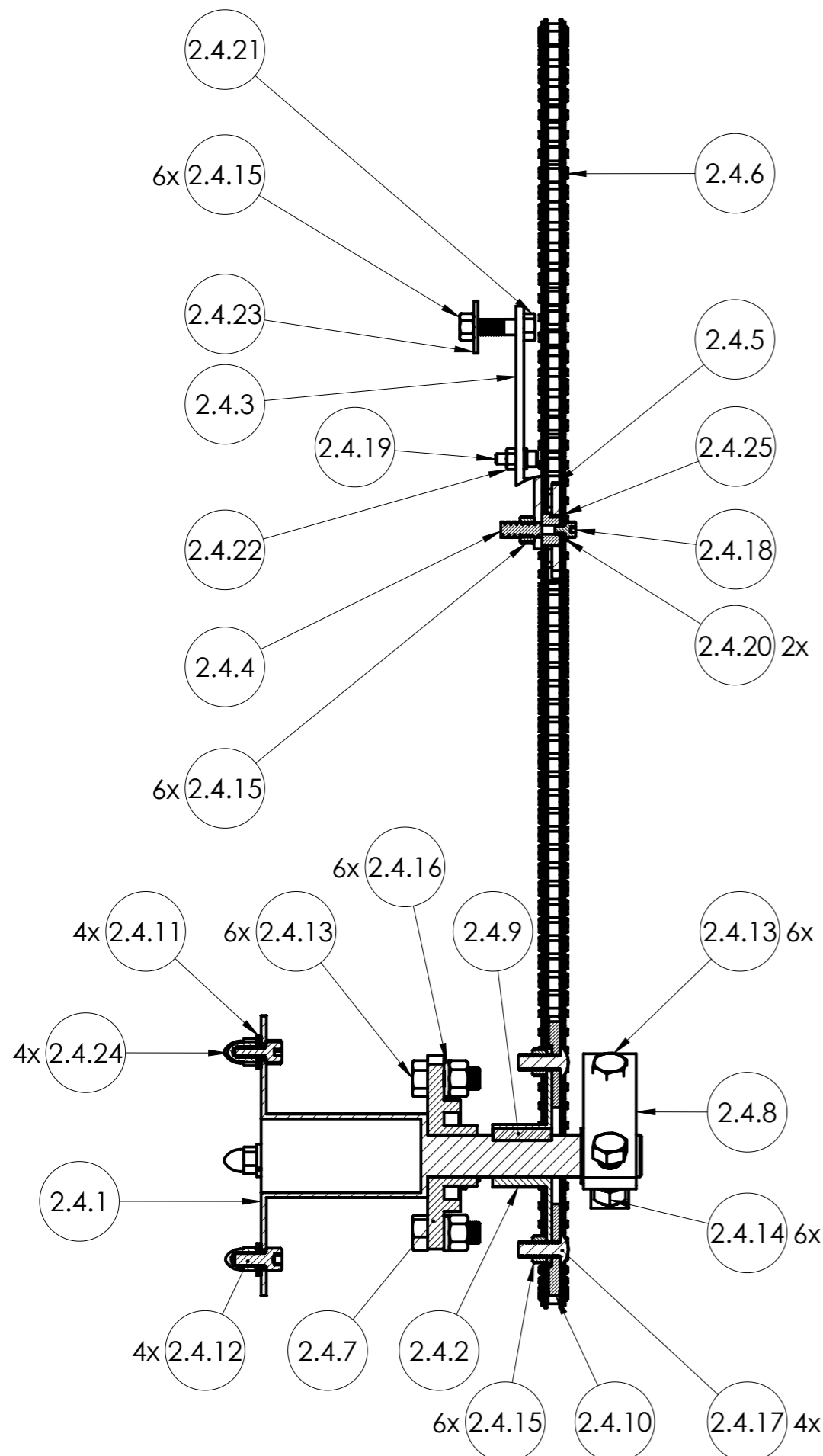


ESCALA 1:10

2.4.25	ARANDELA PLANA 1/4"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.24	TUERCA CIEGA 3/8"-24	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.23	ARANDELA PLANA 3/8"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.22	TUERCA HEXAGONAL 1/4"-20	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.21	TORNILLO HEXAGONAL 3/8"-16X3/2"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.20	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/4"	2	PIEZA ESTANDAR
2.4.19	TORNILLO DE BRISTOL 1/4"-20X3/4"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.18	TORNILLO DE BRISTOL 1/4"-28X1/4"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.17	TORNILLO CARRIAJE 3/8"-16 x 1"	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.16	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/2"	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.15	TUERCA HEXAGONAL 3/8"-16	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.14	TUERCA HEXAGONAL 1/2" -20	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.13	TORNILLO HEXAGONAL 1/2"-20x1.25"	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.12	TORNILLO BRISTOL 3/8"-24 x3/4"	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.11	ARANDELA DE SEGURIDAD 3/8"	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.10	SPROCKET MAYOR 428-36T	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.9	CHAVETA EJE INFERIOR A7X8X32 DIN 6885	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.8	CHUMACERA PLANA YAR 205 - 100 - 2F	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.7	CHUMACERA DE PARED YAR 205 - 100 - 2F	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.6	CADENA MOTO RX 428H-120L	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.5	SPROCKET TENSOR 428-12T	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.4	TORNILLO ESTRIADO	1	PL N° 02-04-04
2.4.3	SOPORTE SPROCKET TENSOR	1	PL N° 02-04-03
2.4.2	BOCÍN SPROCKET MAYOR	1	PL N° 02-04-02
2.4.1	ACOPLE LLANTA	1	PL N° 02-04-01


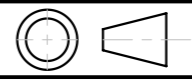
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN
----	--------	------	----------------

	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:3	SISTEMA DE TRANSMISIÓN VISTA EXPLOSIONADA		
	DIBUJADO POR: <b>JEREZ JONATHAN</b>	2020-08-14	PIEZA N° 2.4
FORMATO <b>A3</b>	REVISADO POR: <b>MENESES JORGE</b>	2020-08-14	HOJA 21/55
MEDIDAS EN <b>MILIMETROS</b>	PL N° 02-04-00		

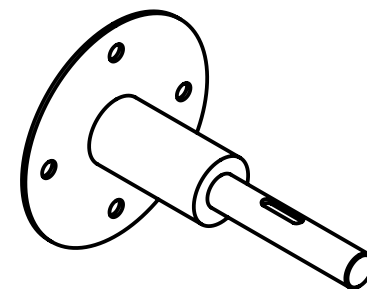
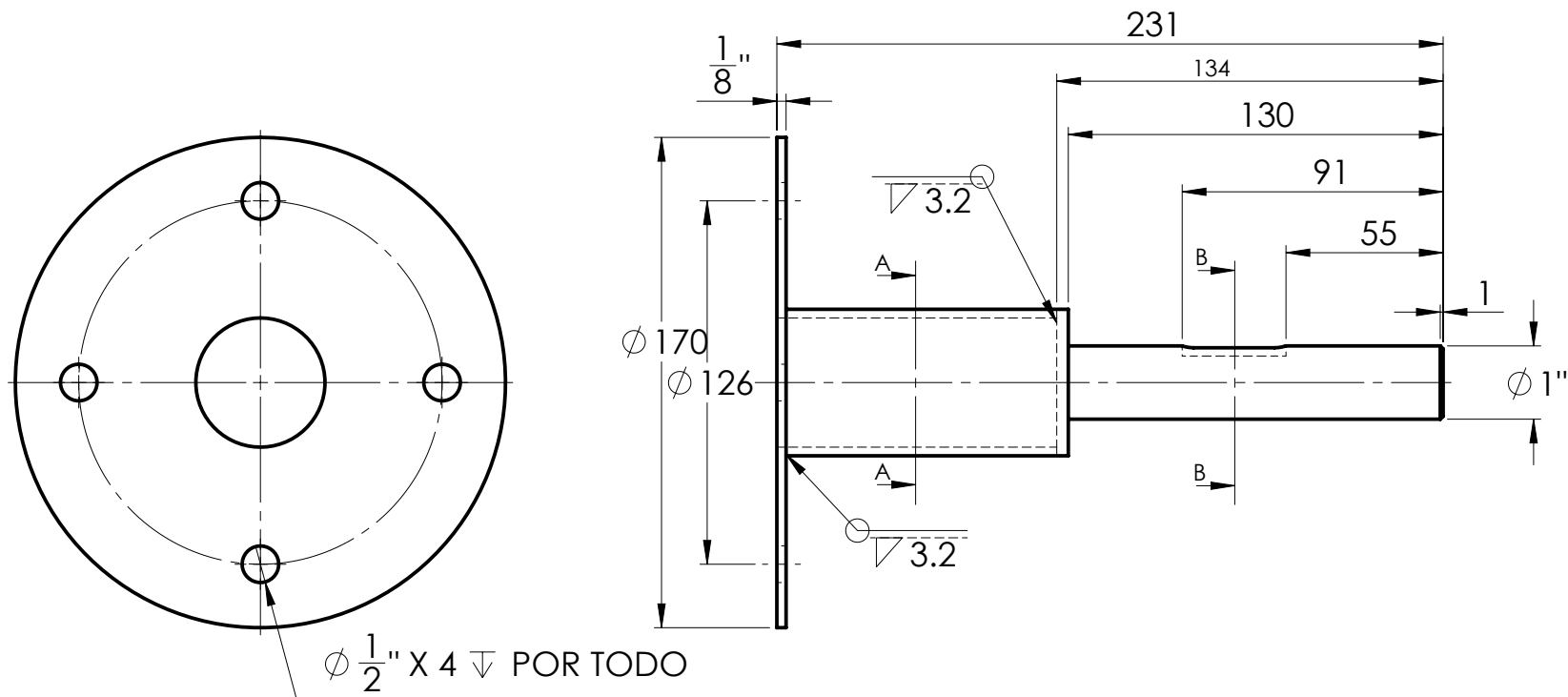


ESCALA 1:3

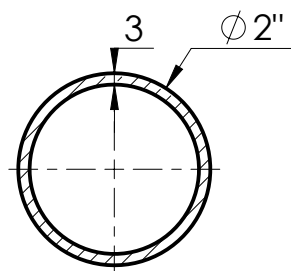
2.4.25	ARANDELA PLANA 1/4"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.24	TUERCA CIEGA 3/8"-24	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.23	ARANDELA PLANA 3/8"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.22	TUERCA HEXAGONAL 1/4"-20	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.21	TORNILLO HEXAGONAL 3/8"-16X3/2"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.20	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/4"	2	PIEZA ESTANDAR
2.4.19	TORNILLO DE BRISTOL 1/4"-20X3/4"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.18	TORNILLO DE BRISTOL 1/4"-28X1/4"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.17	TORNILLO CARRIAJE 3/8"-16 x 1"	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.16	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/2"	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.15	TUERCA HEXAGONAL 3/8"-16	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.14	TUERCA HEXAGONAL 1/2" -20	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.13	TORNILLO HEXAGONAL 1/2"-20x1.25"	6	PIEZA ESTANDAR
2.4.12	TORNILLO BRISTOL 3/8"-24 x3/4"	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.11	ARANDELA DE SEGURIDAD 3/8"	4	PIEZA ESTANDAR
2.4.10	SPROCKET MAYOR 428-36T	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.9	CHAVETA EJE INFERIOR A7X8X32 DIN 6885	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.8	CHUMACERA PLANA YAR 205 - 100 - 2F	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.7	CHUMACERA DE PARED YAR 205 - 100 - 2F	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.6	CADENA MOTO RX 428H-120L	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.5	SPROCKET TENSOR 428-12T	1	PIEZA ESTANDAR
2.4.4	TORNILLO ESTRIADO	1	PL N° 02-04-04
2.4.3	SOPORTE SPROCKET TENSOR	1	PL N° 02-04-03
2.4.2	BOCÍN SPROCKET MAYOR	1	PL N° 02-04-02
2.4.1	ACOPLE LLANTA	1	PL N° 02-04-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:3	SISTEMA DE TRANSMISIÓN VISTA DE CORTE		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-14	PIEZA N° 2.4
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-14	HOJA 22/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 02-04-00

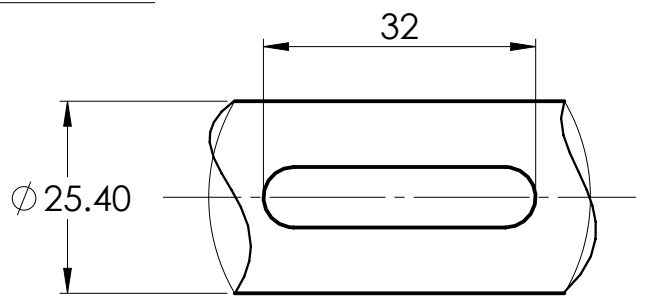
ESCALA 1:5



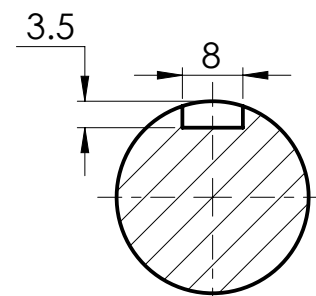
$\phi \frac{1}{2}$ " X 4  $\nabla$  POR TODO



SECCIÓN I-I  
ESCALA 1:2

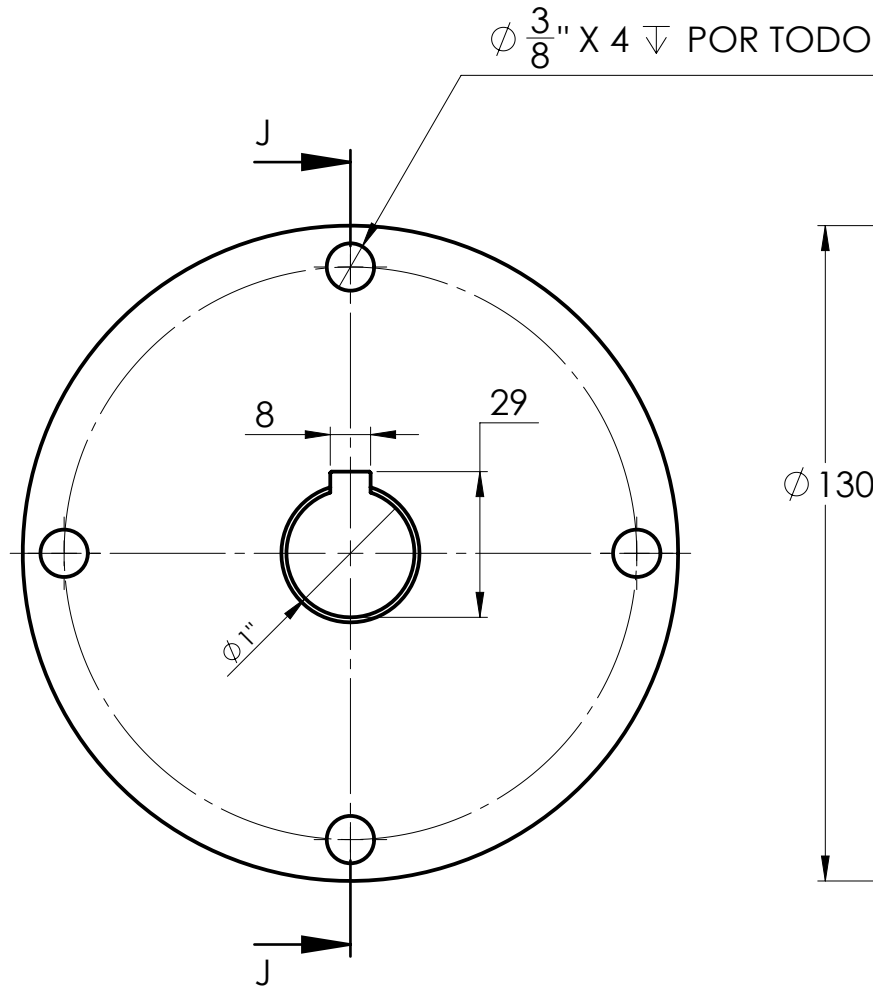


VISTA SUPERIOR DEL CHAVETERO  
ESCALA 1:1

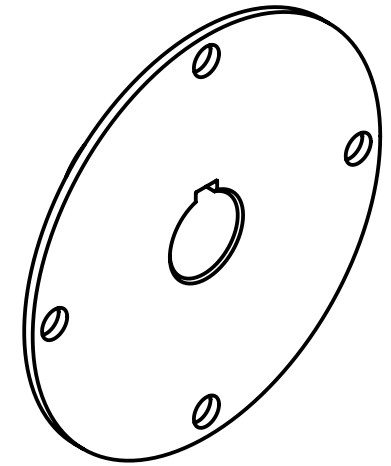
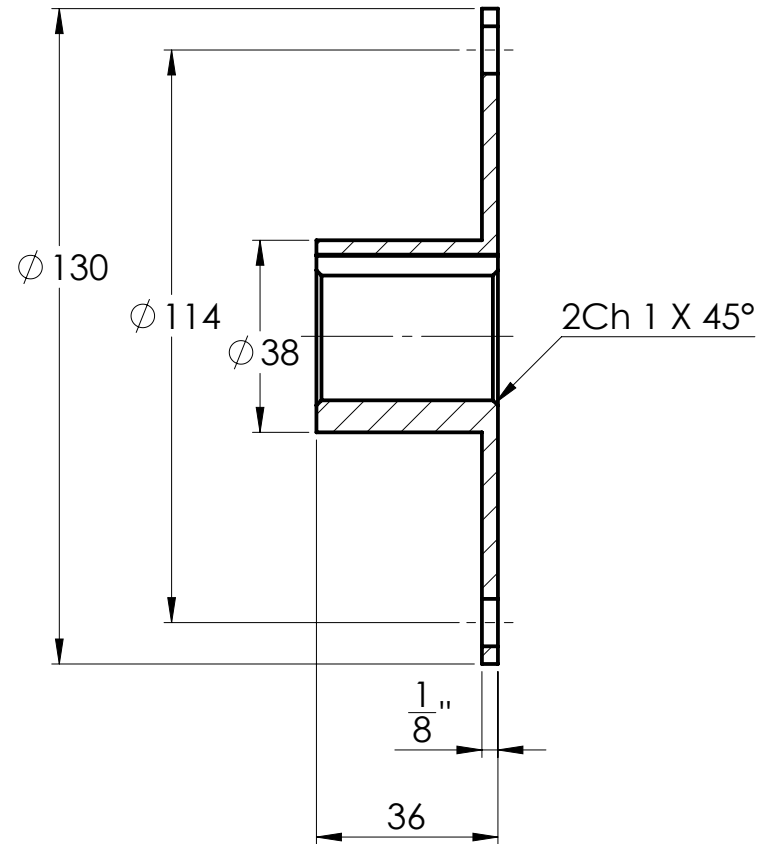


SECCIÓN H-H  
ESCALA 1:1

**NOTA:** - Los chaflanes en el extremo del eje: Ch1X45°.  
- Los chaflanes en los chaveteros: Ch0.25x45°

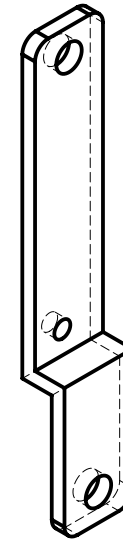
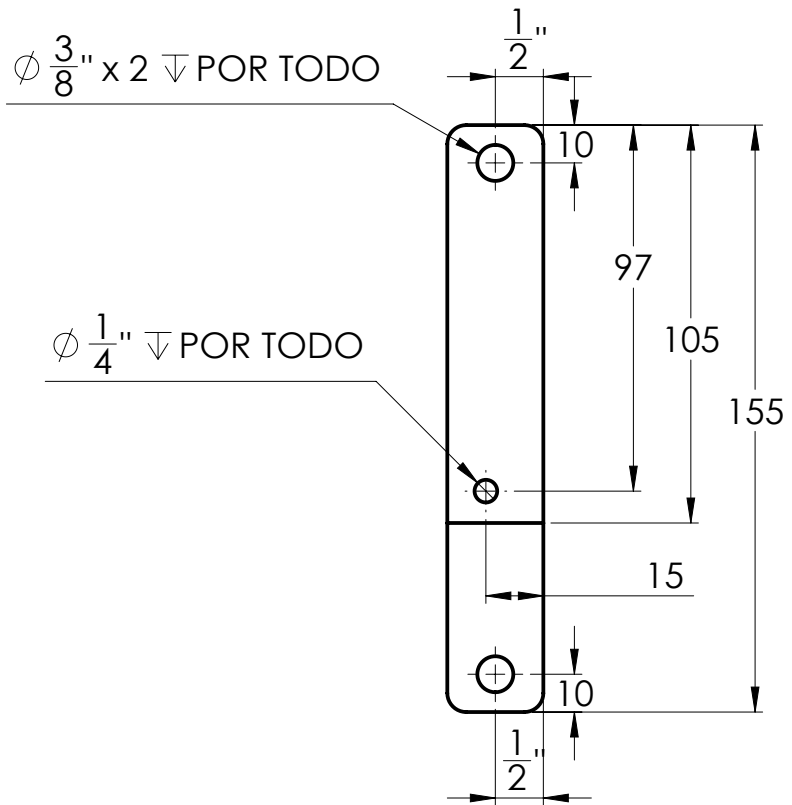


SECCIÓN J-J



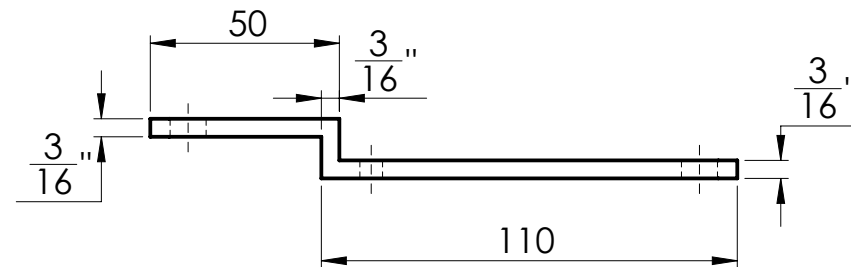
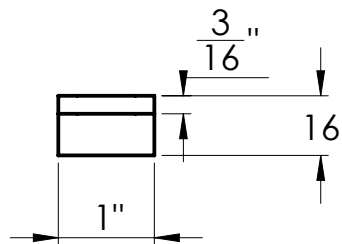
ESCALA 1:3

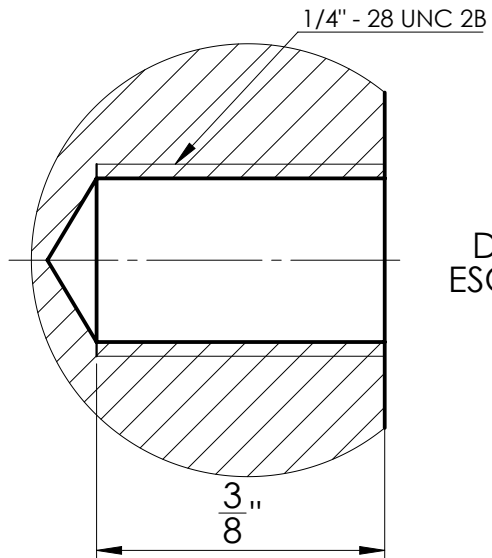
**NOTA:** Los chaflanes en los chaveteros: Ch0.25x45°



