

Sistema que cambia de lado el tubo de descarga de tolva autodescargable

Francisco Manuel Fueyo

Lorenzo Pistelli

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

2024

(Página en blanco)

Sistema que cambia de lado el tubo de descarga de tolva autodescargable

Francisco Manuel Fueyo

Lorenzo Pistelli

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como
requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director:

Ing. Pedro Sismondi

Equipo Docente:

Ing. Juan Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

2024

Dedicado a mi mamá, papá, hermanos y abuela.

También a mis amigos que me han acompañado.

Gracias por apoyarme siempre.

Francisco

Dedicado a mi mamá, mi papá, mi abuela

mis hermanos, mis amigos,

a Walter, y a Lourdes.

Lorenzo

Agradecimientos

Agradecemos a todos los profesores de la cátedra de proyecto. Especialmente al Ing. Juan Sismondi, por su paciencia, su guía y su dedicación.

Al Ing. Fernando Fueyo por habernos ayudado en la selección de la problemática y la repuesta a cada pregunta que nos surgió.

Al Ing. Santiago Di Nardo, docente de Dibujo Mecánico, por guiarnos en la confección de los planos.

Resumen

Se presenta un sistema para permitir elegir el lado del que se desea descargar una tolva autodescargable. Este se adaptó a una tolva Ombu CRV35, aunque es adaptable conceptualmente a la gran mayoría de las tolvas del mercado.

Actualmente, no existen tolvas autodescargables que permitan elegir el lado de la descarga. Todas tienen el tubo fijo de un lado, generalmente el lado izquierdo (vista de frente); esto limita mucho las operaciones de descarga y las hace peligrosas e ineficientes. Peligrosas porque debido al tamaño actual de las tolvas cualquier maniobra en reversa representa riesgos y mucho más cuando se tiene un operador sin experiencia. Ineficientes debido a que se pierde mucho tiempo en las maniobras, también en el caso de embolsar generan un gran desperdicio en la superficie, mucho más en los casos que se realizan mucha cantidad de bolsas una al lado de la otra. También nuestro sistema permite disminuir la compactación de los campos ya que la tolva no tiene que girar cargada sobre los mismos.

Palabras clave: tolva, silobolsa, descarga, autodescargable.

Abstract

A system is presented to allow the selection of the side from which a grain cart is to be unloaded. This system was adapted to an Ombu CRV35 grain cart, although it is conceptually adaptable to most of the available in the market.

Currently, there are no self-unloading grain carts with a choice of discharge side. They all have the tube fixed on one side, generally the left side (front view); this greatly limits the unloading operations and makes them dangerous and inefficient. Dangerous because, due to the current size of the grain carts, any reverse maneuver represents risks, especially when the operator is inexperienced. Inefficient because a lot of time is wasted in the maneuvers, also in the case of bagging they generate a great waste in the surface, much more in the cases that a lot of bags are made one next to the other. Our system also reduces the compaction of the fields since the hopper does not have to rotate loaded on the fields.

Keywords: grain cart, silo-bag, unloading, self-discharging

Índice

Agradecimientos ..... **III**
Resumen ..... **IV**
Abstract ..... **V**
Índice ..... **VI**
Índice Figuras ..... **XI**
Introducción **1**
Capítulo 1: Tolva. Descripción, Partes, Usos y Funcionamiento **5**
1.1. Descripción de la Tolva 5
1.2. Sistemas que la Componen 6
Capítulo 2: Identificación del Problema, Población Afectada y Estadísticas, Análisis Causa – Efecto, Variables , Condiciones Límites y Objetivos. **9**
2.1. Identificación del Problema 9
2.1.1. Descarga en Silo Bolsas 10
2.1.2. Descarga en Camiones 11
2.1.3. Conclusión identificación del problema 12
2.2. Población Afectada y Estadísticas 13
2.2.1. Personas afectadas 13
2.2.2. Estadísticas de venta de tolvas autodescargables 14
2.2.3. Compactación 15
2.2.4. Conclusiones del estudio poblacional e información 16
2.3. Análisis causa – efecto 17
2.3.1. Causas propuestas 17
2.3.2. Diagrama de Ishikawa 18
2.3.3. Análisis cualitativo de las causas y posibles soluciones 19
2.3.4. Análisis de las causas y soluciones seleccionadas 22
2.3.5. Causa Raíz 23
2.4. Variables 24
2.5. Condiciones Límites 25
2.6. Objetivos 26
Capítulo 3: Investigación del Estado del Arte, Espectro de Conceptos de Solución - ECS, Propuestas de Solución, ECS enriquecido, Propuesta elegida y Propósitos **27**
3.1. Espectro de soluciones actuales 27
3.1.1. Tolvas autodescargables 27

3.1.2. Acoplados con descarga para semillas, fertilizantes y alimento balanceado. 36
3.1.3. Cosechadoras 38
3.2. Espectro de Conceptos de Solución – ECS 39
3.3. Propuestas de Solución 41
3.3.1. Propuesta 1: Noria y Cinta 41
3.3.2. Propuesta 2: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por cilindro hidráulico 44
3.3.3. Propuesta 3: Cinta transportadora con cambio de lado 46
3.3.4. Propuesta 4: Sin fin con descarga 360° 48
3.3.5. Propuesta 5: Doble descarga sin fin retráctil hacía los costados 50
3.3.6. Propuesta 6: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por engranaje 52
3.3.7. Propuesta 7: Doble descarga central 54
3.3.8. Propuesta 8: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por cilindro hidráulico (TDF) 55
3.3.9. Propuesta 9: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por engranaje (TDF) 56
3.4. ECS enriquecido? 57
3.5. Propuesta elegida 58
3.6. Propósitos 62
Capítulo 4: Desarrollo de la idea seleccionada. Conceptual y Básico. 63
4.1. Movimientos Básicos 63
4.2. Tolva base 64
4.3. Partes principales 65
4.3.1. Sin fin barredor 65
4.3.2. Sin fin descarga 66
4.3.3. Caja T y reducción 66
4.3.4. Sistema de brida 66
4.3.5. Codo 66
4.3.6. Sistema cambio de lado 67
4.3.7. Otras partes 67
Capítulo 5: Desarrollo de detalle. 69
5.1. Descripción general del funcionamiento 70
5.2. Sin fin barredor 72
5.3. Sin fin descarga 73
5.4. Placa adaptadora al chasis 74
5.5. Postizo - guía 77

5.6. Conjunto brida....78
5.6.1. Patín lado tolva....79
5.6.2. Separador brida....81
5.6.3. Patín lado codo....82
5.7. Caja T....84
5.7.1. Ejes....85
5.7.2. Engranajes....86
5.7.3. Rodamientos....86
5.7.4. Retenes....87
5.7.5. Tapas....87
5.7.6. Carcasa....88
5.8. Conexión caja T y sin fines (cubo)....89
5.9. Codo....90
5.10. Reducción exterior....92
5.10.1. Cadena, corona y piñón....93
5.10.2. Eje piñón....94
5.10.3. Soporte reducción....95
5.10.4. Tensor de cadena....96
5.10.5. Protección sistema de reducción....97
5.11. Sistema cambio de lado....98
5.11.1. Optimización del punto de aplicación de la fuerza....99
5.11.2. Cilindro hidráulico....99
5.11.3. Soporte lado tolva....100
5.11.4. Soporte lado tubo....104
5.12. Adaptador fondo tolva....105
Conclusiones y Recomendaciones....107
Bibliografía....109
Anexo A: Selección de tolva autodescargable....113
A.1. Consideraciones de selección....113
A.2. Marca y modelo....113
Anexo B: Desarrollo en detalle....115
B.1. Sin fines....115
B.1.1. Sin fin barredor....115
B.1.2. Sin fin descarga....117
B.1.3. Potencia y torque totales del sistema....118

B.2. Cálculo de fuerzas 119
B.2.1. Soporte lado tolva 122
B.2.2. Soporte lado tubo 126
B.3. Placa adaptadora al chasis y postizo brida 130
B.4. Brida completa 135
B.5. Codo 139
B.5.1. Simulaciones 139
B.6. Reducción exterior 143
B.6.1. Selección cadena, corona y piñón 143
B.6.2. Diseño eje, selección rodamiento y chaveta 145
B.6.3. Soporte piñón 148
B.6.4. Tensor de cadena 152
Anexo C: Desarrollo en detalle caja T 153
C.1. Engranajes cónicos caja T 154
C.1.1. Propiedades geométricas engranes cónicos rectos 155
C.1.2. Fuerzas sobre los engranes cónicos rectos 157
C.1.3. Flexión de engrane cónico recto 158
C.1.4. Desgaste engrane cónico recto 161
C.1.5. Diseño final 164
C.2. Árbol barredor, rodamientos y chavetas caja T 165
C.2.1. Cálculos estáticos árbol barredor 165
C.2.2. Fatiga árbol barredor 173
C.2.3. Selección estriado 176
C.2.4. Selección rodamientos 176
C.2.5. Selección diámetros finales 179
C.2.6. Selección chaveta árbol barredor 179
C.2.7. Diseño final 181
C.2.8. Simulaciones 181
C.3. Árbol descarga, rodamientos y chavetas caja T 186
C.3.1. Cálculos estáticos árbol descarga 186
C.3.2. Fatiga árbol descarga 196
C.3.3. Selección estriado 198
C.3.4. Selección rodamientos 199
C.3.5. Selección diámetros finales 201
C.3.6. Selección chaveta árbol descarga 202

C.3.7. Diseño final 202
C.3.8. Simulaciones 203
C.4. Carcasa: tapas y caja central.....207
C.4.1. Simulaciones carcaza 207
C.5. Retenes 214
C.5.1. Retenes tapas salidas 214
C.5.2. Retén tapa entrada 214
Anexo D: Planos 215

Índice Figuras

Figura 1.1: Producción Argentina campañas desde 18/19 a 22/23. [1] 1
Figura 1.1: Tolva autodescargable. 5
Figura 1.2: Tolva y chasis. [2] 6
Figura 1.3: Sistema de guillotina hidráulica. [2] 6
Figura 1.4: Sistema avantrén. [2] 7
Figura 1.5: Punta de eje pivotante. [2] 7
Figura 1.6: Sistema de transporte completo. [2] 8
Figura 1.7: Sin fin inclinado plegado (posición para transporte de la tolva). [2] 8
Figura 1.8: Sistema de transmisión de potencia. 8
Figura 2.1: Descarga cosechadora en tolva autodescargable. [3] 9
Figura 2.2: Esquema sobre descarga de tolva en silo bolsa. [4] 10
Figura 2.3: Espacios entre silo bolsas. 11
Figura 2.4: Tolvas autodescargables, evolución de la producción nacional. [6] 14
Figura 2.5: Diagrama Ishikawa / Causa – Efecto. 19
Figura 3.1: Dimensiones generales. [11] 28
Figura 3.2: Tolva con orugas y sistema de descarga plegado. [11] 28
Figura 3.3: Esquema sistema de seguridad. [11] 29
Figura 3.4: Vista del tubo inclinado. [12] 30
Figura 3.5: Boquilla móvil. [12] 30
Figura 3.6: Tolva de mayor capacidad. [12] 31
Figura 3.7: Tubo de descarga ubicado del lado derecho [12] 31
Figura 3.8: Vista de los sinfines de descarga [2] 32
Figura 3.9: Tolva de 4 ejes, la de mayor capacidad del mercado [2] 32
Figura 3.10: Boquilla de descarga giratoria [2] 32
Figura 3.11: Tolva con el tubo en posición de descarga [13] 33
Figura 3.12: Tolva con tubo en posición de transporte (plegado) [13] 33
Figura 3.13: Sistema de variación de la inclinación del tubo [14] 34

Figura 3.14: Tolva en posición descarga [14] 34
Figura 3.15: Tolva con el tubo en posición de descarga y de transporte [14].....34
Figura 3.16: Sistema de descarga con noria [15] 35
Figura 3.17: Sistema de descarga lateral.....36
Figura 3.18: Tolva con chimango hidráulico plegable manual [12] 36
Figura 3.19: Tolva con chimango de pliegue hidráulico [12] 37
Figura 3.20: Descarga mediante cinta transportadora.....37
Figura 3.21: Sistema de descarga orientable 360 grados [16] 38
Figura 3.22: Tolva con chimango de pliegue manual [11].....38
Figura 3.23: Cosechadora descargando [17].....39
Figura 3.24:Cosechadora con el tubo plegado [17] 39
Figura 3.25: Espectro conceptos de solución - ECS. 40
Figura 3.26: Vista frontal movimiento plegado – Propuesta 1. 42
Figura 3.27: Vista superior – Propuesta 1. 42
Figura 3.28: Vista trimétrica – Propuesta 1.....43
Figura 3.29: Detalles – Propuesta 1. 43
Figura 3.30: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 2.....45
Figura 3.31: Vista lateral y superior – Propuesta 2. 45
Figura 3.32: Vistas isométricas – Propuesta 2. 45
Figura 3.33: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 3.....46
Figura 3.34: Vista superior y trimétrica – Propuesta 3.....47
Figura 3.35: Vista trimétrica con zoom – Propuesta 3. 47
Figura 3.36: Vista frontal – Propuesta 4.....48
Figura 3.37: Vista lateral y superior – Propuesta 4. 49
Figura 3.38: Vista trimétrica trasera y delantera – Propuesta 4. 49
Figura 3.39: Detalle movimiento tubo – Propuesta 4. 49
Figura 3.40: Vista dimétrica – Propuesta 5. 50
Figura 3.41: Vista frontal levemente superior – Propuesta 5. 51
Figura 3.42: Vistas trimétricas tubos desplegados – Propuesta 5. 51

Figura 3.43: Vistas trimétricas tubos plegados – Propuesta 5. 51
Figura 3.44: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 6. 52
Figura 3.45: Vista lateral y superior – Propuesta 6. 52
Figura 3.46: Sistema engranajes – Propuesta 6. 53
Figura 3.47: Barra de mando con caja escuadra – Se utiliza en la mayoría de las propuestas 53
Figura 3.48: Vista dimétrica – Propuesta 6. 53
Figura 3.49: Propuesta 7 basada en la marca Perard. 54
Figura 3.50: Vista caja T - Propuesta 8. 55
Figura 3.51: Vista codo - Propuesta 8. 56
Figura 3.52: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 8. 56
Figura 3.53: Espectro conceptos de solución enriquecido - ECS enriquecido. 57
Figura 4.1: Esquema movimiento cambio de lado tubo de descarga. 64
Figura 4.2: Dimensiones generales tolva Ombu CRV-35. 64
Figura 4.3: Características tolva Ombu CRV-35. 65
Figura 5.1: Tolva en posición de transporte. 70
Figura 5.2: Posición para descarga lado derecho. 71
Figura 5.3: Posición de descarga lado izquierdo. 71
Figura 5.4: Ubicación del sin fin barredor en el conjunto. 72
Figura 5.5: Sin fin barredor. 73
Figura 5.6: Sin fin descarga. 73
Figura 5.7: Ubicación del sin fin de descarga en el conjunto. 74
Figura 5.8: Chasis relevado de la tolva Ombú CRV 35. 74
Figura 5.9: Posición de la placa adaptadora en el conjunto. 75
Figura 5.10: Posición de la placa adaptadora en el conjunto. 76
Figura 5.11: Placa adaptadora. 76
Figura 5.12: Ubicación postizo brida en el conjunto. 77
Figura 5.13: Postizo brida. Postizo – tubo unión – anillo. 78
Figura 5.14: Placas sujeción brida. 78
Figura 5.15: Conjunto brida patines (falta postizo). 79

Figura 5.16: Ubicación patines lado tolva. 79
Figura 5.17: Patín lado tolva. 80
Figura 5.18: Alemite engrase brida. 80
Figura 5.19: Ubicación del separador de la brida en el conjunto. 81
Figura 5.20: Separador brida. 82
Figura 5.21: Ubicación patín lado codo en el conjunto. 82
Figura 5.22: Patín lado codo. 83
Figura 5.23: Conjunto brida completo. 83
Figura 5.24: Ubicación caja T dentro del conjunto. 84
Figura 5.25: Ejes caja T. 85
Figura 5.26: Ejes caja T. 85
Figura 5.27: Engranajes cónicos caja T. 86
Figura 5.28: Rodamientos caja T. 86
Figura 5.29: Retenes caja T. 87
Figura 5.30: Tapas caja T. 88
Figura 5.31: Tornillos tapa caja T. 88
Figura 5.32: Carcasa caja T. 89
Figura 5.33: Cubos conexión sin fin con caja T. 89
Figura 5.34: Ubicación del codo en el conjunto. 90
Figura 5.35: Codo. 91
Figura 5.36: Vista de sección del codo. 91
Figura 5.37: Rodamiento exterior. 92
Figura 5.38: Conjunto reducción. 92
Figura 5.39: Piñón 26 dientes (PHS 24B-3B26) 93
Figura 5.40:Piñón 17 dientes (PHS 24B-3B17) 93
Figura 5.41: Tramo cadena (PHC 24B-3X) 94
Figura 5.42: eje piñón con estriado para TDF. 94
Figura 5.43: Ubicación del eje en el sistema de reducción. 95
Figura 5.44: Ubicación del soporte en el conjunto. 95

Figura 5.45: Soporte reducción. 96
Figura 5.46: Conjunto tensor cadena. 96
Figura 5.47: Tensor montado sobre rodamientos. 97
Figura 5.48: Identificación del protector en el conjunto. 97
Figura 5.49: Protector reducción. 98
Figura 5.50: Componentes sistema cambio de lado 98
Figura 5.51: Cilindro hidráulico cambio de lado 99
Figura 5.52: Identificación del soporte en el conjunto 101
Figura 5.53: Soporte lado tolva 101
Figura 5.54: Dirección a doblando a tope y la rueda no choca con el soporte 102
Figura 5.55: Posición cilindro hidráulico, sin colisiones posibles. 103
Figura 5.56:Perno cilindro con aros seeger. 103
Figura 5.57: Ubicación soporte lado tubo en el conjunto. 104
Figura 5.58: Soporte lado tubo. 104
Figura 5.59: El cilindro no colisiona con otro elementos en su carrera 105
Figura 5.60: Ubicación fondo tolva en el conjunto 106
Figura 5.61: Adaptador fondo tolva 106
Figura A.1: Tolva OMBU CRV-35 114
Figura A.2: Tolva OMBU CRV-35 114
Figura B.1: Especificaciones sin fin barredor. 116
Figura B.2: Especificaciones sin fin descarga para tramo inferior. 117
Figura B.3: Tubo con cereal dentro para calculo centro de masa. 119
Figura B.4: Centro de masa del sistema de descarga con los granos. 120
Figura B.5: Sujeciones de la pieza. 122
Figura B.6: Carga aplicada. 123
Figura B.7: Malla utilizada. 123
Figura B.8: Tensiones de Von Mises. 124
Figura B.9: Iso-superficie seteada a un 50% del límite elástico del material. 124
Figura B.10: Lugares donde se da la concentración de tensiones, se puede ver que el punto que supera el límite elástico se puede considerar despreciable. 125

Figura B.11: Desplazamientos. 125
Figura B.12: Sujeciones de la pieza. 126
Figura B.13: Fuerza aplicada. 127
Figura B.14: Mallado. 127
Figura B.15: Tensiones Von Mises tubo. 128
Figura B.16: Iso-superficie. 128
Figura B.17: Desplazamientos. 129
Figura B.18: Sujeción de la placa adaptadora al chasis. 130
Figura B.19: Carga remota. 131
Figura B.20: Mallado utilizada. 131
Figura B.21: Tensiones de Von Mises (parte trasera). 132
Figura B.22: Tensiones de Von Mises (parte delantera). 132
Figura B.23: Iso-superficie a 82.5 MPa. 133
Figura B.24: Desplazamientos 133
Figura B.25: Comprobación de los bulones. 134
Figura B.26: Sujeción del conjunto. 135
Figura B.27: Carga aplicada. 136
Figura B.28: Malla utilizada. 136
Figura B.29: Tensiones de Von Mises 137
Figura B.30: Iso- superficie a *41.25 MPa* 137
Figura B.31: Desplazamientos 138
Figura B.32: Comprobación pasadores 138
Figura B.33: Sujeción y carga codo. 139
Figura B.34: Mallado codo 140
Figura B.35: Tensiones de Von Mises codo. 140
Figura B.36: Tensiones de Von Mises Codo. 141
Figura B.37: Iso-Superficie a 12,6 $N/mm2$. 141
Figura B.38: Desplazamientos codo. 142
Figura B.39: Datos insertados. 143

Figura B.40: Resultados obtenidos. 144
Figura B.41: Rodamiento exterior codo. 144
Figura B.42: Rodamiento reducción. 147
Figura B.43: Diseño final eje reducción. 148
Figura B.44: Carga y sujeciones del conjunto. 149
Figura B.45: Mallado utilizado. 149
Figura B.46: Tensión de Von Mises 1. 150
Figura B.47: Tensión de Von Mises 2. 150
Figura B.48: Iso-superficie a 41.25 MPa. 151
Figura B.49: Diseño final eje reducción. 151
Figura B.50: Despiece tenor cadena. 152
Figura C.1: Imágenes 3D caja T. 153
Figura C.2: Corte caja T. 153
Figura C.3: Vista explosionada caja T. 154
Figura C.4: Dimensiones principales de un par de engranes cónicos con dientes rectos [24]. 155
Figura C.5: Fuerzas sobre los engranes cónicos [24]. 157
Figura C.6: Ecuaciones para la comprobación a la flexión de engrane cónico recto [25]. 159
Figura C.7: Ecuaciones para la comprobación a la flexión de engrane cónico recto [25]. 162
Figura C.8: Engranaje cónico recto caja T, figura 3D. 164
Figura C.9: Engranaje cónico recto caja T, extracto plano 2D. 164
Figura C.10: Árbol barredor / eje horizontal. 165
Figura C.11: Posiciones de los puntos en árbol barredor/eje horizontal. 166
Figura C.12: Diagrama de cuerpo libre de árbol barredor y reacciones de los vínculos. .. 167
Figura C.13: DCL Sección 1 de plano vertical $(y - z)$ 168
Figura C.14: DCL Sección 1 de plano horizontal $(x - y)$ 169
Figura C.15: DCL Sección 2 de plano vertical $(y - z)$ 169
Figura C.16: DCL Sección 2 de plano horizontal $(x - y)$ 169
Figura C.17: DCL Sección 3 de plano vertical $(y - z)$ 170
Figura C.18: DCL Sección 3 de plano horizontal $(x - y)$ 170

Figura C.19: DCL Sección 4 de plano vertical $(y - z)$ 171
Figura C.20: DCL Sección 4 de plano horizontal $(x - y)$.....171
Figura C.21: DCL Punto 5 de plano vertical $(y - z)$ 172
Figura C.22: DCL Punto 5 de plano horizontal $(x - y)$.....172
Figura C.23: Posiciones diámetros.....174
Figura C.24: Rodamiento D, SKF 6307-2RS1. 177
Figura C.25: Rodamiento B, SKF BS2-2310-2RS. 178
Figura C.26: Dimensiones chaveta engranaje.....180
Figura C.27: Dimensiones chaveta corona. 181
Figura C.28: Dimensiones finales eje horizontal. 181
Figura C.29: Configuraciones simulación árbol barredor. 181
Figura C.30: Sujeciones árbol barredor.....182
Figura C.31: Esfuerzos externos árbol barredor.....182
Figura C.32: Mallado árbol barredor.....182
Figura C.33: Tensiones de Von Mises árbol barredor. 183
Figura C.34: Iso-Superficie a 185 $N/mm2$. 183
Figura C.35: Desplazamientos árbol barredor.....184
Figura C.36: Factor de seguridad árbol barredor. 184
Figura C.37: Simulación fatiga árbol barredor.....185
Figura C.38: Iso-superficie fatiga árbol barredor. 185
Figura C.39: Árbol descarga / eje vertical. 186
Figura C.40: Posiciones de los puntos en eje vertical. 187
Figura C.41: Diagrama de cuerpo libre de árbol descarga y reacciones de los vínculos...188
Figura C.42: DCL Sección 1 de plano vertical $(y - z)$ 189
Figura C.43: DCL Sección 1 de perpendicular $(x - y)$.....190
Figura C.44: DCL Sección 2 de plano vertical $(y - z)$ 190
Figura C.45: DCL Sección 2 de plano perpendicular $(x - y)$.....191
Figura C.46: DCL Sección 3 de plano vertical $(y - z)$ 192
Figura C.47: DCL Sección 3 de plano perpendicular $(x - y)$.....193

Figura C.48: DCL Punto 4 de plano vertical ($y - z$) 194
Figura C.49: DCL Punto 4 de plano horizontal ($x - y$) 194
Figura C.50: Posiciones diámetros. 196
Figura C.51: Rodamiento G, SKF BS2-2311-2RS. 200
Figura C.52: Rodamiento H, SKF 3309 A-2RS1. 201
Figura C.53: Dimensiones finales eje horizontal. 202
Figura C.54: Configuraciones simulación árbol descarga. 203
Figura C.55: Sujeciones y cargas árbol descarga. 203
Figura C.56: Mallado árbol descarga. 203
Figura C.57: Tensiones Von Mises árbol descarga. 204
Figura C.58: Iso-Superficie a 235 N/mm^2. 204
Figura C.59: Desplazamientos árbol descarga 205
Figura C.60: Factor de seguridad árbol descarga. 205
Figura C.61: Simulación fatiga árbol descarga. 206
Figura C.62: Iso-superficie fatiga. 206
Figura C.63: Configuraciones simulación carcasa caja T. 207
Figura C.64: Conectores carcasa caja T.. 208
Figura C.65: Sujeciones carcasa caja T. 208
Figura C.66: Cargas externas carcasa caja T. 209
Figura C.67: Cargas externas carcasa caja T. 209
Figura C.68: Iso-superficie fatiga. 210
Figura C.69: Tensiones de Von Mises carcasa caja T. 210
Figura C.70: Tensiones de Von Mises carcasa caja T. 211
Figura C.71: Iso-superficie a 40 $N/mm2$ 211
Figura C.72: Sección resultados de tensiones carcasa caja T. 212
Figura C.73: Desplazamientos carcasa caja T. 212
Figura C.74: Comprobación de tornillos caja T. 213
Figura C.75: Retén SKF. 214
Figura C.76: Datos retén SKF tapas salida. 214

Figura C.77: Datos retén SKF tapa entrada. 214

Introducción

El trabajo en el campo y la cosecha son dos pilares fundamentales de la agricultura debido a que su actividad es esencial para la producción de alimentos ya sea para personas o animales. Esta tarea consiste en la recolección de productos vegetales que pueden ser frutos, semillas u hortalizas en la etapa del año en que se encuentran maduros.