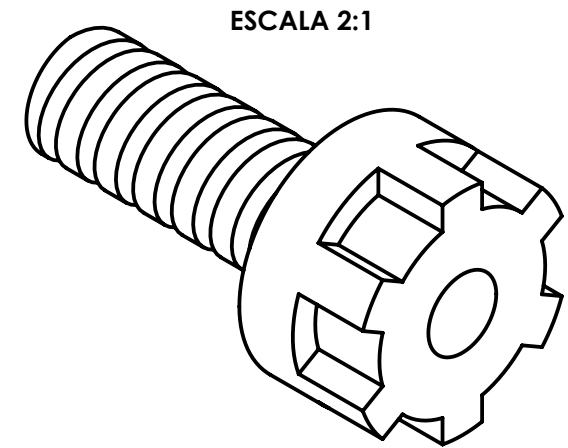
ESCALA 1:2

**NOTA:** La pletina para la pieza es de 1"  
 Los redondeos son de 5 mm.



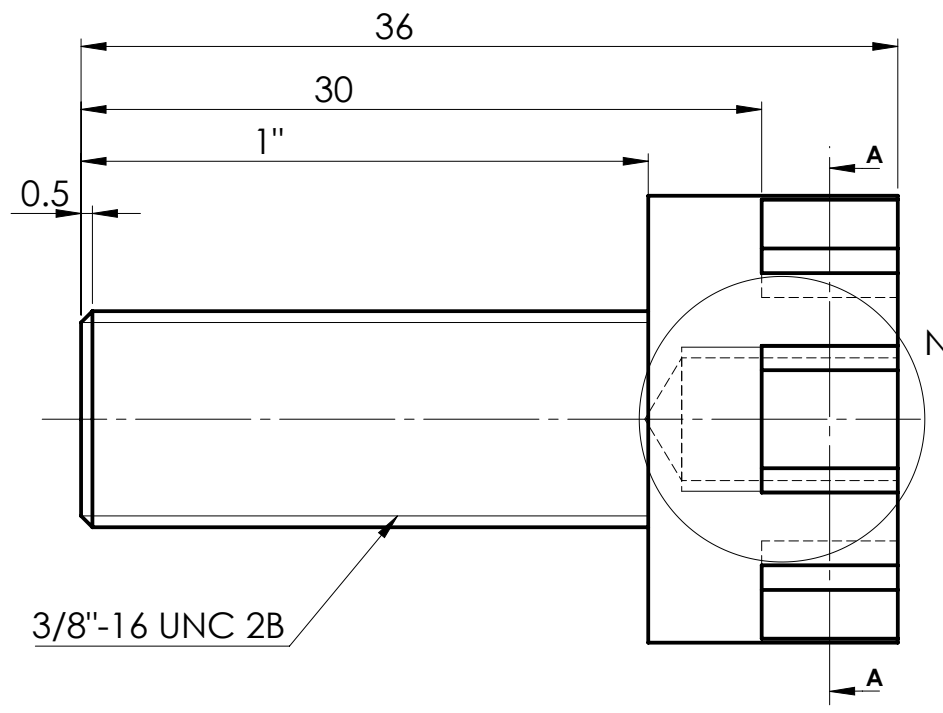


DETALLE L  
ESCALA 4 : 1

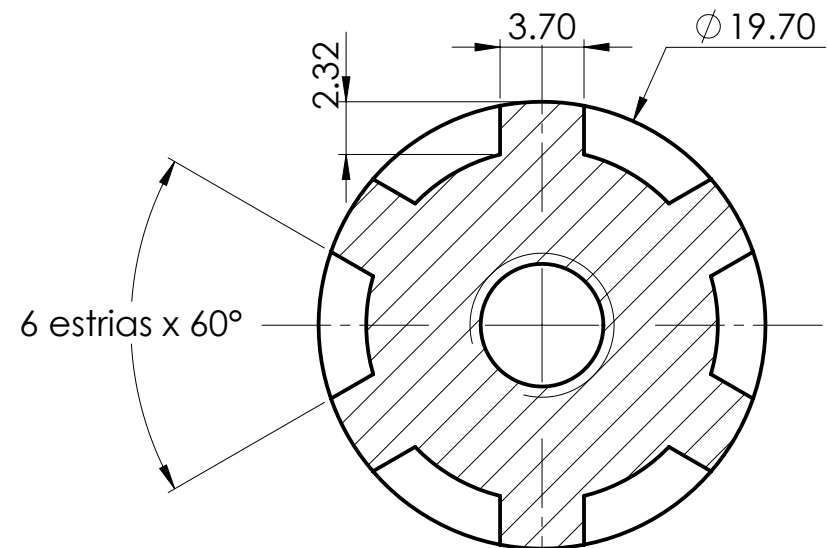


ESCALA 2:1

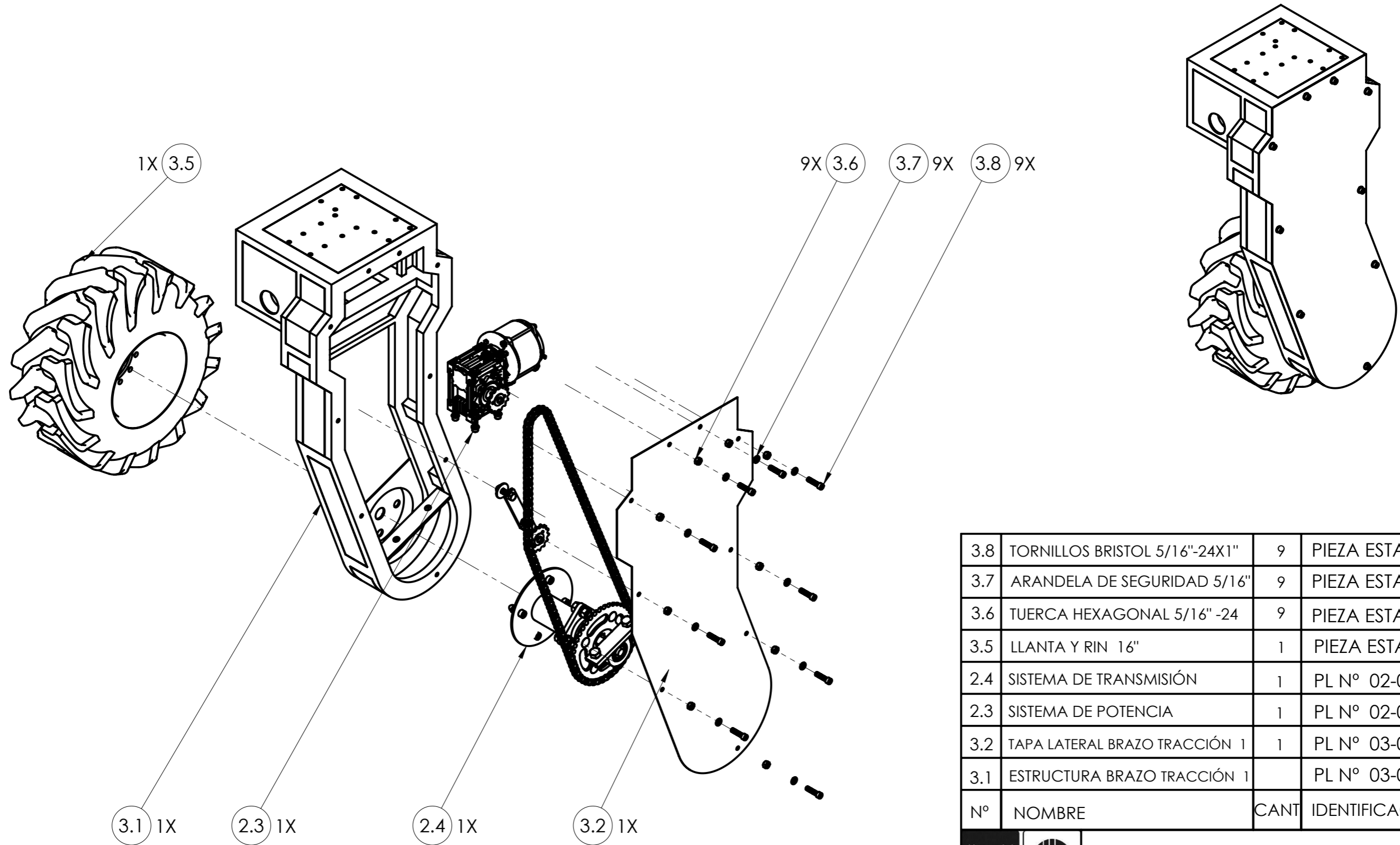
**NOTA:** Chaflán en el extremo del tornillo:  
Ch0.5x45°




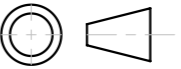
3/8"-16 UNC 2B

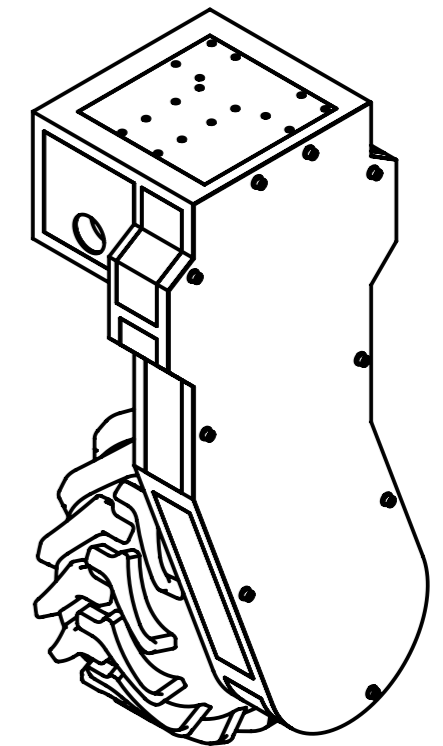
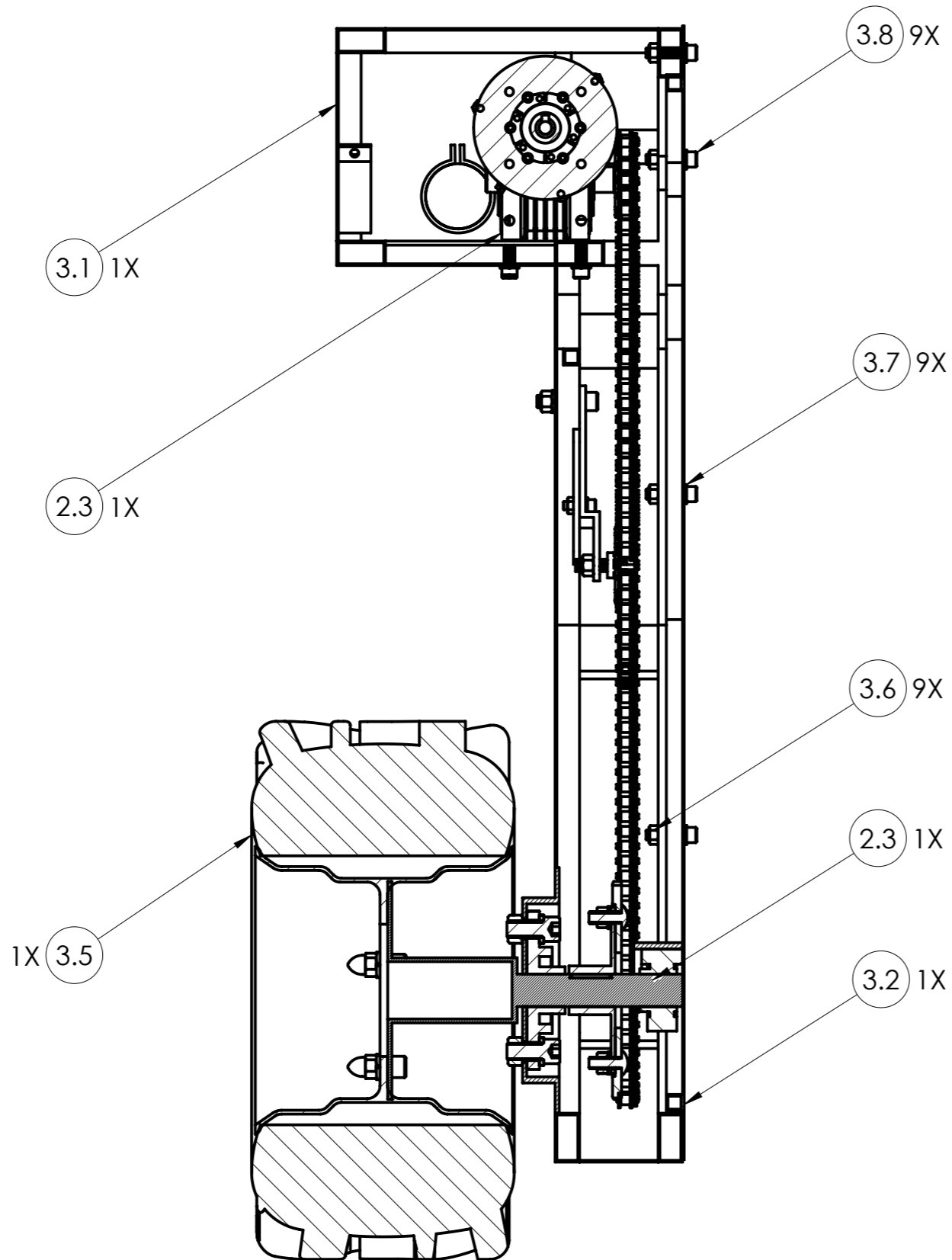


SECCIÓN M-M



3.8	TORNILLOS BRISTOL 5/16"-24X1"	9	PIEZA ESTANDAR
3.7	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/16"	9	PIEZA ESTANDAR
3.6	TUERCA HEXAGONAL 5/16" -24	9	PIEZA ESTANDAR
3.5	LLANTA Y RIN 16"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	1	PL N° 02-04-00
2.3	SISTEMA DE POTENCIA	1	PL N° 02-03-00
3.2	TAPA LATERAL BRAZO TRACCIÓN 1	1	PL N° 03-02-00
3.1	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 1		PL N° 03-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

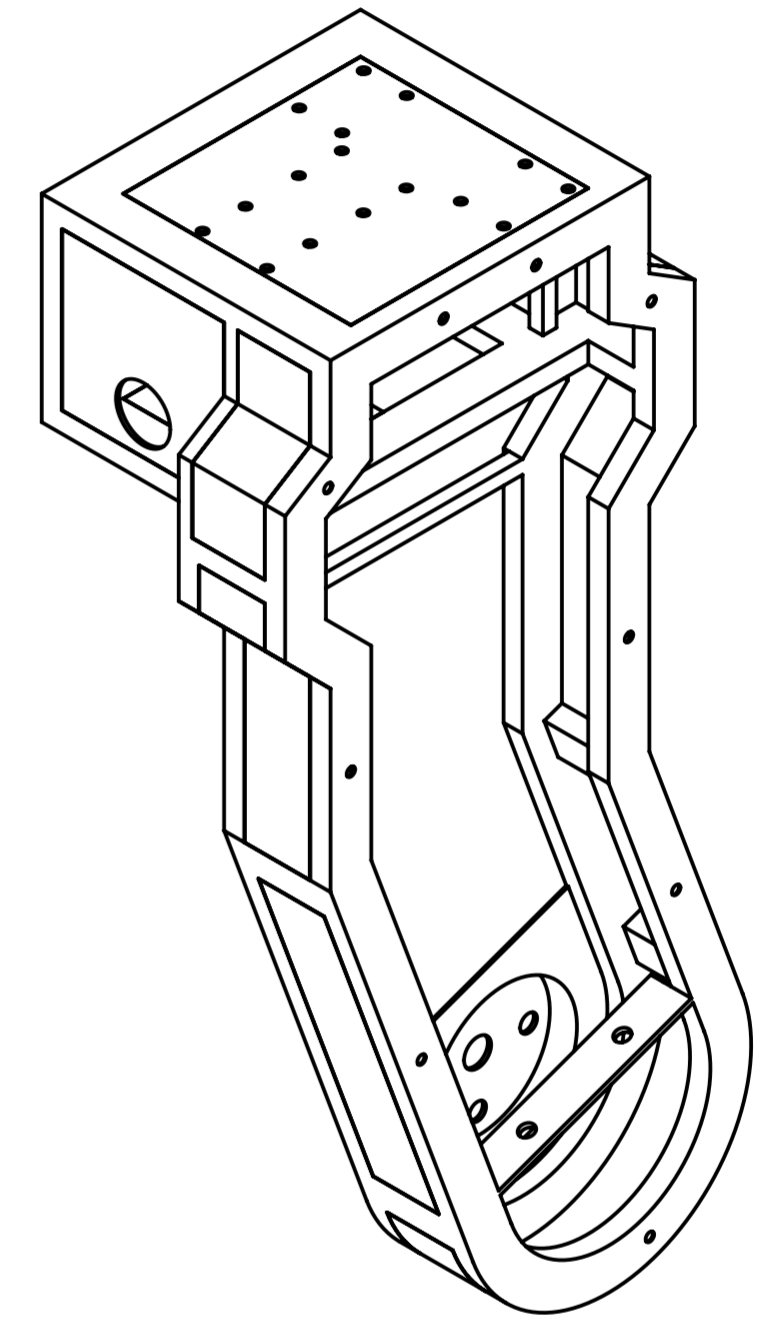
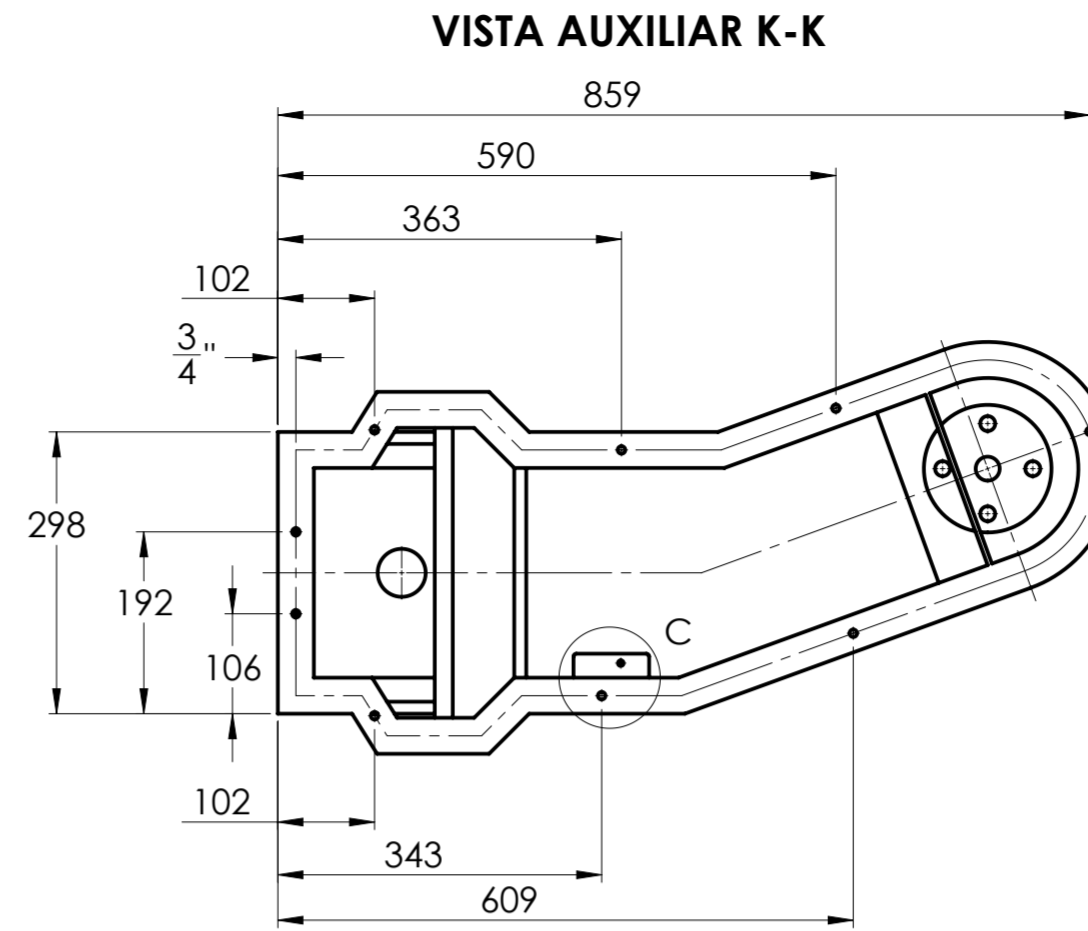
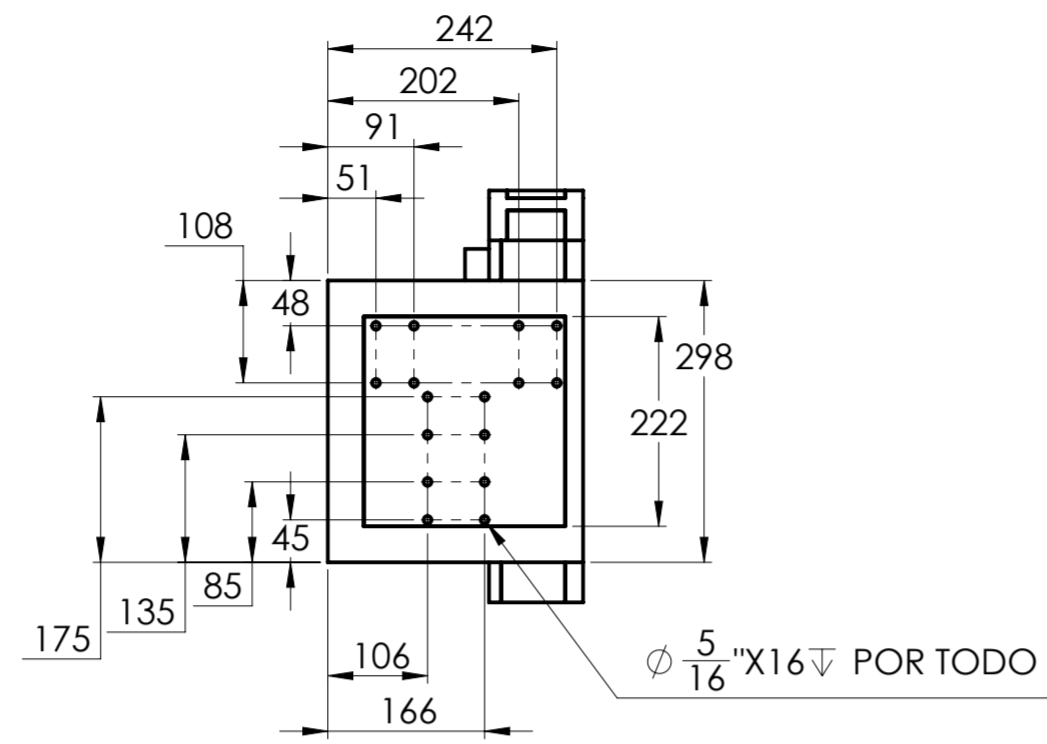
Universidad Industrial de Santander 	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:10 	MODULO DE TRACCIÓN VISTA EXPLOSIONADA		
FORMATO A3 MEDIDAS EN MILIMETROS	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-15 2020-08-15	HOJA 27/55 PL N° 03-00-00



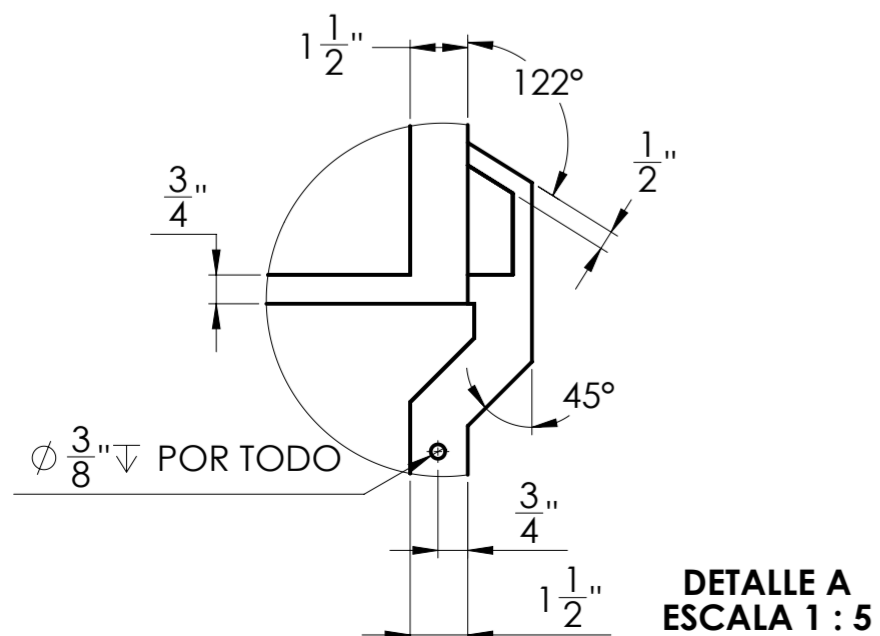
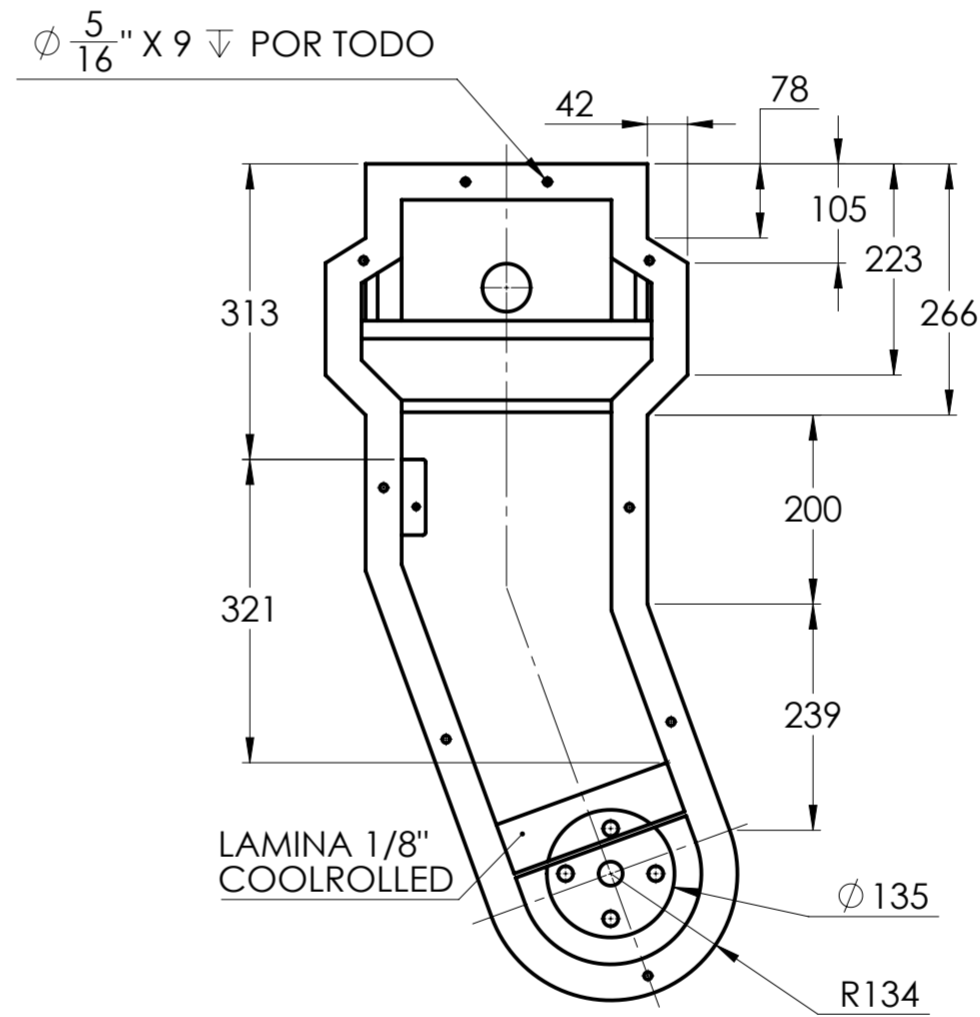
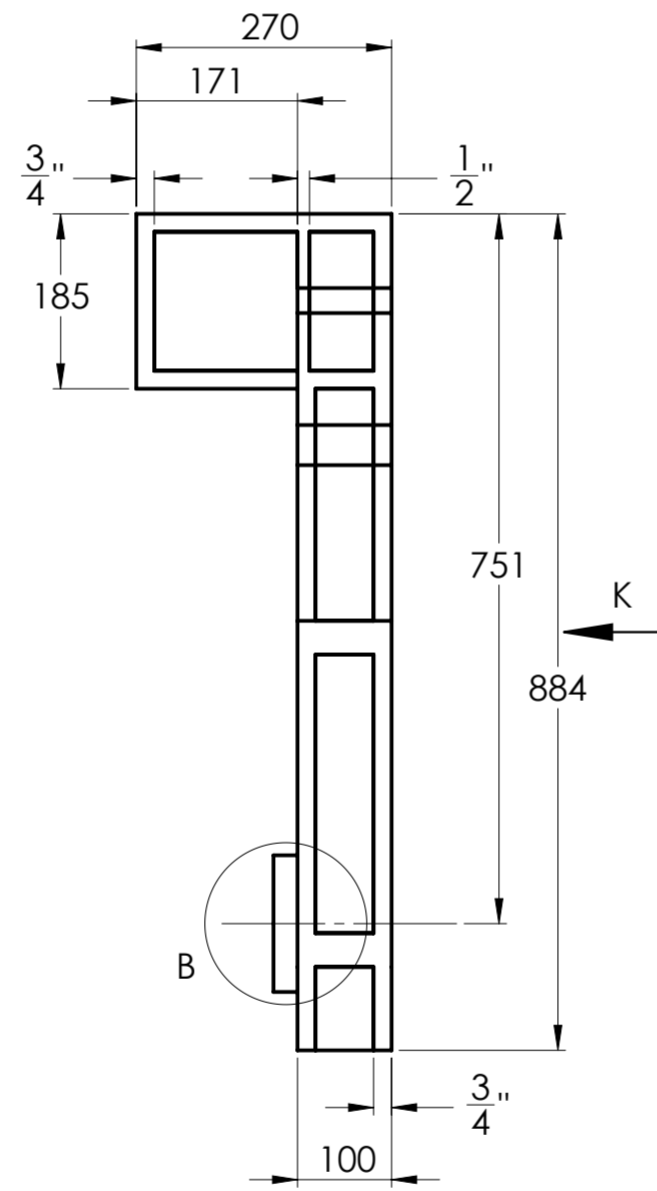
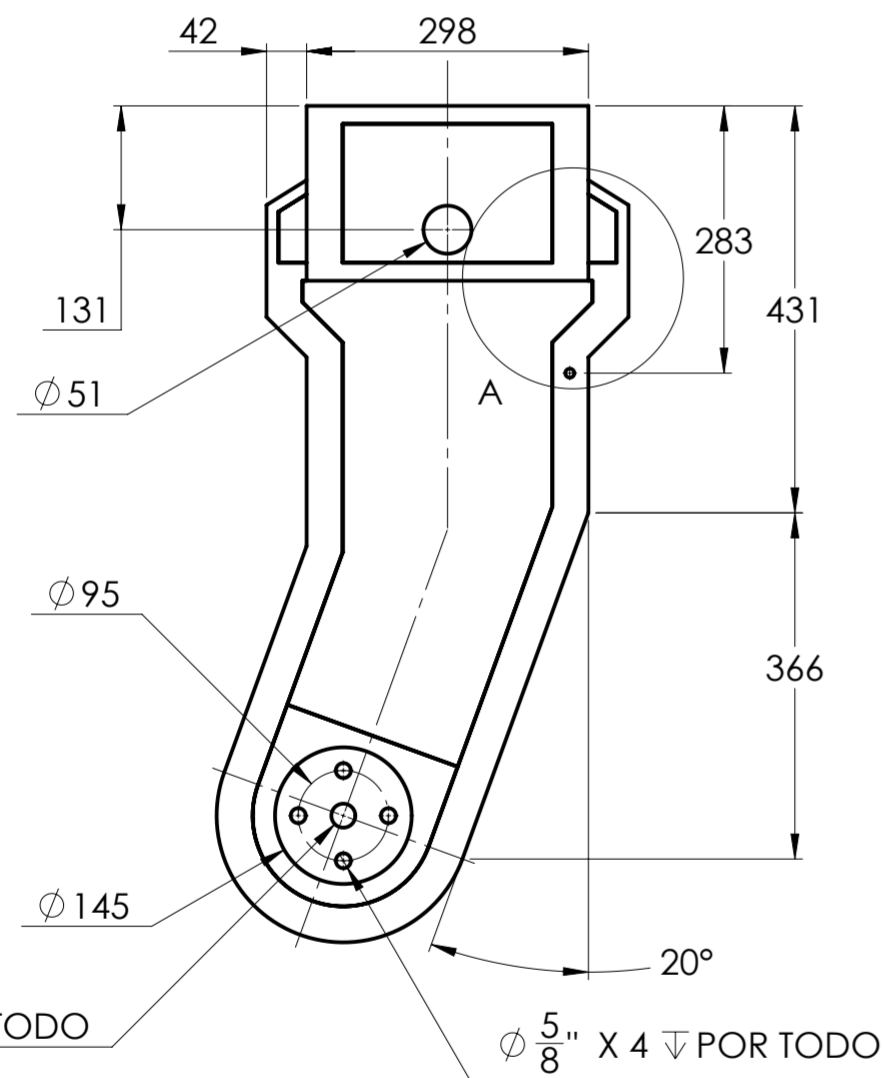
ESCALA 1:10