Para realizar este tipo de tareas se hace uso de diferentes maquinarias para que la labor sea más productiva y fácil de realizar. En argentina la producción agrícola de los últimos años se divide en:

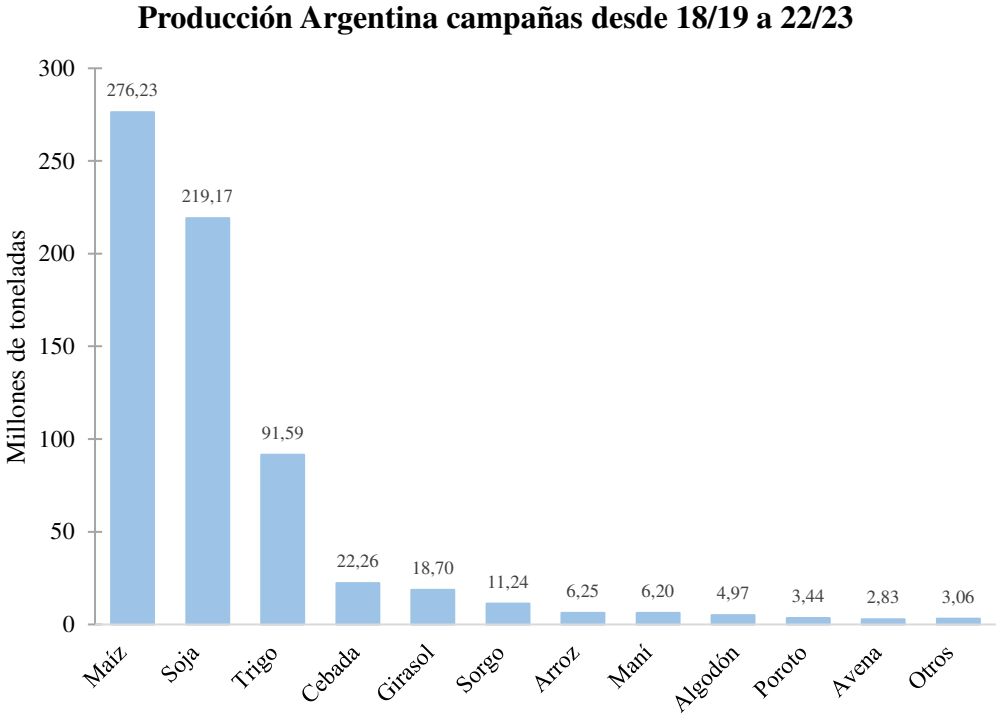


Figura 1.1: Producción Argentina campañas desde 18/19 a 22/23. [1]

Como se observa en el gráfico de la Figura 1.1 gran parte de la producción de argentina de las campañas de los años 18/19, 19/20, 20/21, 21/22 y 22/23 es destinada a granos.

En la cosecha de este tipo de cultivos se utilizan generalmente las siguientes máquinas o implementos:

- Cosechadora.

- Cabezales recolectores.
- Tractor.
- Tolva autodescargable.
- Embolsadora de granos.
- Camiones.
- Acoplados (Tolva, tanque combustible, carro taller, etc.).
- Casillas.

El proceso comienza con la preparación y ubicación de las diferentes máquinas en el terreno a ser laboreado. Una vez realizado esto, la cosechadora se encarga de recolectar las plantas del suelo para su posterior separación del grano y almacenamiento temporal dentro de la máquina. A la par de la cosechadora se maneja un tractor que va transportando la tolva autodescargable para poder recibir los granos de la cosechadora a través de su tubo de descarga, de forma tal de poder hacer de la cosecha un proceso continuo sin que se tenga que detener la máquina para vaciar el almacenamiento temporal.

Una vez lleno el autodescargable el mismo se dirige a una zona de almacenamiento de los granos de forma tal de depositar los granos cosechados en dicho punto. La descarga se realiza mediante un tubo que cuenta con un sinfín en su interior para el transporte de los granos. Esta zona de almacenamiento puede ser directamente en silo-bolsa que con ayuda de la embolsadora son ubicados dentro, o también se pueden almacenar en camiones con sus acoplados para un posterior almacenamiento en un lugar más alejado. Este trabajo de descargar la cosechadora y almacenar los granos se realiza reiterativamente dependiendo de las extensiones del campo que se estén trabajando y del rendimiento del cultivo.

El análisis de este informe está planteado sobre la tolva autodescargable, la cual es un dispositivo que sirve para recoger los granos provenientes de la cosechadora para su transporte a los lugares de almacenamiento como se menciona anteriormente. Al encontrarse abiertas en la parte superior la carga se realiza desde ese lugar. Por otro lado, la descarga puede realizarse a través del fondo de la tolva donde posee compuertas que se abren de forma manual o hidráulica dejando caer los o utilizando la descarga tradicional mediante el tubo.

La segunda forma de descarga, por el tubo con sin fin, trae aparejado algunos problemas debido a las limitaciones en el posicionamiento de la tolva para poder realizar descarga.

En rasgos generales los problemas principales originados por esta restricción son:

- No poder descargar por ambos lados de la silobolsa dos tolvas en simultaneo.
- Dependiendo de la ubicación de las silobolsas en el terreno y sentido de llenado, obliga a dejar un pasillo entre cada una para que el tractor con la tolva pueda llenarlas.

- Compactación del terreno innecesaria debido a las maniobras a realizar sobre este para posicionarse del lado de descarga correcto. Esto también resulta en gasto de combustible.
- Obliga a ingresar al camino siempre por el mismo lado para poder descargar en el camión si este se encuentra situado allí. Generalmente esto implica tener que realizar gran cantidad de maniobras para un correcto posicionamiento.

Todas estas problemáticas conllevan a una disminución de la productividad de la actividad y gran desaprovechamiento del espacio utilizado para el almacenamiento. Teniendo esto en cuenta, en este trabajo se realiza el estudio de esta problemática para identificar la causa del problema. La causa principal identificada es que el tubo sin fin de descarga se encuentra fijo hacia un lado en todas las tolvas del mercado; la solución es el desarrollo de un sistema que permita la descarga hacía ambos lados de la tolva evitando así los problemas planteados ya que dejaría la posibilidad de seleccionar el lado más adecuado para cada situación que se presente.

Capítulo 1: Tolva. Descripción, Partes, Usos y Funcionamiento

1.1. Descripción de la Tolva

La tolva autodescargable se utiliza para muchas tareas en el campo, donde se tiene como punto en común que se manipulan y transportan cargas a granel. En general uno asocia la utilización de las tolvas autodescargables en las tareas de cosecha, donde esta se encarga de recibir los granos recolectados por la cosechadora para luego pesarlos y transportarlos hasta su punto de almacenaje como silo bolsas o transporte en camiones, otros acoplados, etc.

Para poder descargar la tolva autodescargable se debe llegar a su punto óptimo, que se conoce ya sea porque se llenó completamente, se tiene la cantidad suficiente para completar la carga total del camión o lugar donde se descarga, o cuando se está por llegar a un punto de capacidad de la tolva que impide la descarga total de la cosechadora quedando granos en el tubo de descarga de esta última pudiendo producir daños ante el esfuerzo que genera mantener ese peso durante largos periodos de tiempo. Cuando se llega a este punto de carga óptimo, el tractor con la tolva se traslada hacia el lugar de descarga antes mencionados.



Figura 1.1: Tolva autodescargable.

1.2. Sistemas que la Componen

Las tolvas autodescargables tienen distintas partes donde cada una es la encargada de realizar una o varias funciones, para esto se describen los sistemas de forma general que son comunes a la mayor parte de las tolvas del mercado.

Chasis. Es el soporte estructural de la tolva autodescargables y sobre el cual se montan el resto de los componentes para lograr la funcionalidad deseada del conjunto. En general se sueldan tubos rectangulares de gran tamaño y espesor acorde a la capacidad y tamaño de la tolva.

Tolva. Es el lugar físico donde se colocan los granos, tiene este nombre debido a su forma que permite el vaciado de la misma por la acción de la gravedad. Generalmente se fabrica de chapa plegada abulonada y/o soldada entre ellas y al chasis.



Figura 1.2: Tolva y chasis. [2]

Guillotina. Este elemento cubre el sin fin barredor inferior, para que se pueda detener la descarga sin necesidad de vaciar la tolva. Permite cerrar el tubo de descarga sin derrame de granos y no forzar los sistemas de transmisión de la tolva a la hora de volver a encender la toma de fuerza del tractor.

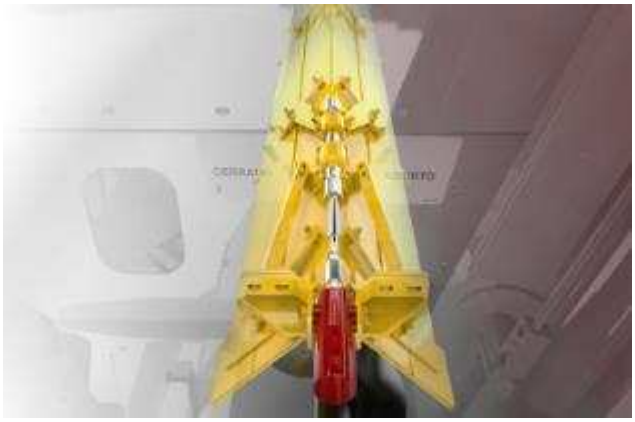


Figura 1.3: Sistema de guillotina hidráulica. [2]

Sistema de dirección. Son los encargados de permitir que el tractor pueda guiar a la tolva por el camino deseado brindando una alta maniobrabilidad. En el mercado existen dos sistemas de dirección que son los más utilizados. Uno es el llamado avantrén donde hay un plato con una especie de rodamiento axial y gira ambas ruedas en conjunto con la lanza, esto se aprecia en la Figura 1.4. El otro sistema es el de eje delantero pivotante y punta de eje direccionales (Figura 1.5).



Figura 1.4: Sistema avantrén. [2]



Figura 1.5: Punta de eje pivotante. [2]

Sistema de transporte de granos. Las tolvas generalmente poseen un conjunto de dos sin fines, barredor y descarga. El sin fin inclinado es el de descarga, tiene la característica de estar partido en dos tramos para poder plegarse en la posición de transporte. Además, este es

alimentado por el sinfín barredor que es el encargado de transportar todo el cereal de la tolva hasta la parte delantera de esta. Este último suele ser de menor diámetro que el inclinado.



Figura 1.6: Sistema de transporte completo. [2]



Figura 1.7: Sin fin inclinado plegado (posición para transporte de la tolva). [2]

Sistema de transmisión de potencia. La tolva recibe de dos formas la potencia desde el tractor. Por un lado, la potencia hidráulica que llega a través de mangueras hasta los cilindros que posee la tolva para abrir y cerrar tanto el tubo de descarga como la guillotina (se comandan individualmente). Por otro lado, al tractor se le conecta una barra de mando en la toma de fuerza para poder entregarle la potencia al sin fin de descarga y al barredor. Generalmente al inclinado llega mediante una caja escuadra y al barredor por medio de un sistema de transmisión por cadena que se coloca antes de la entrada a la caja.



Figura 1.8: Sistema de transmisión de potencia.

Capítulo 2: Identificación del Problema, Población Afectada y Estadísticas, Análisis Causa – Efecto, Variables , Condiciones Límites y Objetivos.

2.1. Identificación del Problema

El problema ocurre durante la cosecha de granos. La cosechadora es la que se encarga de recolectar y separar los granos de otros restos vegetales, la misma tiene su propia tolva en la que va almacenando los granos de manera temporal. Cuando se llena la tolva, la cosechadora despliega el tubo de descarga para que se coloque a su lado el autodescargable de forma tal de poder recibir el contenido de la cosechadora.



Figura 2.1: Descarga cosechadora en tolva autodescargable. [3]

Una vez que se llega al punto deseado de llenado, el tractor con la tolva se traslada hacia el lugar de descarga. La misma puede darse en acoplados (tolvas), camiones, silo bolsas o planta de silos.

Al observar en profundidad el proceso de cosecha explicado anteriormente, se detecta un problema en particular, este es la *limitación en el posicionamiento de la tolva*

autodescargable al momento de la descarga. Este problema, que se manifiesta durante la descarga de la tolva, tiene efectos particulares dependientes del lugar donde se esté acopiando los granos. Se listan a continuación los momentos en los que el problema se ve reflejado y sus efectos.

2.1.1. Descarga en Silo Bolsas

El silo bolsa es un implemento agrícola para el acopio de granos (cereales y oleaginosas) que consiste en una amplia bolsa plástica donde se almacena la cosecha hasta que sea necesario transportarla para su comercialización.

Para llenar esta bolsa de forma cilíndrica se hace uso de una embolsadora que tiene la función de recibir los granos que descarga la tolva y en simultaneo los coloca dentro de la bolsa. Para lograr el acometido, la embolsadora realiza un movimiento de avance en función de la velocidad de llenado del silo bolsa. Cabe destacar que este movimiento de la máquina viene determinado por la fuerza de reacción que se produce el llenado. El tractor que se ve en la Figura 2.2 se utiliza solamente para guiar a la embolsadora y alimentar el sin fin de llenado mediante la toma de fuerza.



Figura 2.2: Esquema sobre descarga de tolva en silo bolsa. [4]

Uno de los problemas con este tipo de almacenamiento se da a la hora de que dos tolvas quieren descargar su contenido a la vez, ocasión que mayormente ocurre en cosechas de grandes magnitudes. Esta simultaneidad en el trabajo se ve imposibilitada debido a que el tubo de descarga se encuentra del mismo lado (generalmente izquierdo) por lo que el tractorista debe esperar a que su compañero termine con la tarea. Como el despacho se realiza en movimiento no es posible que una máquina se traslade de frente y la otra en reversa por los riesgos y dificultad que implica dicha maniobra. Este problema tiene como consecuencia esperas entre descargas que afectan directamente en la productividad de la cosecha.

El otro problema viene dado por la posición en que se deben colocar los silos bolsas. En general, tienen que ir ubicados en lugares estratégicos del lote debido a que se los coloca lo más cerca posible del camino de acceso ya que cuando tengamos otro cultivo no debemos pisarlo para poder retirar los granos. También en la ubicación se tiene en cuenta la pendiente del terreno para evitar que el agua ingrese por la boca del saco en caso lluvia. Por ello la bolsa se arma en sentido decreciente de la pendiente dejando el final en la zona de menor altura relativa, esto siempre y cuando la zona del campo no sea un bajo donde se acumule agua.

Estas consideraciones hacen que cuando tenemos que embolsar de uno de los lados no exista ningún problema, pero cuando el sentido es el contrario al lado del tubo de descarga de la tolva hace que tengamos que dejar un pasillo entre las bolsas para que pueda entrar el autodescargable. Esto implica que tengamos un gran desperdicio de espacio, ya que en un lugar donde entrarían 4 bolsas solo entran 2.



Figura 2.3: Espacios entre silo bolsas.

Se observa en esta forma de almacenamiento un problema en como se posiciona la tolva para su descarga.

2.1.2. Descarga en Camiones

Algunas veces se prefiere descargar en camiones para luego llevar estos granos a un punto de acopio. Este tipo de vehículos se ubican generalmente en los caminos linderos al campo que se esta laboreando a la espera de los granos cosechados. La tolva hace su descarga al acoplado ubicada siempre sobre el campo donde se siembra, realizando todas las maniobras en este. Dependiendo de la posición y espacio en el que se encuentra el camión detenido afectará a la cantidad de movimientos que debe realizar la tolva para poder ser descargada, debido a que como se mencionó anteriormente el tubo se encuentra fijo y del lado izquierdo. Estás maniobras generalmente son dar la vuelta sobre el campo para quedar en la posición correcta ya que el camión se encuentra en el camino el cual no se tiene acceso con el autodescargable. Al realizarse esta maniobra con carga se está compactando el lote de manera innecesaria lo que podría hacer que se pierda rendimiento del lote en un futuro.

También tendremos aparejado el gasto extra de combustible que conlleva dar la vuelta y exceso de maniobras. Cabe destacar que el camión no se puede mover dentro del campo para mejorar la disposición respecto de la tolva ya que este se quedaría encajado y produciría una gran compactación al no tener neumáticos de alta flotación.

La carga de los camiones no siempre se puede dar en los caminos internos de los lotes (no siempre existen) o muchas veces el acceso al lote exige pasar por una cuneta profunda, por lo que el camión espera situado a un lado del camino público. El tractor con el autodescargable sale y en general tiene que realizar varias maniobras para poder situarse del lado correcto que tiene que descargar.

En este otro formato de descarga observamos, al igual que el punto anterior, la limitación a la hora de posicionar la tolva con respecto al sitio de descarga.

2.1.3. Conclusión identificación del problema

Resumiendo, con toda esta información se llega que se detectó que el problema es *la limitación para el posicionamiento de la tolva en diferentes situaciones de descarga*. Como consecuencia de este problema se tiene:

- Imposibilidad de descarga en simultaneo de dos tolvas en un silo bolsa, disminuyendo la productividad del trabajo.
- Desaprovechamiento de espacio en el campo debido al pasillo generado entre bolsas para posibilitar la descarga.
- Exceso de maniobras para colocar la tolva correctamente para el despacho de granos.
- Compactación del terreno debido al exceso de maniobras.
- Gasto extra de combustible.

Hasta este punto se hace evidente cual es el causante del problema, pero antes de atacarlo se hará un estudio de la población afectada y algunas estadísticas para ver si vale realmente la pena controlar o eliminar dicho causante. Luego, se hará un análisis de causa - efecto para ver si este causante, que surge como evidente para algunos lectores y se menciona en la introducción, es el correcto y/o único.

2.2. Población Afectada y Estadísticas

En este apartado se busca contemplar las personas o tamaño de la población afectada por el problema descripto sobre la tolva, en conjunto con la complementación de información sobre los efectos ocasionados como compactación y gasto extra de combustible.

Una vez obtenida toda la información se determina si es realmente necesario seguir avanzando con la solución al problema.

2.2.1. Personas afectadas

Los contratistas rurales son actores fundamentales para el agro argentino. Tienen a su cargo el 90% de la cosecha de granos y concentran el 60% de la compra de maquinaria agrícola en nuestro país. Habrían trabajado en el ciclo 2016/2017 el equivalente a 56,7 millones de hectáreas en tareas de siembra y cosecha, computando cereales y oleaginosas. Se trata de una cifra muy importante. Los productores dueños de sus propias máquinas habrían sembrado y cosechado el equivalente a 14,8 millones de hectáreas en 16/17. De esta forma el área trabajada por los contratistas rurales en siembra y cosecha representa el 80% del total de la superficie trabajada y el 20% restante habría quedado a cargo de los productores dueños de sus propias máquinas y equipos. Según el Censo Nacional Agropecuario del 2019, en total, se identificaron 31.312 prestadores de servicios de maquinaria agrícola.

Los contratistas rurales, conforme lo expresa un interesante informe de FACMA (Federación Argentina de Contratistas de Máquinas Agrícolas), tienen a su cargo la prestación de diversos servicios agrícolas a terceros, tales como los trabajos de siembra, protección de cultivos y la propia cosecha, entre otros. Estos agentes económicos son actores fundamentales y de gran relevancia para que Argentina haya podido lograr la excelente producción granaría de la última campaña 2016/2017 (136,7 millones de toneladas en dicho ciclo, computando cereales, oleaginosas y otros cultivos conforme a las estimaciones del Ministerio de Agroindustria).

La actividad del contratista nació con la mecanización del agro nacional y ha ayudado al logro y consolidación del desarrollo económico y social de las principales provincias agrícolas argentinas (Informe Ministerio de Agroindustria). La profesión de estos agentes está presente en el cotidiano andar por las rutas y los caminos rurales de nuestro país. Estos hombres y sus máquinas operan no solamente en Argentina, sino también en los países limítrofes tales como Bolivia, Brasil, Uruguay y Paraguay.

Son los principales adquirentes de maquinaria e implementos para el agro en nuestro país. Ostentan experiencia y capacidad. Como sostiene FACMA, la gran profesionalidad de los mismos les ha permitido desarrollar un modelo de alta eficiencia en la utilización de herramientas y equipos para la prestación de servicios rurales. Es un sector que demanda máquinas de gran flexibilidad y adaptación a las diferentes situaciones que requiere la actividad granaría.

El Ministerio de Agroindustria considera que su origen responde a la figura del pequeño productor con maquinaria agrícola que, contando con una reducida explotación, decidió ampliar su terreno laboral incluyendo tareas de servicios para terceros como actividad secundaria. Así esta actividad se convirtió en principal. Este proceso se revirtió posteriormente, ya que buena parte de los contratistas de servicios se volcaron a la producción de granos mediante el arrendamiento de campos. Sin dudas, la siembra directa y el diseño de maquinaria específica para ejecutar estas tareas, potenció el crecimiento de este sector clave para la economía nacional. Es una actividad altamente itinerante, donde ellos tienen un amplio conocimiento de los campos y las regiones agroeconómicas. [5]

De esta forma queda determinada la población afectada como contratistas y productores.

2.2.2. Estadísticas de venta de tolvas autodescargables

Estas estadísticas ayudan a dimensionar la cantidad de autodescargables vendidos en cada año. Se observa que el volumen de venta presenta un número muy representativo, en los últimos 18 años acumula 30613 unidades vendidas. Según CAFMA, los autodescargables son de los implementos más vendidos junto con las sembradoras, los cabezales para las cosechadoras, tractores, cosechadores, etc.

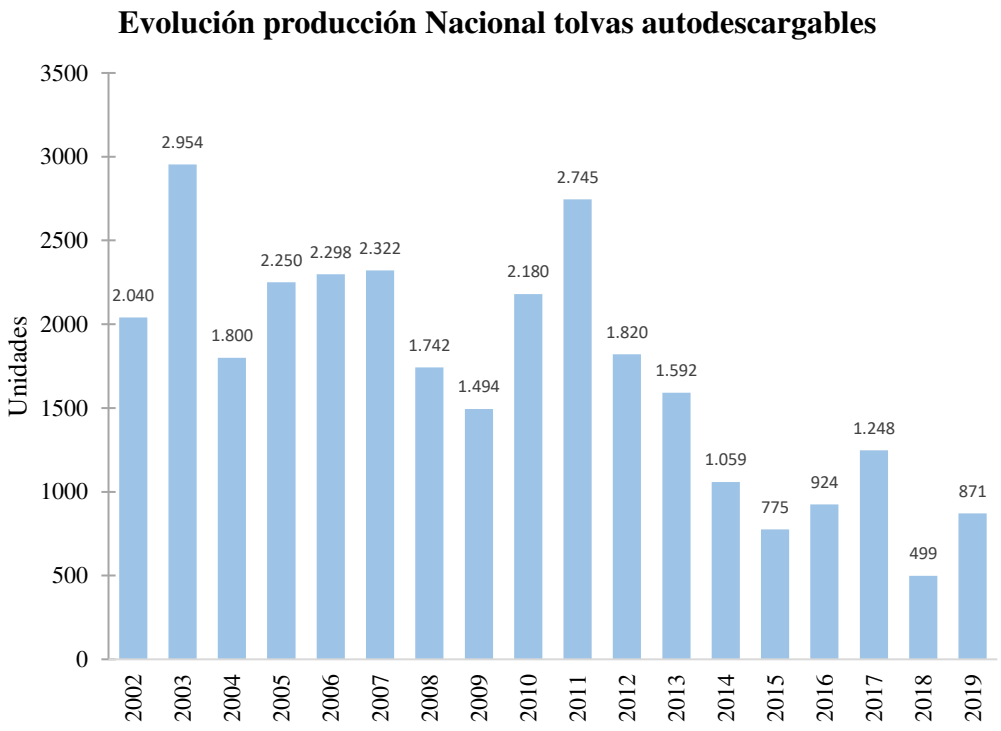


Figura 2.4: Tolvas autodescargables, evolución de la producción nacional. [6]

Si observamos el grafico, vemos una baja importante desde el 2014/15. Esto se debe a que en 2015 hubo un cambio de gobierno lo cual provocó una incertidumbre en el mercado, pero luego se ve un aumento en la producción en los años siguientes 2016 y 2017. Además, la sequía del año 2017 y 2018 que golpeó el mercado nuevamente tuvo el mismo efecto de reducción en la producción. Debido a que el mercado se recupera fácilmente luego de caídas

en la producción, se cree que sucederá esta recuperación promovida por las lluvias pronosticadas para la campaña 2023/2024 (mayor ingreso en el sector agrícola).

Otra de las causas de la caída de producción de tolvas, es que se contabiliza la unidad y no el tamaño de las mimas. A raíz de esto, como se optan por tolvas de mayor tamaño que las de años anteriores se reduce la cantidad de unidades vendidas, ya que muchas veces una tolva de las nuevas fácilmente reemplaza a dos de las antiguas tanto por la capacidad como la velocidad de descarga

Por último, considerando un ciclo de vida promedio de 8-10 años, un gran número de unidades están entrando en estado de obsolescencia, por lo cual abre aún más oportunidades de incursionar en este mercado.

2.2.3. Compactación

Como se menciona en la descripción del problema (2.1) el tener que maniobrar la tolva sobre el campo produce compactación. Se define a la compactación como el aumento de la densidad del suelo como resultado de las cargas o presiones aplicadas al mismo. Su magnitud se expresa como un aumento de la densidad aparente y de la resistencia del suelo a la penetración. [7]

En condiciones naturales (sin intervención antrópica) se pueden encontrar en el suelo horizontes con diferentes grados de compactación, lo que se explica por las condiciones que dominaron durante la formación y la evolución del suelo. Sin embargo, es bajo condiciones de uso agrícola intensivo que este fenómeno se acelera y llega a producir serios problemas en el desarrollo de las plantas cultivadas.

Los principales factores en la actividad agrícola que tienen incidencia en la compactación son:

- Implementos de labranza del suelo.
- Cargas producidas por los neumáticos de tractores e implementos de arrastre.
- Pisoteo de animales.

De los tres factores principales que tienen incidencia en la compactación de suelos se tendría que prestar mayor atención a la compactación producida por el uso de maquinaria agrícola. Las grandes superficies cultivadas llevaron a los productores y fabricantes de maquinarias agrícolas a tener la necesidad de usar máquinas cada vez más grandes y de mayor capacidad de trabajo, sin prestarle atención a la mayor presión que ejercen los neumáticos en los sitios de los lotes en que estos implementos se usan.

Se puede decir que la estructura de suelo ideal se compone de un 50% del suelo, 25% de espacio de agua y 25% del espacio con aire. La compactación del suelo modifica estas proporciones produciendo un aumento en su densidad (densidad aparente), aumentando su

resistencia mecánica, destruyendo y debilitando su estructuración. Todo esto hace disminuir la porosidad total y la macroporosidad (porosidad de aireación) del suelo.

La compactación del suelo provoca la pérdida de rendimiento en la producción de cultivos mediante la restricción de crecimiento de las raíces y la reducción de la circulación del aire y el agua en el suelo. [8]

Investigaciones de la Universidad de Minnesota han demostrado que la compactación del suelo puede reducir hasta en un 60 por ciento la capacidad de producción de un cultivo. Además, los efectos se pueden prolongar durante periodos de tiempo muy extensos, por lo que las consecuencias económicas son un factor muy importante a tomar en cuenta. [9]

Por lo que reducir la cantidad de maniobras que se realizan con la tolva reduciría la compactación del suelo.

2.2.4. Conclusiones del estudio poblacional e información

Se concluye que la población afectada por este problema es de gran dimensión, además de como se contempla en el punto 2.2.2 es un mercado en recuperación que se puede apostar entrar con una nueva solución para los productores o contratistas. Esto hace que se considere seguir con la identificación de la causante del problema y sus posibles soluciones.

2.3. Análisis causa – efecto

A partir de problema planteado “la limitación para el posicionamiento de la descarga de la tolva en diferentes situaciones” con su contexto explicado en *2.1 Identificación del Problema* se procede a proponer las diferentes causas que derivan en este y sus efectos. Con este método de análisis se evita que la selección de la causa esté sesgada, con el objetivo de corregir la que ocasiona en mayor medida el inconveniente.

2.3.1. Causas propuestas

Mediante una lluvia de ideas basadas en la observación del uso de la tolva se listan las posibles causas del problema sin ningún tipo de orden o restricción respecto a las mismas:

- La bandeja de la embolsadora es muy chica por lo que exige un posicionamiento muy preciso.
- Los operarios no tienen la habilidad para maniobrar los autodescargables.
- El autodescargable no puede descargar de ambos lados.
- Los silos bolsas se colocan de manera incorrecta (complicando las maniobras).
- Los autodescargables tienen la capacidad de maniobrar, pero es complicado hacerlo y depende el modelo.
- El estado de los campos y caminos complican las maniobras y la descarga (cunetas, pozos, desniveles)
- La embolsadora no tiene el suficiente espacio para descargar con 2 autodescargables.
- Los tubos no tienen forma y tamaño que favorezcan las maniobras.
- Los camioneros se posicionan de manera incorrecta (complicando las maniobras).
- No hay una correcta organización de la tarea (esto exige hacer maniobras complicadas).
- El tubo del autodescargable no tiene regulaciones que puedan “absorber” un mal posicionamiento.
- No hay espacio para hacer las maniobras.
- La embolsadora se mueve.
- Los operarios no están bien descansados (esto hace que no estén concentrados en la tarea que realizan).
- Los tractores no tienen la capacidad de maniobra suficiente.
- Los autodescargables no son lo suficientemente maniobrables.

Concluida la recolección de las posibles causantes, se procede a buscar un orden a estos de forma tal de poder identificarlos fácilmente.

2.3.2. Diagrama de Ishikawa

El diagrama de Ishikawa (también llamado diagrama de espina de pescado o diagrama causa y efecto) es un diagrama basado en el modelo causal creado en 1943 y perfeccionado luego por Kaoru Ishikawa que muestra de manera esquemática las posibles causas de un problema o efecto específico. Su finalidad es organizar racionalmente el análisis de un problema prioritario en diferentes tipos de procesos, especialmente los relacionados con la producción industrial más no limitados a ellos.

Para elaborar el diagrama de Ishikawa, las causas o los factores de influencia en el problema definido se agrupan en categorías o grupos principales para identificar estas fuentes de variación y posteriormente analizarlos. Se construye con mayor frecuencia utilizando factores o grupos principales de factores de influencia.

En este caso se los agrupa utilizando el método de las 6M. Las 6 categorías principales o grupos de influencia se explican de la siguiente manera:

- **Mano de obra:** Se refiere al talento humano, un factor necesario y fundamental en los procesos. El personal puede ser operativo, técnico o de gestión, entre otras posibilidades. La calidad de la labor de la mano de obra puede estar afectada por el nivel de entrenamiento o capacitación, la experiencia del personal, la posesión de las competencias requeridas para la actividad que realizar, la actitud y el nivel de cansancio.
- **Maquinaria:** Todas las máquinas, equipamiento y tecnologías necesarias para realizar las tareas, incluidas las herramientas. Incluye sus insumos y actividades de mantenimiento.
- **Materiales:** Se refiere a factores como la materia prima, los consumibles o la información requeridos en los procesos.
- **Método:** Se refiere a cómo se lleva a cabo el proceso y los requisitos específicos para hacerlo, como políticas, procedimientos de calidad, instrucciones u órdenes de trabajo, planos, normas, reglamentos y leyes.
- **Medio ambiente:** Se enfoca en el análisis del entorno de trabajo de todas las influencias ambientales que pueden ser controlables como también las que resultan imprevisibles, como ejemplo: tenemos al clima, el tiempo, la temperatura, la humedad, las vibraciones, la iluminación, la calidad del aire, el ruido o la limpieza que afectan el proceso.
- **Medición:** Es el control, comprobación, evaluación y otras medidas físicas para lograr el proceso, ya sea de manera manual o automáticas. Es muy importante que se

esté atento ante cualquier error de calibración u otros problemas de medición para de esta manera evitar inconvenientes.

Es importante resaltar que, originalmente, se proponen 6 categorías por este método, sin embargo, no todos los problemas utilizan de todos estos factores, así que es necesario evaluar cuáles de ellos están presentes o son importantes. [10]

Una vez planteadas las diferentes categorías a las que corresponde cada problema y/o causa se vuelca sobre un diagrama de Ishikawa para una mejor visualización en conjunto. En este caso se utilizan 4 categorías en las cuales se ubican cada uno de los causantes del problema identificado como *"limitación para el posicionamiento de la tolva en diferentes situaciones de descarga"*.

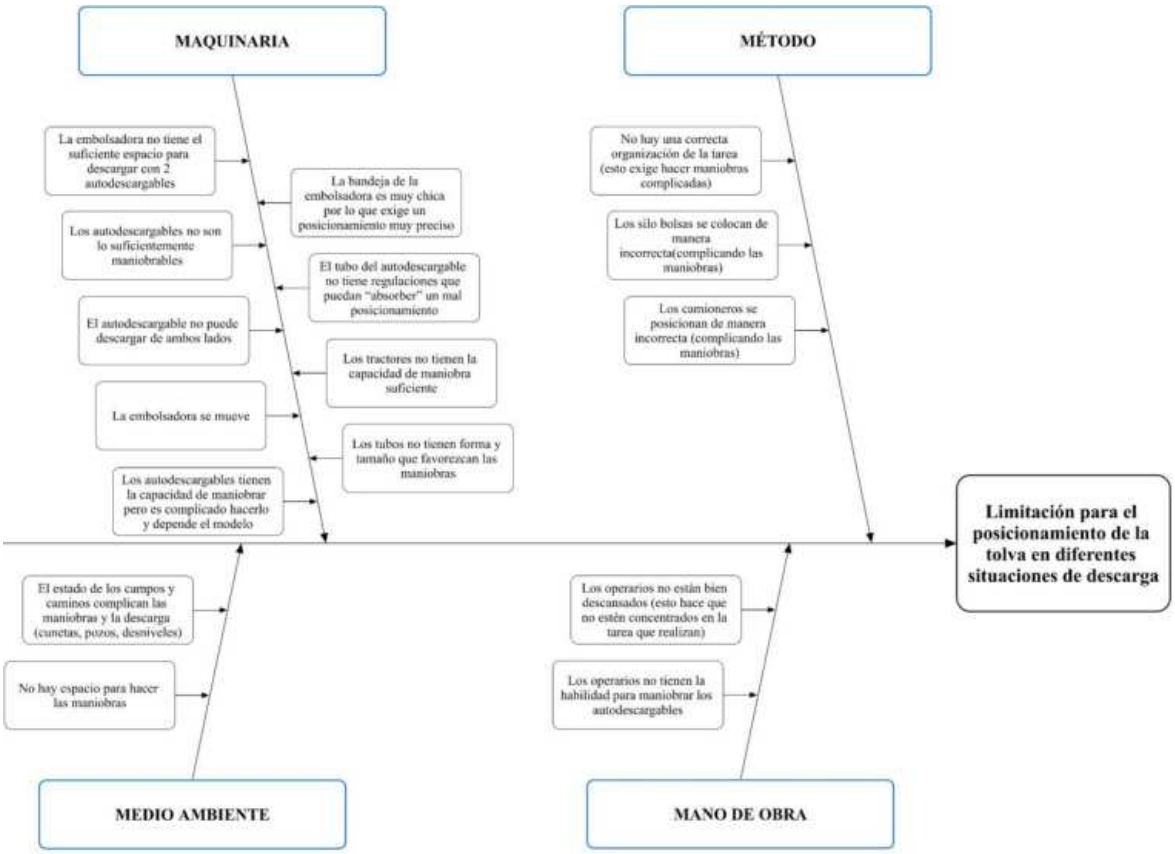


Figura 2.5: Diagrama Ishikawa / Causa – Efecto.

2.3.3. Análisis cualitativo de las causas y posibles soluciones

Hasta el momento se ha hecho un análisis cualitativo de la problemática, entonces para poder cuantificar las causas y sus soluciones de forma tal de obtener las más importantes o que están mayormente relacionadas con el problema se realiza un análisis cuantitativo de las mismas.

Para ello primeramente se plantea como va a ser nuestros criterios de evaluación de ambas, causa y solución, a fin de obtener un resultado numérico final que indique esta importancia. Los criterios obtenidos se encuentran adjuntados en la Tabla .

Preguntas	Id.	Escala		
		1	2	3
¿Es una causa que ocasiona rápidamente el problema o en forma paulatina?	*Directa*	Lenta / Indirecta	Media	Rápida / Directa
¿Se corregiría el problema si esta causa fuera eliminada?	*Pesada*	Disminuye	Mejora	Desaparece
¿Esta causa admite una solución factible?	*Factible*	Poco factible / Difícil	Media	Muy factible / Fácil
¿La solución a esta causa puede medirse?	*Medible*	Poco factible / Difícil	Media	Muy factible / Fácil
¿Esta solución es de bajo costo?	*Barata*	Cara / Poco accesible	Media	Muy accesible
¿A qué plazo resuelve el problema?	*Rápida*	Largo plazo	Mediano plazo	Corto Plazo

Tabla 2.1: Criterios de puntuación.

Organizadas las posibles causas y propuestas las soluciones, se les da su respectivo puntaje como se observa en Tabla . También se aprecia que se encuentran seleccionadas las de mayor puntaje por cada categoría y dentro de la categoría todas las que superen el 90% respecto de la máxima.

Problema: limitación para el posicionamiento de la tolva en diferentes situaciones de descarga								
Causas	**Soluciones**	**Criterios**						**Total**
Maquinaria		Causas		Soluciones				
		Directa	Pesada	Factible	Medible	Barata	Rápida	
1. La embolsadora no tiene el suficiente espacio para descargar con 2 autodescargables.	Diseñar un sistema de bandeja de mayor tamaño.	1	1	3	1	2	2	10
2. Los autodescargables no son lo suficientemente maniobrables.	Diseñar un autodescargable con mayor maniobrabilidad.	2	1	2	1	1	2	9
3. El autodescargable no puede descargar de ambos lados.	Diseñar un sistema de descarga que permita descargar de ambos lados	3	3	3	1	2	2	14
4. La embolsadora se mueve.	Crear un sistema de embolsado que haga que se mueva la bolsa y no la embolsadora.	1	3	1	1	1	1	8
5. Los autodescargables tienen la capacidad de maniobrar pero es complicado hacerlo y depende el modelo.	Habría que capacitar a los operarios para que puedan realizar la operación sin problemas.	1	1	3	1	3	3	12
6. La bandeja de la embolsadora es muy chica por lo que exige un posicionamiento muy	Diseñar un sistema de bandeja de mayor tamaño.	1	1	3	1	2	3	11
	Diseñar una bandeja que regule su posición.	1	1	3	1	2	2	10
7. El tubo del autodescargable no tiene regulaciones que puedan "absorber" un mal posicionamiento.	Diseñar un sistema de descarga que se adapta a las distintas situaciones.	3	2	3	1	2	2	13
8. Los tractores no tienen la capacidad de maniobra suficiente.	Comprar tractores más maniobrables.	1	1	2	3	1	3	11
	Diseñar un tractor más maniobrable.	1	1	1	3	1	1	8
9. Los tubos no tienen forma y tamaño que favorezcan las maniobras.	Cambiar la longitud del tubo.	2	1	3	1	2	3	12
	Cambiar el ángulo del tubo.	2	1	3	1	2	3	12
	Cambiar la longitud y ángulo del tubo.	2	1	3	1	2	3	12
Método		Causas		Soluciones				Total
		Directa	Pesada	Factible	Medible	Barata	Rápida	
10. No hay una correcta organización de la tarea (esto exige hacer maniobras complicadas).	Organización de la tarea y correcta definición de los lugares de descarga.	3	1	1	1	3	3	12
11. Los silo bolsas se colocan de manera incorrecta(complicando las maniobras).	Realizar un análisis si la causa es por mala organización si esto fuese así habría que realizar una capacitación de los encargados.	2	1	2	1	3	2	11
12. Los camioneros se posicionan de manera incorrecta (complicando las maniobras).	Realizar un análisis si la causa es por mala organización si esto fuese así habría que realizar una capacitación de los encargados. Si la causa fuese una deficiencia en las habilidades de conducciones se trataría de llamar a otros camioneros.	2	1	1	1	3	2	10
Mano de obra		Causas		Soluciones				Total
		Directa	Pesada	Factible	Medible	Barata	Rápida	
13. Los operarios no tienen la habilidad para maniobrar los autodescargables.	Capacitar a los operarios para que adquieran las habilidades necesarias para maniobrarlos correctamente.	2	1	3	1	3	3	13
	Reemplazar a los operarios por tractores autónomos.	2	1	1	1	1	1	7
	Automatizar solo el proceso de maniobra.	2	1	1	1	1	1	7
14. Los operarios no están bien descansados (esto hace que no estén concentrados en la tarea que realizan).	Reemplazar a los operarios por tractores autónomos.	1	1	1	1	1	1	6
	Permitir que el operario tome descansos durante la jornada.	1	1	3	1	3	3	12
	Contratar otro operario para reducir las horas de trabajo.	1	1	2	1	2	2	9
Medio ambiente		Causas		Soluciones				Total
		Directa	Pesada	Factible	Medible	Barata	Rápida	
15. No hay espacio para hacer las maniobras.	Organizar la tarea para lograr un mayor espacio.	2	2	2	1	3	2	12
	Cambiar de lugar las tareas para tener un mayor espacio.	2	2	1	1	1	2	9
16. El estado de los campos y caminos complican las maniobras y la descarga (cunetas, pozos, desniveles)	Reorganizar la tarea para evitar estos defectos (otros caminos y recorridos).	2	1	2	1	3	2	11
	Realizar un acondicionamiento de los campos y caminos.	2	1	2	1	1	2	9

Tabla 2.2: Análisis cualitativo causas.

2.3.4. Análisis de las causas y soluciones seleccionadas

A fin de poder determinar la causa raíz del problema se realiza la descripción de cada uno de los puntos que recibieron mayor puntaje y se encuentran marcados en la Tabla .

Maquinaria

Dentro de esta categoría las causas con mayor valoración son las siguientes:

- (3) El autodescargable no puede descargar de ambos lados.
- (7) El tubo del autodescargable no tiene regulaciones que puedan "absorber" un mal posicionamiento.

Entre estas dos causas podemos ver similitudes. Si bien en uno se habla de la posibilidad de poder descargar de ambos lados y en el otro de una regulación en el sistema de descarga de un solo lado, haciendo un análisis un poco más profundo de las dos se aprecia que ambas hacen referencia al sistema de descarga del autodescargable y sus posibles soluciones son sobre la modificación de dicho sistema. Si se pudiese proponer una solución que abarque estas dos causas de manera simultánea estaríamos resolviendo en gran parte el conflicto.

Método

La categoría método cuenta con una sola causa y solución de mayor puntaje siendo:

- (10) No hay una correcta organización de la tarea (esto exige hacer maniobras complicadas).

Esto deja en evidencia que en general muchas labores agrícolas no son de lo más organizadas, esto está cambiando en el último tiempo ya que se mejoró mucho la comunicación entre los operarios debido al uso de radios. En general no se utiliza el teléfono celular porque muchas veces no hay señal y la comunicación es más lenta, en la radio apretamos un botón y están comunicados al instante sin la necesidad de que la otra persona atienda.

Por lo tanto, con un simple plan organizativo y utilizando estas herramientas de comunicación esta causa quedaría resulta, pero no así en su totalidad el conflicto.

Mano de obra

En esta clasificación queda con mayor puntuación una única causa y solución:

- (13) Los operarios no tienen la habilidad para maniobrar los autodescargables.

Esta causa es muy válida, pero dependerá mucho de cada caso particular. Esto se debe a que pueden existir operarios con una vasta experiencia en el rubro y que poseen grandes habilidades para la conducción, pero también existen operarios primerizos o con muy poca experiencia que hacen que estas maniobras consuman mayor cantidad de tiempo y con mucho mayor riesgo (tanto para la maquinaria como para el propio operario). Esta causa no se atacaría por sí sola, pero si nos sirviera para complementar otras causas y tratar de hacer

que estas tareas sean lo más independientes posibles de la habilidad del operario. Al igual que el apartado anterior resolver este problema no soluciona en su totalidad del conflicto.

Medio ambiente

En esta última categoría, medio ambiente, la mayor valoración la obtuvo:

- (15) No hay espacio para hacer las maniobras.

Esta causa tiene mucho sentido, pero sería difícil de atacar por si sola. Sería muy interesante intentar solucionar esta causa de una manera más indirecta, esto podría ser reduciendo al mínimo las maniobras necesarias en los lugares reducidos, esto estaría relacionado con las causas que obtuvimos en la categoría de maquinaria ya que estas contemplaban la posibilidad de realizar regulaciones sobre los tubos de descarga permitiendo disminuir la cantidad de maniobras necesarias para ubicar la tolva.

2.3.5. Causa Raíz

La causa raíz de mayor impacto sobre el problema es que el autodescargable no puede descargar de ambos lados, es decir, *su tubo sin fin se encuentra fijo hacia un lado*. Por más que pareciera evidente este causante, el análisis anterior sirve para ratificar efectivamente de lo que se presupone.

Como consecuencia de lo expuesto anteriormente se deriva a que las diferentes posibles causas raíz, que consideramos que son los problemas con mayor impacto, se encuentran relacionados en sus soluciones entre las diferentes categorías pudiendo reducir el problema casi en su totalidad mediante la *modificación del sistema de descarga de la tolva.* Cambiando el sistema para que permita el despacho de granos en cualquiera de sus lados reduciría los conflictos explayados al principio de esta sección.

2.4. Variables

Número	Nombre de la variable	Descripción
1	Velocidad de descarga	Es el caudal másico por minuto que posee el sistema de descarga de la tolva.
2	Cantidad de maniobras para la descarga	Las tolvas autodescargables tienen que realizar maniobras para poder colocarse en la posición adecuada para la descarga.
3	Compactación del suelo	Debido al peso de las tolvas autodescargables estas generan una gran compactación en el suelo por lo lugares que pasan.
4	Tiempo de la operación de descarga	Es el tiempo total desde que la tolva llega hasta que se vacía, incluye el tiempo necesario para maniobrar
5	Habilidad del tractorista	Afectará en el tiempo de la operación de descarga ya que no es el mismo el tiempo de maniobra de una persona experimentada que el de un principiante.
6	Lugar de descarga	Define cuál es el lugar donde descarga nuestra tolva, si es un camión, una embolsadora, una planta de silo u otra tolva.
7	Maniobrabilidad de la tolva	El tiempo de maniobra dependerá de que tan maniobrable es la tolva, esto dependerá de la cantidad de ejes que tenga, su largo, su sistema de dirección, etc.
8	Posición de descarga	Define la posición que debe tener la tolva con respecto al lugar donde descargará para lograr una descarga óptima.
9	Capacidad de carga máxima	Es la cantidad en toneladas de grano que puede cargar la tolva.
10	Tipo de fuente de potencia	Implica que tipo de potencia es utilizada del tractor además de la barra de tiro como son hidráulica o toma de fuerza.
11	Tiempo de cambio de lado	Esta variable mide el tiempo de cambio de lado del sistema de descarga (si es que aplica para la solución)
12	Facilidad de mantenimiento (Mantenibilidad)	Tiene en cuenta el mantenimiento del sistema de descarga, la cantidad de herramientas necesarias, que tipo de repuestos son necesarios o reparaciones y la capacitación necesaria del personal que lo realizará.
13	Seguridad e higiene	Parámetro que concibe que durante el funcionamiento no afecte la seguridad e higiene de las personas.
14	Peso	Limitará el peso del sistema de descarga, ya que no se puede exceden el mismo para no generar una compactación extra del suelo.

15	Dimensiones del sistema de descarga	Esta variable no limitará las dimensiones del sistema de descarga, sino que se enfocará en cuanto puede sobresalir el sistema de descarga del cuerpo de la tolva en su posición de transporte o reposo.
16	Cantidad de piezas	La cantidad de piezas nos afectan en otras variables como la mantenibilidad, peso, fiabilidad, costos, etc. A mayor cantidad de piezas estas empeoran.
17	Durabilidad	Es la capacidad de los materiales y componentes para soportar cargas estáticas y/o dinámicas. Además, se entiende como la capacidad el sistema a perdurar en el tiempo.
18	Fiabilidad	Probabilidad de que un sistema, aparato o dispositivo cumpla una determinada función bajo ciertas condiciones durante un tiempo determinado.
19	Tipo de grano	Como las tolvas se utilizan para diferentes tipos de granos dependiendo la cosecha, se debe tener en cuenta en su funcionamiento que los mismos puedan transportarse para la descarga.
20	Versatilidad	Capacidad de adaptarse a diferentes escenarios de trabajo.

Tabla 2.3: Variables del problema.

2.5. Condiciones Límites

Número	Condición límite	Descripción
1	Dimensiones del nuevo sistema	El nuevo sistema no deberá sobresalir del cuerpo de la tolva en gran cantidad para que no estorbe en su transporte y cause accidentes. Se considera que no sobresalga más de 500 mm cuando se transporta.
2	Peso total	Peso que debe tener toda la tolva con sus correspondientes sistemas. El que se proponga no debe sobrepasar de un 20% a las tolvas existentes.
3	Velocidad de giro de la TDF	La velocidad de giro de las TDF están estandarizadas en 540 rpm y 1000 rpm, siendo esta última poco común en los tractores medianos.
4	Potencia tractor	Las tolvas generalmente se diseñan para tractores como mínimo de tamaño medianos (140 HP)

Tabla 2.4: Condiciones límites del problema.