3.8	TORNILLOS BRISTOL 5/16"-24X1"	9	PIEZA ESTANDAR
3.7	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/16"	9	PIEZA ESTANDAR
3.6	TUERCA HEXAGONAL 5/16" -24	9	PIEZA ESTANDAR
3.5	LLANTA Y RIN 16"	1	PIEZA ESTANDAR
2.4	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	1	PL N° 02-04-00
2.3	SISTEMA DE POTENCIA	1	PL N° 02-03-00
3.2	TAPA LATERAL BRAZO TRACCIÓN 1	1	PL N° 03-02-00
3.1	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 1		PL N° 03-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN
 		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
ESCALA: 1:5		MODULO DE TRACCIÓN VISTA EXPLOSIONADA	
		DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-15
FORMATO A3		REVISADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-15
MEDIDAS EN MILIMETROS			HOJA 28/55 PL N° 03-00-00

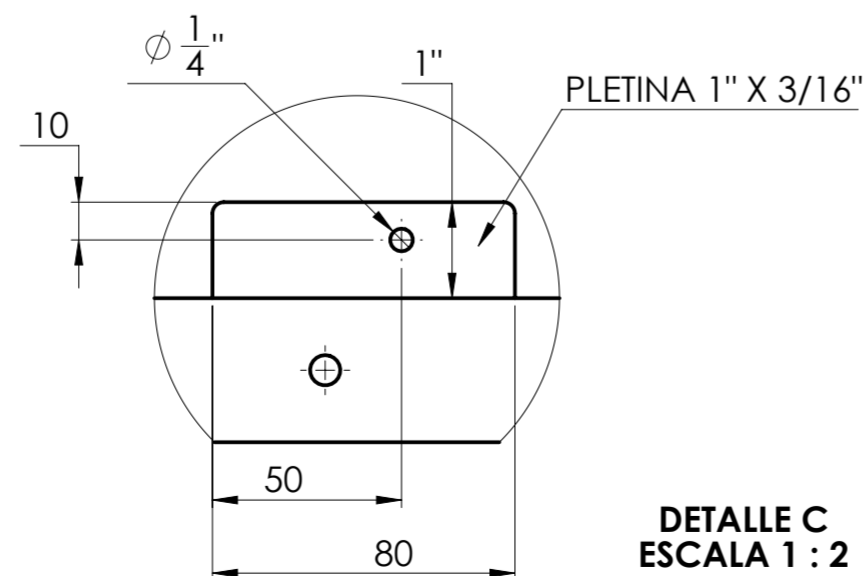
**NOTA:** EL PERFIL EMPLEADO PARA EL ARMAZÓN ES DE 1 1/2" X 3/4" CALIBRE 20 ACERO COOL ROLLED ESTRUCTURAL.



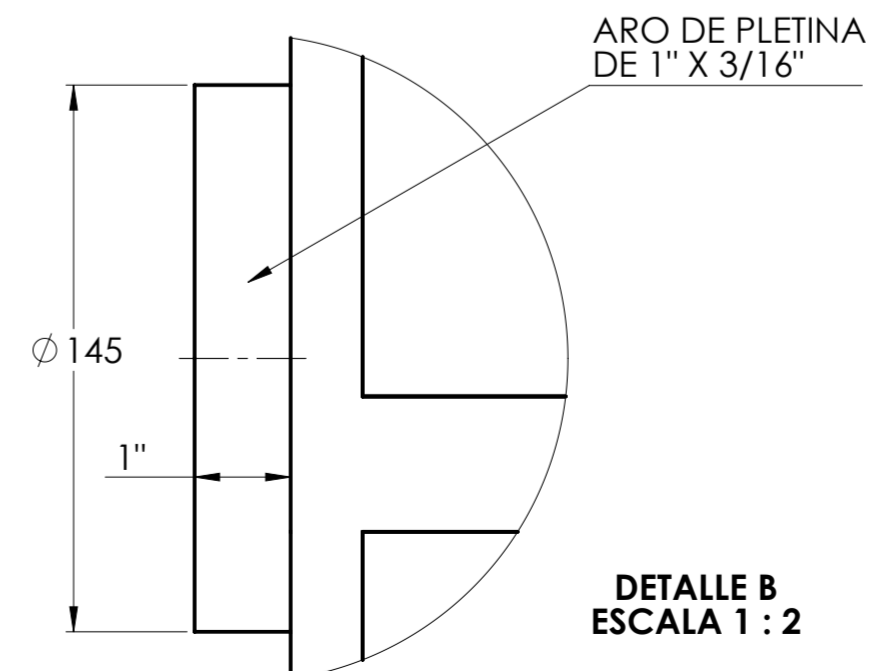
ESCALA 1:5



DETALLE A  
ESCALA 1:5



DETALLE C  
ESCALA 1:2

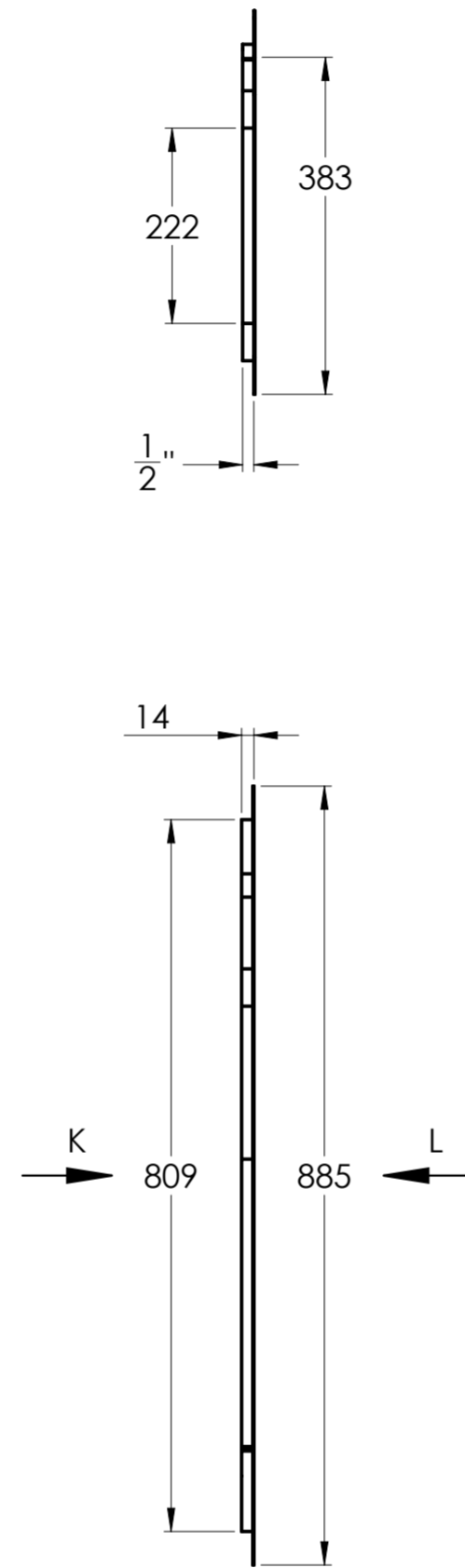
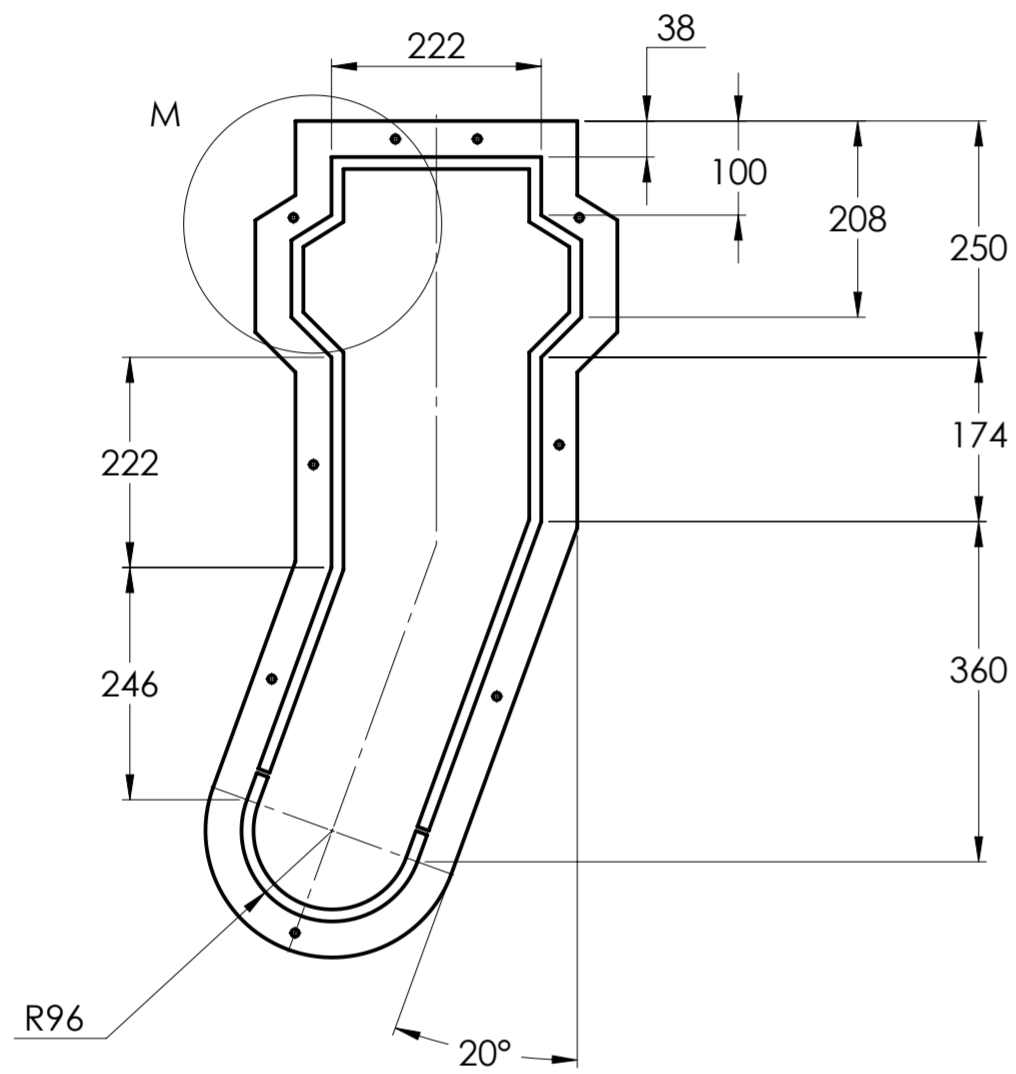


DETALLE B  
ESCALA 1:2

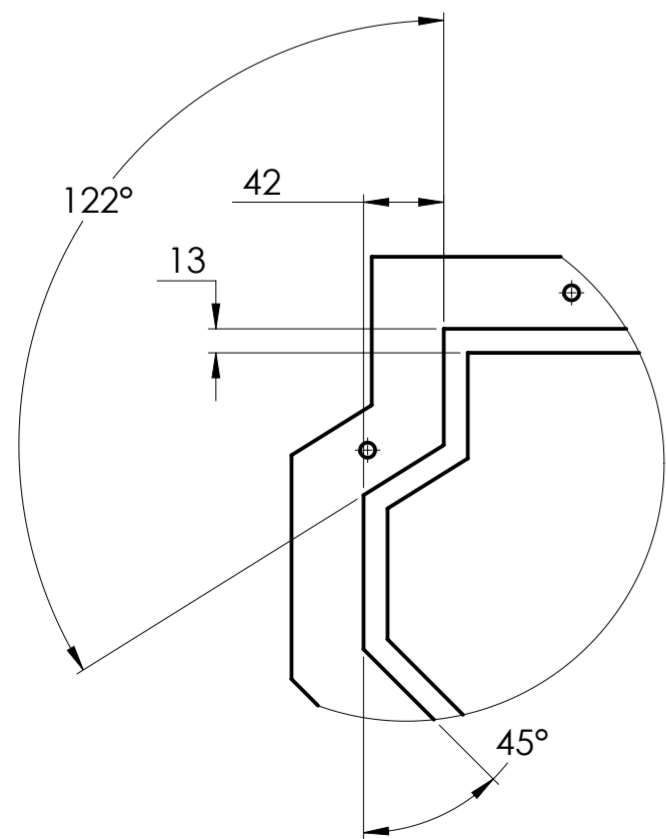
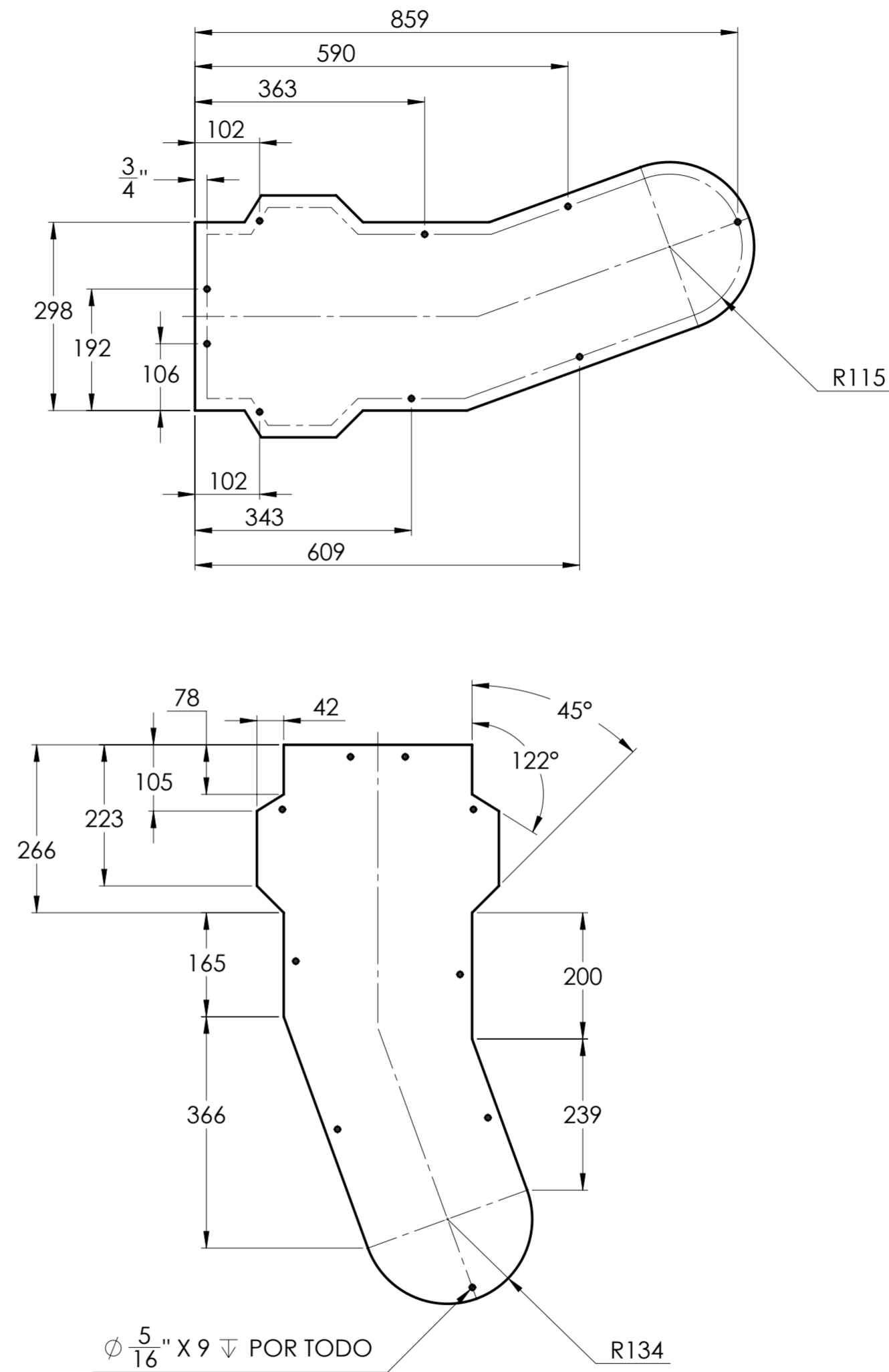
	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:8	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 2		
	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-16	PIEZA N° 3.1
FORMATO A2	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 29/55
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL: ACERO ASTM A-36		PL N° 03-01-00

**NOTA:** EL PERFIL EMPLEADO PARA EL ARMAZÓN ES DE 1 1/2" X 3/4" CALIBRE 20 ACERO COOL ROLLED ESTRUCTURAL.

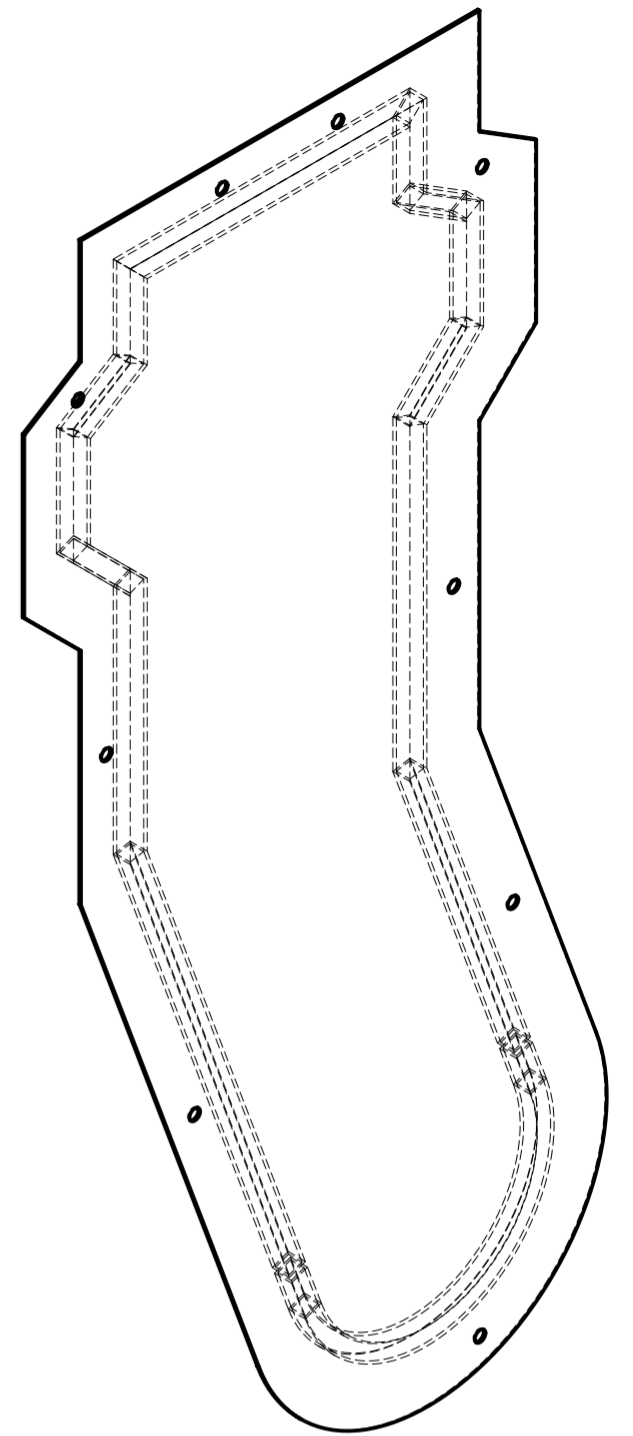
VISTA AUXILIAR K-K



VISTA AUXILIAR L-L

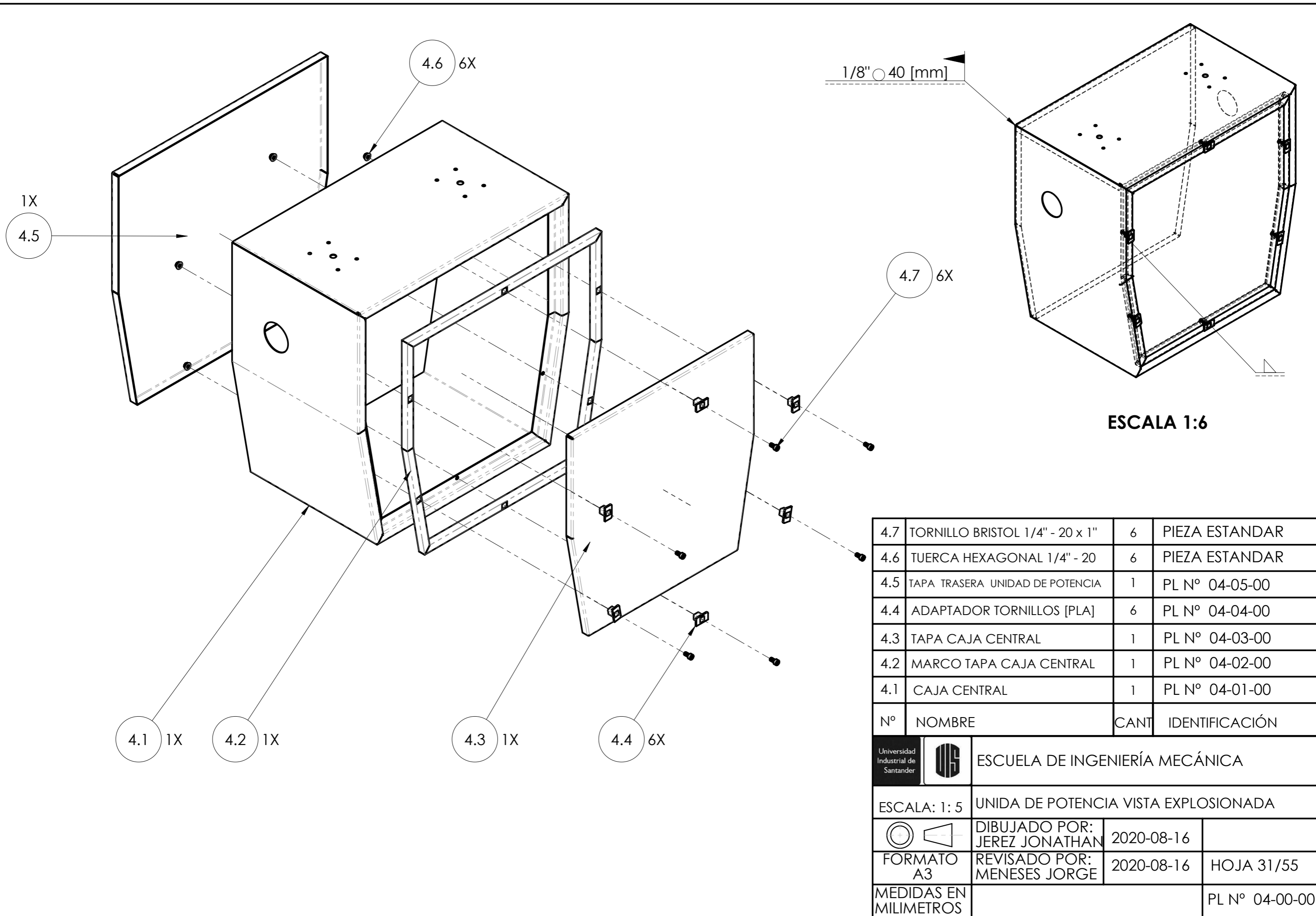


DETALLE M  
ESCALA 1 : 4


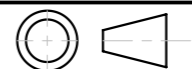


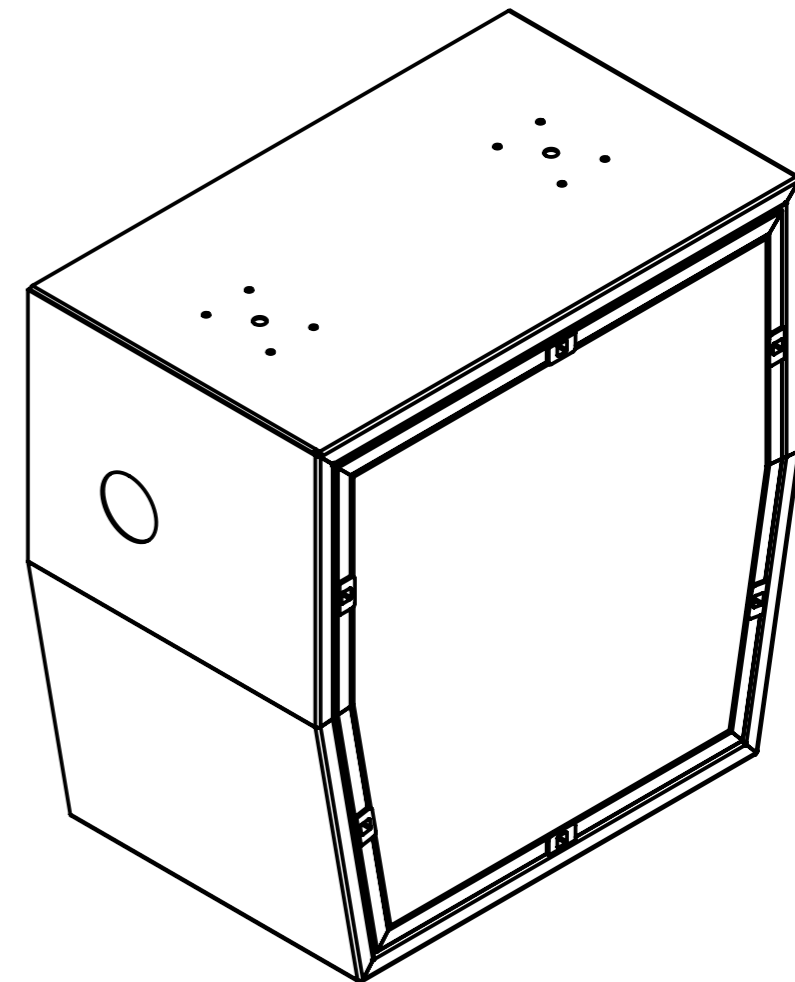
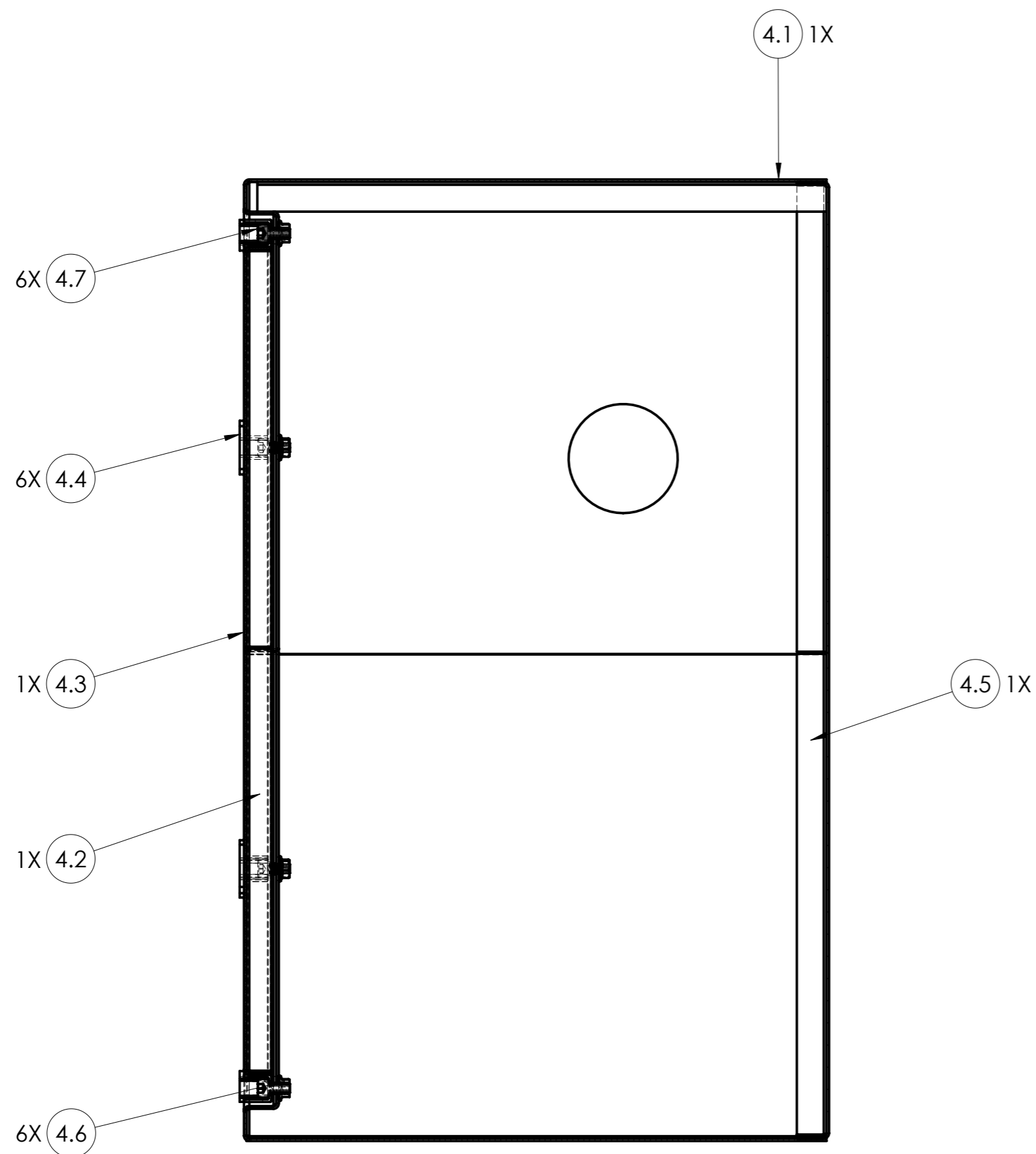
ESCALA 1:5

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:8	ESTRUCTURA BRAZO TRACCIÓN 2		
	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-16	PIEZA N° 3.2
FORMATO A2	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 30/55
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL: ACERO ASTM A-36		PL N° 03-02-00



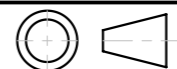


4.7	TORNILLO BRISTOL 1/4" - 20 x 1"	6	PIEZA ESTANDAR
4.6	TUERCA HEXAGONAL 1/4" - 20	6	PIEZA ESTANDAR
4.5	TAPA TRASERA UNIDAD DE POTENCIA	1	PL N° 04-05-00
4.4	ADAPTADOR TORNILLOS [PLA]	6	PL N° 04-04-00
4.3	TAPA CAJA CENTRAL	1	PL N° 04-03-00
4.2	MARCO TAPA CAJA CENTRAL	1	PL N° 04-02-00
4.1	CAJA CENTRAL	1	PL N° 04-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

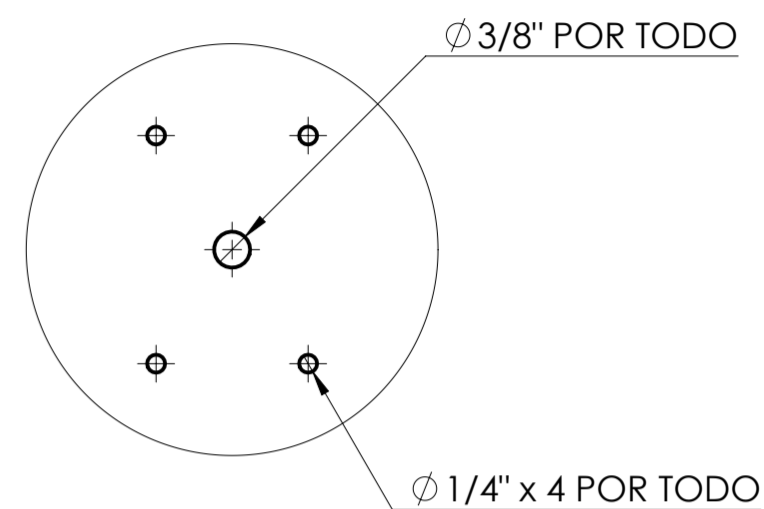
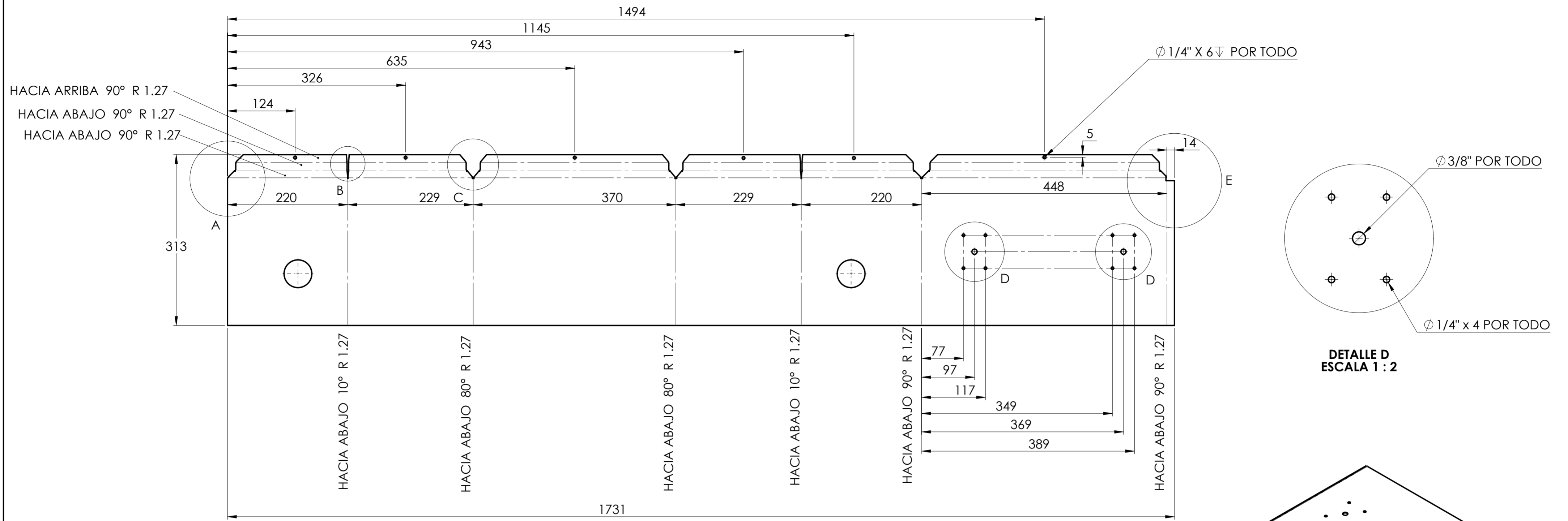
Universidad Industrial de Santander 	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1: 5 	UNIDA DE POTENCIA VISTA EXPLOSIONADA		
FORMATO A3 MEDIDAS EN MILIMETROS	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16 2020-08-16	HOJA 31/55 PL N° 04-00-00



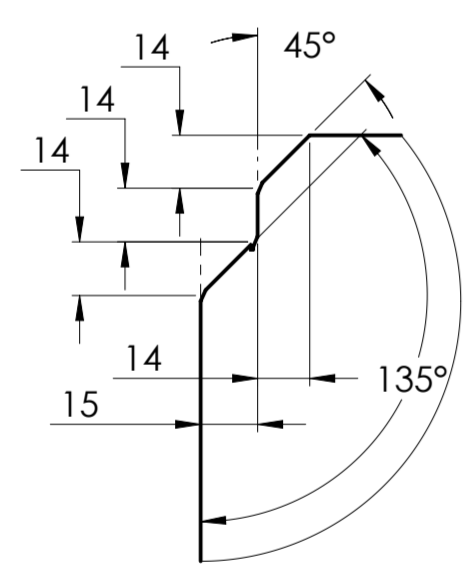
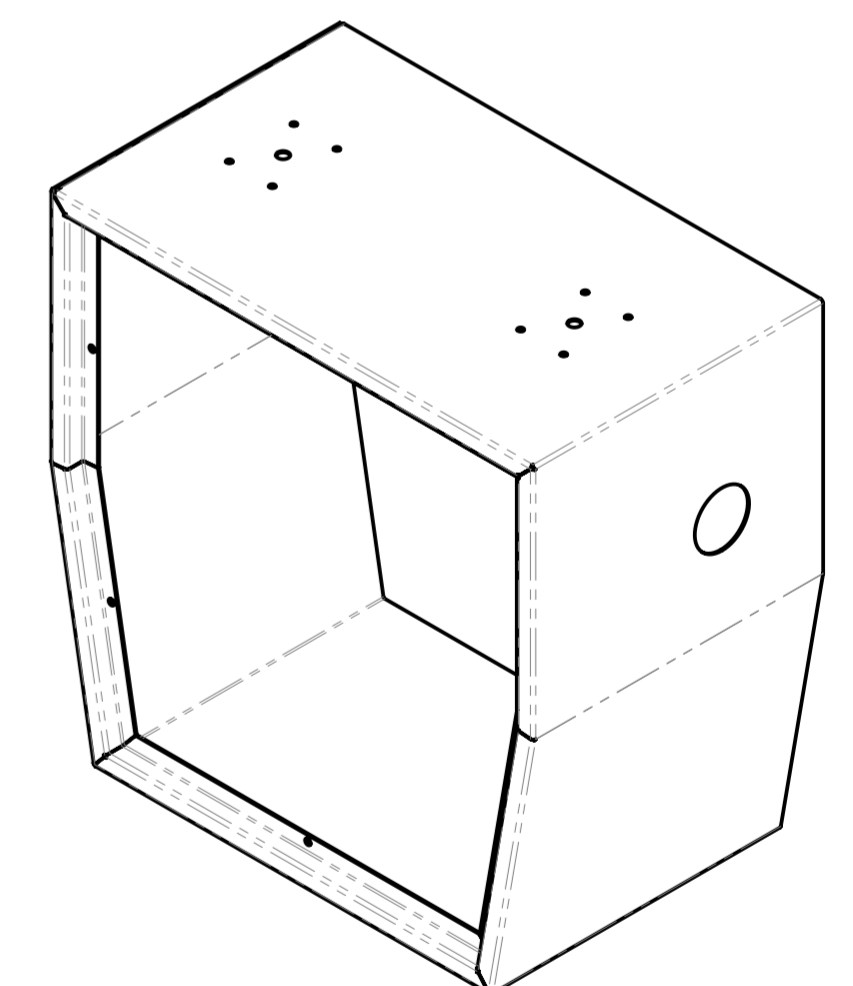
4.7	TORNILLO BRISTOL 1/4" - 20 x 1"	6	PIEZA ESTANDAR
4.6	TUERCA HEXAGONAL 1/4" - 20	6	PIEZA ESTANDAR
4.5	TAPA TRASERA UNIDAD DE POTENCIA	1	PL N° 04-05-00
4.4	ADAPTADOR TORNILLOS [PLA]	6	PL N° 04-04-00
4.3	TAPA CAJA CENTRAL	1	PL N° 04-03-00
4.2	MARCO TAPA CAJA CENTRAL	1	PL N° 04-02-00
4.1	CAJA CENTRAL	1	PL N° 04-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

	 <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:2	UNIDA DE POTENCIA VISTA DE CORTE		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-16	
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 32/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 04-00-00

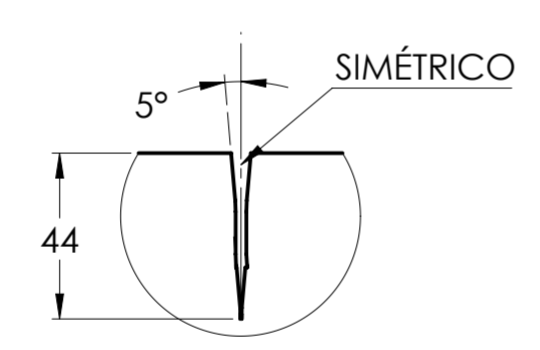
CORTES DE LA LAMINA Y DOBLECES



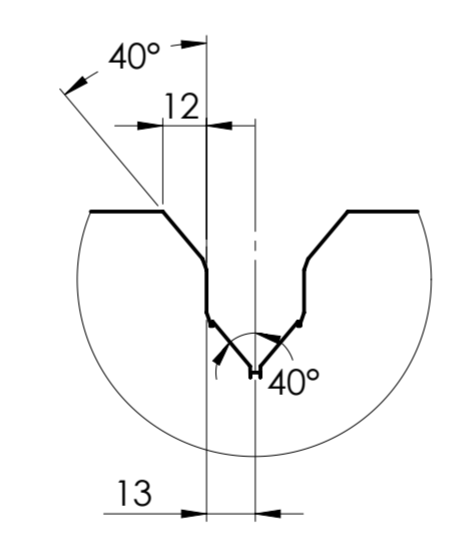
DETALLE D  
ESCALA 1 : 2



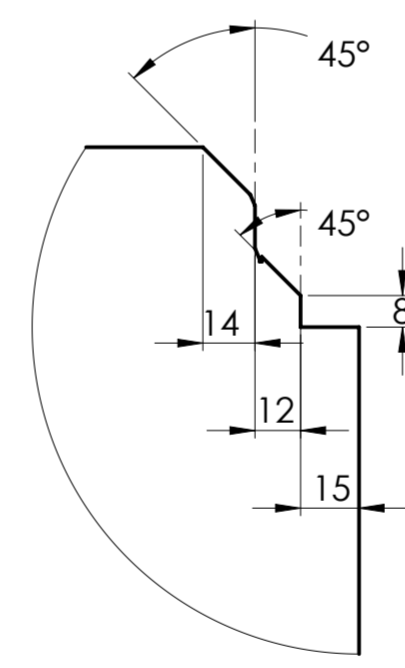
DETALLE A  
ESCALA 1 : 2



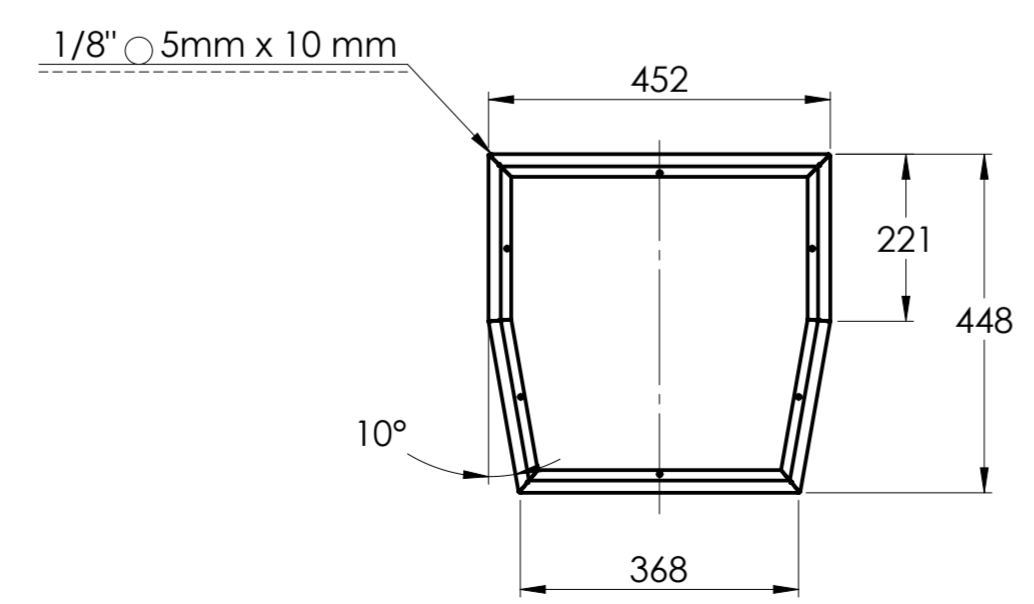
DETALLE B  
ESCALA 1 : 2



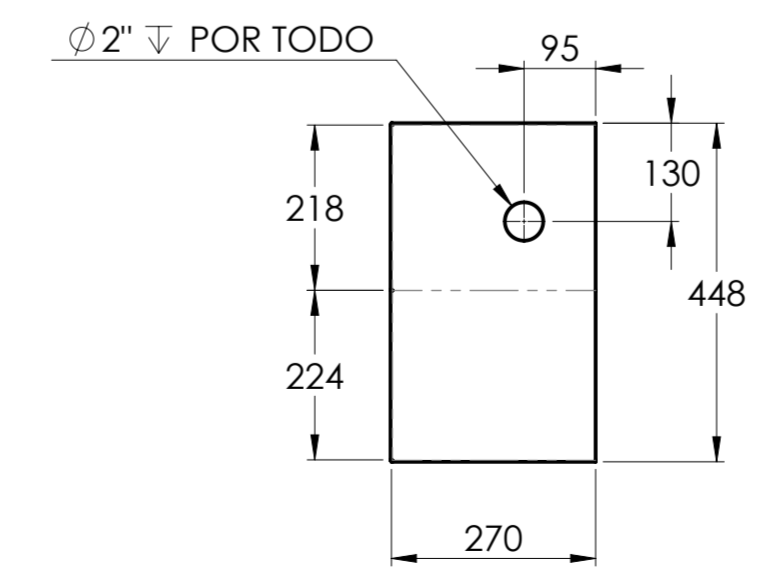
DETALLE C  
ESCALA 1 : 2



DETALLE E  
ESCALA 1 : 2

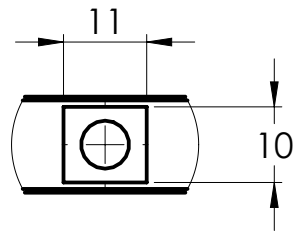


ESCALA 1 : 10

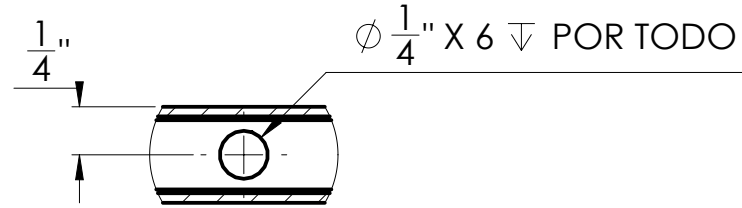


ESCALA 1 : 10

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:5	CAJA CENTRAL		
	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-16	PIEZA N° 4.1
FORMATO A2	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-16	HOJA 33/55
MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL: CALIBRE 18 ACERO ASTM A-36		PL N° 04-01-00