2.6. Objetivos

1. Mejorar la productividad de la tolva autodescargable aumentando las posibilidades de descarga. (Dependiendo el caso es lo que puede impactar la mejora. Por ejemplo, en descarga simultánea en silobolsa la productividad aumenta en un 100%, mientras que con la reducción en el tiempo en maniobras se debería de comparar en varias situaciones y realizar un estimativo de mejora en la productividad)
2. Disminuir las maniobras para poder descargar, disminuyendo también la compactación del terreno como también el gasto extra de combustible.
3. Optimizar el espacio en el uso de silobolsas al permitir ubicarlas de la forma que se requiera ocupando el menor espacio posible.
4. Ampliar las posibilidades de descarga de la tolva sin depender de donde sea el sitio que se deba descargar.
5. Independizar la habilidad del tractorista de las maniobras de la tolva debido a que por culpa de que la posición es fija muchas veces se debe maniobrar marcha atrás.
6. Además, se tratará de hacer lo más simple posible el mantenimiento diario del sistema, como son puntos de engrase, tensado de cadenas, etc.
7. El costo de adquisición de la tolva con el nuevo sistema no debe ser mucho mayor que las que se encuentran sin el mismo. (Estimamos no más del 15%)
8. Fatiga operario: Se tratará de minimizar la fatiga del operario, ya sea por una posición incómoda o por esfuerzos innecesarios para cambios de configuración si los hubiese.
9. El costo operativo de la tolva debe ser equiparable, o si es posible mejorarlo, con respecto a las tolvas que descargan de un único lado.
10. Se tratará de alcanzar la velocidad de descarga de las tolvas actuales, las cuales rondan en 10000 kg/min aproximadamente, obviamente esto depende mucho de la marca y modelo de la tolva.
11. Priorizar en el diseño de la solución el uso de la TDF por sobre los sistemas hidráulicos o eléctricos, debido a que dependiendo el tractor la potencia que pueden entregar estos dos últimos sistemas puede diferir bastante entre modelos.

Capítulo 3: Investigación del Estado del Arte, Espectro de Conceptos de Solución - ECS, Propuestas de Solución, ECS enriquecido, Propuesta elegida y Propósitos

3.1. Espectro de soluciones actuales

La investigación del estado del arte consiste en realizar un compilado de las soluciones actuales al conflicto planteado o en nuestro caso, como son los sistemas actuales de descargas de las tolvas, se hace esta distinción porque los sistemas actuales no cumplen individualmente los objetivos planteados. A la hora de confeccionar este compilado no nos limitamos solo a sistemas de descargas en tolvas, sino que buscamos otras alternativas utilizadas en el agro para descarga y transporte de materiales, con el objetivo de no limitarse únicamente en las propuestas que se hallan hoy en día sobre las tolvas ya que el problema se enfoca sobre la descarga de estas. De esta manera, se podría llegar a una solución por fuera de lo que ya existe para este tipo de maquinaria. Además, no solo nos enfocamos en el mercado interno, sino que buscamos de manera internacional para tener un abanico aún mayor.

Debido al gran tamaño que tiene el mercado de tolvas, en cantidad de fabricantes y modelos se decide dividir la investigación del estado del arte separando por marcas. Se realiza de esta forma porque hoy en día las tolvas de las diferentes marcas son muy similares en su construcción general, solo se destacan diferencias en diseño y pequeñas innovaciones que cada fabricante realiza para destacarse.

3.1.1. Tolvas autodescargables

Para identificar las diferentes soluciones existentes aplicadas en tolvas autodescargable se seleccionan diferentes empresas que proponen pequeñas innovaciones sobre el sistema de descarga tradicional. Se omitieron una gran cantidad de fabricantes que como opción de producto solo tienen la descarga tradicional.

3.1.1.1. Cestari

Es una marca que se encuentra hace muchos años en el rubro por lo que cuenta con una experiencia considerable, además esta fue la precursora en tolvas autodescargables en

Argentina y otro países de Latinoamérica. Sus soluciones se destacan por su simpleza sin innovar en posicionamientos de la descarga, como si lo hacen sus competidores.

Las tolvas autodescargables ofrecidas por Cestari tienen su descarga en la parte delantera y lo hacen solamente hacia el lado izquierdo, este tubo es rebatible para su traslado. El movimiento de los granos hacia la parte delantera dentro de la tolva es provisto por un tornillo sin fin ubicado en el fondo de manera horizontal, luego para transportar los granos por el tubo de descarga también lo hace con un tornillo sin fin. Estos movimientos son alimentados por la toma de fuerza del tractor, mientras que el movimiento para retraer el tubo es hidráulico. Cabe destacar que el tubo de descarga una vez desplegado queda fijo en esa posición. En la figura siguientes vemos sus dimensiones generales de una de las tolvas de mayor capacidad que ofrecen y luego una foto con el brazo plegado.

Lo único que se diferencia entre sus tolvas es el tamaño y el sistema de ruedas que utilizan (2 ruedas, 4 ruedas, 4 ruedas direccionales y hasta una opción con orugas), siendo el sistema de descarga igual para todas cambiando únicamente en su capacidad (tiempo de descarga promedio de 3 a 5 minutos).

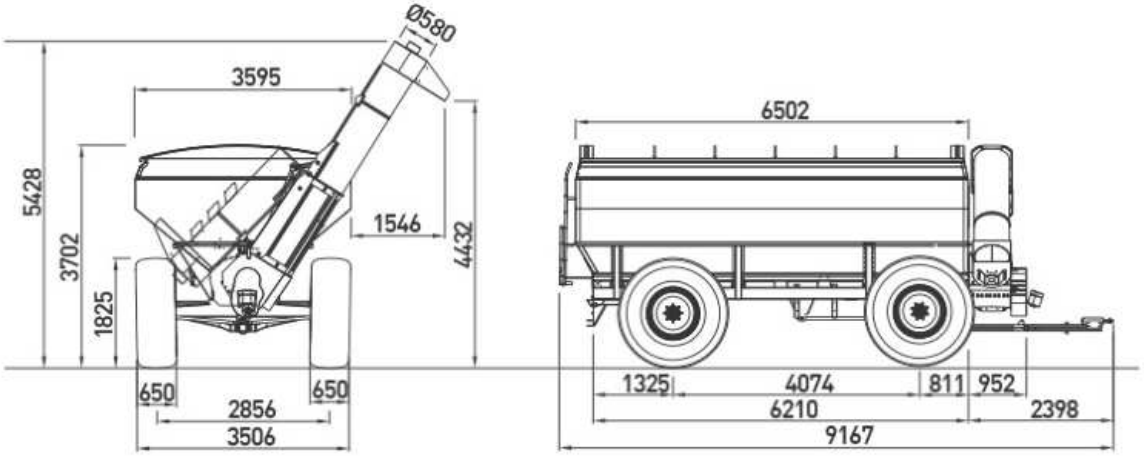


Figura 3.1: Dimensiones generales. [11]



Figura 3.2: Tolva con orugas y sistema de descarga plegado. [11]

Esta empresa, como innovación, implementa un sistema que protege al tubo en su posición de cerrado de la entrada de agua en el caso de lluvias evitando las filtraciones por ese punto. También implementa un sistema de accionamiento seguro del tubo de descarga, que evita la apertura y cierre de este mientras la toma de fuerza se encuentra en movimiento. Esto lo logra mediante un sistema de tipo electro-hidráulico, comandado por un sensor inductivo electrohidráulico y una electro-válvula que controla el accionamiento del tubo. Con este desarrollo se logra prevenir roturas en el sistema de descarga de la tolva asociadas a la operatoria incorrecta por parte del usuario, permitiendo así una mayor disponibilidad de la unidad para las labores de cosecha y movimientos de cereal.

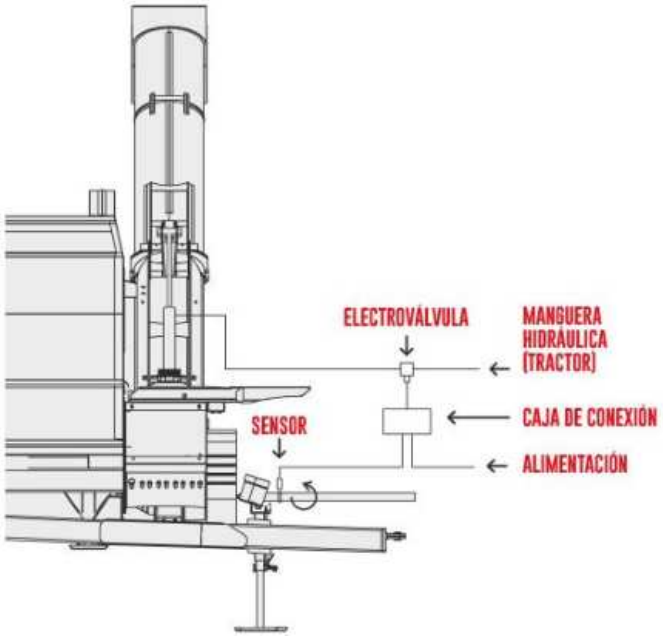


Figura 3.3: Esquema sistema de seguridad. [11]

3.1.1.2. Akron

La innovación que plantea Akron respecto del anterior concepto es inclinar hacia delante, es decir, hacia la cabina del tractor, el tubo de descarga de forma tal que la boquilla de salida quede más cerca del operario que se encuentra dentro de la cabina facilitando la visión durante la descarga. Igualmente, la descarga sigue siendo fija hacia el lado izquierdo.

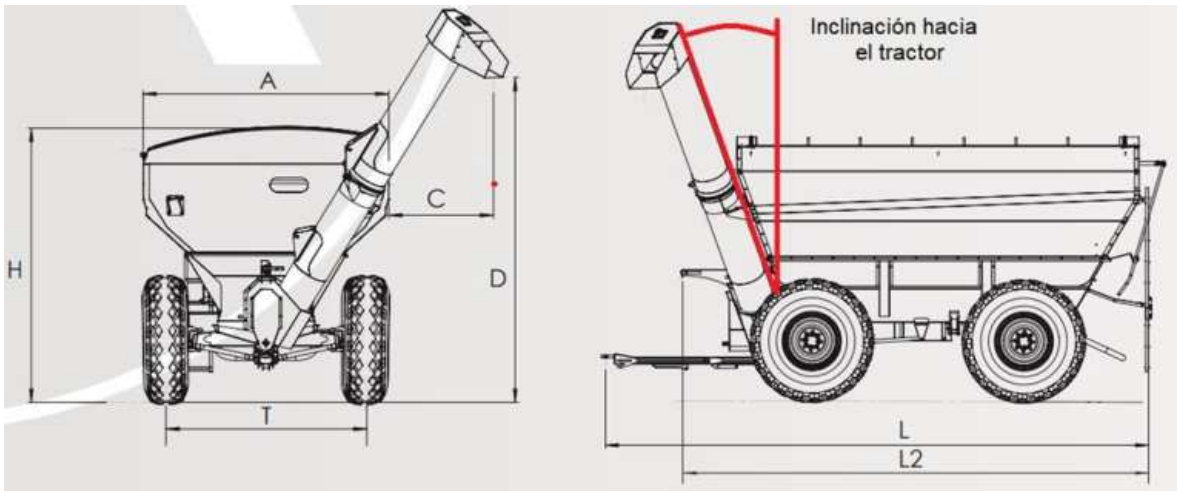


Figura 3.4: Vista del tubo inclinado. [12]

Luego, los demás sistemas se asemejan con el tubo ubicado en la parte delantera con la posibilidad de cerrarse y el uso del transporte de sin fin horizontal para ubicar los granos en la entrada del sin fin de descarga. Se utiliza la misma fuente de potencia que son la toma de fuerza y el sistema hidráulico del tractor.



Figura 3.5: Boquilla móvil. [12]

Otro punto para destacar de estas tolvas es que la boquilla puede modificar su inclinación hacia arriba y abajo permitiendo mayor versatilidad, esto movimiento se logra mediante un actuador eléctrico.

La capacidad de descarga de estas tolvas es de 6300 – 15000 kg/min en sus dos variantes, que vienen de simple eje o doble con cargas máximas de 14 – 38 toneladas.



Figura 3.6: Tolva de mayor capacidad. [12]

Akron este año presento una tolva con un sistema de descargar idéntico al actual pero colocado del lado derecho de la tolva . Por parte de ellos esta modificación apunta a facilitar la visión del operador al momento de realizar las maniobras para vaciar la tolva debido a que los comandos del tractor se encuentran posicionados en este mismo lado. El inconveniente ocurre que cuando la descarga está del lado izquierdo el operador se ve obligado a mirar alternativamente hacia ese lado para controlar la descarga y luego hacia el lado contrario para ver el panel de control. Con esta modificación se disminuyen los errores y aumenta el confort.



Figura 3.7: Tubo de descarga ubicado del lado derecho [12]

3.1.1.3. Ascanelli

Mismo sistema de descarga que la marca Akron, con el tubo ubicado en la parte frontal de la tolva e inclinado hacia la izquierda y hacia delante para mejorar la visión. Es necesario el sin fin horizontal, sistema hidráulico y toma de fuerza como se ve en las figuras siguientes.



Figura 3.8: Vista de los sinfines de descarga [2]



Figura 3.9: Tolva de 4 ejes, la de mayor capacidad del mercado [2]

Estos equipos poseen en su boca de descarga un elemento de giro mediante un actuador hidráulico permiten direccionar de forma lateral la boquilla, no cuentan con el ajuste vertical y el ajuste que permite es muy limitado por el poco movimiento de la boquilla.



Figura 3.10: Boquilla de descarga giratoria [2]

Las capacidades de estas tolvas son de 14 – 43 toneladas con una descarga de 1,5 – 5 minutos dependiendo el tamaño de la tolva. Cabe destacar que Ascanelli actualmente tiene la tolva de mayor capacidad del mercado. [2]

3.1.1.4. Stara

Ofrecen solamente un tipo de tolva autodescargable la cual no requiere de un tornillo sin fin horizontal debido a que la alimentación de la descarga la hace desde la parte central del depósito, el agrupamiento del material se logra mediante una tolva que tiene una única desembocadura en el fondo y desde allí sale el tubo de descarga principal. Su brazo se encuentra inclinado hacia la izquierda y hacia delante como los que se vienen mencionando, cuenta además con el sistema de tubo partido para plegarse. Respecto a la boquilla de descarga cuanta con alineación hidráulica vertical, esto último muy similar al sistema utilizado por Akron.



Figura 3.11: Tolva con el tubo en posición de descarga [13]



Figura 3.12: Tolva con tubo en posición de transporte (plegado) [13]

Para el movimiento de sus dispositivos son necesarias la TDF y el sistema hidráulico. Las capacidades se disponen en volumen de 19 – 40 m3 con un caudal de descarga de hasta 10.000 kg/min. [13]

3.1.1.5. Brent

Por parte de Brent se observa que sus tolvas poseen un dispositivo en el cual el tubo de descarga completo puede modificar su inclinación hacia arriba o abajo, es decir cambiando la altura de la boquilla de descarga, esto se logra mediante un sistema hidráulico. Además, poseen la regulación de dirección de la boca como los anteriores, pero en esta se combinan los movimientos de forma lateral y vertical. Al tener este sistema de inclinación el tubo no puede inclinarse hacia adelante para mejorar la visión del operario.



Figura 3.13: Sistema de variación de la inclinación del tubo [14]



Figura 3.14: Tolva en posición descarga [14]

En el caso que se precise esta inclinación hacia el operario cuentan con otros modelos, los cuales el plegado del tubo no lo hace en la parte delantera como los anteriores si no en el costado de la tolva. Se sigue manteniendo el lado izquierdo de descarga y cuenta con todos los sistemas de dirección de boquilla, lo que no es necesario es el sinfín alimentador horizontal.



Figura 3.15: Tolva con el tubo en posición de descarga y de transporte [14]

3.1.1.6. Bombassei

Esta empresa decide cambiar totalmente el sistema de descarga debido a que no utiliza un sinfín para transportar los granos o materiales, hace uso de una noria que también es plegable como los tubos anteriores. La descarga se encuentra en la parte central con salida hacia el lado izquierdo, la noria y su boquilla de salida quedan totalmente fija en su posición de trabajo.



Figura 3.16: Sistema de descarga con noria [15]

Para el funcionamiento de la descarga requiere solamente la conexión a la toma de fuerza, pero se necesita del sistema hidráulico para el accionamiento de la guillotina, esto fue factor común en todas las tolvas hasta ahora. Las capacidades que ofrece la empresa son de 17 – 33 m3 con tiempos de descarga de 4 – 7 minutos.

3.1.1.7. Perard

La filosofía de descarga es igual que las anteriores haciendo uso de sinfín, lo diferente es que el tubo de descarga se encuentra en la parte central de la tolva hacia el lado izquierdo, al igual que el anterior pero no es una noria. Los sistemas de movimiento y regulación son los mismos, posee capacidad de inclinación total del tubo de forma vertical. Este sistema de descarga es idéntico al que equipan las cosechadoras de granos, este tiene la ventaja de poder descargar en cualquier posición, inclusive en su posición de transporte. Es por esto aue generale=mente equipan sistemas de seguridad para evitar la descarga accidental de granos. Las tolvas de este fabricante poseen capacidades similares a las anteriores propuestas.



Figura 3.17: Sistema de descarga lateral

3.1.2. Acoplados con descarga para semillas, fertilizantes y alimento balanceado.

Existen maquinarias que también tienen la función de acopiar y descargar granos como así también otros tipos de materiales. Algunas de ellas se listan a continuación para enfocarnos en cómo se realiza la descarga y que método utilizan.

3.1.2.1. Akron

Es un acoplado tolva que cuenta con un sinfín para su descarga mediante un tubo donde la entrada de este es al centro de la tolva y rodo el material baja por acción de la gravedad. Este sistema no varía demasiado con lo ya expuesto para tolvas solo que su impulsión es hidráulica y que el mecanismo de plegado suele ser de accionamiento manual. Cabe destacar que estos sistemas se utilizan generalmente para la carga de semilla y fertilizante en las sembradoras y su capacidad de descarga es muy reducida debido al pequeño diámetro del tubo (generalmente 150 mm). Este tipo de chimangos requieren de un armado para posición de trabajo de manera manual. [12]



Figura 3.18: Tolva con chimango hidráulico plegable manual [12]

Akron también posee un sistema de descarga en este tipo de tolvas que resulto innovador porque se pliega de manera hidráulica sin necesidad de intervención manual del operador, puede realizar todo desde la cabina del tractor.



Figura 3.19: Tolva con chimango de pliegue hidráulico [12]

3.1.2.2. Bombassei

Es el mismo concepto que la empresa Akron, pero utiliza una noria como transporte desde la parte central del acoplado. La propulsión utilizada es hidráulica. [15]



Figura 3.20: Descarga mediante cinta transportadora

3.1.2.3. Lincar

En una búsqueda de una idea totalmente disruptiva a lo que es el sistema de descarga de una tolva autodescargable para granos se encontró un sistema de transporte sin fin diferente. El mismo se utiliza en tolvas montadas sobre camiones diseñados para el despacho de fertilizante o alimento balanceado.

Lincar presenta un concepto de descarga que es el uso de un sinfín que permita el movimiento giratorio de su brazo en 360° visto desde arriba.



Figura 3.21: Sistema de descarga orientable 360 grados [16]

Estos sistemas poseen accionamiento 100% hidráulico con una capacidad de descarga reducida en comparación con las tolvas antes mencionadas, de unos 800 kg/min contra los 10000 kg/min que tiene una tolva autodescargable actual.

3.1.2.4. Cestari

Es una tolva con descarga desde la parte central hacia el lado derecho. El movimiento del sinfín es provisto por un motor hidráulico y esta máquina generalmente se usa para carga de sembradoras. Es un concepto idéntico al primer modelo presentado de Akron. [11]



Figura 3.22: Tolva con chimango de pliegue manual [11]

3.1.3. Cosechadoras

Además de los sistemas de descarga mencionados, no queríamos dejar pasar el análisis del tubo de descarga de as cosechadoras, ya que este es un sistema que, si bien siempre se utiliza para descargar en la posición de apertura máxima, también permite descargar en puntos intermedios. Otra ventaja que tienen estos sistemas es su gran volumen de descarga, de unos 135 litros por segundo, dependiendo de la marca y modelo de cosechadora.



Figura 3.23: Cosechadora descargando [17]



Figura 3.24:Cosechadora con el tubo plegado [17]

3.2. Espectro de Conceptos de Solución – ECS

El especto conceptos de solución (ECS) es un cuadro donde las ideas presentadas en el estado del arte se clasifican. Con este diagrama se tiene una mirada rápida del panorama existente de soluciones para utilizar como soporte en la creación de ideas para las propuestas.

Una vez definida la clasificación y realizado el cuadro se procede a la etapa de lluvia de ideas para solucionar el problema, que al ser un proceso iterativo este ECS se actualiza en sus categorías con las nuevas ideas.

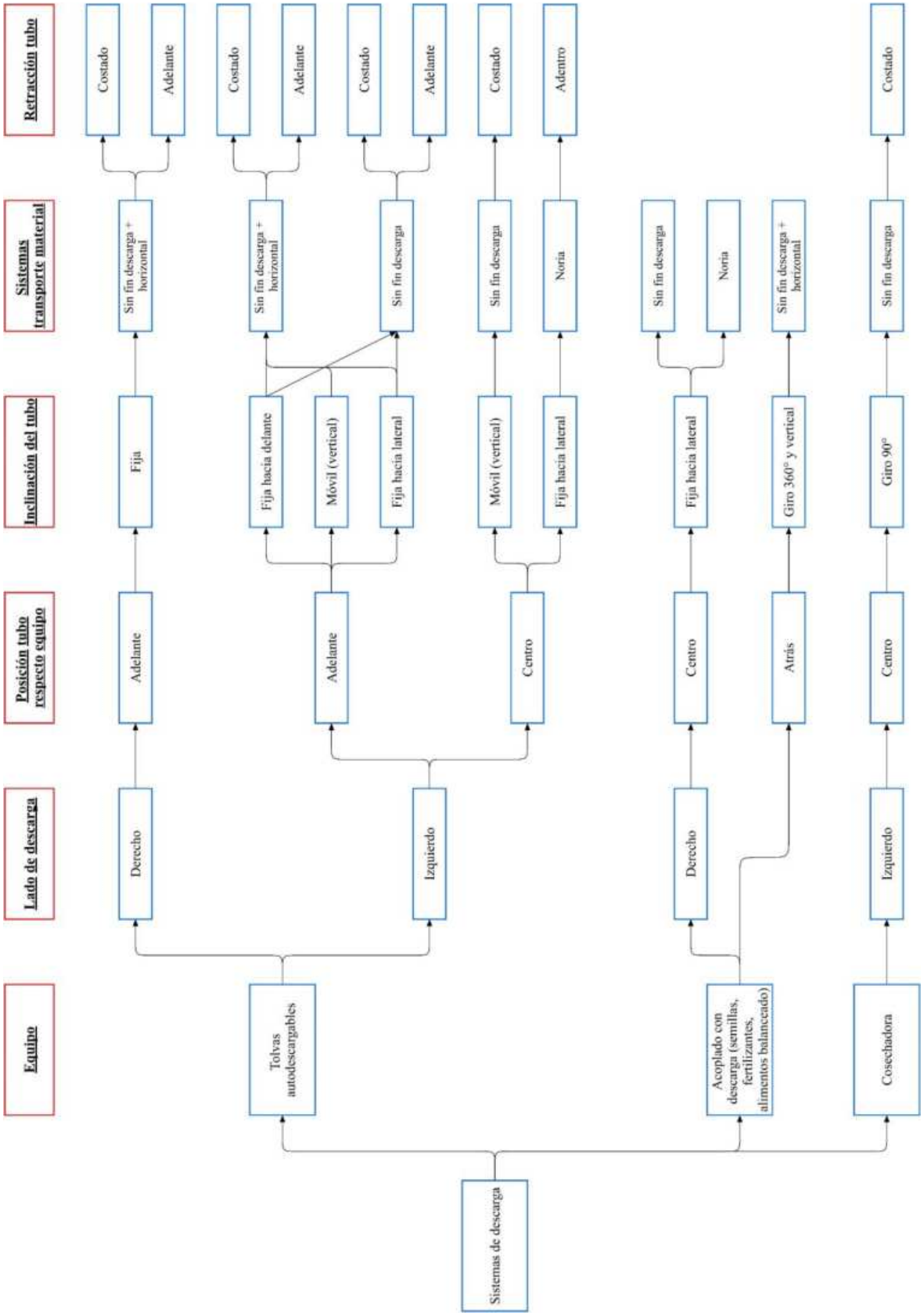


Figura 3.25: Espectro conceptos de solución - ECS.

3.3. Propuestas de Solución

Las propuestas de solución se basan principalmente en crear un sistema que permita la descarga por ambos lados de la tolva. En cada una se presenta de forma conceptual en que consiste la solución teniendo en cuenta la mayor cantidad de detalles posibles en esta etapa.

Mediante una lluvia de ideas, sin aplicar ninguna restricción para la aceptación o rechazo de las mismas ya que luego se analiza la viabilidad de la propuesta, se llega a las ideas siguientes.

3.3.1. Propuesta 1: Noria y Cinta

En esta primera idea el concepto de uso de la noria surge del estado del arte (tolva autodescargable de Bombassei) y el de la cinta es propio. El origen de combinación de esta idea fue a través de la materia equipos agroindustriales donde se aprenden métodos de transporte para granos sus respectivas ventajas y desventajas.