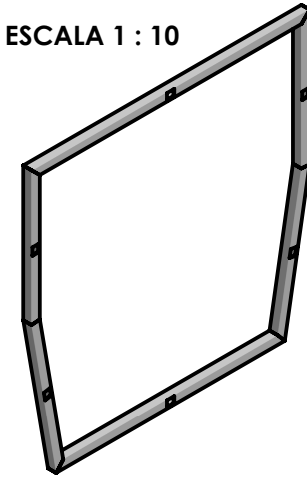


DETALLE I  
ESCALA 1 : 1

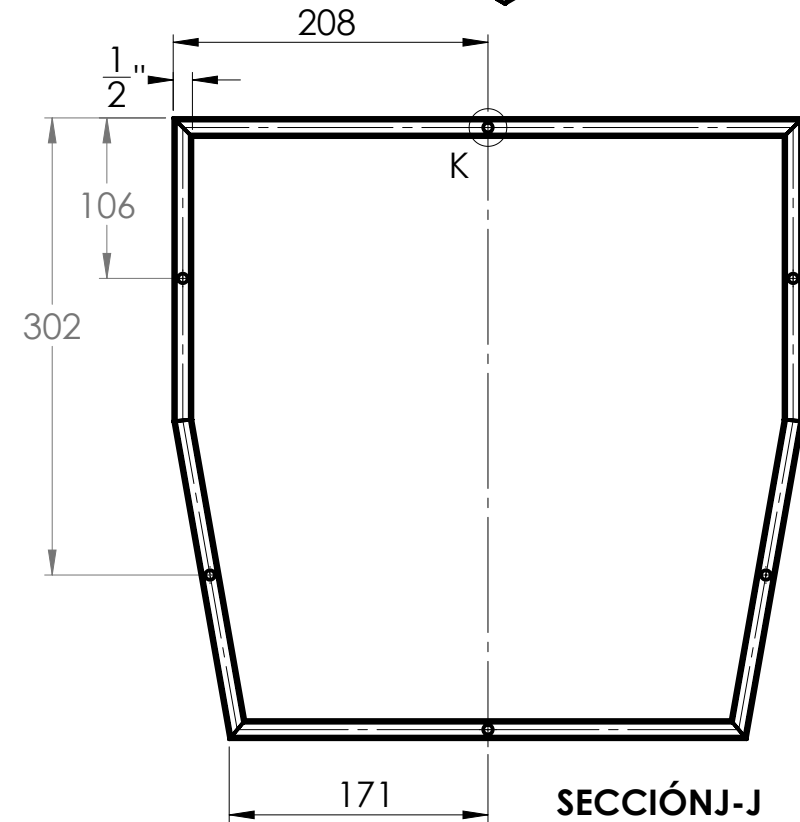
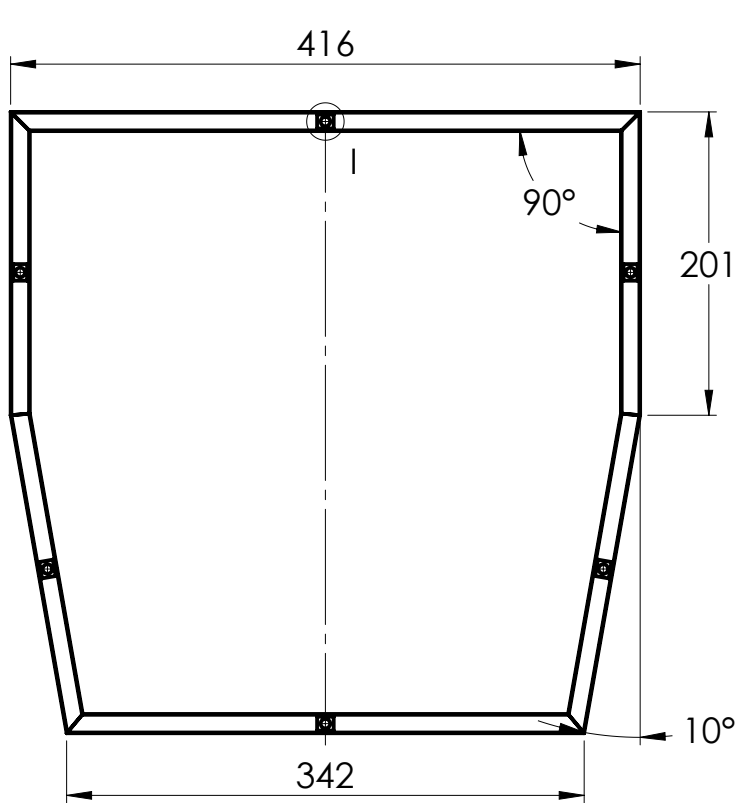


DETALLE K  
ESCALA 1 : 1

ESCALA 1 : 10

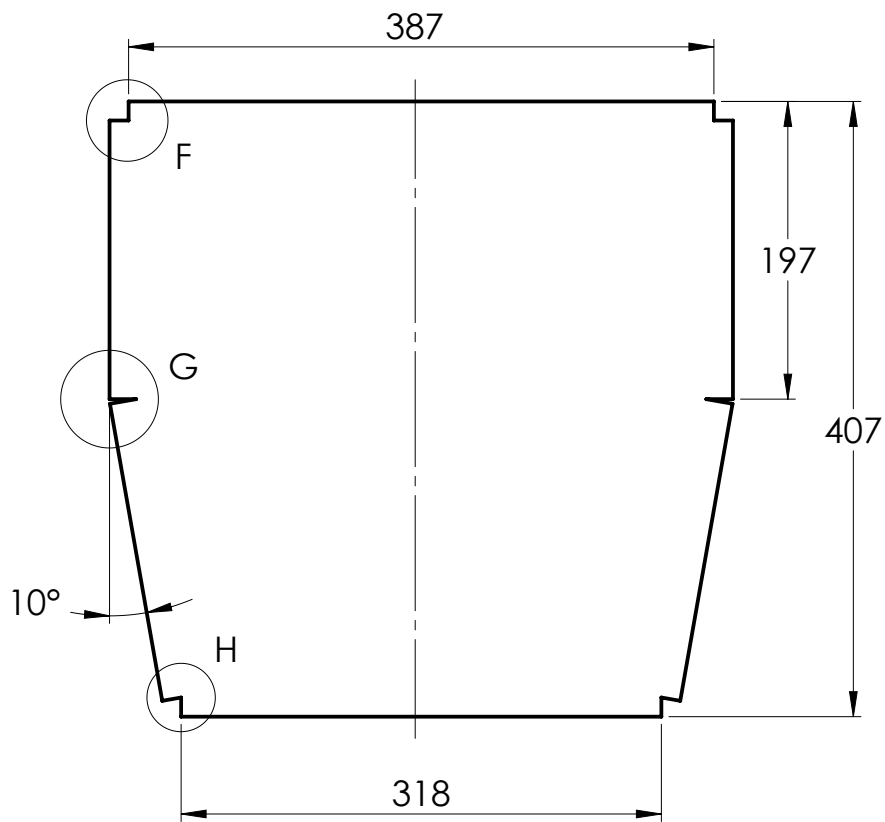


NOTA: Se usa tubo de 1/2" calibre 20.

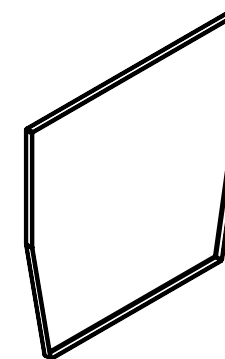
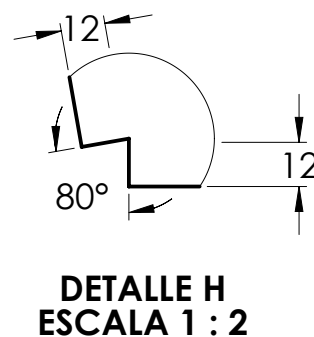
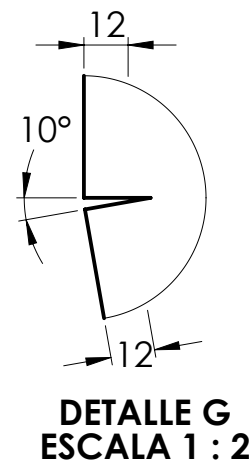
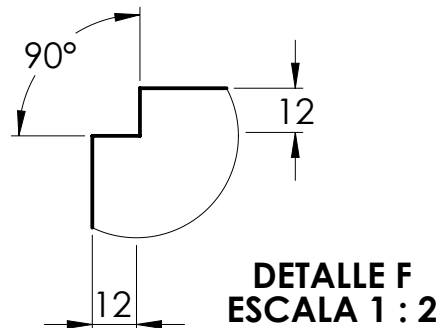


SECCIÓN J-J

**LÁMINA DESDOBLADA**

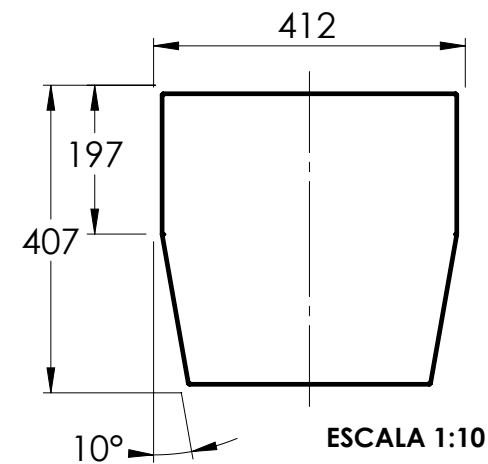


TODOS LOS DOBLECES HACIA ARRIBA 90° R 1.27

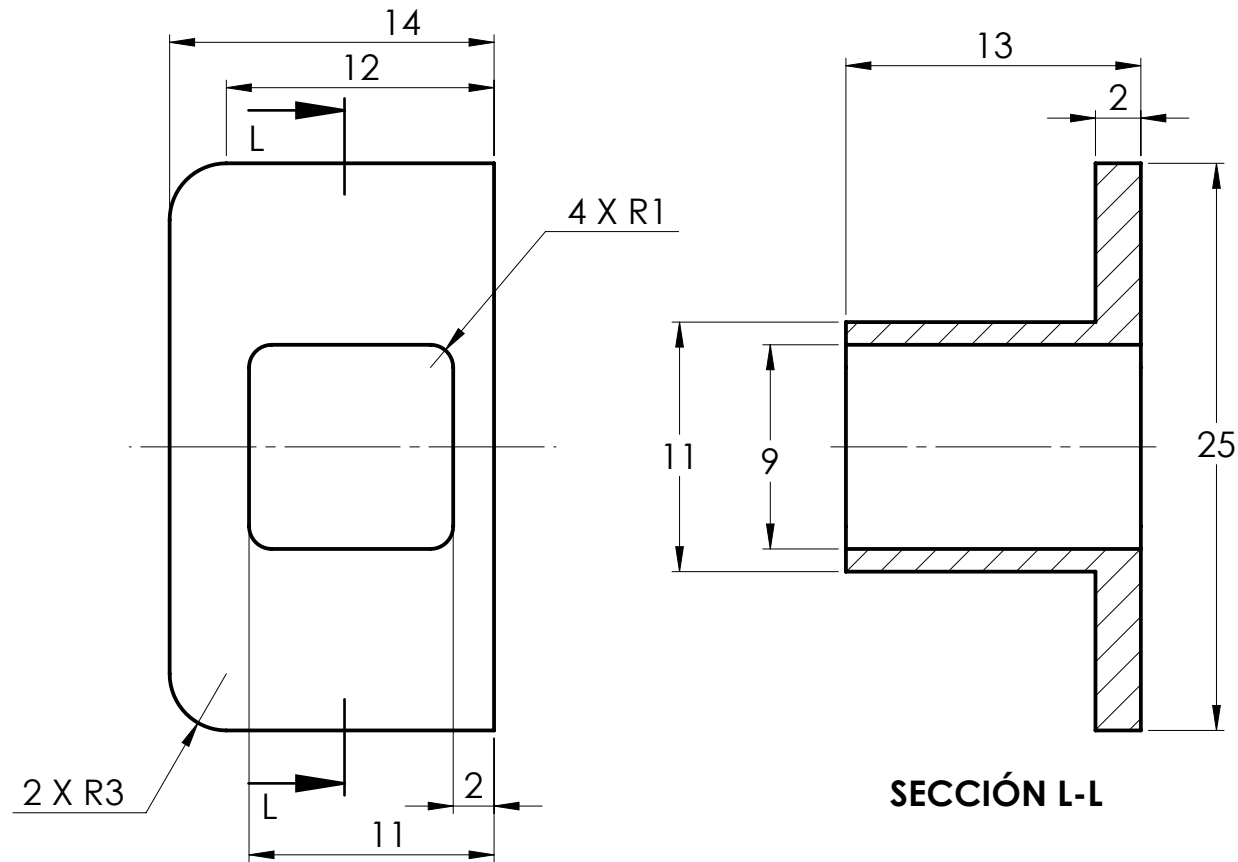


ESCALA 1:10


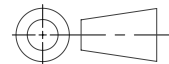
**LÁMINA DOBLADA**

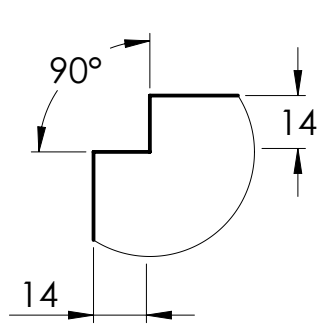


**NOTA:** Se usa lámina calibre 18.

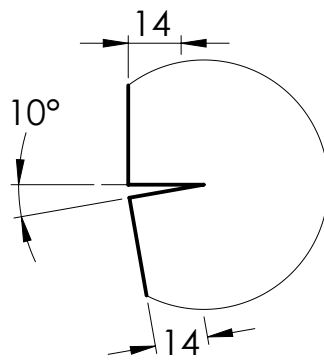


**NOTA:** Relleno de 20%.  
 Resolución de impresión de 400 micras.  
 PINTADOS EN POLIURETANO

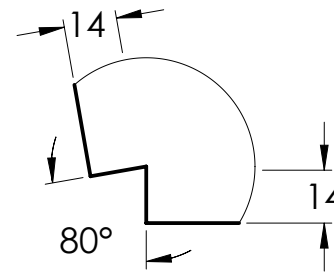
Universidad Industrial de Santander		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		ADAPTADOR TORNILLOS [PLA]		PIEZA N° 4.4	MATERIAL: PLA
		ESCALA 3:1	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 2020-08-16	DIBUJADO POR: JEREZ J.		HOJA 36/55



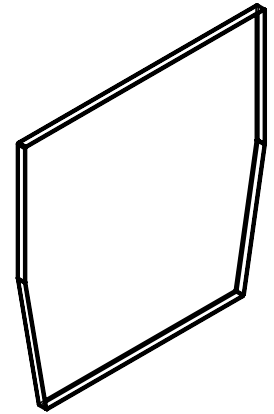
DETALLE C  
ESCALA 1 : 2



DETALLE D  
ESCALA 1 : 2

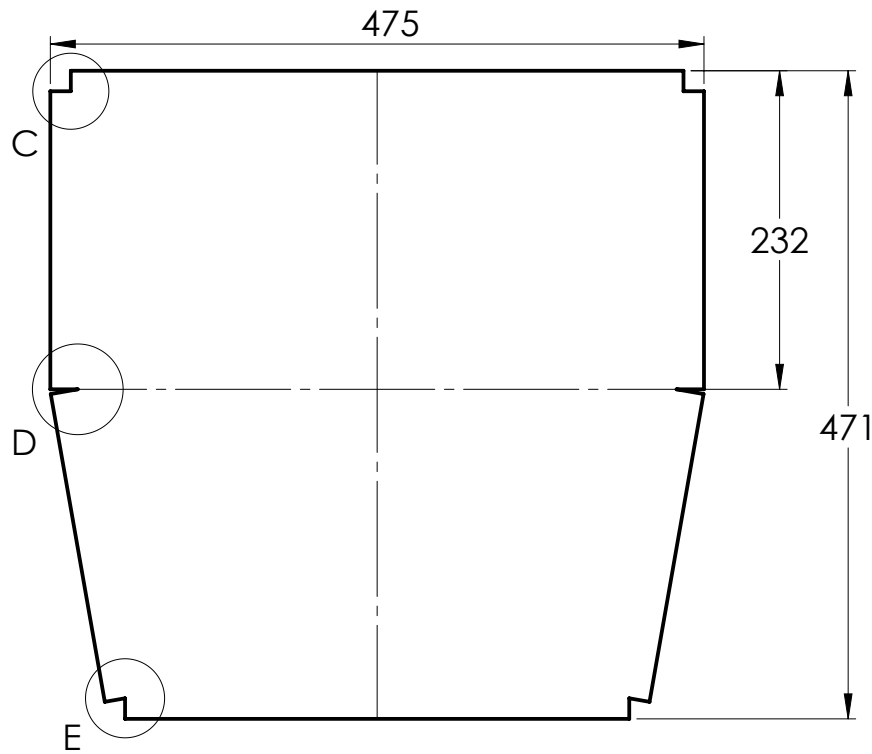


DETALLE E  
ESCALA 1 : 2



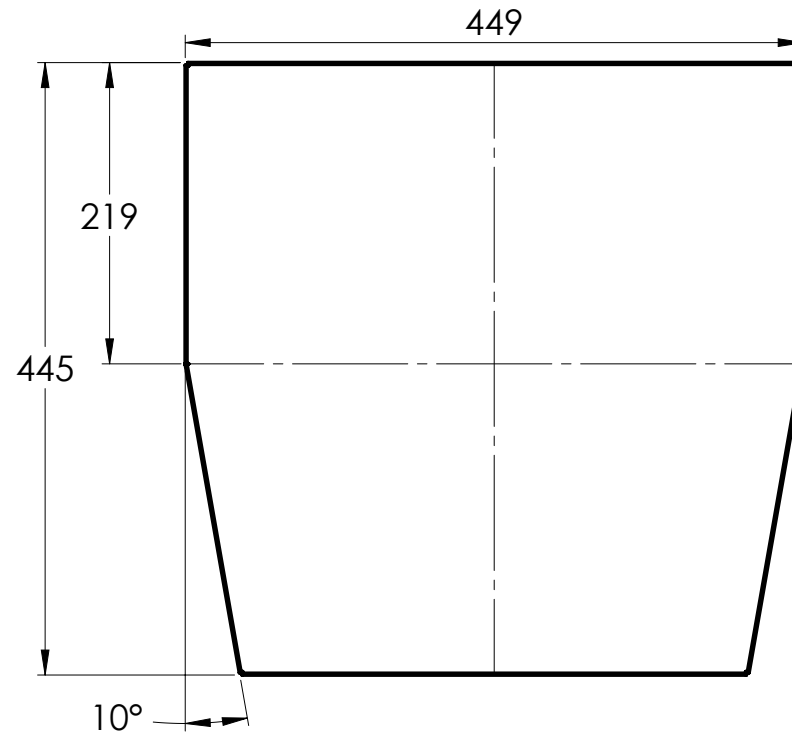
ESCALA 1:10

**LÁMINA DESDOBLADA**

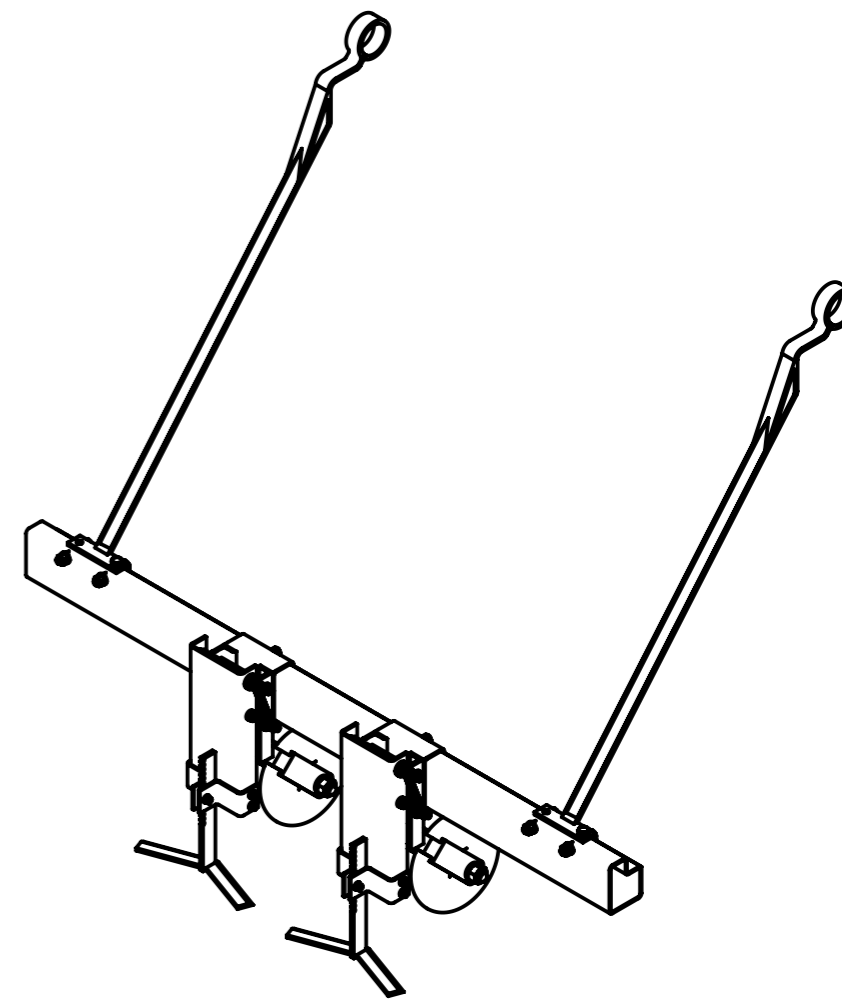
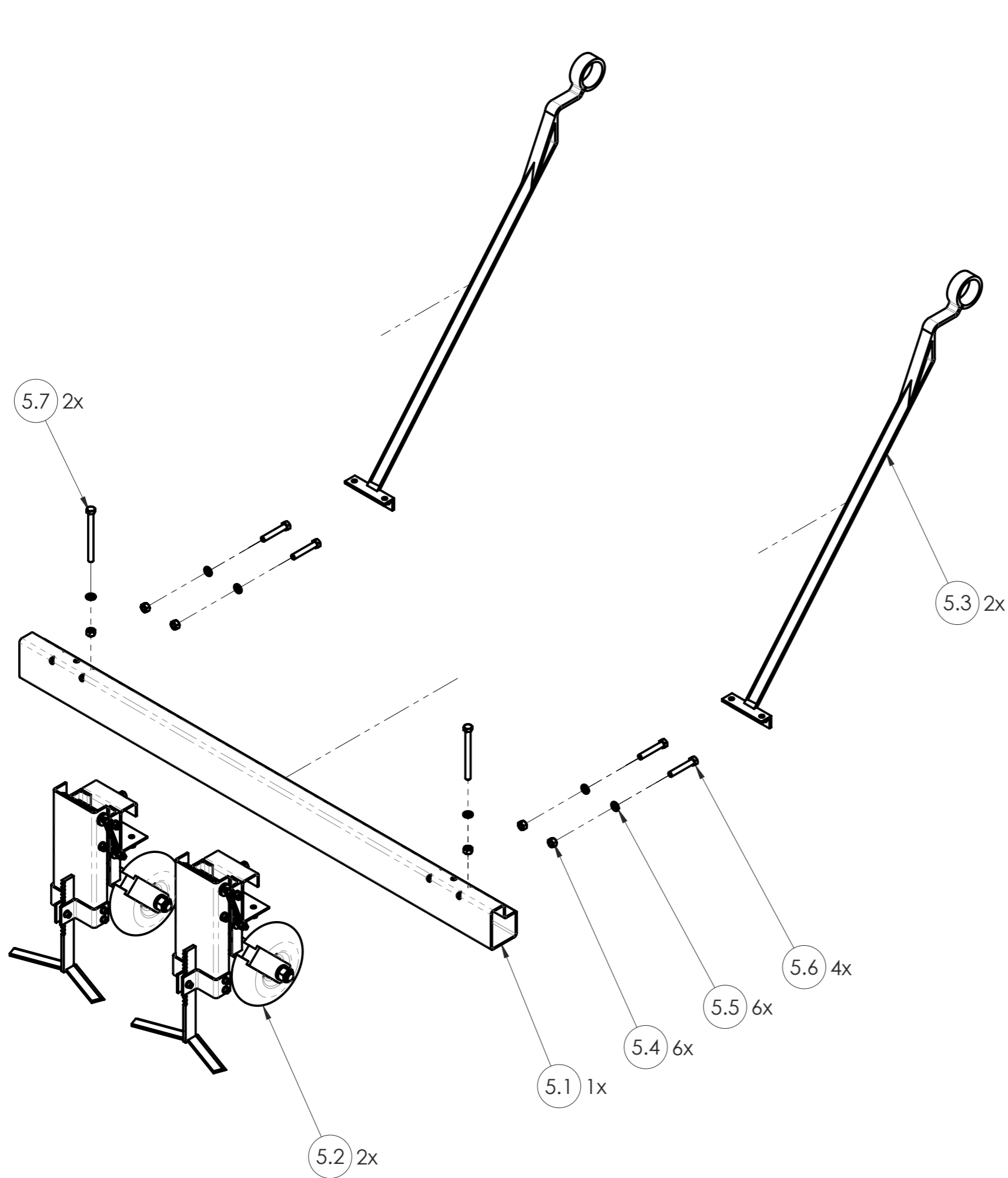


TODOS LOS DOBLECES HACIA ARRIBA 90° R 1.27

**LÁMINA DOBLADA**



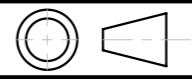


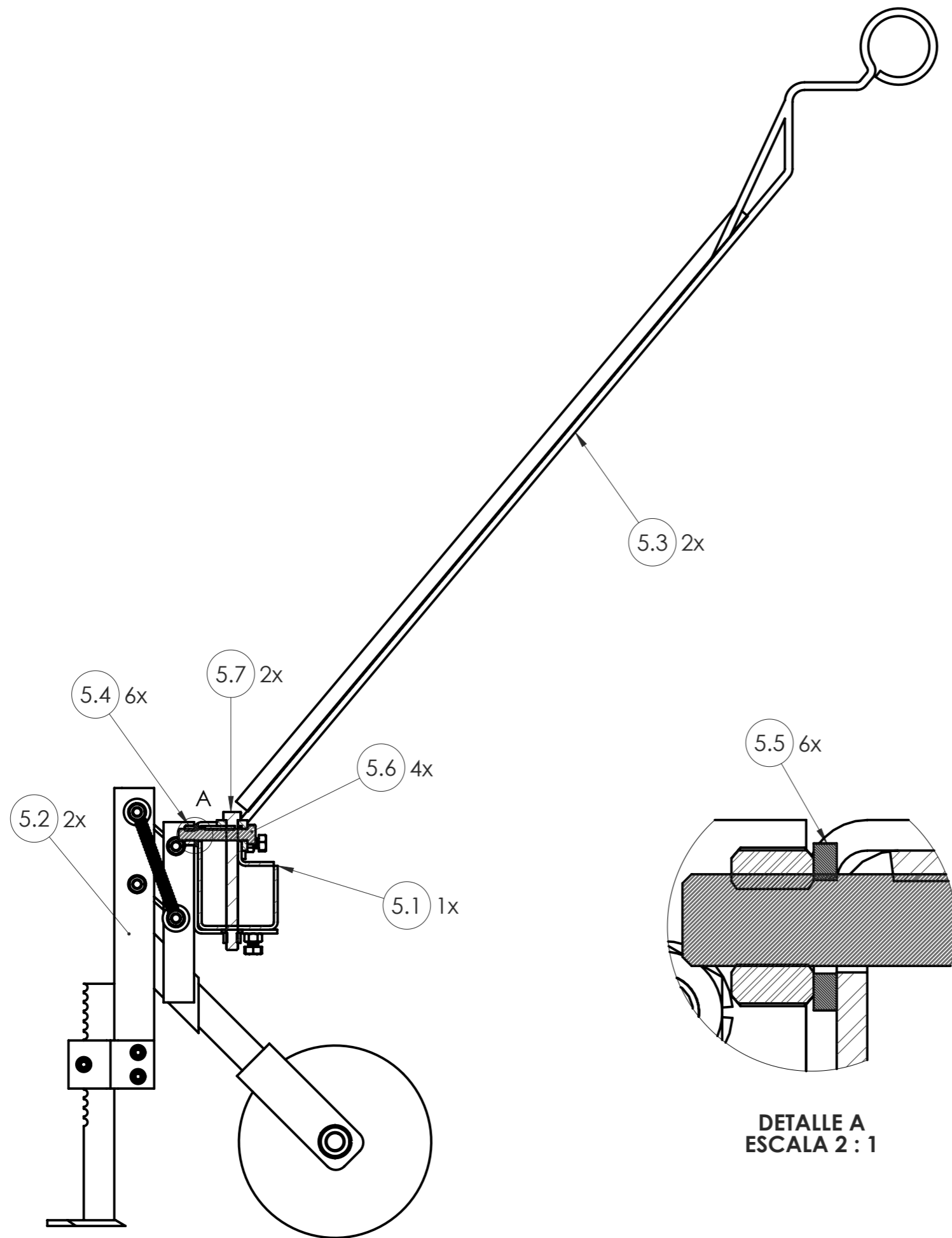
**NOTA:** Se usa lámina calibre 18.