Para el transporte vertical, el que tiene más ventajas es la noria, por lo que planteamos realizar la elevación de los granos a través de esta, para luego descargar en la parte superior en el transporte horizontal que se realizará a través de una cinta. En el horizontal se elige una cinta y no un transporte a cadena debido a que este último tendrá un peso muy superior, haciendo que la estructura de soporte tenga que ser mucho más reforzada y por lo consecuente más pesada. También los transportes a cadena suelen ser muy ruidosos y podrían llegar a transmitir estos ruidos dentro de la cabina del tractor llegando a ser molestos.

La noria queda fija en posición vertical, en cambio la cinta tiene un actuador hidráulico que permite cambiarle la posición de horizontal a vertical (paralelo a la noria) para el transporte o cuando no se necesite descargar. En el esquema se muestra la descarga hacia un lado, pero el sistema sería simétrico, es decir, una cinta para cada lado.

En lo que respecta a alimentar con la potencia necesaria a ambos elementos del sistema de descarga, se decidió hacer funcionar a la noria con la toma de fuerza del tractor y a la cinta accionarla a través de un motor hidráulico. Luego para accionar la guillotina del sin fin barredor se puede utilizar un cilindro en la parte frontal como las tolvas comerciales (no se esquematiza esto en ninguna solución, solamente se explica donde iría ubicado). Por último, el sin fin barredor se conecta a la alimentación de la noria a través de un sistema de cadenas (también es una solución existente en el mercado).

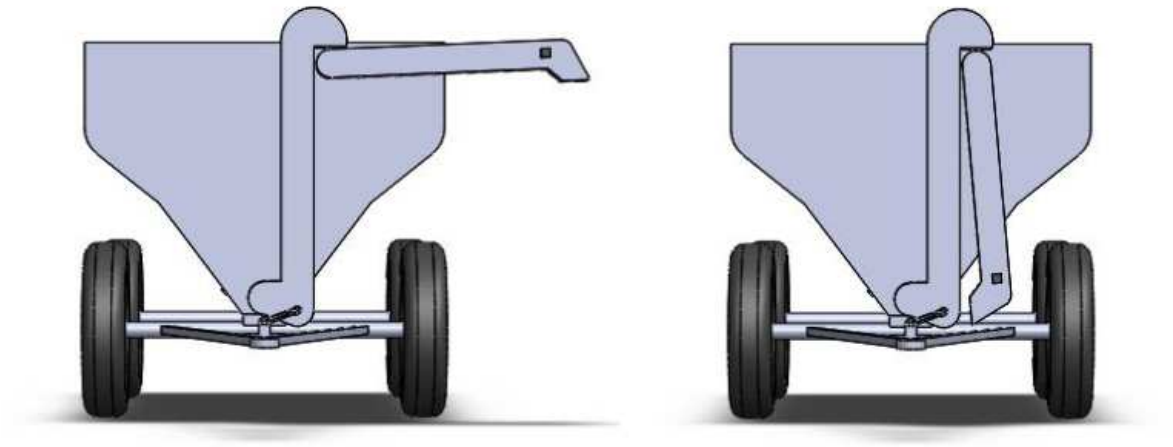


Figura 3.26: Vista frontal movimiento plegado – Propuesta 1.

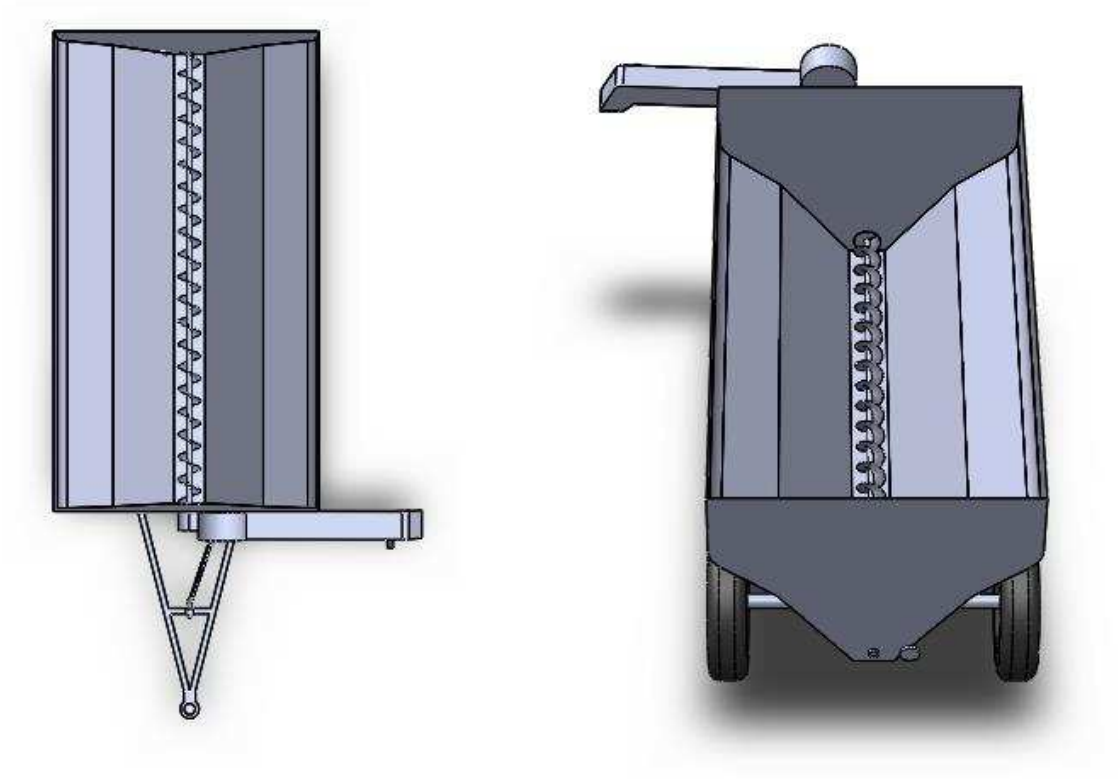


Figura 3.27: Vista superior – Propuesta 1.

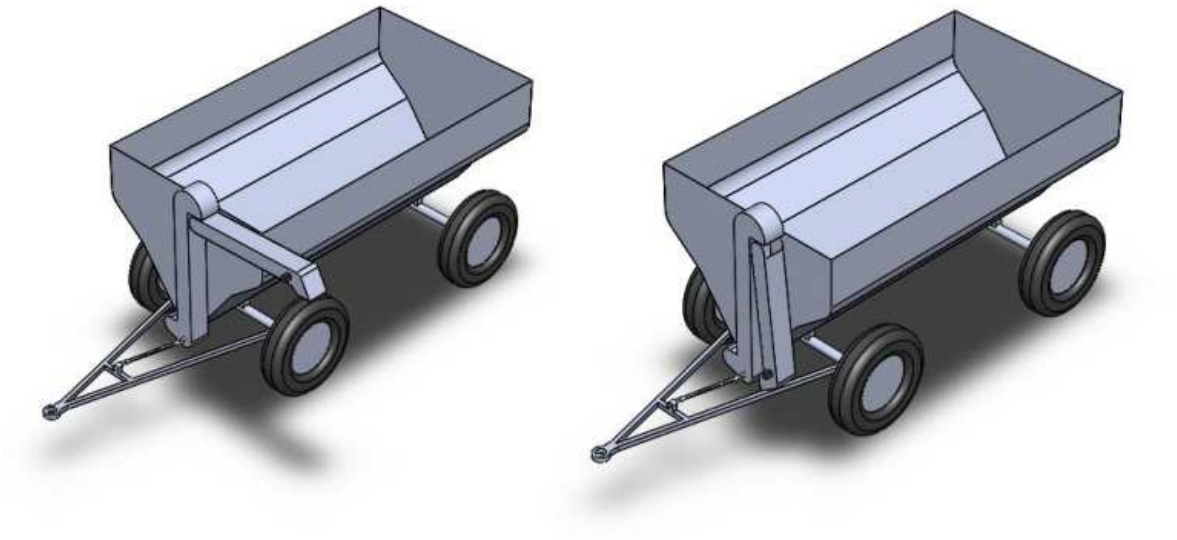


Figura 3.28: Vista trimétrica – Propuesta 1.

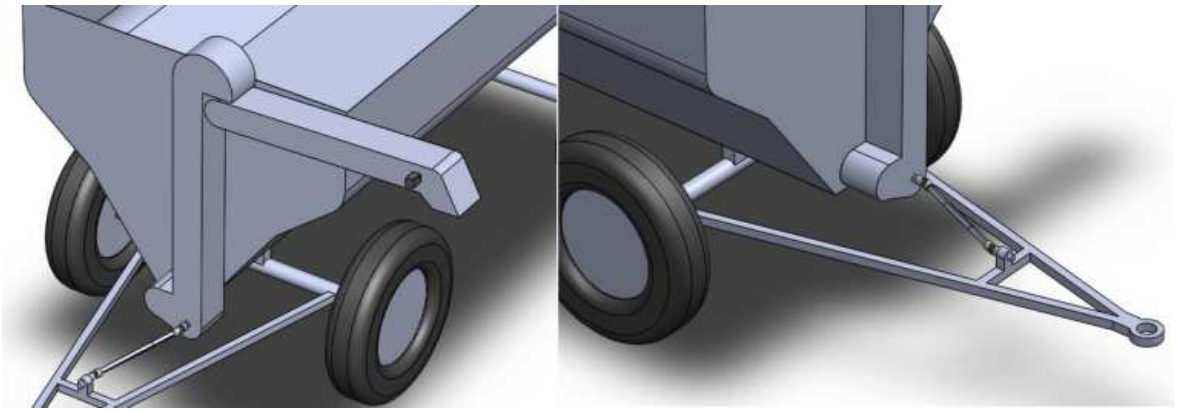


Figura 3.29: Detalles – Propuesta 1.

3.3.2. Propuesta 2: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por cilindro hidráulico

Para esta idea, se toman varias soluciones vistas en el análisis del espectro de soluciones y se combinan para poder obtener una solución que cumpla de la mejor forma los objetivos planteados (Se parte de la solución propuesta por Brent).

Esta idea toma el clásico sistema de descarga a través de tornillo helicoidal, pero se le realizan modificaciones. Partimos de un tubo de descarga sin fin, que tiene dos tramos y se pliega hidráulicamente para que no sobresalga del cuerpo del acoplado mientras se realizan otras tareas como el transporte, carga, etc. A este sistema se le coloca un punto de pivote en la parte inferior que permite que el tubo completo oscile alrededor de ese punto, esto añade la posibilidad situar el sistema de descarga del lado izquierdo o derecho del acoplado. El movimiento de pivote se realizará mediante un actuador hidráulico.

El tornillo sin fin de descarga se acciona mediante la toma de fuerza que se conecta a una caja L de engranajes como se observa en la Figura 3.32.

En la parte superior del tubo se encuentra la boca de descarga que tiene la capacidad de ser orientable para permitir un direccionamiento preciso. Tiene un movimiento en los 360 grados propulsado por un motor eléctrico.

Cabe destacar que la posición de plegado es posible cuando el tubo se encuentra hacia un solo lado, por lo que, si descargamos del lado contrario primero tendremos que colocar el tubo del lado correspondiente para luego proseguir con el plegado.

El sin fin barredor se le provee movimiento mediante un motor hidráulico desde la parte posterior por la imposibilidad de hacer un sistema frontal que se conecte con el movimiento del sin fin de descarga. Por otro lado, la guillotina del sin fin barredor se acciona con un cilindro hidráulico que se coloca dentro de la tolva y mediante un sistema de palancas transmite el accionamiento (algunas tolvas del mercado lo utilizan de esta manera). No se puede colocar este cilindro en la parte frontal ya que colisionaría con el movimiento de cambio de lado del sin fin.

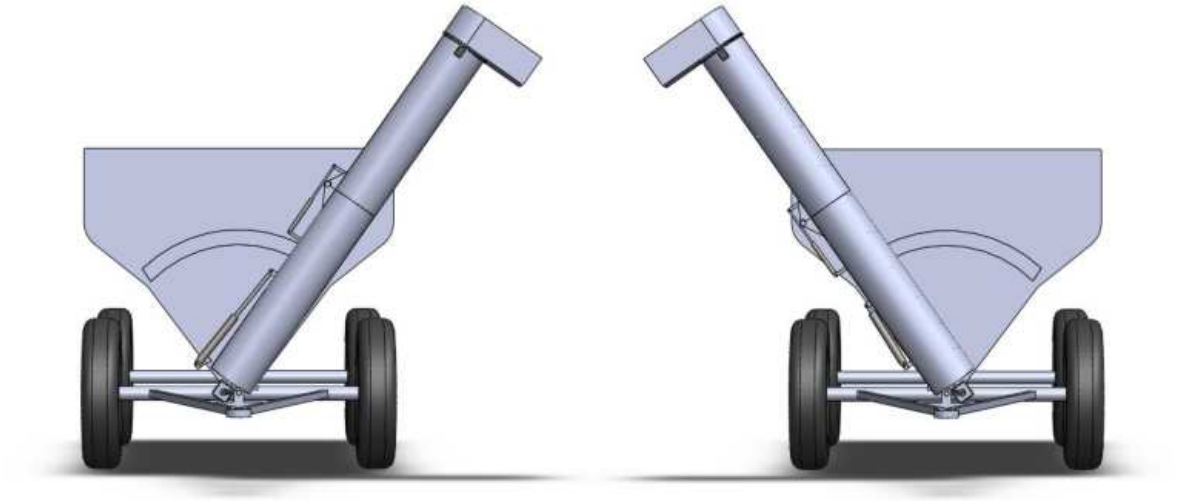


Figura 3.30: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 2.

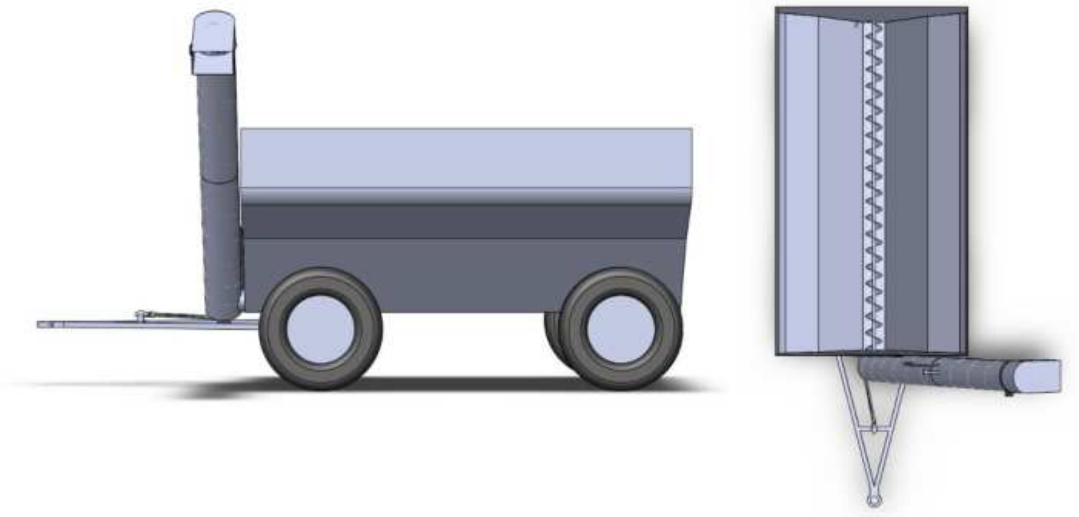


Figura 3.31: Vista lateral y superior – Propuesta 2.

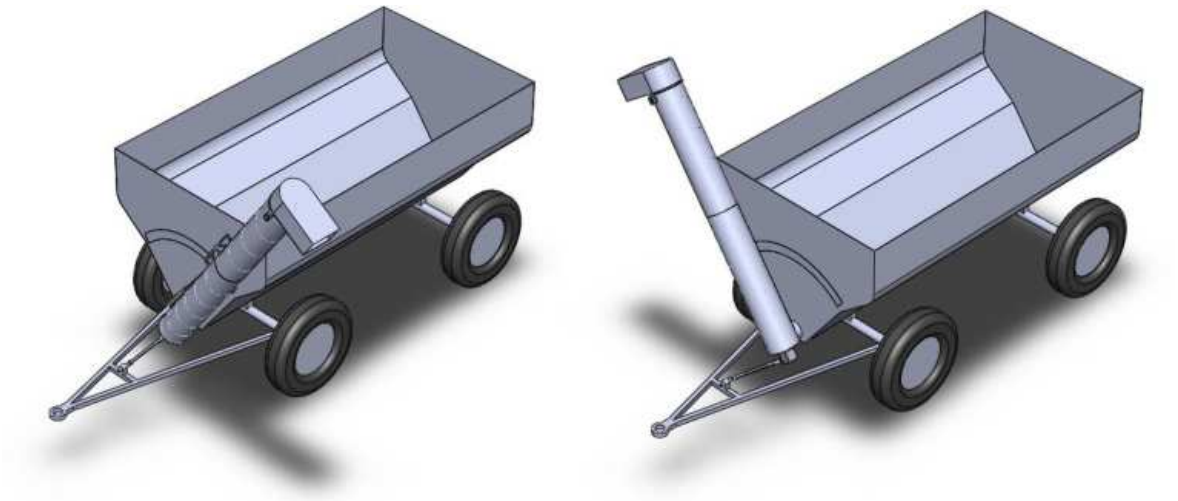


Figura 3.32: Vistas isométricas – Propuesta 2.

3.3.3. Propuesta 3: Cinta transportadora con cambio de lado

Este sistema se basa en una cinta transportadora colocada en posición inclinada, que puede cambiarse de lado mediante un actuador hidráulico. El diseño de la cinta debe ser de tal forma que pueda ser cargada de ambos lados (cuando es descargada de un lado se utiliza un lado de la cinta y cuando es por el otro se utiliza el que era el ramal de retorno), algo que no es común en el mercado.

La cinta es accionada mediante la toma de fuerza y se dispone de algún tipo de reductor o multiplicador según fuese necesario, también es necesario cambiar el sentido de giro según sea el lado que este descargando.

Se debe verificar que el ángulo de la cinta permita elevar los granos, ya que si la inclinación es prominente probablemente este sistema no funcione. También, se debe analizar que la cinta cuente con separadores o paletas que empujen al grano.

El sistema de cambio de lado es igual que la propuesta 2, como así también el movimiento de la guillotina del sin fin barredor y con el motor hidráulico posterior para el movimiento de este sin fin.

Por último, se puede realizar un sistema de plegado para que cuando no esté trabajando esta quede dentro de los límites del acoplado y no sobresalga.

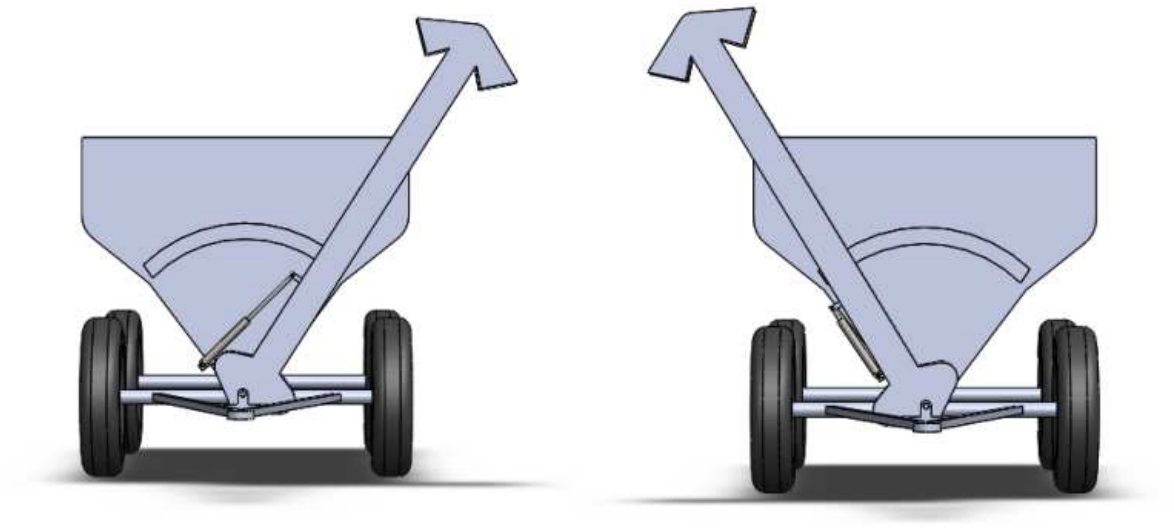


Figura 3.33: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 3.

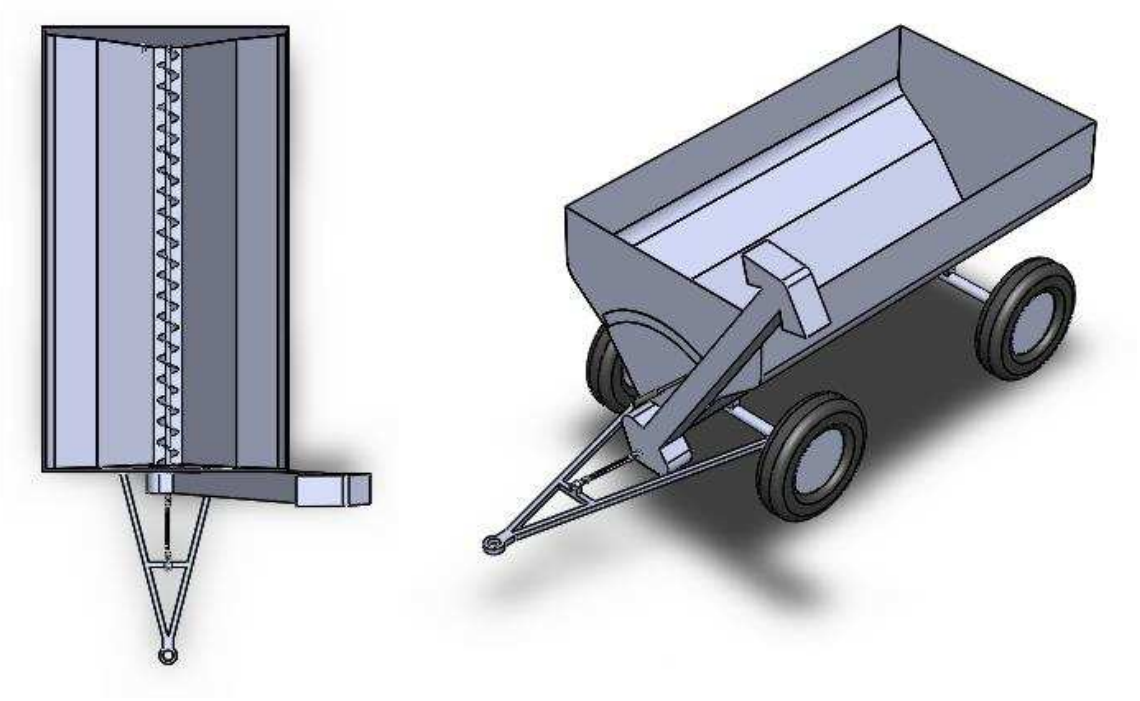


Figura 3.34: Vista superior y trimétrica – Propuesta 3.

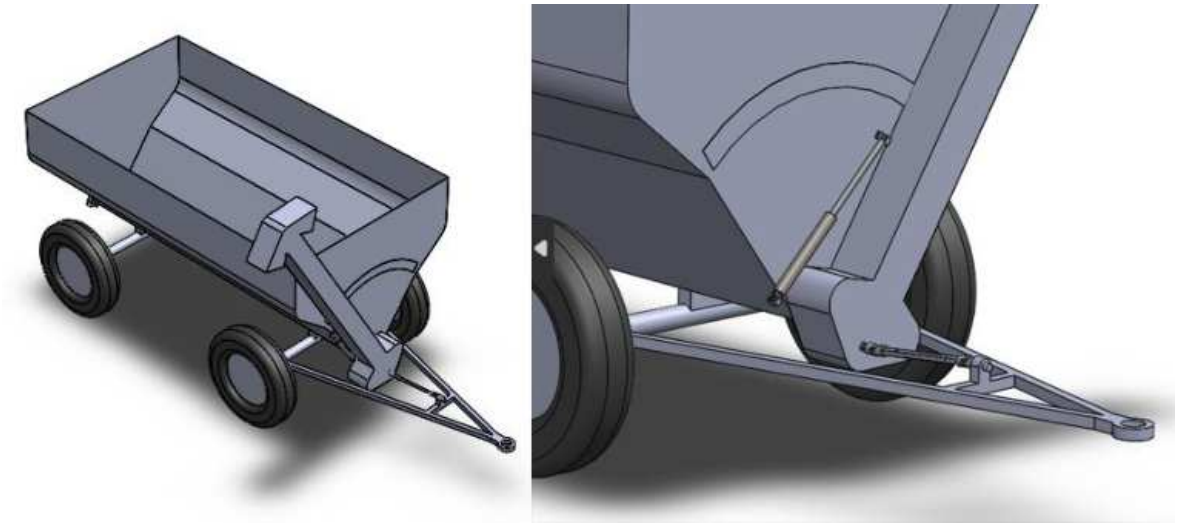


Figura 3.35: Vista trimétrica con zoom – Propuesta 3.

3.3.4. Propuesta 4: Sin fin con descarga 360°

Este sistema surge de unos de los sistemas investigados (Acoplado con descarga de la marca Lincar), pero tal cual como estaba aplicado no resolvía el problema. Esto sucede porque si bien el sistema en el que se basa esta propuesta funciona de manera correcta, tiene una capacidad de transporte casi 12 veces menor a la necesaria. También estos sistemas suelen ser de accionamiento hidráulico, esto también limita las capacidades.

En esta idea se propone la misma solución, pero se considera adaptar el sistema de descarga a la toma de fuerza del tractor. De esta forma la descarga tendrá mucha más potencia disponible que si fuese un motor hidráulico. Ambos sin fines, barredor y descarga, son accionados por la toma de fuerza desde la parte frontal. Al tener mayor potencia disponible es posible aumentar la velocidad de rotación de los tornillos y también su diámetro. El sin fin de descarga está compuesto en dos partes, uno vertical y otro horizontal, conectadas por un sistema en L de engranajes que se encuentra en el codo superior (como la toma de fuerza).

Luego para la guillotina en este caso se propone la solución existente con el cilindro hidráulico desde la parte frontal, esto debido a que el movimiento de cambio de lado es solamente el tubo de la parte superior. Este tubo cuenta con una rotación de 360° propulsada por un motor hidráulico.

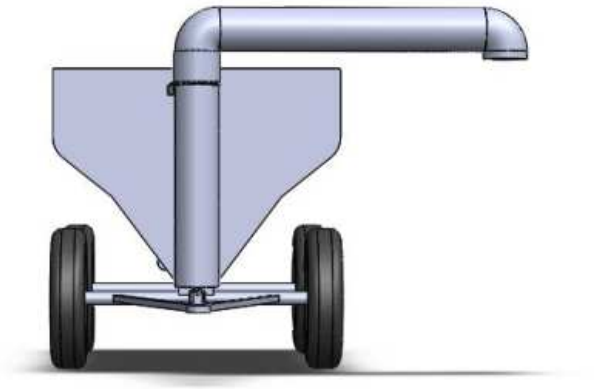


Figura 3.36: Vista frontal – Propuesta 4.

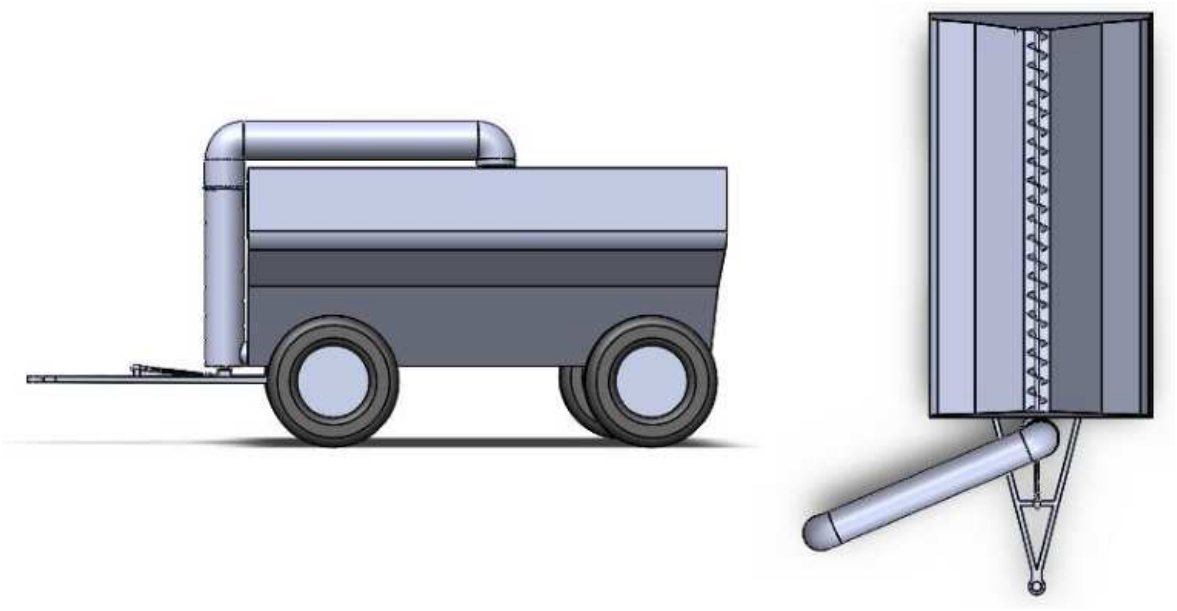


Figura 3.37: Vista lateral y superior – Propuesta 4.

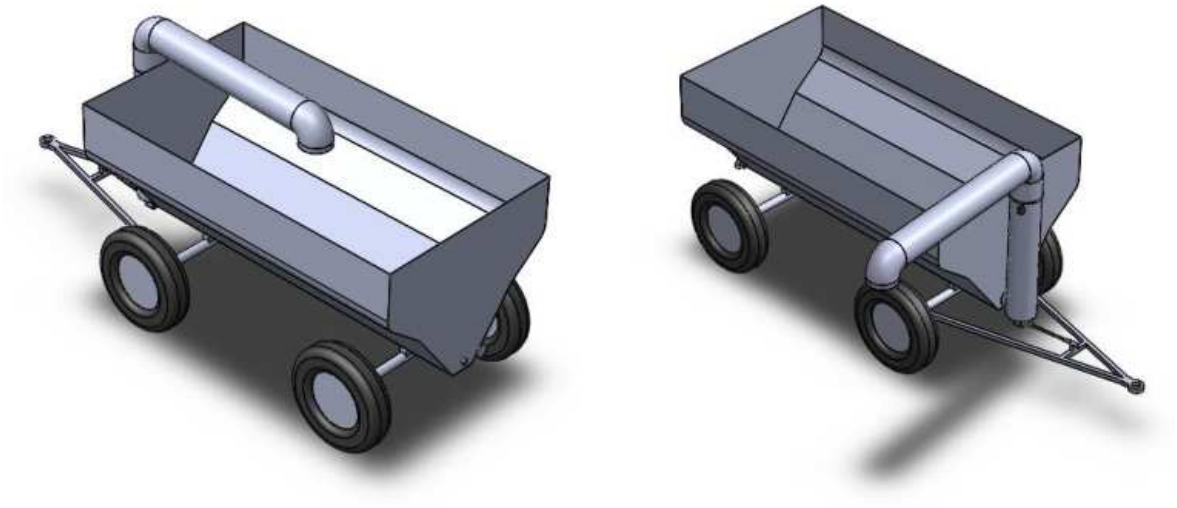


Figura 3.38: Vista trimétrica trasera y delantera – Propuesta 4.

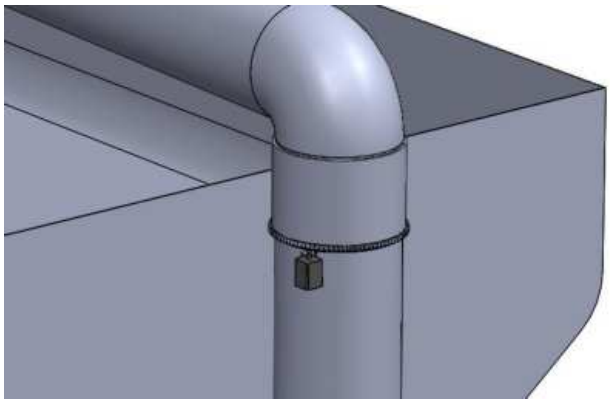


Figura 3.39: Detalle movimiento tubo – Propuesta 4.

3.3.5. Propuesta 5: Doble descarga sin fin retráctil hacía los costados

A partir de la propuesta de la empresa Brent se decide colocar el sistema de descarga de sinfín, con la entrada de este desde la parte central, hacia ambos lados posibilitando así la mejor ubicación de la tolva. Recordar que el mismo se pliega para el transporte sobre los laterales del depósito como se observa en el croquis.

El tubo se despliega según el lado que se necesite descargar, siendo el movimiento provisto para el sin fin por la toma de fuerza y el despliegue por el sistema hidráulico del tractor.

Además, con esta solución se respeta la inclinación hacia delante mejorando la visión que puede llegar a tener el operario sobre la boquilla de descarga. Esta boquilla debe tener el movimiento de 360° y vertical integrado mediante el sistema hidráulico para permitir el mejor manejo del implemento.

En el caso de que se considere que la tolva debe ser de mayores dimensiones será necesario el uso de un tornillo sin fin horizontal para traer el grano desde la parte posterior de la tolva hacía la entrada del sinfín de descarga.

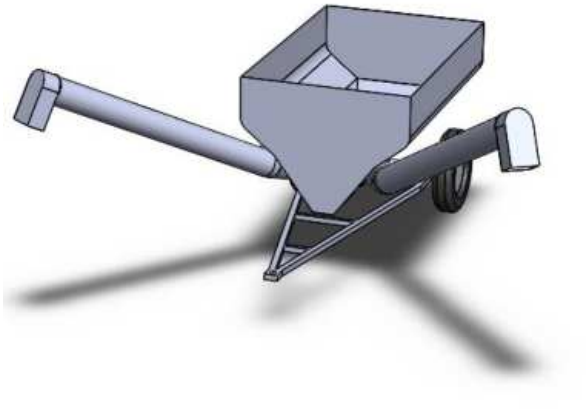


Figura 3.40: Vista dimétrica – Propuesta 5.

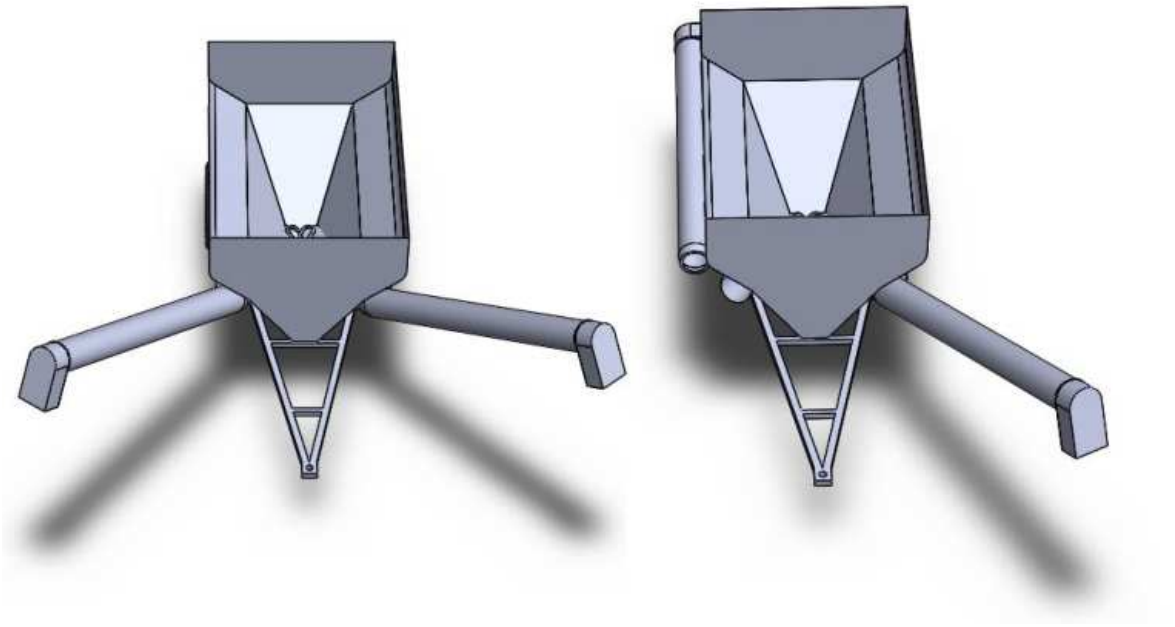


Figura 3.41: Vista frontal levemente superior – Propuesta 5.

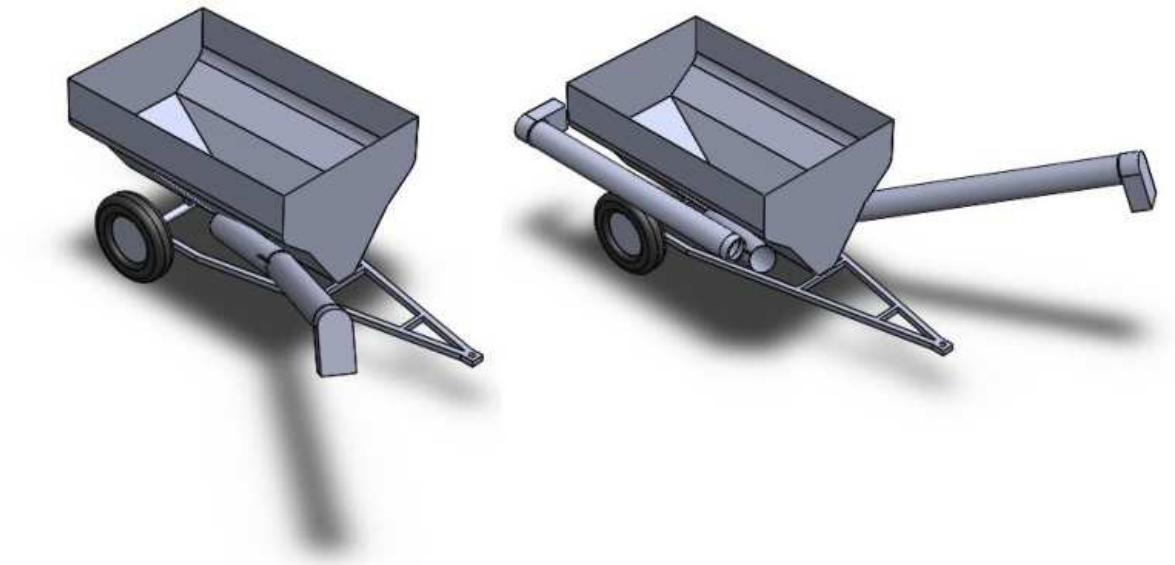


Figura 3.42: Vistas trimétricas tubos desplegados – Propuesta 5.

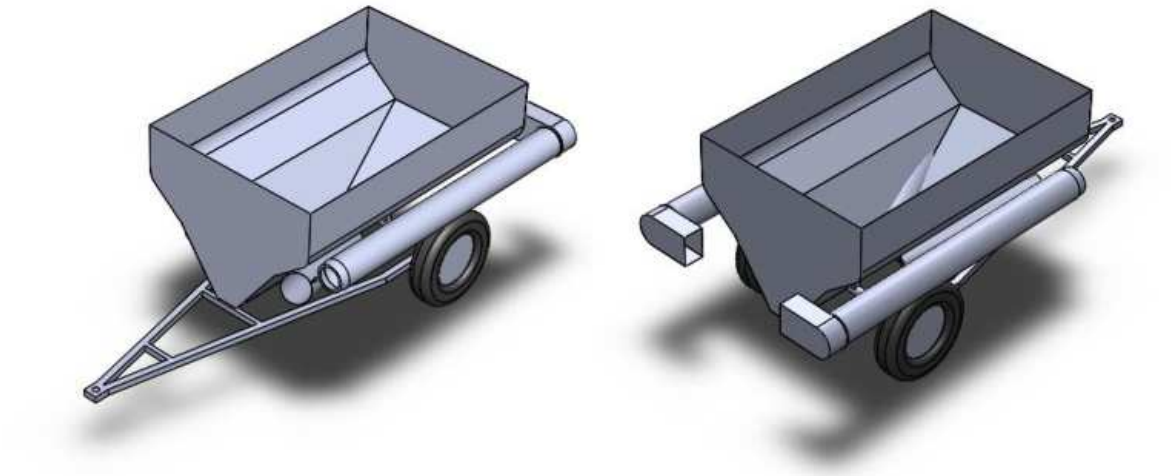


Figura 3.43: Vistas trimétricas tubos plegados – Propuesta 5.

3.3.6. Propuesta 6: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por engranaje

Esta propuesta es conceptualmente igual a la idea número 2, la cual permite la descarga del tubo hacia ambos lados mediante su movimiento en el plano vertical.

La variante de esta solución es el sistema que permite el movimiento alrededor del pivot, que en la propuesta 2 se utiliza un cilindro hidráulico, cuando en esta se prescinde del mismo. Se propone utilizar un sistema de engranajes donde el piñón es accionado por un motor hidráulico que va ubicado en el tubo de descarga, mientras que la otra parte se encuentra unida a la tolva y centrada al punto de pivote para permitir el movimiento descripto hacia cada lado.

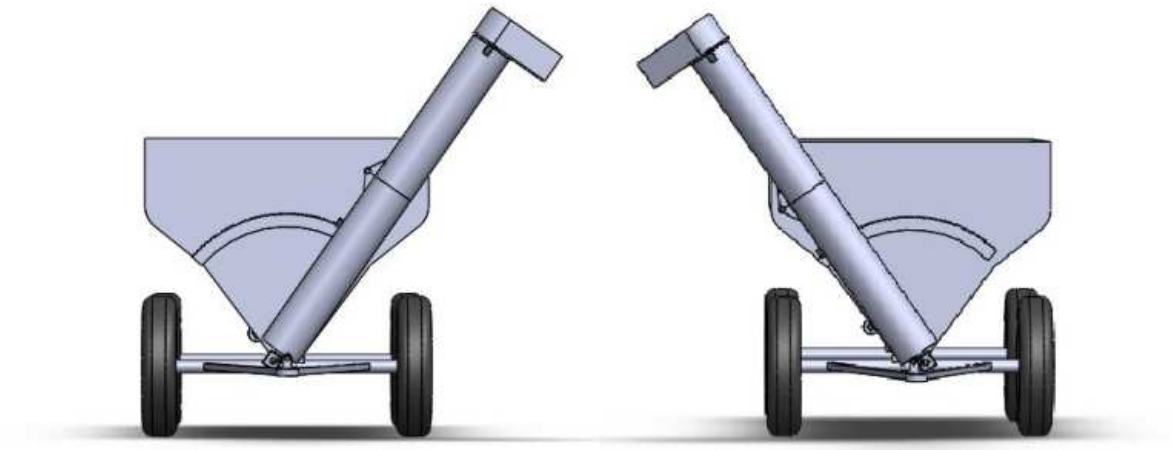


Figura 3.44: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 6.

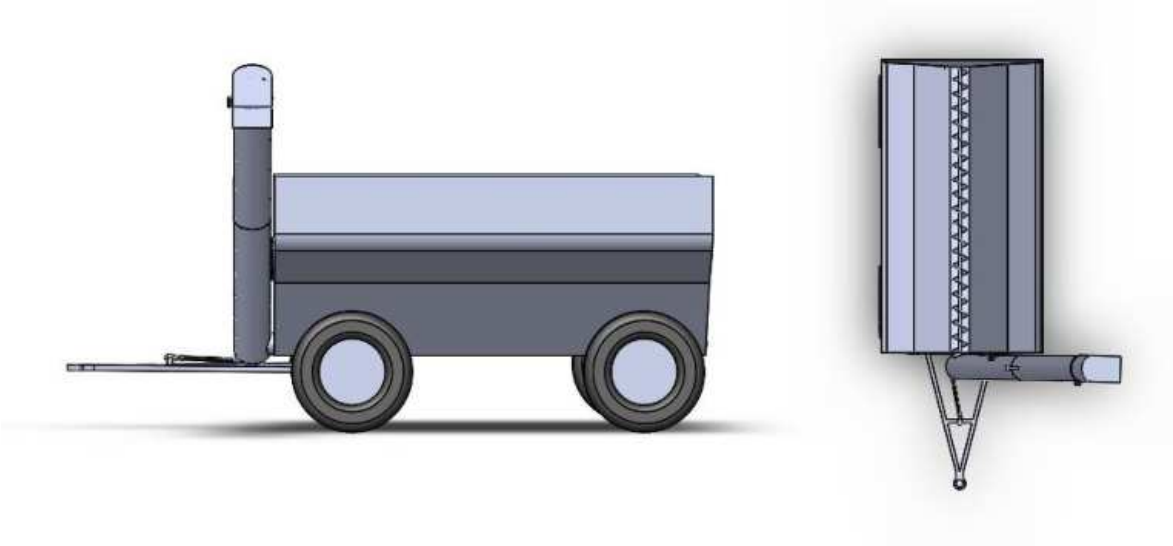


Figura 3.45: Vista lateral y superior – Propuesta 6.

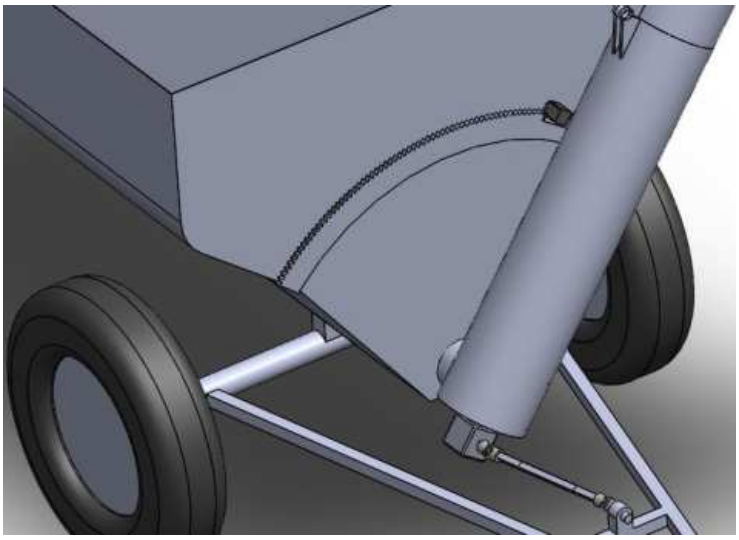


Figura 3.46: Sistema engranajes – Propuesta 6.

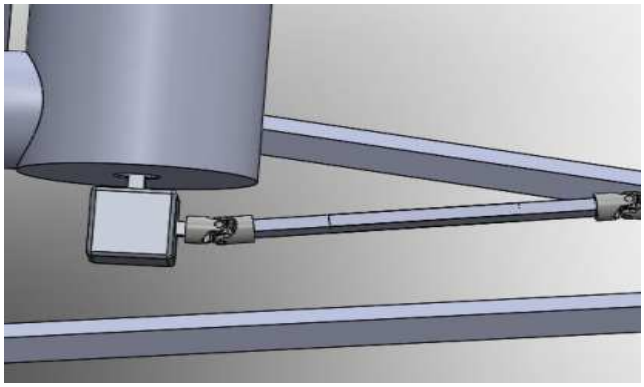


Figura 3.47: Barra de mando con caja escuadra – Se utiliza en la mayoría de las propuestas

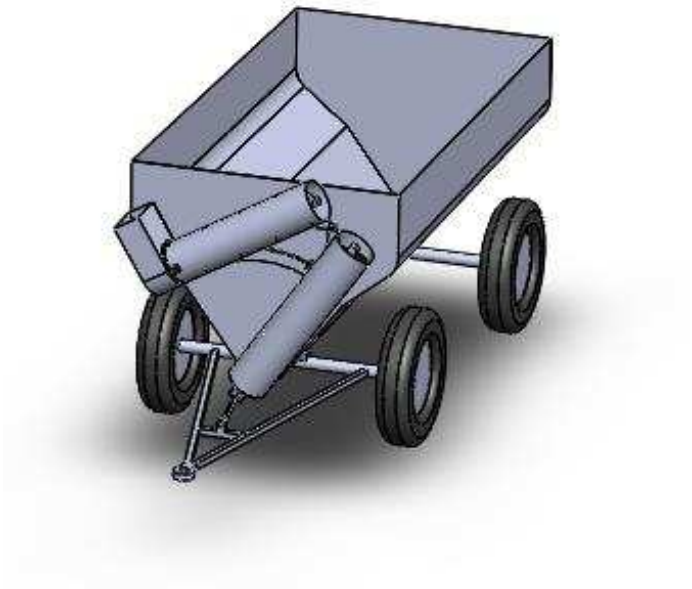


Figura 3.48: Vista dimétrica – Propuesta 6.

3.3.7. Propuesta 7: Doble descarga central

Esta idea se inspira en la que posee la descarga central de la tolva, pero se añaden dos tubos como en la idea 5. La diferencia con la quinta propuesta radica en la disposición de los sin fin. Esta disposición surge de la propuesta de la marca Perard y se coloca una descarga igual del lado opuesto algo más separadas sin ingresar tan adentro de la estructura de la tolva. Este diseño tiene todos los movimientos del tubo y su boquilla de descarga, donde el pliegue del tubo es mediante un cilindro hidráulico y los de la boquilla con motores eléctricos. Luego los sin fin son alimentados desde la toma de fuerza.

No se hace croquis, solamente se adjunta una foto de la solución mencionada de un solo lado.



Figura 3.49: Propuesta 7 basada en la marca Perard.

3.3.8. Propuesta 8: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por cilindro hidráulico (TDF)

Como la lluvia de ideas es un análisis iterativo, se llega a una modificación de la propuesta 2. En este caso se resuelve da la misma manera el movimiento de cambio de lado con el cilindro hidráulico, pero el movimiento del sin fin barredor y descarga se alimentan ambos desde la toma de fuerza. De esta manera no se tiene que colocar líneas hidráulicas hasta el final de la tolva.

La forma en que se les provee movimiento a los sin fines es mediante la utilización de una caja de engranajes en T, donde se conecta la TDF y los sin fines en cada salida (ver Figura 3.50). La solución surge de observar cómo se resuelve la descarga en las cosechadoras mencionada en el estado del arte. Las cosechadoras tienen un sin fin vertical y otro horizontal conectado por una caja escuadra en su codo para trasmitir el movimiento desde el extremo inferior del vertical hacia el horizontal, idea que se modificó con una T para poder alimentar desde la TDF en el codo (ver Figura 3.50).