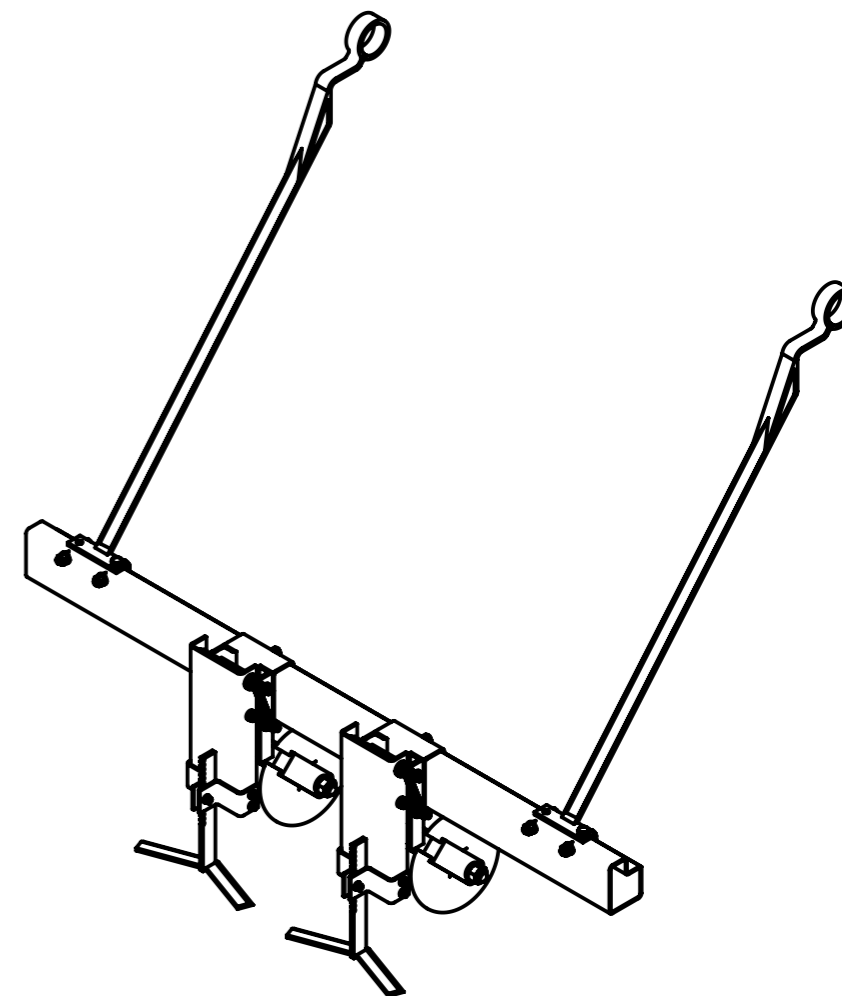
ESCALA 1 : 10

5.7	TORNILLO HEXAGONAL 3/8" - 16 x 4.25" x 1"	2	PIEZAS ESTANDAR
5.6	TORNILLO HEXAGONAL 3/8" - 16 x 2.25" x 1"	4	PIEZAS ESTANDAR
5.5	ARANDELA DE SEGURIDAD 3/8"	6	PIEZAS ESTANDAR
5.4	TUERCA HEXAGONAL 3/8" - 16	6	PIEZAS ESTANDAR
5.3	SOPORTE PARA VIGA	2	PL N° 05-03-00
5.2	MÓDULO DE ESCARDE	2	PL N° 05-02-00
5.1	VIGA CENTRAL	1	PL N° 05-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

	 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:8	HERRAMIENTA ESCARDE VISTA EXPLOSIONADA		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-13	
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-13	HOJA 38/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 05-00-00



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1



ESCALA 1 : 10

5.7	TORNILLO HEXAGONAL 3/8" - 16 x 4.25" x 1"	2	PIEZAS ESTANDAR
5.6	TORNILLO HEXAGONAL 3/8" - 16 x 2.25" x 1"	4	PIEZAS ESTANDAR
5.5	ARANDELA DE SEGURIDAD 3/8"	6	PIEZAS ESTANDAR
5.4	TUERCA HEXAGONAL 3/8" - 16	6	PIEZAS ESTANDAR
5.3	SOPORTE PARA VIGA	2	PL N° 05-03-00
5.2	MÓDULO DE ESCARDE	2	PL N° 05-02-00
5.1	VIGA CENTRAL	1	PL N° 05-01-00
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

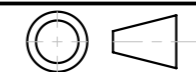
Universidad  
Industrial de  
Santander



ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA: 1:5

HERRAMIENTA ESCARDE VISTA DE CORTE



DIBUJADO POR:  
JEREZ JONATHAN

2020-08-16

FORMATO  
A3

REVISADO POR:  
MENESES JORGE

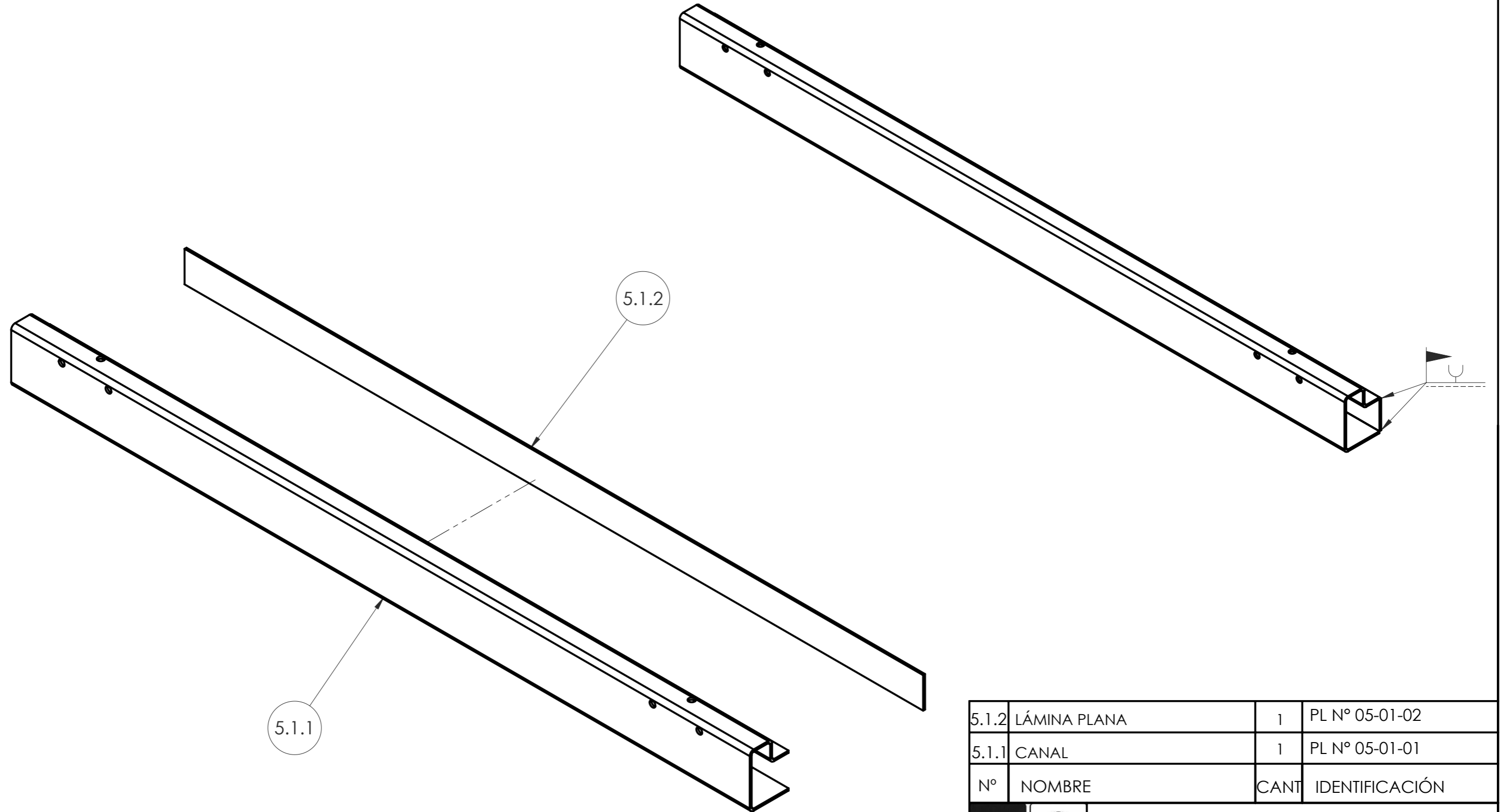
2020-08-16

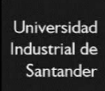

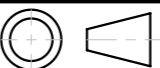
HOJA 39/55

MEDIDAS EN  
MILIMETROS

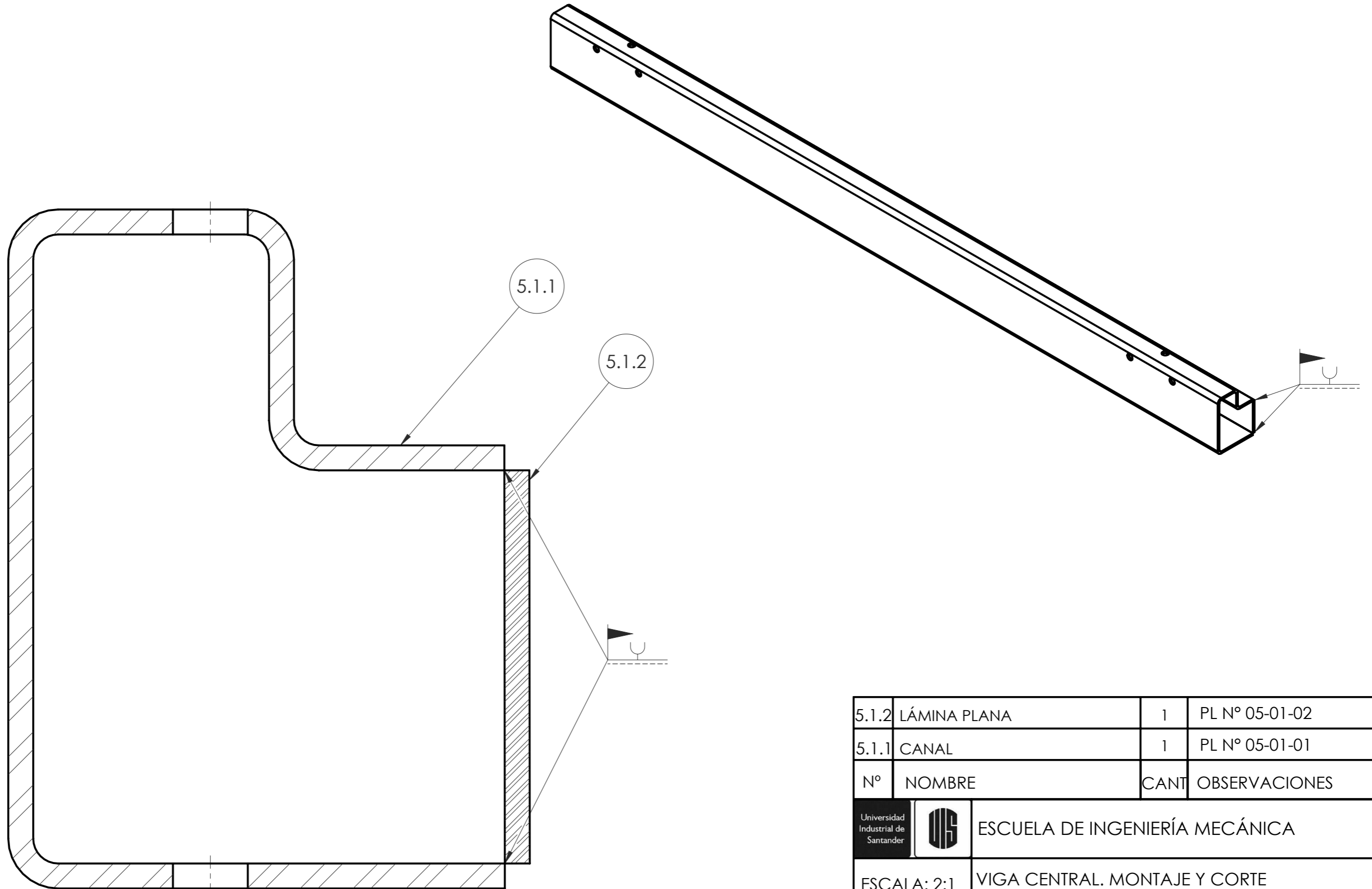
PL N° 05-00-00





**NOTA:** La soldadura con arco eléctrico **E6013**



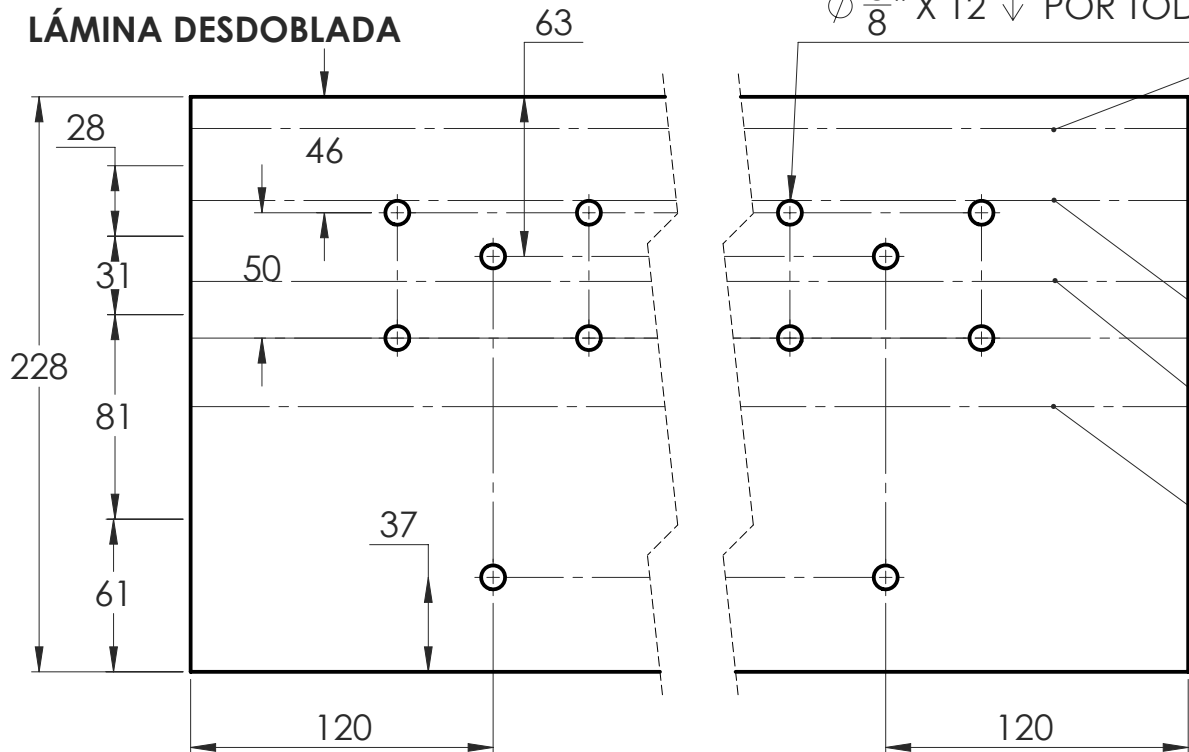
5.1.2	LÁMINA PLANA	1	PL N° 05-01-02
5.1.1	CANAL	1	PL N° 05-01-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN
	 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1: 5	VIGA CENTRAL VISTA EXPLOSIONADA		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-17	PIEZA 5.1
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-17	HOJA 40/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 05-01-00

**NOTA:** La soldadura con arco eléctrico E6013



5.1.2	LÁMINA PLANA	1	PL N° 05-01-02
5.1.1	CANAL	1	PL N° 05-01-01
N°	NOMBRE	CANT	OBSERVACIONES
 Universidad Industrial de Santander		 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
ESCALA: 2:1		VIGA CENTRAL. MONTAJE Y CORTE	
 		DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-17
FORMATO A3		REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-17
MEDIDAS EN MILIMETROS		PL N° 05-01-00	

**LÁMINA DESDOBLADA**

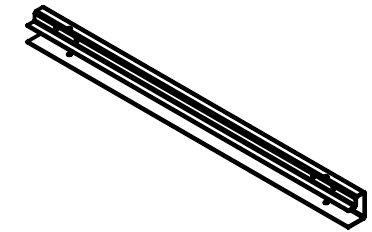


HACIA ABAJO 90° R 3.18

HACIA ARRIBA 90° R 3.18

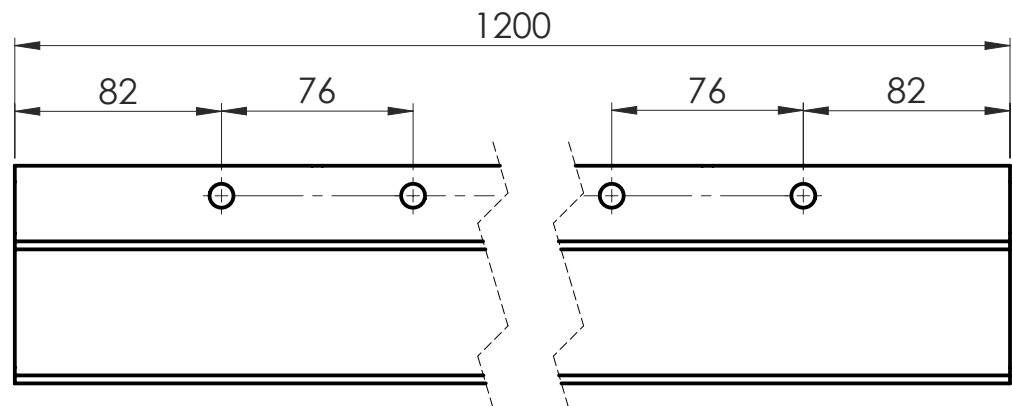
HACIA ARRIBA 90° R 3.18

HACIA ARRIBA 90° R 3.18

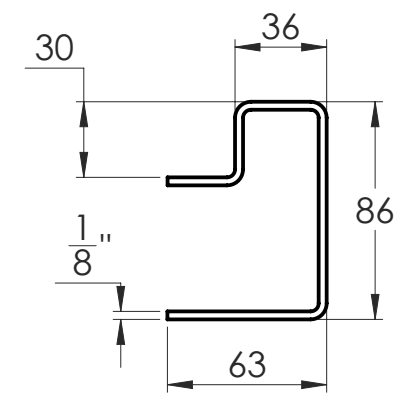


ESCALA 1 : 20

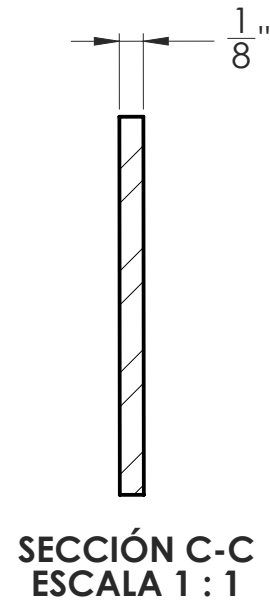
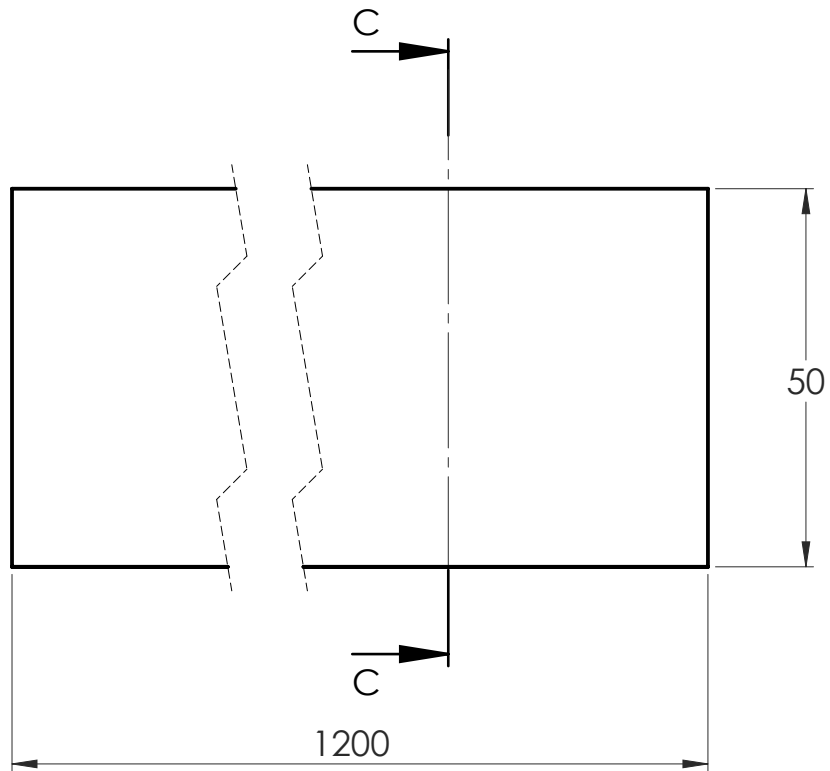
**NOTA:** Se usa lámina 1/8" Cold Rolled



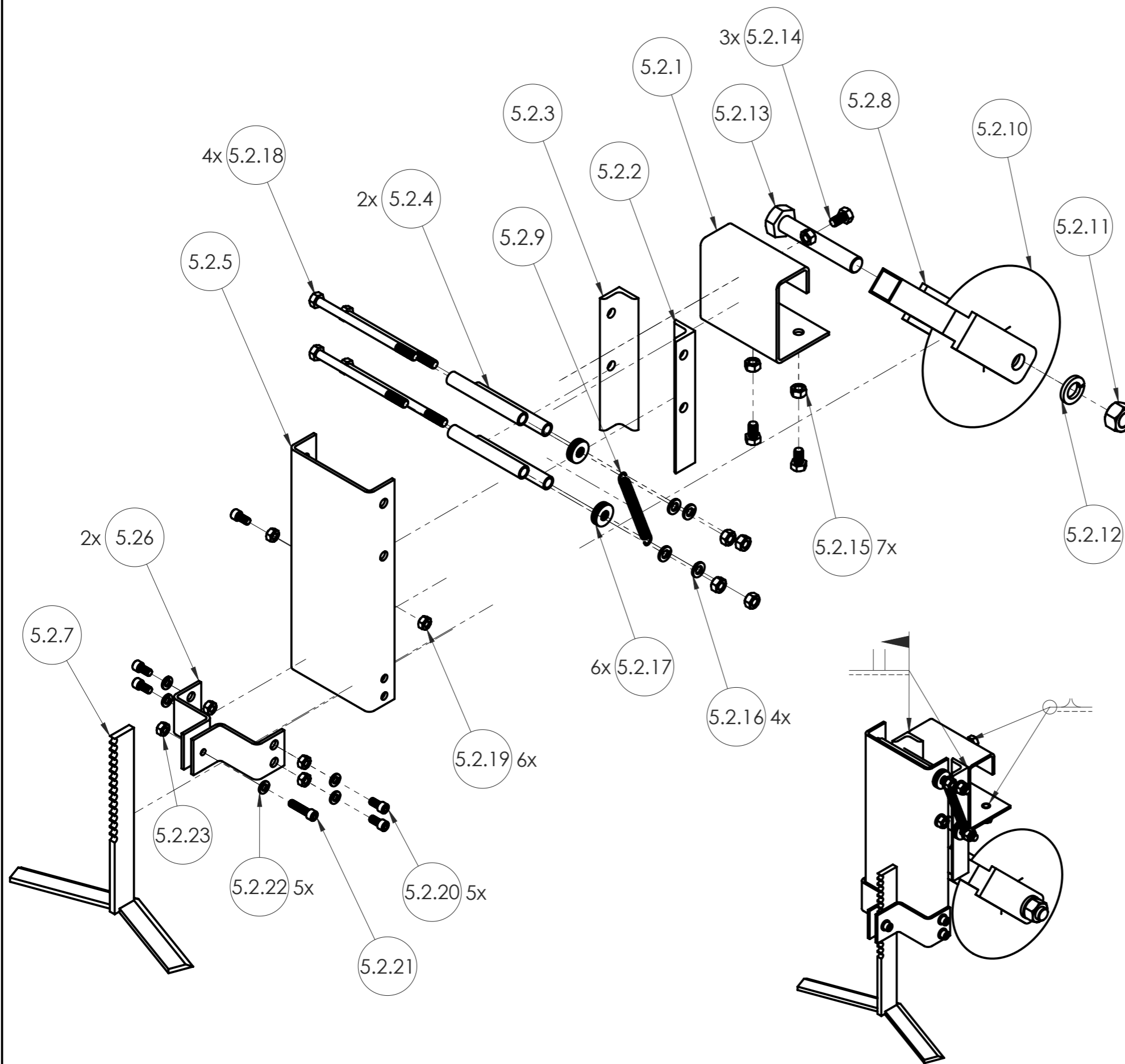
**LÁMINA DOBLADA**



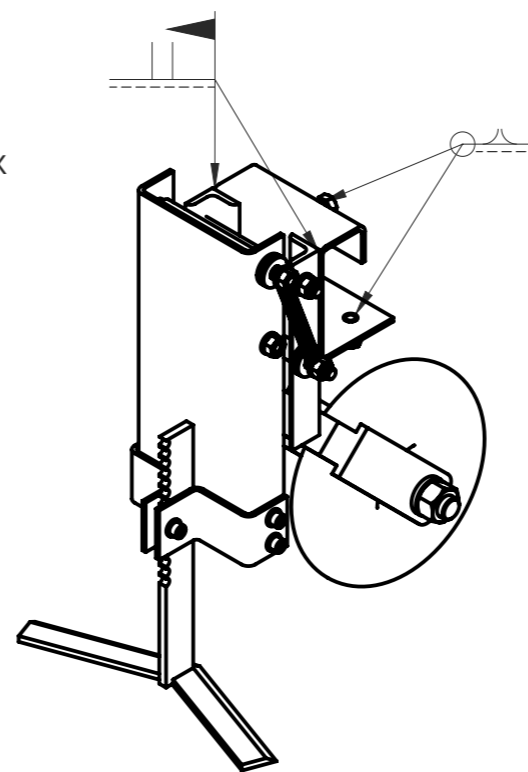
Universidad Industrial de Santander		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		CANAL VIGA CENTRAL		PIEZA N° 5.1.1	MATERIAL: ACERO ASTM A36
		ESCALA 1:3	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 2020-08-17	DIBUJADO POR: ARDILA C.		HOJA 42/55