Luego, los demás componentes se mueven como se explica en la propuesta 2.

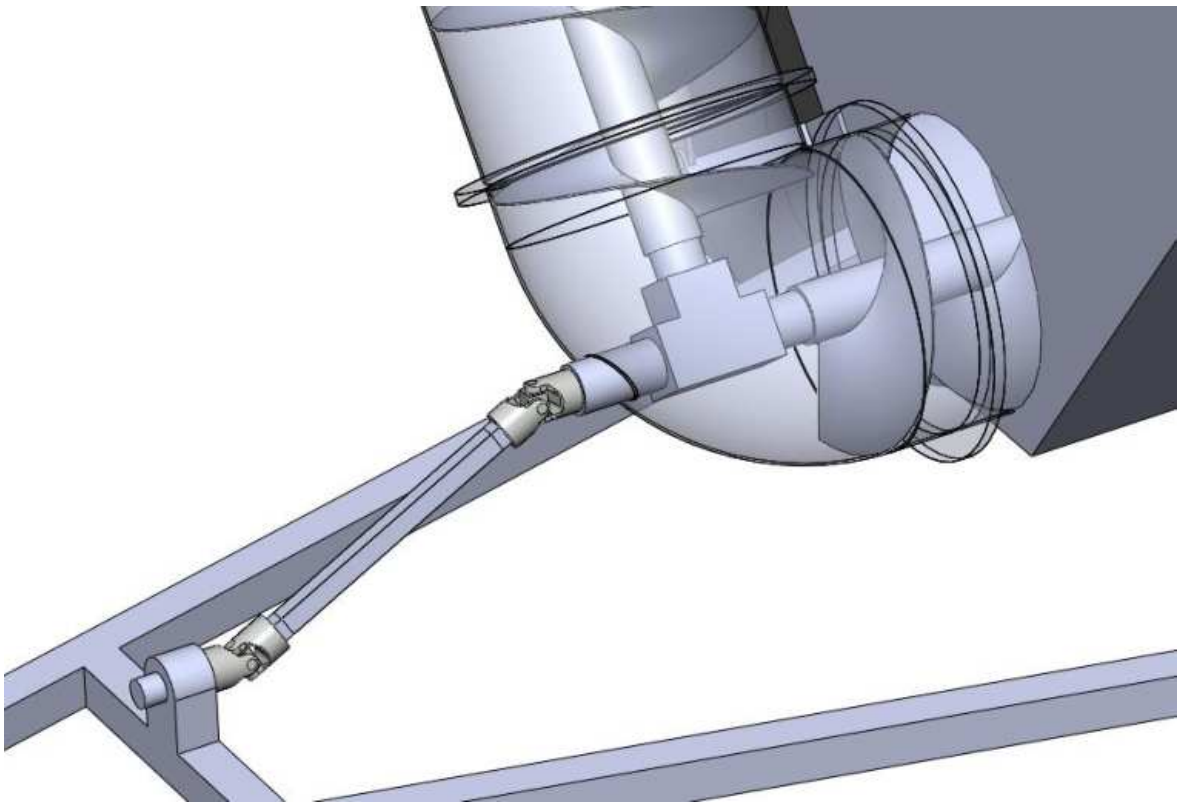


Figura 3.50: Vista caja T - Propuesta 8.

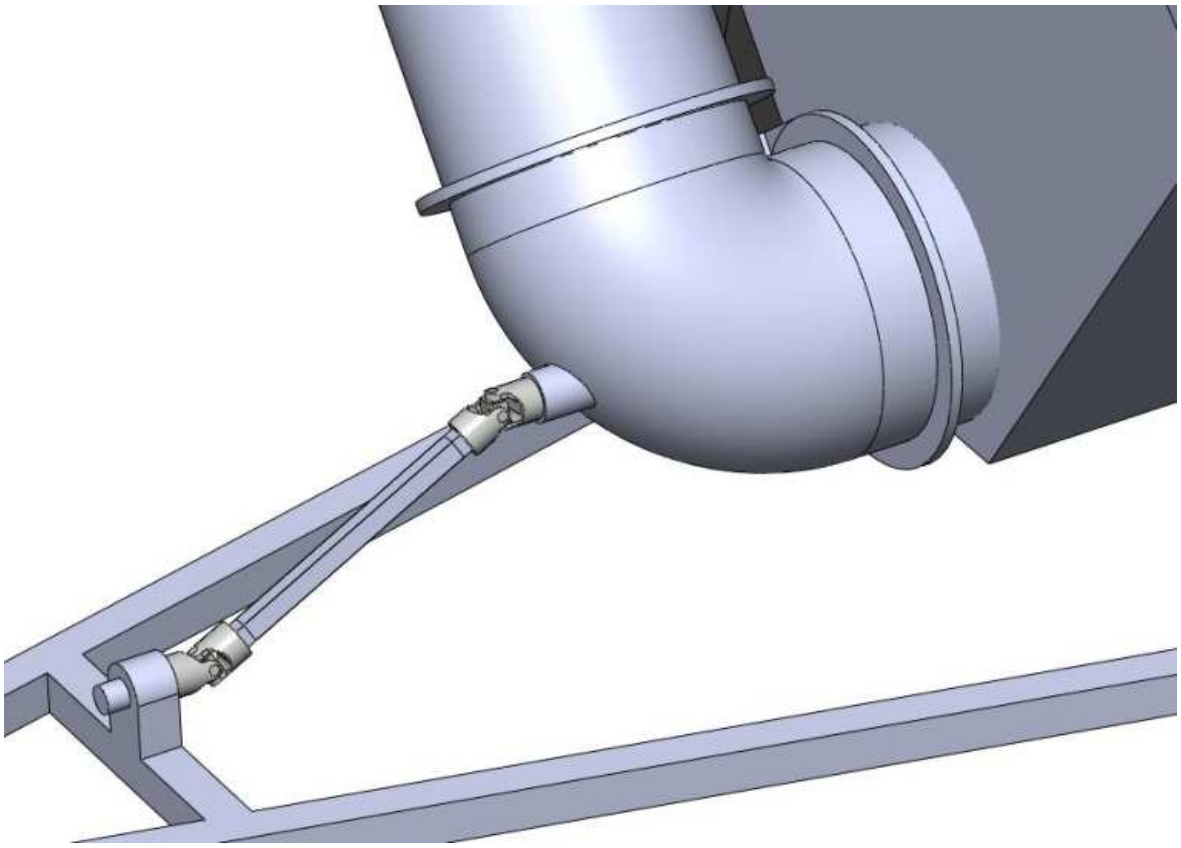


Figura 3.51: Vista codo - Propuesta 8.

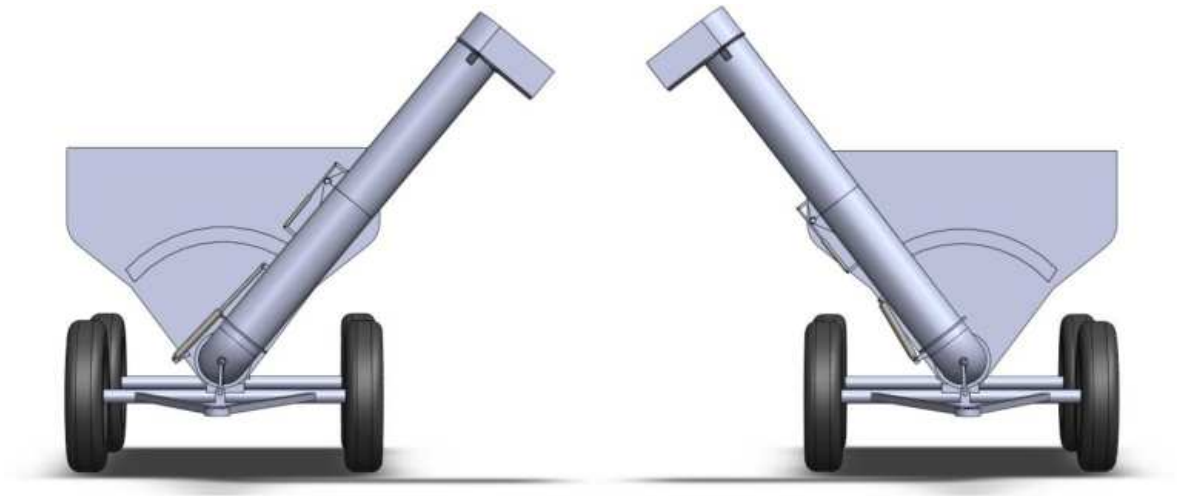


Figura 3.52: Vista frontal movimiento cambio de lado – Propuesta 8.

3.3.9. Propuesta 9: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por engranaje (TDF)

Es la combinación de la propuesta 6 con la 8, respecto a esta última cambia solamente el sistema de cambio de lado que se resuelve con engranajes como se describe en la propuesta 6.

3.4. ECS enriquecido?

Se añaden al ECS las propuestas de solución para luego realizar la selección de la que mejor pueda cumplir con nuestros objetivos una vez diseñada en detalle.



Figura 3.53: Espectro conceptos de solución enriquecido - ECS enriquecido.

3.5. Propuesta elegida

A la hora de seleccionar una de las propuestas elegidas se mantuvo una charla entre los dos integrantes de este proyecto para discutir la viabilidad de cada una de ellas como así también sus ventaja y desventajas. En este apartado se resumirá lo que se trató en dicha reunión mostrando los puntos más importantes.

Primero que nada, en Tabla se detallan las ventajas y desventajas que se discutieron para cada posible solución teniendo en cuenta los parámetros mencionados en variables (2.4), condiciones límites (2.5) y objetivos (2.6). En general, cada solución cumple con estos requisitos en mayor y menor medida mencionando solamente en la tabla los que más se destaquen.

Propuesta 1: Noria y Cinta	
Ventajas	**Desventajas**
- Los sistemas de transporte de noria y cinta funcionan para todo tipo de granos con niveles de humedad variables.	- Posibilidad de superar peso determinado por tener dos tubos hacia los costados. - Muchos sistemas diferentes lo que afecta a la mantenibilidad. - Costo más elevado por la cantidad de partes que se requieren. - No se prioriza el uso de la TDF para alimentar a los sistemas.
Propuesta 2: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por cilindro hidráulico	
Ventajas	**Desventajas**
- Utiliza tornillos sin fin para la descarga lo cual es una solución bastante estudiada en el mercado. - No agrega gran cantidad de partes extras que aumenten su peso y costo considerablemente. - Posibilidad de utilizar partes comerciales como la caja escuadra para su confección. - Sistema de descarga conocido por los productores por lo que su mantenimiento se facilita.	- Alimenta en sin fin barredor de forma hidráulica desde la parte posterior. - No se prioriza TDF como alimentación de los sistemas de transporte de granos. - Cilindro de la guillotina en el interior de la tolva

Propuesta 3: Cinta transportadora con cambio de lado	
Ventajas	**Desventajas**
- No agrega gran cantidad de partes extras que aumenten su peso y costo considerablemente.	- Posible desgaste prematuro de la cinta en comparación con un sinfín. - No se prioriza TDF como alimentación de los sistemas de transporte de granos. - Gran posibilidad que no funcione por ángulo de talud de granos y el de la cinta. - El nuevo diseño complejiza el conocido por el mercado (sin fin).
Propuesta 4: Sin fin con descarga 360°	
Ventajas	**Desventajas**
- Libertad de movimiento en 360°. - Se prioriza la TDF para alimentar los sin fines. - No agrega gran cantidad de partes extras que aumenten su peso y costo considerablemente. - Sistema de descarga conocido por productores, solo varía el diseño. - Posibilidad de utilizar partes comerciales como la caja escuadra para su confección.	- Posibilidad de accidente por este giro libre. - El sin fin horizontal sobresale demasiado de la tolva. - El sin fin vertical reduce la cantidad de descarga en comparación con uno inclinado.
Propuesta 5: Doble descarga sin fin retráctil hacía los costados	
Ventajas	**Desventajas**
- Se prioriza la TDF para alimentar los sin fines. - Sistema de descarga conocido por productores (sin fin), solo varía el diseño.	- Posibilidad de superar peso determinado por tener dos tubos hacia los costados. También su costo comparativo con las demás propuestas. - Mayor cantidad de partes lo que afecta a la mantenibilidad. - Difícil de aplicar en tolvas de grandes dimensiones.
Propuesta 6: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por engranaje	
Ventajas	**Desventajas**
- Mismas ventajas que propuesta 2 por ser conceptualmente parecidas.	- Mismas desventajas que propuesta 2. - Requiere mayor mantenibilidad el sistema de engranajes para el cambio de lado.
Propuesta 7: Doble descarga central	
Ventajas	**Desventajas**
- Similar propuesta 5.	- Similar propuesta 5

Propuesta 8: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por cilindro hidráulico (TDF)	
Ventajas	**Desventajas**
- Utiliza tornillos sin fin para la descarga lo cual es una solución bastante estudiada en el mercado. - No agrega gran cantidad de partes extras que aumenten su peso y costo considerablemente. - Posibilidad de utilizar partes comerciales como la caja T para su confección. - Sistema de descarga conocido por los productores por lo que su mantenimiento se facilita. - Se prioriza la TDF para alimentar los sin fines.	- Cilindro de la guillotina en el interior de la tolva.
Propuesta 9: Sistema de descarga sin fin con cambio de lado por engranaje (TDF)	
Ventajas	**Desventajas**
- Mismas ventajas que propuesta 8 por ser conceptualmente parecidas.	- Mismas desventajas que propuesta 8. - Requiere mayor mantenibilidad el sistema de engranajes para el cambio de lado.

Tabla 3.1: Ventajas y desventajas propuestas de solución.

Luego de un repaso por cada una de las propuestas teniendo en cuenta los parámetros mencionados (variables, condiciones límites y objetivos), se selecciona la idea con mayor grado de cumplimiento de estos considerando también que tan factibles son de implementar y de fabricar. También se intenta tener en cuenta la simplicidad de la solución mediante la menor cantidad de piezas añadidas al sistema. Esta simplicidad que se busca generalmente determina su menor peso y costo total de la solución.

Las propuestas de solución cumplen todas con el cometido de descargar de ambos lados, pero unas son más factibles de desarrollar que otras. Durante el análisis se notó similitudes en las ventajas y desventajas de las soluciones por ser conceptualmente similares, esto hace que tengamos que aplicar el criterio mediante los objetivos para poder elegir una de las propuestas.

Hay ideas que desde un principio no cumplen factores muy importantes, pero si cumplen todo el resto. Por lo cual se descartan estas propuestas ya que si no cumplían ciertos puntos por más que luego se realice una revisión de la propuesta se partía desde una base mala. Estas son las propuestas 1, 3, 4, 5 y 7 que se descartan desde un principio porque sus desventajas son notorias.

Las propuestas 1 y 3 se descartaron por la complejidad que se le añade con estas soluciones al sistema de descarga, generando una solución poco factible de diseñar y luego su uso se ve dificultado por la baja mantenibilidad del equipo.

Luego, la propuesta 4 se descarta mayormente por el riesgo de seguridad en la operatoria de la misma. Al poder girar en 360° hay grandes posibilidades de que el operario se distraiga e impacte el tubo contra otro objeto, más allá que se limite su giro.

Por otro lado, los sistemas de doble tubo (5 y 7) tienen el problema del peso, que es del doble que el de un sistema de tubo simple. Si bien siempre existen formas para reducir el peso, como cambiar los materiales, esto no se ve viable porque conllevaría un gran análisis en un mercado ya estudiado durante años. Otro de los grandes problemas que aparece con el doble tubo es el costo de mantenimiento y el aumento de la complejidad de estas tareas, ya que todo se duplica. También se reduce de espacio útil que tendríamos en la tolva por culpa de cómo se retraen los tubos, ocasionando que se tenga que construir tolvas de mayor tamaño para alcanzar la misma capacidad de carga. Por último, se podría mencionar el tema de costos que, si bien no se tiene un valor estimado, es muy fácil predecir que el costo del sistema de descarga será como mínimo del doble que con un tubo simple.

Todo lo enunciado anteriormente, más las ventajas y desventajas listadas, hacen que se opte por la opción de tornillos sin fin con el sistema con cambio de lado (soluciones 2, 6, 8 y 9). Estos últimos no tienen los problemas enunciados del sistema del doble tubo, pero se tendrá que validar el sistema propuesto para que se muevan todos los componentes motrices junto con el tubo. Entre los sistemas para realizar el cambio de lado elegimos el actuador hidráulico (ideas 2 y 8), siendo la principal justificación para esta elección la mayor simplicidad y menor mantenimiento requerido. El sistema de engranajes es comandado por un motor hidráulico que no proporciona una gran precisión en el posicionamiento del tubo, además se debería adicionar un sistema para que el propio peso del tubo lleno del cereal no haga que se cambie la posición de este. Si también se considera el costo de las propuestas 2 y 8, se estima que como la adición de componentes no es muy grande los costos del sistema de descarga no deberían ser demasiados mayores a los de un sistema convencional. Esto lo podremos verificar una vez definido por completo el mecanismo para el cambio de lado.

Entonces entre la propuesta 2 y 8, se selecciona la 8 debido a que prioriza el accionamiento de los sin fines a través de la toma de fuerza. Esto hace que no se tengan que mandar líneas hidráulicas al final de la tolva para mover el sin fin barredor, simplificando de alguna manera la solución final.

3.6. Propósitos

1. Mejorar la productividad de la tolva autodescargable aumentando las posibilidades de descarga. (Dependiendo el caso es lo que puede impactar la mejora. Por ejemplo, en descarga simultánea en silobolsa la productividad aumenta en un 100%, mientras que con la reducción en el tiempo en maniobras se debería de comparar en varias situaciones y realizar un estimativo de mejora en la productividad)
2. Disminuir las maniobras para poder descargar y disminuyendo también la compactación del terreno.
3. Ampliar las posibilidades de descarga de la tolva sin depender de donde sea el sitio que se deba descargar.
4. Optimizar el espacio en el uso de silobolsas al permitir ubicarlas de la forma que se requiera ocupando el menor espacio posible.
5. Se tratará de alcanzar la velocidad de descarga de las tolvas actuales, las cuales rondan en 10000 L/min aproximadamente, obviamente esto depende mucho de la marca y modelo de la tolva.
6. El costo de adquisición de la tolva con el nuevo sistema no debe ser mucho mayor que las que se encuentran sin el mismo. (Estimamos no más del 15%)
7. Priorizar en el diseño de la solución el uso de la TDF por sobre los sistemas hidráulicos o eléctricos, debido a que dependiendo el tractor la potencia que pueden entregar estos dos últimos sistemas puede diferir bastante entre modelos.
8. Independizar la habilidad del tractorista de las maniobras de la tolva debido a que por culpa de que la posición es fija muchas veces se debe maniobrar marcha atrás.
9. Fatiga operario: Se tratará de minimizar la fatiga del operario, ya sea por una posición incómoda o por esfuerzos innecesarios para cambios de configuración si los hubiese.
10. Además, se tratará de hacer lo más simple posible el mantenimiento diario del sistema, como son puntos de engrase, tensado de cadenas, etc.
11. El costo operativo de la tolva debe ser equiparable, o si es posible mejorarlo, con respecto a las tolvas que descargan de un único lado.

Capítulo 4: Desarrollo de la idea seleccionada. Conceptual y Básico.

En el capítulo 4 se describen de manera resumida los principales aspectos que se tienen en cuenta para realizar el diseño en detalle del sistema de cambio de lado. Estos aspectos abarcan movimientos básicos, elementos constituyentes, etc; para determinar tamaños, aspectos de diseño y sobre qué tipo de tolva se va a basar el trabajo.

4.1. Movimientos Básicos

El movimiento principal que se busca es que el tubo de descarga pueda desplazarse de un lado de descarga hacia el otro, es decir, que de esta forma se pueda descargar del lado derecho e izquierdo dependiendo de la necesidad del operario. Otro de los movimientos es que la boquilla permita su rotación en los 360° debido a que al pasar de una posición de descarga a la otra este debe quedar apuntando siempre hacia abajo. Ambos movimientos se logran con diferentes componentes; mientras que el primero hace uso de un cilindro hidráulico, el segundo es un sistema de motor eléctrico y engranajes.

Para describir el movimiento del tubo de descarga realizamos un esquema simplificado como se ve en la Figura 4.1 Con esta simplificación en modo de líneas y respectivas relaciones entre ellas, ayuda en un principio determinar dónde deben ir colocados los diferentes elementos para lograr el movimiento requerido sin que ocurra ningún tipo de limitación en los grados de libertad.

Se observa que el movimiento se cumple de un lado a otro con la utilización de un cilindro hidráulico como se encuentra dispuesto en el esquema. En el video del enlace adjunto se puede apreciar con mayor detalle [18].

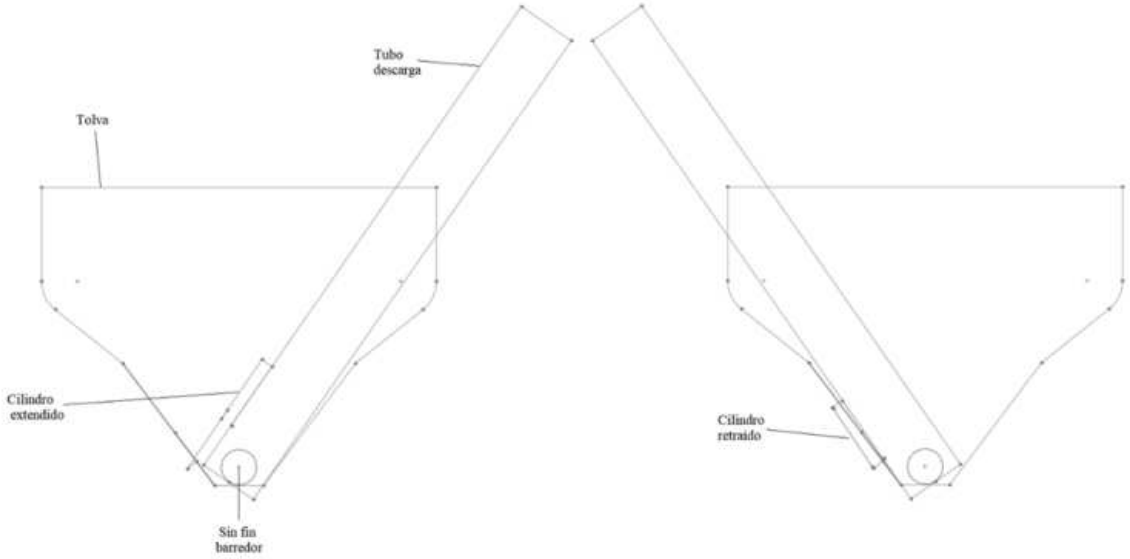


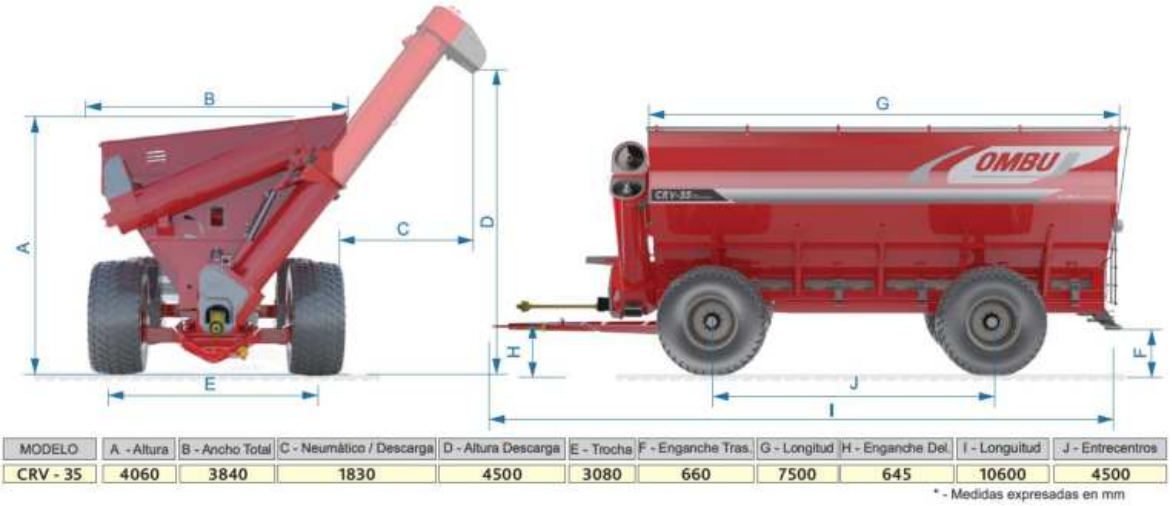
Figura 4.1: Esquema movimiento cambio de lado tubo de descarga.

4.2. Tolva base

El diseño se estructura en base a que pueda ser transferible para cualquier tipo de tolva, enfocándose en las de mayores tamaños. Para ello, se selecciona del mercado argentino una tolva que se adecue a los requisitos y se tenga mayor acceso a la información posible.

Para este proyecto la empresa Ombu es la utilizada ya que provee acceso a sus manuales con gran cantidad de información. El modelo específico de la tolva es CRV-35 que sus características principales se encuentran en la Figura 4.3 y sus dimensiones generales en la Figura 4.2.