**NOTA:** Se usa lámina 1/8" Cold Rolled



5.2.23	TUERCA HEXAGONAL 1/4" - 20	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.22	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/4"	5	PIEZA ESTANDAR
5.2.21	TORNILLO BRISTOL 1/4" - 20 x 1"	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.20	TORNILLO BRISTOL 1/4" - 28 x 1/2"	5	PIEZA ESTANDAR
5.2.19	TUERCA HEXAGONAL 1/4" - 28	6	PIEZA ESTANDAR
5.2.18	TORNILLO HEXAGONAL 5/16" - 24 x 5" x 7/8"	4	PIEZA ESTANDAR
5.2.17	ARANDELA PLANA 5/16"	6	PIEZA ESTANDAR
5.2.16	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/16"	4	PIEZA ESTANDAR
5.2.15	TUERCA HEXAGONAL 5/16" - 24	7	PIEZA ESTANDAR
5.2.14	TORNILLO HEXAGONAL 5/16" - 24 x 9/16"	3	PIEZA ESTANDAR
5.2.13	TORNILLO HEXAGONAL 5/8" - 18 x 3.75" x 1.25"	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.12	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/8"	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.11	TUERCA HEXAGONAL 5/8" - 18	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.10	RUEDA $\phi$ 160 mm	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.9	RESORTE DE TENSION	1	PL N° 05-02-09
5.2.8	SOPORTE RUEDA	1	PL N° 05-02-08
5.2.7	CUCHILLA DE ESCARDE	1	PL N° 05-02-07
5.2.6	PERFIL EN Z	2	PL N° 05-02-06
5.2.5	CANAL EN U	1	PL N° 05-02-05
5.2.4	PUENTE H DE UNIÓN	2	PL N° 05-02-04
5.2.3	PERFIL EN L IZQUIERDO	1	PL N° 05-02-03
5.2.2	PERFIL EN L DERECHO	1	PL N° 05-02-02
5.2.1	PERFIL CORREDERA	1	PL N° 05-02-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

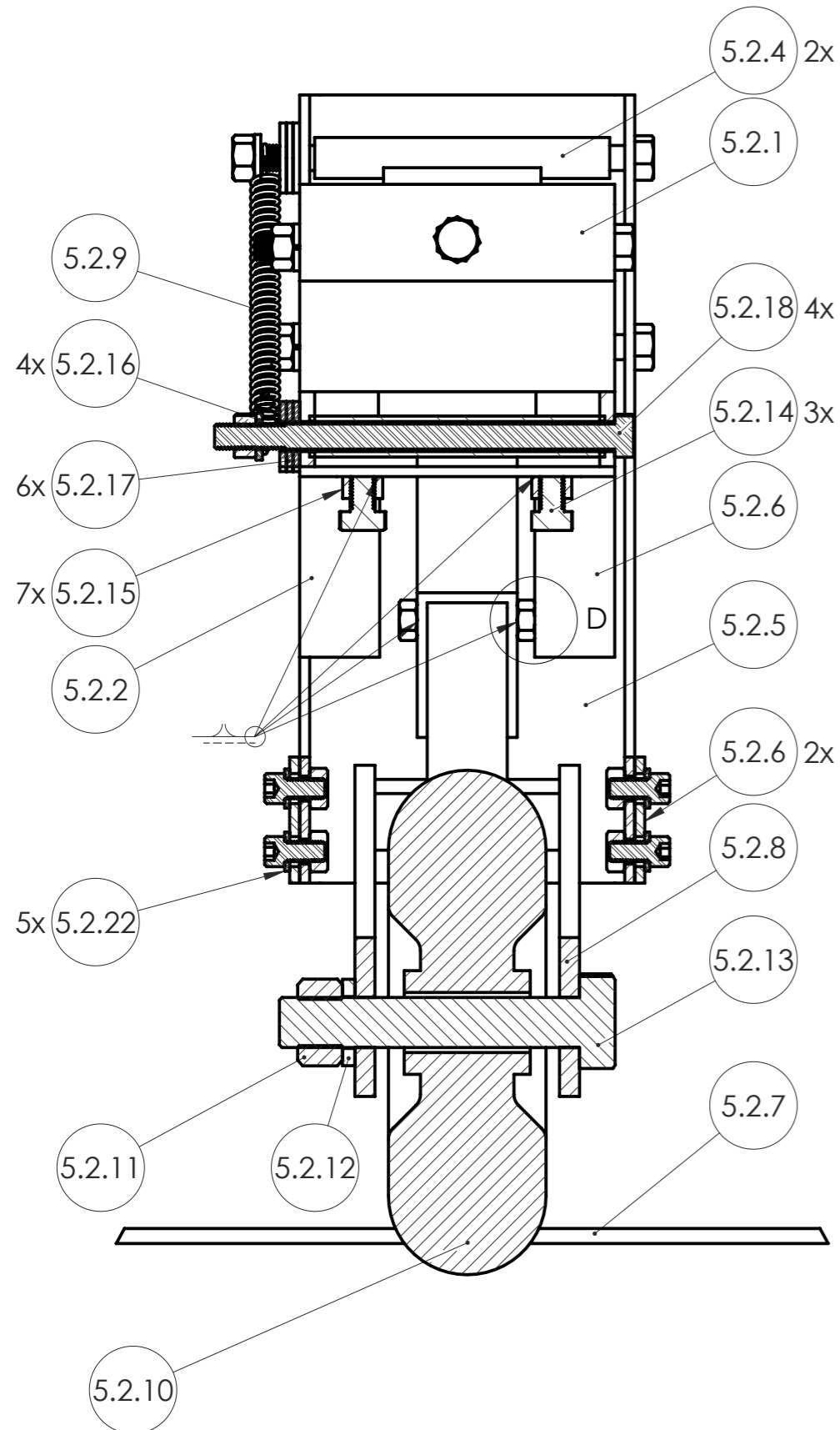


ESCALA 1:5

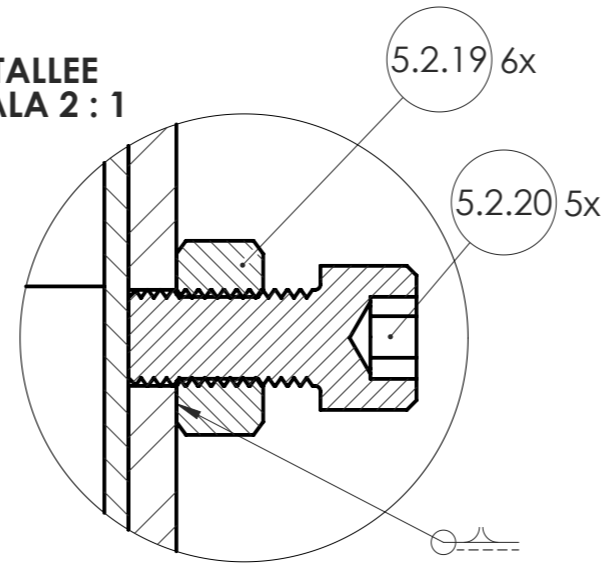
NOTA: La soldadura con arco eléctrico E6013.

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
ESCALA: 1:3	MÓDULO DE ESCARDE VISTA EXPLOSIONADA		
	DIBUJADO POR: ARDILA CRISTIAN	2020-08-17	PIEZA N° 5.2
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-17	HOJA 44/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 05-02-00

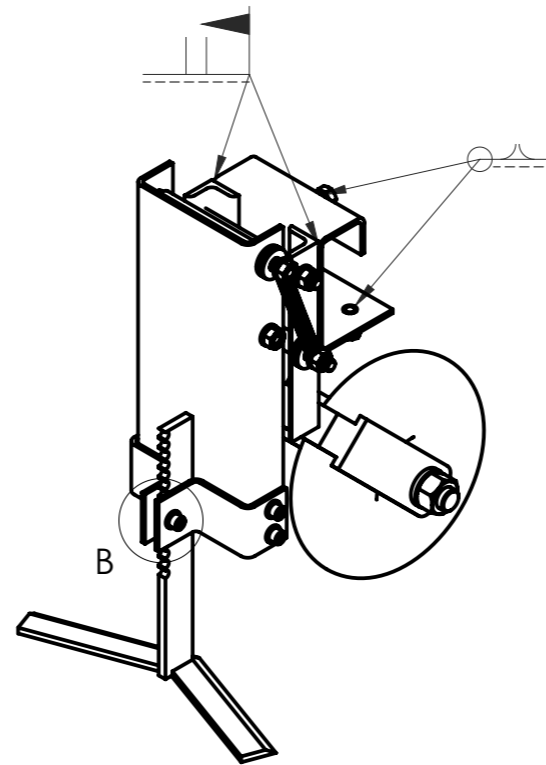
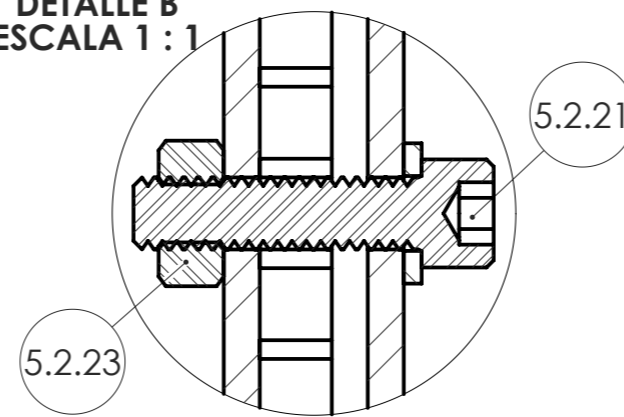
**NOTA:** LA VISTA EN CORTE PRINCIPAL SE PRESENTA COMO UNA VISTA POSTERIOR CON MÚLTIPLES SECCIONES PARCIALES.



**DETALLE ESCALA 2 : 1**



**DETALLE B ESCALA 1 : 1**

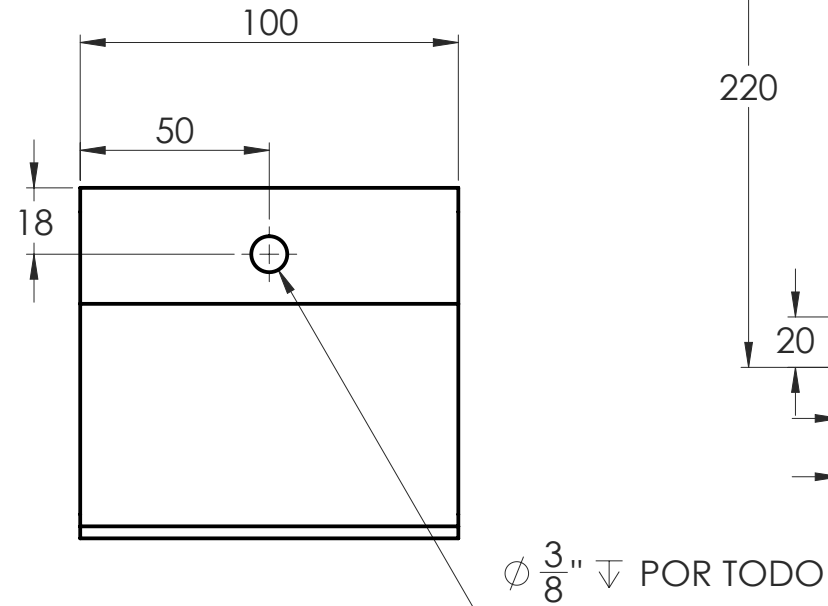
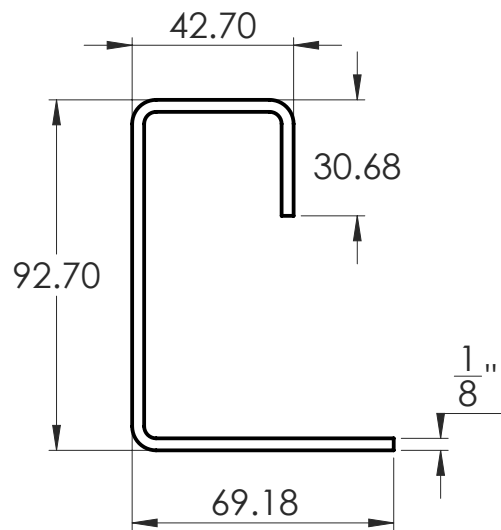
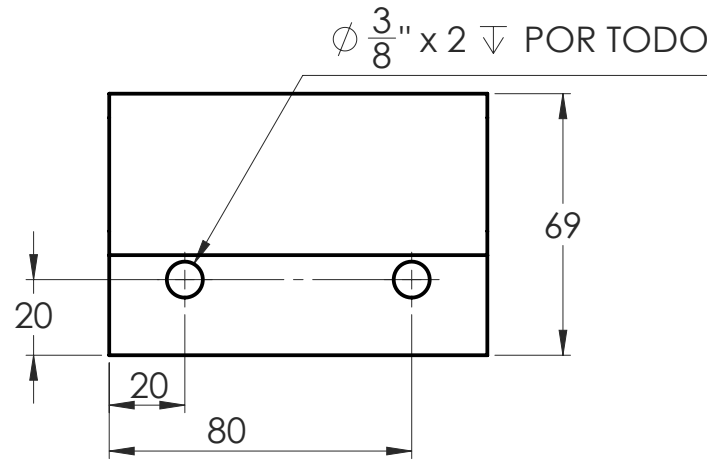
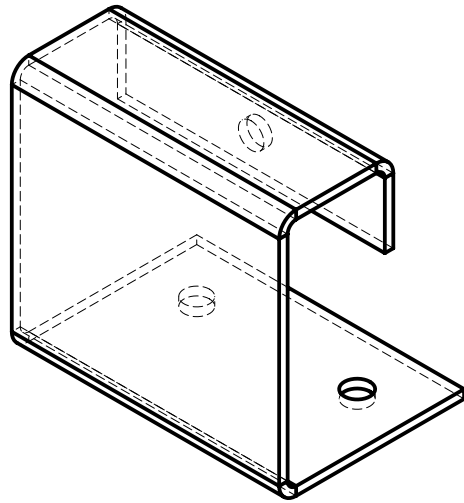


**ESCALA 1:5**

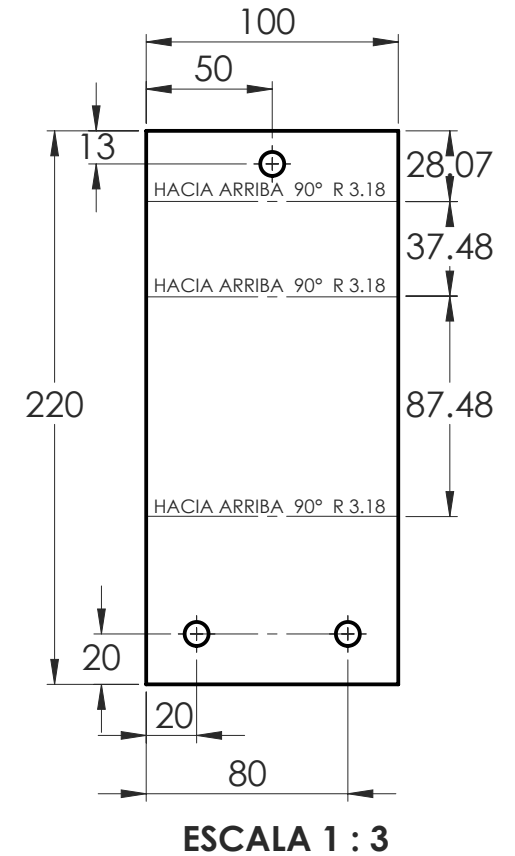
**NOTA:** La soldadura con arco eléctrico E6013.

5.2.23	TUERCA HEXAGONAL 1/4" - 20	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.22	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/4"	5	PIEZA ESTANDAR
5.2.21	TORNILLO BRISTOL 1/4" - 20 x 1"	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.20	TORNILLO BRISTOL 1/4" - 28 x 1/2"	5	PIEZA ESTANDAR
5.2.19	TUERCA HEXAGONAL 1/4" - 28	6	PIEZA ESTANDAR
5.2.18	TORNILLO HEXAGONAL 5/16" - 24 x 5" x 7/8"	4	PIEZA ESTANDAR
5.2.17	ARANDELA PLANA 5/16"	6	PIEZA ESTANDAR
5.2.16	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/16"	4	PIEZA ESTANDAR
5.2.15	TUERCA HEXAGONAL 5/16" - 24	7	PIEZA ESTANDAR
5.2.14	TORNILLO HEXAGONAL 5/16" - 24 x 9/16"	3	PIEZA ESTANDAR
5.2.13	TORNILLO HEXAGONAL 5/8" - 18 x 3.75" x 1.25"	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.12	ARANDELA DE SEGURIDAD 5/8"	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.11	TUERCA HEXAGONAL 5/8" - 18	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.10	RUEDA $\phi$ 160 mm	1	PIEZA ESTANDAR
5.2.9	RESORTE DE TENSION	1	PL N° 05-02-09
5.2.8	SOPORTE RUEDA	1	PL N° 05-02-08
5.2.7	CUCHILLA DE ESCARDE	1	PL N° 05-02-07
5.2.6	PERFIL EN Z	2	PL N° 05-02-06
5.2.5	CANAL EN U	1	PL N° 05-02-05
5.2.4	PUENTE H DE UNIÓN	2	PL N° 05-02-04
5.2.3	PERFIL EN L IZQUIERDO	1	PL N° 05-02-03
5.2.2	PERFIL EN L DERECHO	1	PL N° 05-02-02
5.2.1	PERFIL CORREDERA	1	PL N° 05-02-01
N°	NOMBRE	CANT	IDENTIFICACIÓN

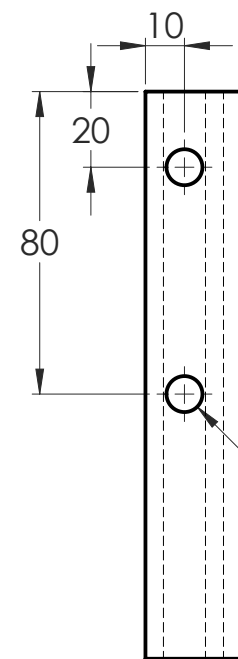
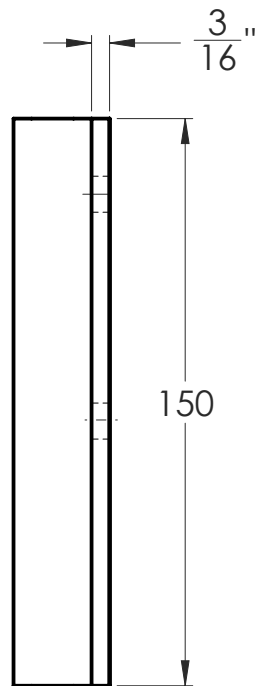
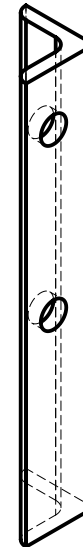
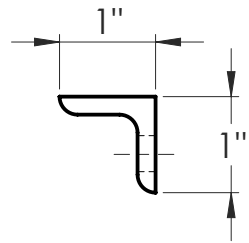
	<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ESCALA: 1:2	MÓDULO DE ESCARDE VISTA DE CORTE		
	DIBUJADO POR: JEREZ JONATHAN	2020-08-17	PIEZA N° 5.2
FORMATO A3	REVISADO POR: MENESES JORGE	2020-08-17	HOJA 45/55
MEDIDAS EN MILIMETROS			PL N° 05-02-00



**LÁMINA DESDOBLADA**


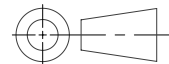


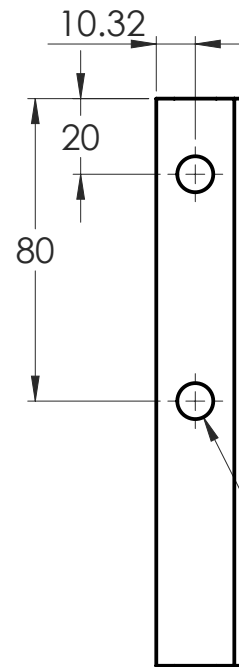
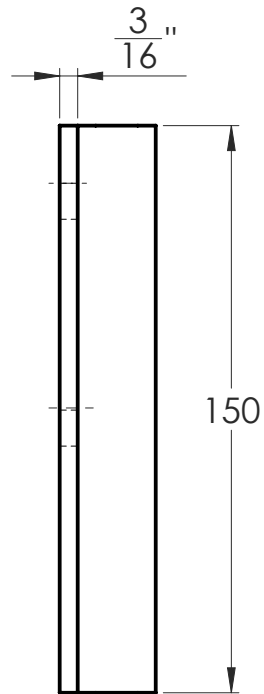
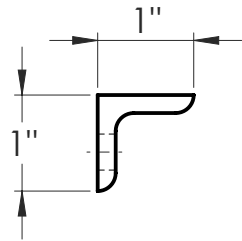
**NOTA:** Se usa lámina 1/8" Cold Rolled



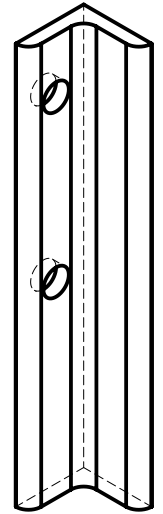
$\phi \frac{3}{8}'' \times 2 \nabla$  POR TODO

**NOTA:** Ángulo de 1" x 3/16"

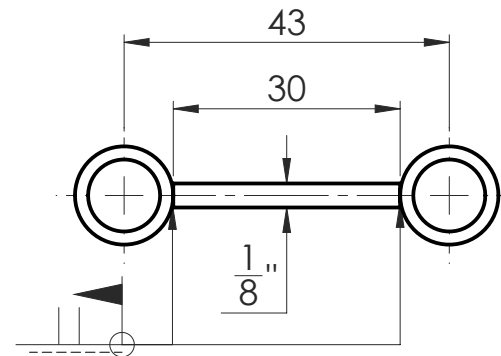
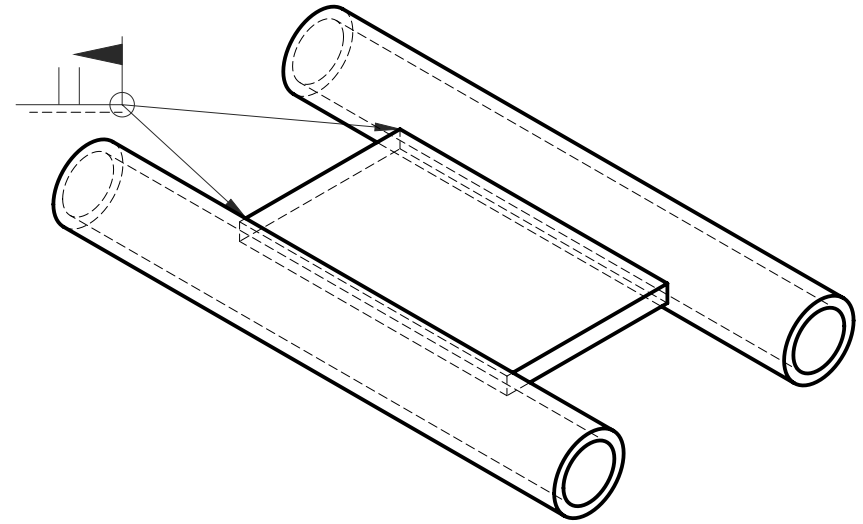
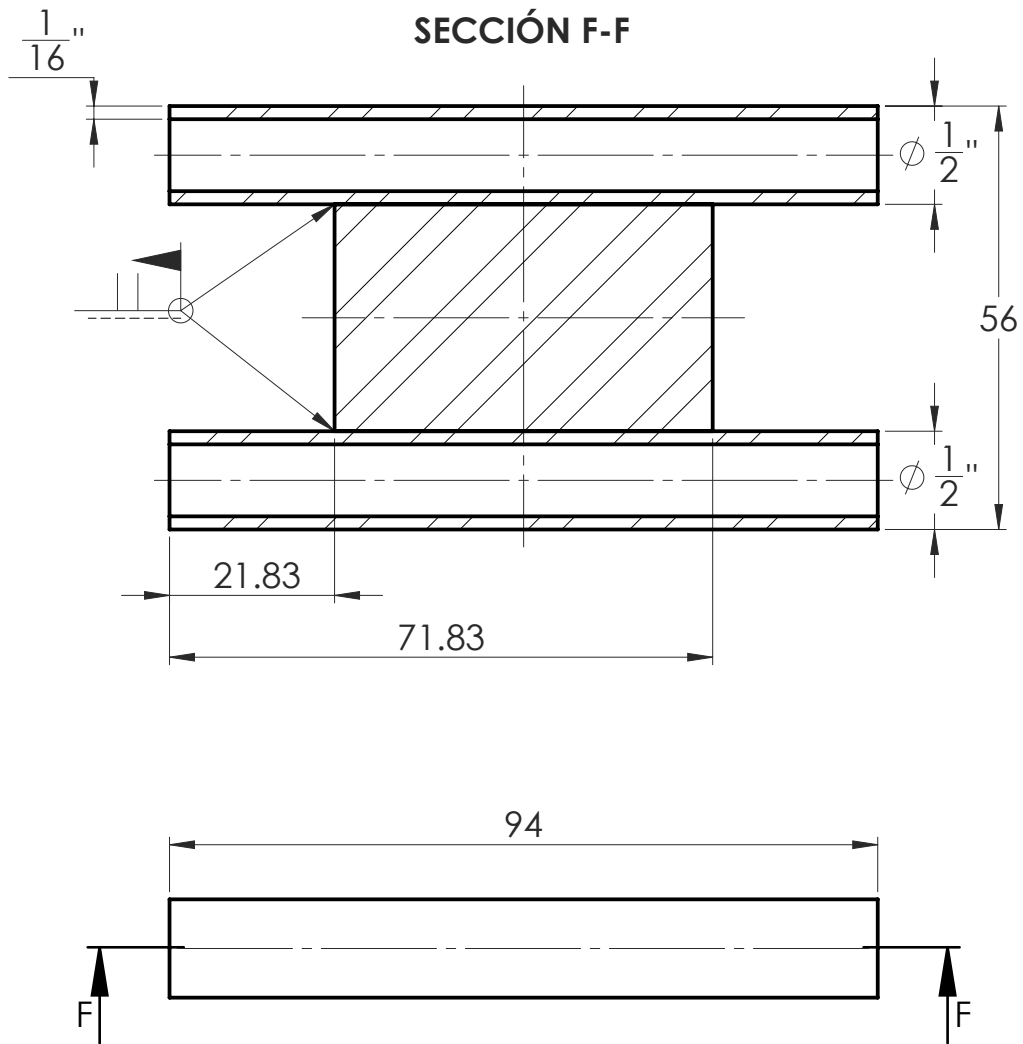
Universidad Industrial de Santander		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		PERFIL EN L DERECHO		PIEZA N° 5.2.2	MATERIAL: ACERO ASTM A36
		ESCALA 1:2	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 2020-08-17	DIBUJADO POR: JEREZ J.		HOJA 47/55



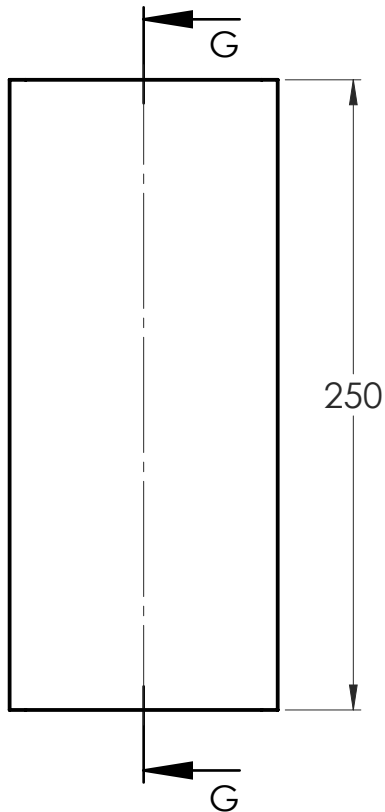
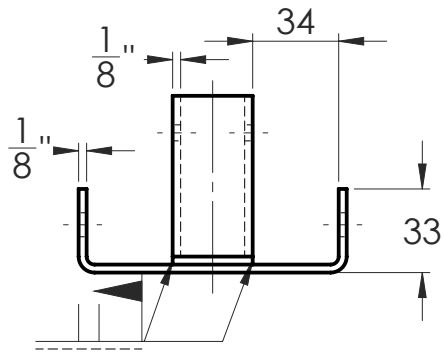
$\varnothing \frac{3}{8}$ " x 2  $\nabla$  POR TODO



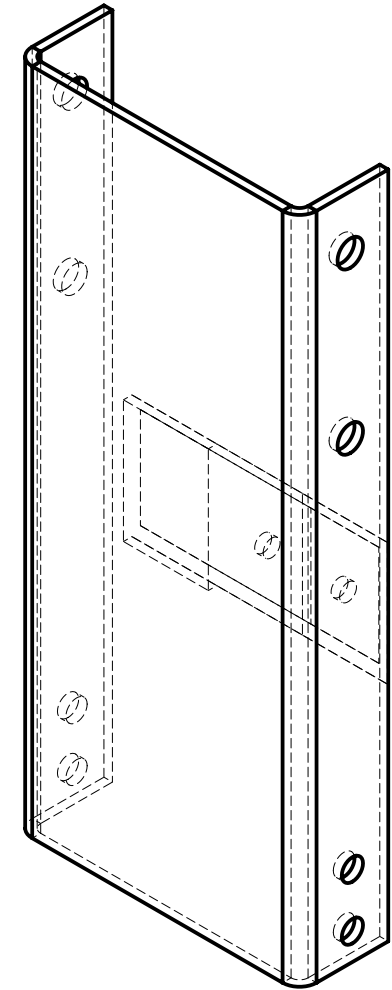
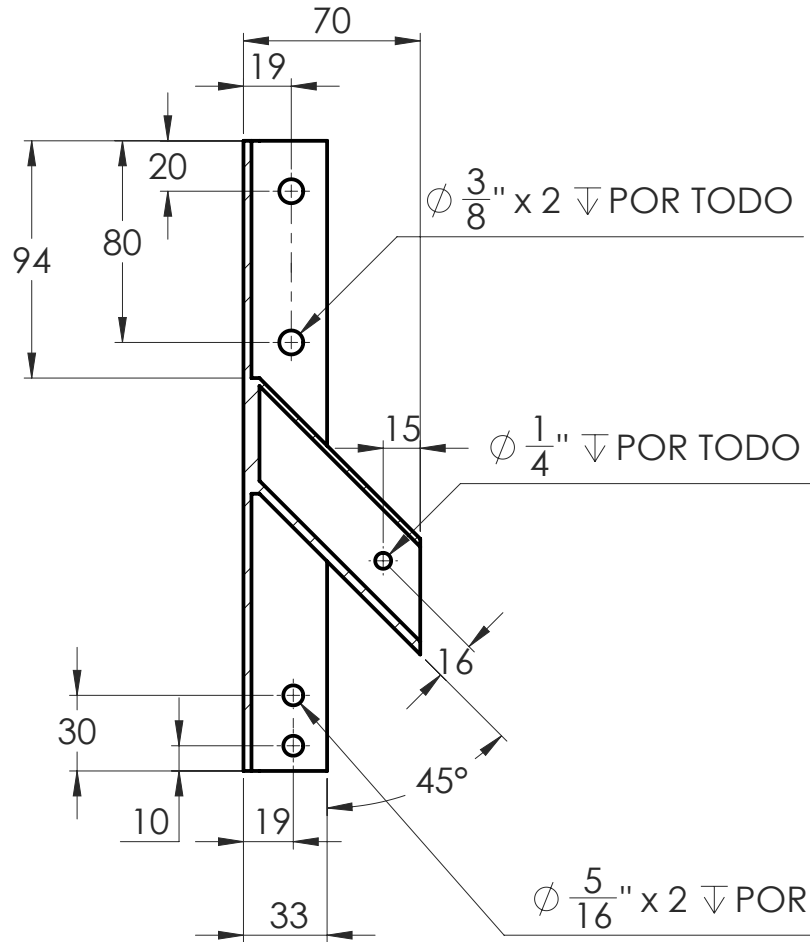
**NOTA:** Ángulo de 1" x 3/16"



**NOTA:** Se usa lámina 1/8" Cold Rolled

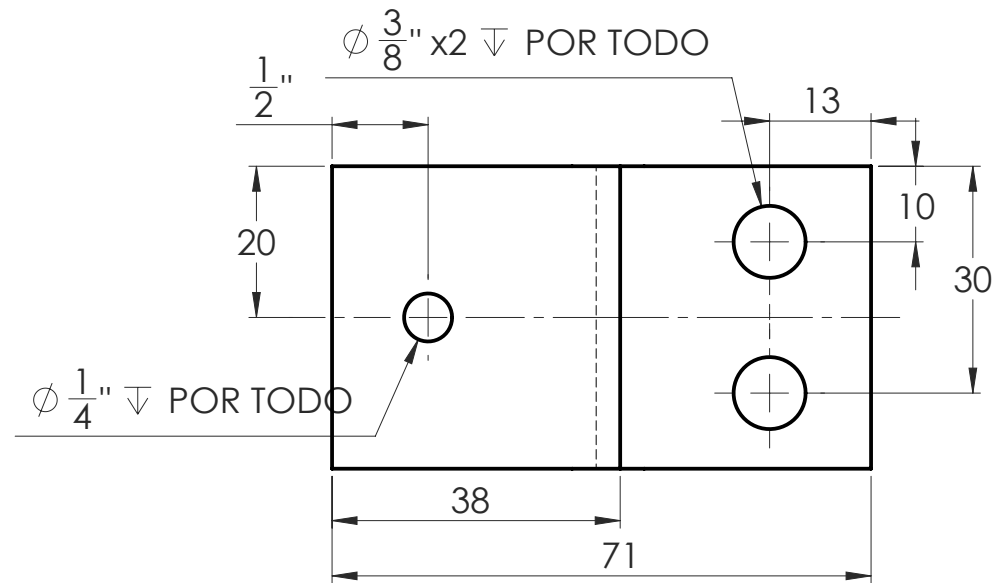
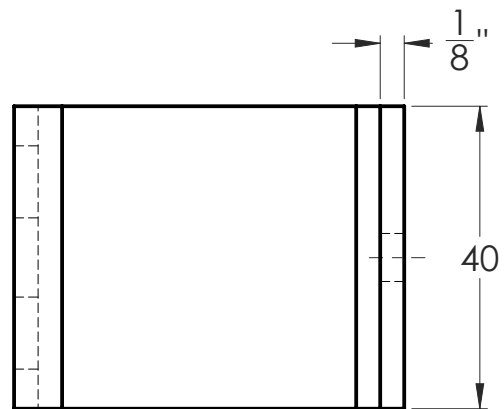
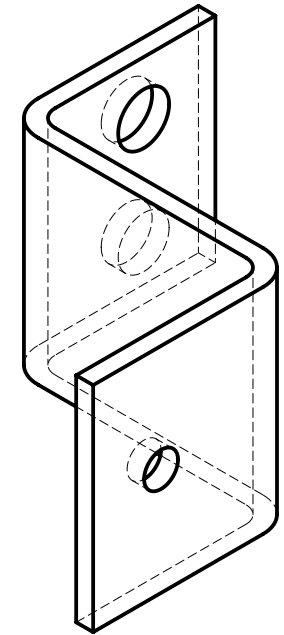
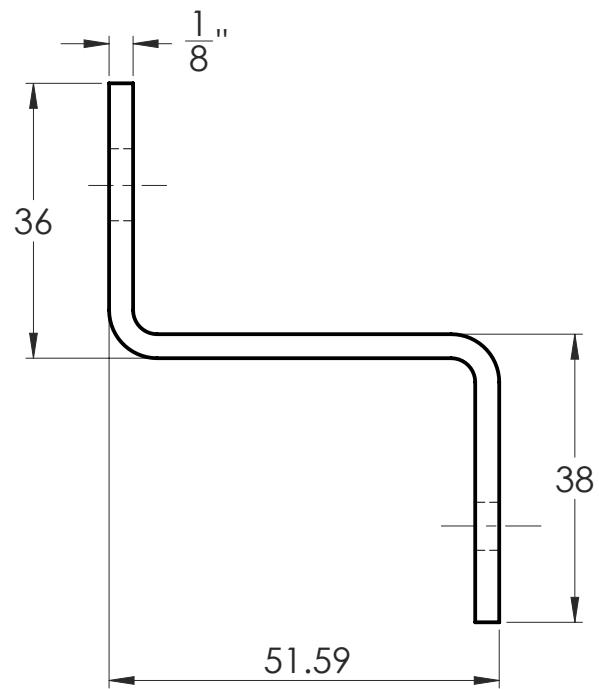


SECCIÓN G-G



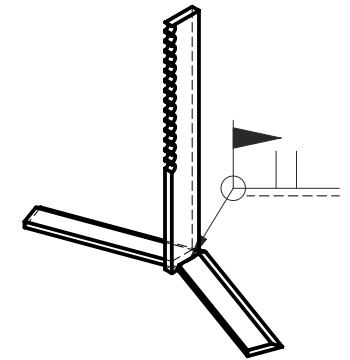
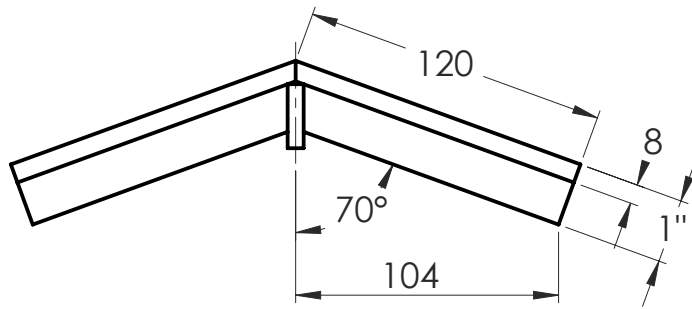
ESCALA 1 : 2

NOTA: Se usa lámina 1/8" Cold Rolled

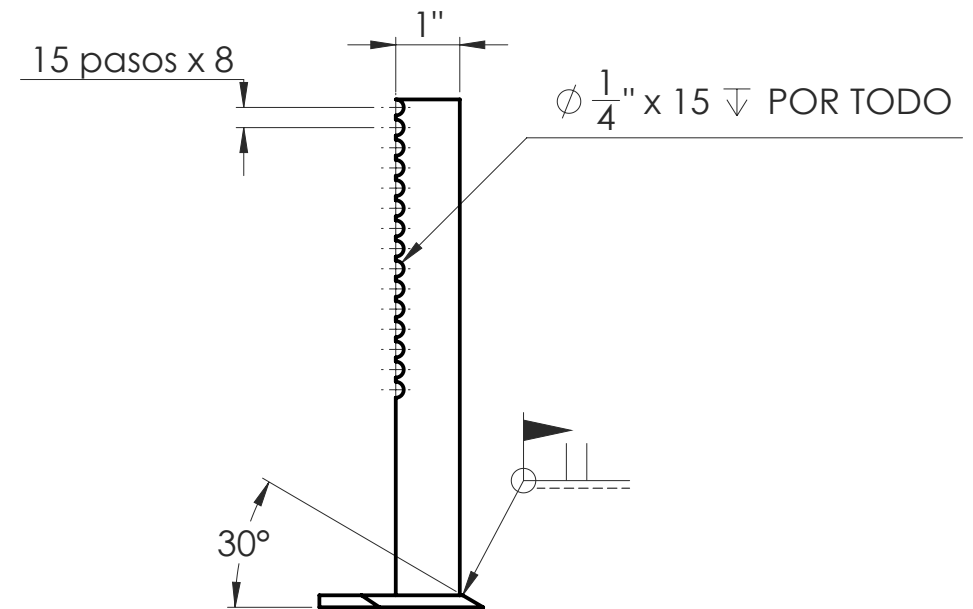
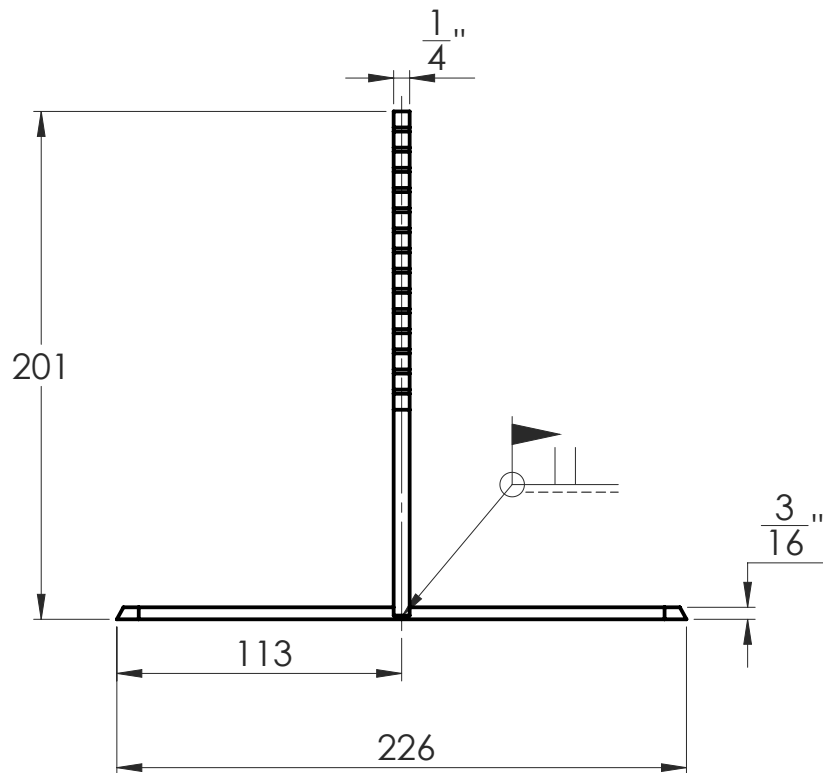


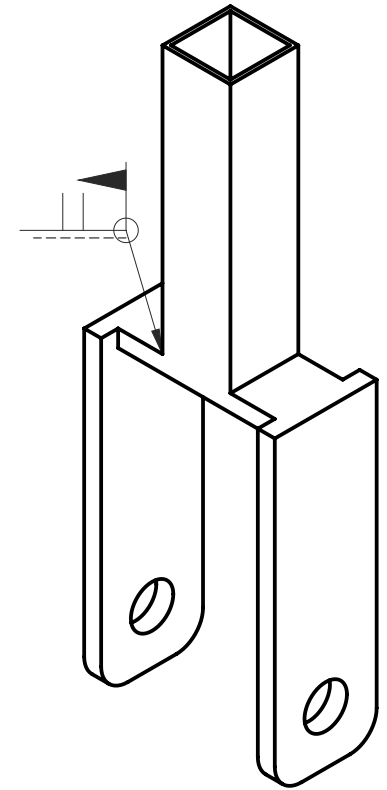
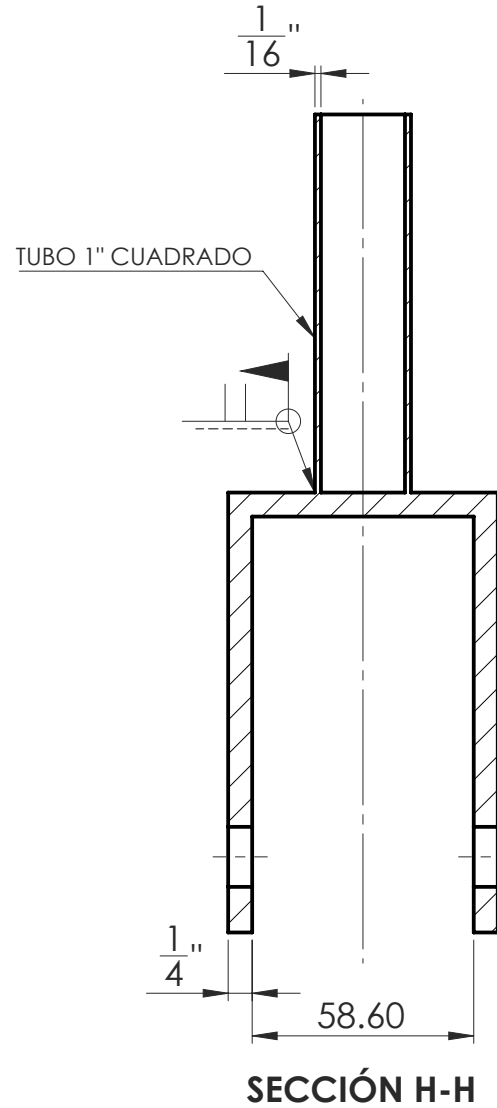
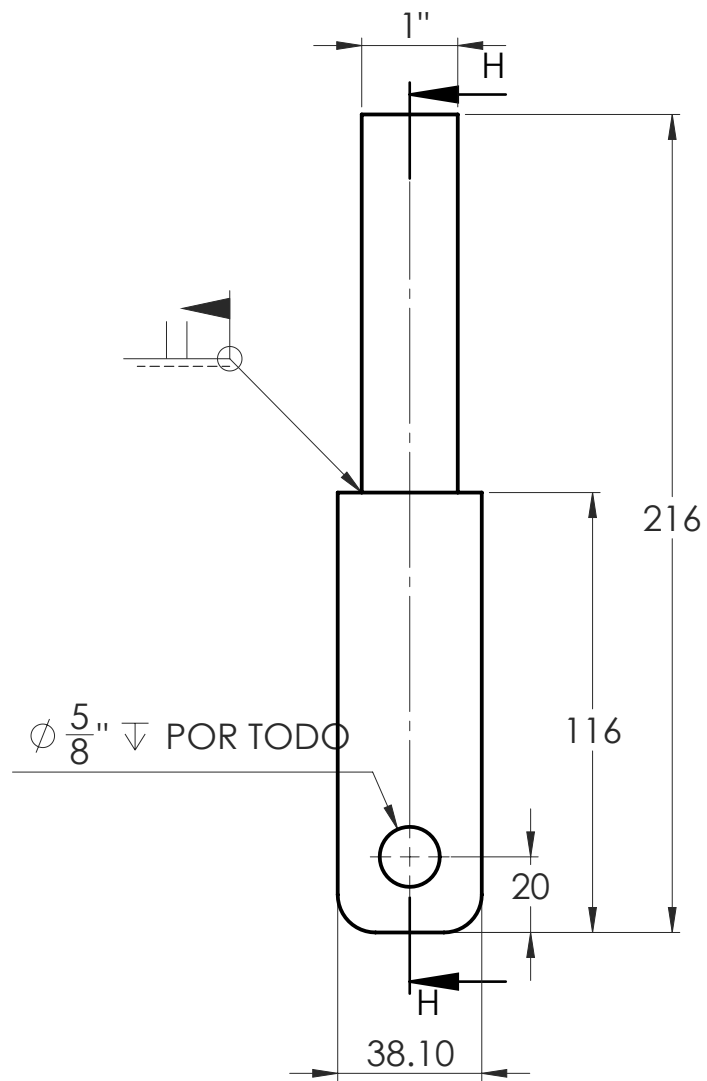
**NOTA:** Se usa lámina 1/8" Cold Rolled

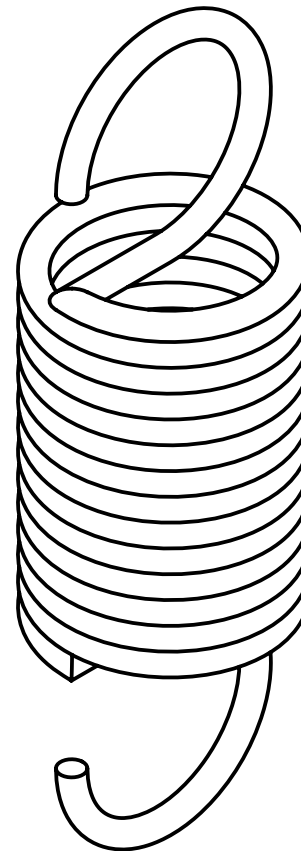
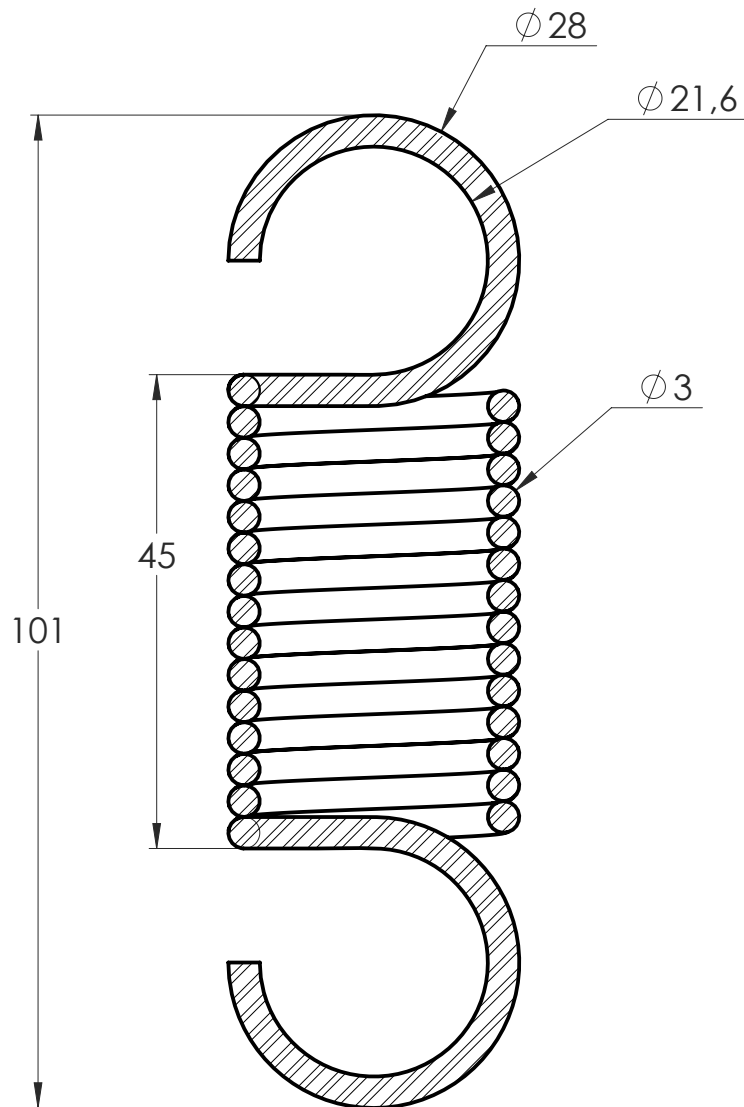




ESCALA 1 : 5







RESORTE DE TENSION		
Diámetro espira	d	3.2 mm
Diámetro resorte	D	28 mm
Espiras útiles	Na	14
Constante resorte	k	7.3 N/mm
Largo total	Lt	101 mm

**NOTA:** Se presenta la vista de sección del resorte para mayor claridad.