La explicación más en detalle de porque se elige este modelo de tolva se encuentra en el Anexo A.



MODELO	A - Altura	B - Ancho Total	C - Neumático / Descarga	D - Altura Descarga	E - Trocha	F - Enganche Tras.	G - Longitud	H - Enganche Del.	I - Longuitud	J - Entrecentros
CRV - 35	4060	3840	1830	4500	3080	660	7500	645	10600	4500

* - Medidas expresadas en mm

Figura 4.2: Dimensiones generales tolva Ombu CRV-35.

Características	CRV - 35
Volúmen de Carga:	44.000 Lts
Peso:	35 TN
Tractor:	
Potencia mínima:	177 / 180 hp
Toma de potencia:	540 R.P.M.
Diametro de camisa:	480 mm
Fondo de tolva:	Rebatibles desde el exterior
Velocidades:	
Velocidad de descarga (Litros)	9166 Lts/min.
Velocidad de descarga (Trigo)	7,33 Tn/min
Velocidad de descarga total	4,5 min.
Transmisión:	
Sinfin Tubo de descarga	Cajas a engranajes, en baño de aceite
Sinfin fondo carrocería	Cadena 1" (ASA 80 2H)
Eje / Neumáticos:	
Eje de Transporte	30.5L x 32 (Cant. 4)
Puerta de descarga rápida inferior	Estandar
Puerta de descarga rápida delantera	Estandar
Para golpe trasero	Estandar
Caja de herramientas	600 x 600 x 900 (25 kg)
Tanque de agua	Estandar
Cobertor de carga	Estandar
Balanza electónica	Estandar
Luces eléctricas	Estandar (Leds)

Figura 4.3: Características tolva Ombu CRV-35.

4.3. Partes principales

Estas son las partes o sistemas que más se desarrollaron en la etapa conceptual y básica definiendo aspectos que influyen directamente en la solución. Se describen los puntos principales para tener en cuenta para el diseño final a modo de presentar como fue evolucionando la idea desde un principio antes de pasar al diseño en detalle.

4.3.1. Sin fin barredor

El tamaño de este componente determina el resto, por lo que es lo primero que hay que calcular respecto al caudal de descarga de material que se quiere obtener. Para dicha tarea se decide que se utilizará una marca comercial para basarse en la selección.

Este sin fin es más chico al de descarga en cuanto a su diámetro debido a que funciona 100% lleno y de manera horizontal. Ambos sin fines girarán a la misma velocidad, pero menor a 540 RPM (que es la velocidad de salida de la toma de fuerza) de forma tal de reducir los esfuerzos radiales sobre los rodamientos/bujes.

También, se debe tener en cuenta cómo resolver la unión en el codo de los dos sin fines ya que tienen que ir sincronizados para que sus aletas no colisionen entre si como sucede en la descarga de la cosechadora. Se definió agrandar el diámetro del sin fin barredor en la punta igualando al diámetro del de descarga para poder realizar la sincronización y que queden los extremos lo más junto posibles.

4.3.2. Sin fin descarga

Es el segundo componente por dimensionar con respecto al caudal anterior y velocidad de giro. El diámetro será de mayor tamaño debido a la pérdida por inclinación que tiene el sistema de transporte.

Hay que recordar que es un sin fin partido en dos tramos para poder realizar el pliegue del tubo. Esto es algo común a todas la marcas y modelos de tolvas y que todas resuelven de una manera muy similar, es por esto por lo que nosotros no nos enfocaremos en este sistema ya que utilizaremos el estándar en la tolva Ombu.

4.3.3. Caja T y reducción

Una vez determinada la potencia y torque necesario para los sin fines se diseñará una caja de engranajes en T con relación 1:1 para que transmita el movimiento a ambos. La misma debe poder colocarse dentro del codo sin que obstruya demasiado. Se decidió diseñarla debido al gran tamaño de las cajas estándar y que además no poseían optimizada su geometría para el flujo de los granos.

Antes de esta caja se colocaría una reducción de velocidad para disminuir de 540 RPM a 350 RPM como sucede en todos los modelos de tolvas del mercado. Esto es debido a las cargas radiales pueden llegar a ser muy grandes a la velocidad de giro de la TDF. El mecanismo elegido para realizar la reducción de velocidad es un sistema de cadena de rodillos debido a su amplia utilización en el mercado de la maquinaria. Es de fácil mantenimiento y reparación, vida útil prolongada y tamaño compacto entre otras características. Todo esto se desarrolla más en detalle en el próxima capitulo y en el anexo.

4.3.4. Sistema de brida

Sistema encargado de ser el punto de pivote para que el tubo de descarga pueda cambiar de lado. El frente de la tolva poseerá abulonado un postizo el cual tiene un tubo que sostiene el anillo interior de la brida, este hace la función de riel para los patines. Estos patines serán dos y estarán separados por un aro separador que permite darle el apriete especificado a los bulones sin apretar el anillo interior generando fricciones elevadas para poder moverlo.

El sistema se diseñó para que funcione trabajando con rozamiento, pero con puntos de engrase por lado, esto también disminuirá el desgaste y evitara el ingreso de contaminantes a la zona donde rozan los patines.

4.3.5. Codo

Cumple la función de conectar el tubo barredor con el tubo de descargar, tiene el sistema de brida abulonado. Además, sirve como soporte para sostener la caja T y la reducción. Se le realizará una boca para la limpieza de este en el caso de tener que cambiar el cereal con el que se está trabajando. El método de fabricación de tubo será mediante fundición, esto es muy común en los sistemas de descarga de las cosechadoras. Se trabajará en el diseño de

manera tal que este componente no tengas desgastes prematuros y se pueda considerar con "vida útil infinita" siempre comparándolo con el resto de los sistemas que componen la tolva.

4.3.6. Sistema cambio de lado

Para el cambio de lado se decidió ir por el sistema con cilindro hidráulico, esto es debido a que es mucho más simple, fácil de operar y en el caso de alguna rotura también son fáciles de reparar. Tendremos que diseñar los soportes correspondientes tanto del lado del chasis como de la tolva y dimensionar el cilindro hidráulico a utilizar. Antes de diseñar los soportes tendremos que obtener la posición optima del cilindro para no generar problemas con el resto de las partes del sistema de descarga.

4.3.7. Otras partes

Las demás partes o sistemas como pliegue del tubo, orientación de la boca de descarga y soportes intermedios del sin fin en el tubo se utilizarán soluciones del mercado (generalmente basadas en la tolva seleccionada) o elementos standard. Esta decisión se toma para enfocarse mayormente en que el diseño de cambio de lado de la descarga, ya que los otros movimientos se encuentran resueltos y tienen soluciones muy parecidas entre todos los fabricantes de tolva.

Capítulo 5: Desarrollo de detalle.

En este capítulo se presentan las partes que componen la solución diseñada. Se hace una explicación de cada una de ellas teniendo en cuenta los detalles más importantes.

En el anexo se encuentra toda la parte de ingeniería que respalda las decisiones tomadas para la confección de la solución. Además, hay un anexo dedicado a la caja en T que es el procedimiento de diseño más largo que se realiza.

5.1. Descripción general del funcionamiento

A continuación, se hará una breve explicación de cómo es el funcionamiento de nuestro sistema y los recaudos necesarios por parte de los usuarios.

Comenzamos con la tolva en la posición que se muestra en la Figura 5.1, esta es la posición en la cual la tolva debería transportarse tanto dentro del campo como por los caminos. Esto nos da la configuración más compacta, algo que se valora mucho en el transporte debido a los caminos en mal estado y muchas veces la necesidad de pasar por dentro de pueblo y ciudades. Todo esto sin tener en cuenta el transporte en el carretón donde que el sistema de descarga no sobresalga de las dimensiones de la tolva es una gran ventaja.

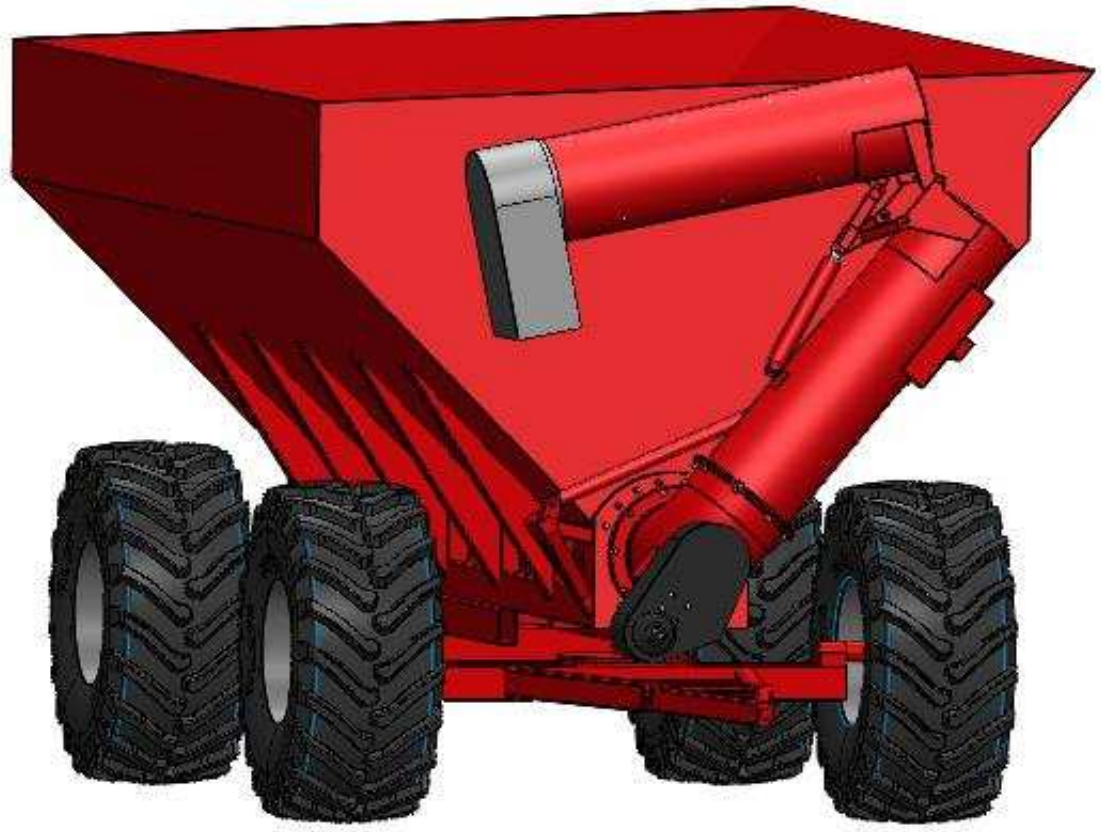


Figura 5.1: Tolva en posición de transporte.

Cuando la tolva se encuentra trabajando y ya llegué su momento de comenzar la tarea de descarga de la misma, será necesario que el operador accioné la salida hidráulica para desplegar el tubo de descarga como en la Figura 5.2. En esa posición ya se encontraría disponible para descargar de la misma forma que en una tolva convencional.



Figura 5.2: Posición para descarga lado derecho.

Si el operador quisiese descargar del otro lado, tendría que cerrar la guillotina terminar de vaciar los granos que quedan dentro de todo el sistema de descarga y luego para la toma de fuerza. Ya con el tubo vacío y la toma de fuerza parada podemos accionar el cilindro para cambiar de lado el tubo.



Figura 5.3: Posición de descarga lado izquierdo.

Una vez que termina la operación de descarga del lado izquierdo, para poder colar el tubo en la posición de transporte primero tendrá que mover el tubo como si fuese a descargar del lado derecho para luego poder plegarlo.

Como se pudo observar, el funcionamiento de nuestro sistema no es complejo para operarlo, al contrario, se intentó hacerlo lo más simple posible para evitar confusiones. Sería una mejora para aplicar instalar sensores que nos permitan limitar ciertos movimientos para evitar roturas. Un ejemplo sería no permitir que se active el cilindro para plegar el tubo si este se encuentra en la posición para descargar del lado izquierdo.

5.2. Sin fin barredor

El sin fin barredor es el encargado de transportar los granos de toda la tolva hacia el sin fin de descarga. En todos los casos este va cubierto con un sistema de guillotina que cumple la función de cortar el flujo de granos permitiéndonos así vaciar el tubo, ya que, si no sería imposible plegarlo. Además, en el arranque cargado se rompería el fusible del sistema de descarga. En nuestro caso la guillotina no se modelizó porque se utiliza la misma que la tolva que seleccionamos, ubicando únicamente el cilindro hidráulico dentro de la tolva.

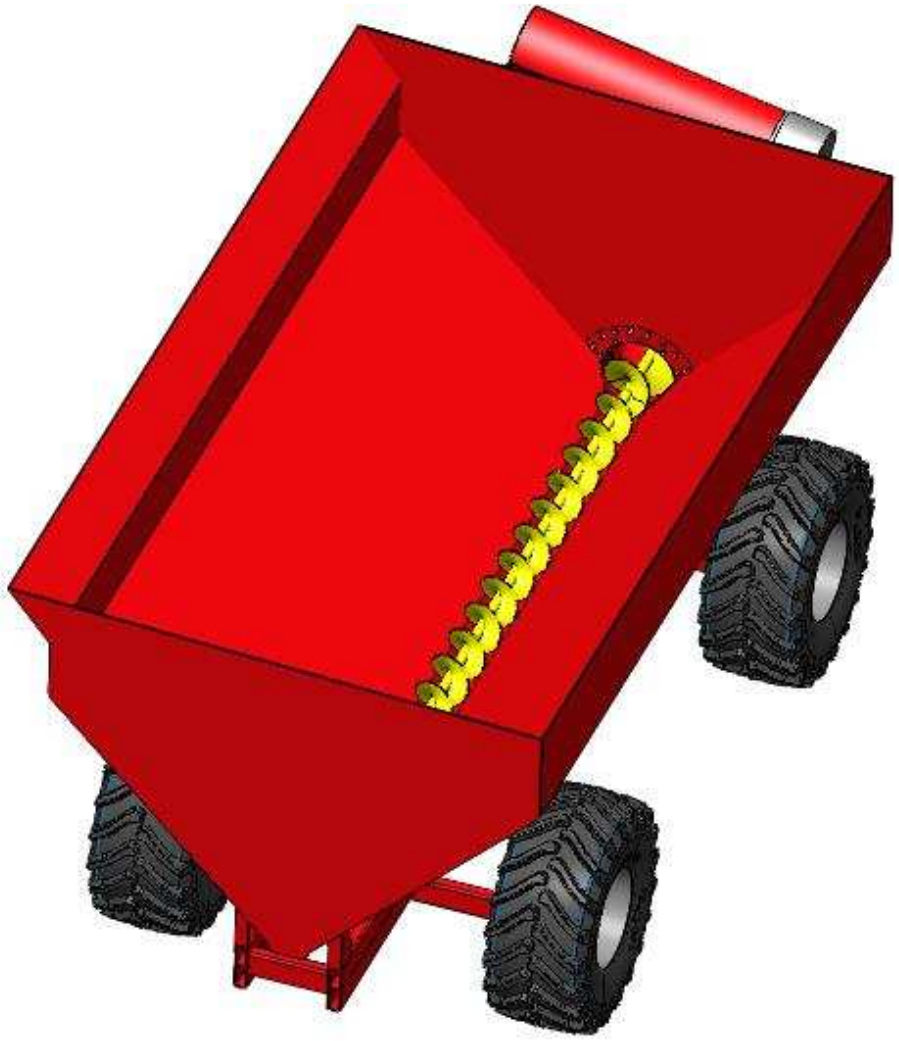


Figura 5.4: Ubicación del sin fin barredor en el conjunto.

No solamente se redimensiona el sin fin barredor, se realiza una adaptación en el extremo, ya que requería aumentar su diámetro y su paso. Para ver más detalles dimensionales se pueden consultar el anexo “B.1.1 Sin fin barredor” o los planos adjuntos al final.



Figura 5.5: Sin fin barredor.

5.3. Sin fin descarga

El sinfín de descarga es prácticamente idéntico al original de la tolva ombú, solo que se redimensiona para cumplir los requisitos propuestos. Además de esto posee una pequeña disminución de diámetro en el extremo inferior que es para que las alas no toquen con el interior del codo.

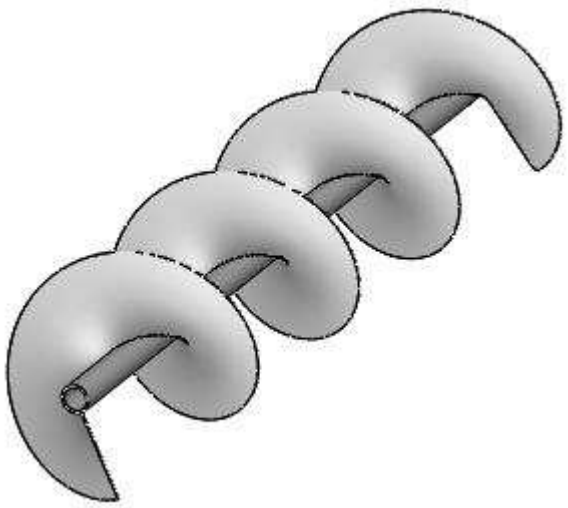


Figura 5.6: Sin fin descarga.

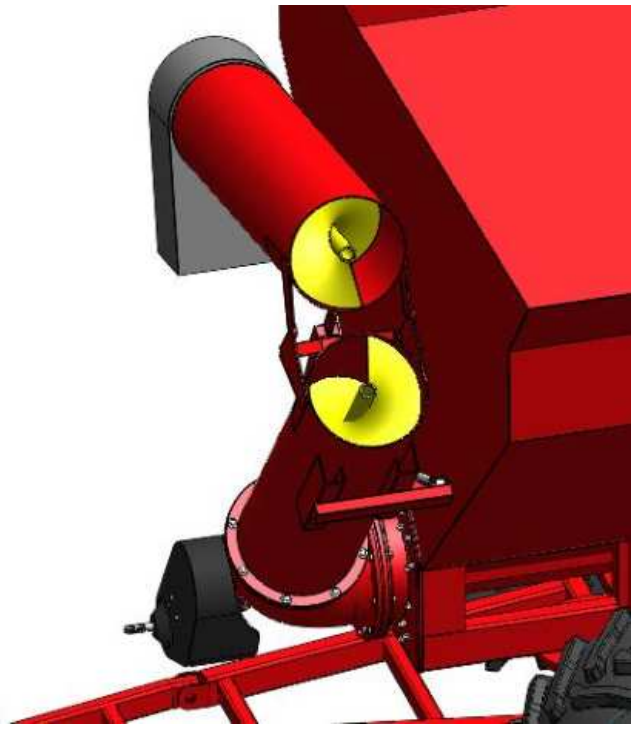


Figura 5.7: Ubicación del sin fin de descarga en el conjunto.

5.4. Placa adaptadora al chasis

Nuestro sistema de descarga utiliza una gran cantidad de piezas que son estándar en el resto de los autodescargables, pero en estos últimos al tener los tubos fijos el sistema de montaje al chasis es muy diferente. Debido a esto relevamos el chasis de la tolva Ombu seleccionada para poder diseñar una placa para adaptar nuestro sistema a la tolva actual.

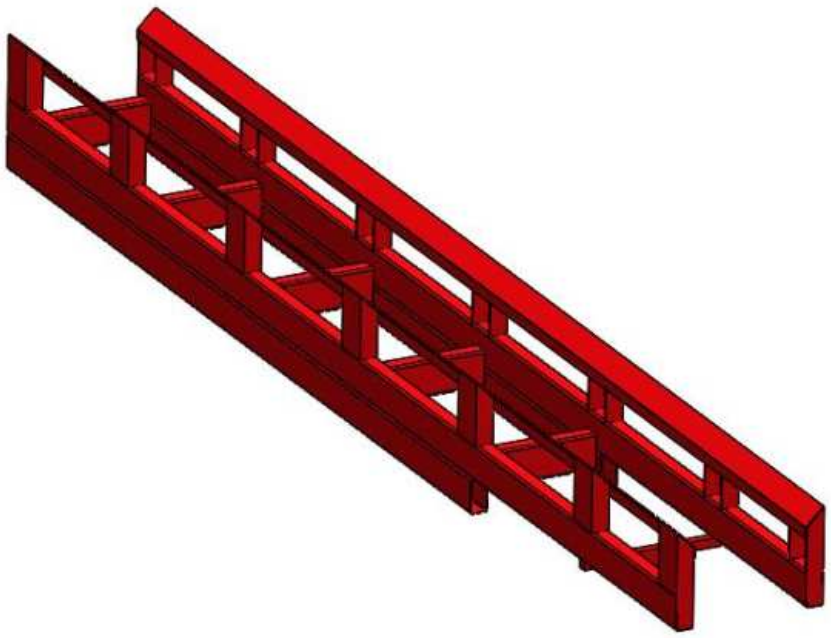


Figura 5.8: Chasis relevado de la tolva Ombú CRV 35.

El diseño elegido fue mutando a través de las etapas del diseño principalmente cuando lo dimensionamos, ya que el diseño inicial tenía demasiadas falencias y no soportaba los esfuerzos correspondientes (una fuerza de *25.996 N* ubicada a *1,646 m* de altura y *0,546 m* hacia el frente). La placa adaptadora que se diseñó al principio se unía al postizo de la tolva mediante 10 tornillos dispuestos de forma radial alrededor del tubo horizontal. Este diseño no le brindaba la rigidez necesaria y además los bulones tampoco resistían. Por este motivo se muto a otro diseño de placa, en el cual la geometría de la placa adaptadora era igual a la de la placa del postizo. Sumado a esto, en lugar de subir el grado de los bulones utilizados se decidió agregar una mayor cantidad en los lugares críticos y de esta manera darle mucha mayor rigidez estructural al conjunto. La placa final es de una chapa de acero *AISI 1020* [19] de 5/8" de espesor. Esta placa podría fabricarse cortada a laser y si las tolerancias del mismo no cumplen las especificadas en el plano hay que perforar a un diámetro menor y luego colocar las placas en un centro de mecanizado para llegar a la medida especificada.

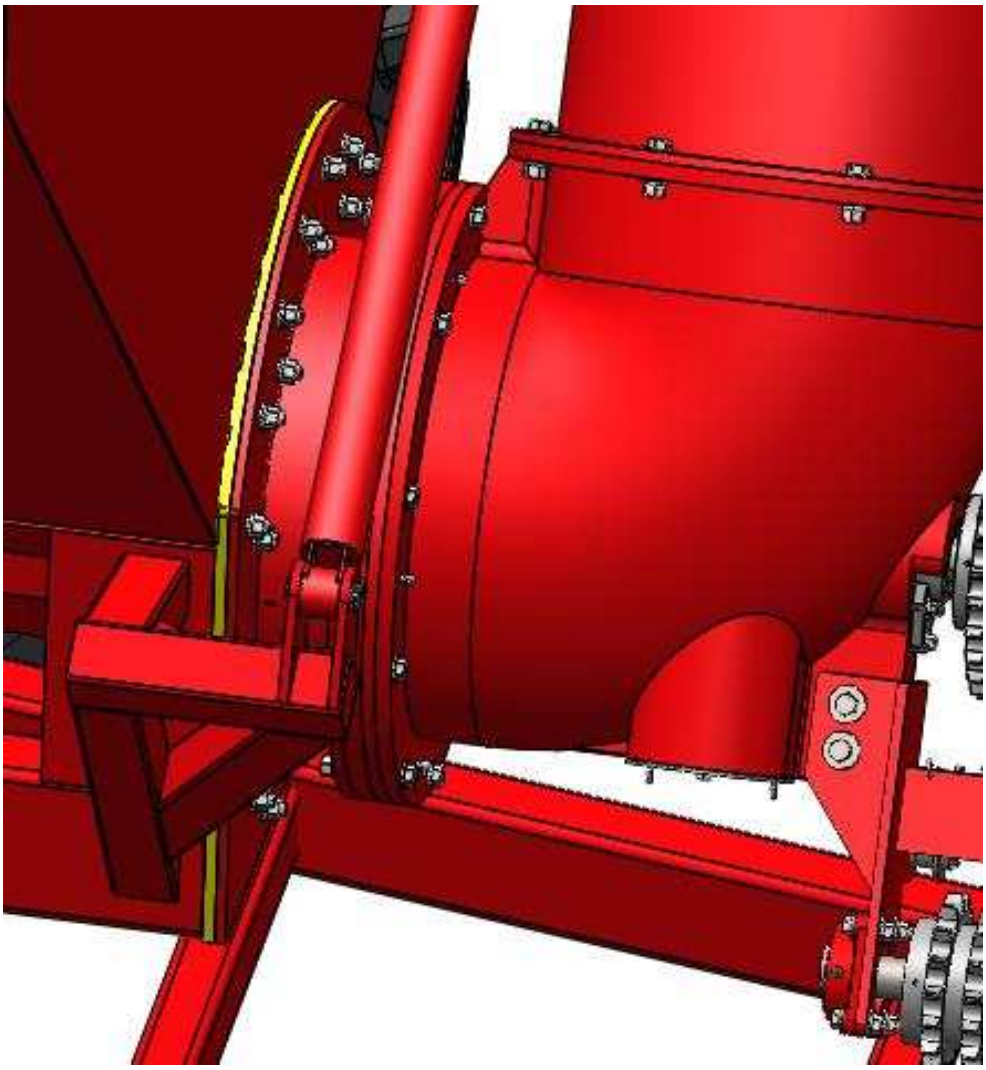


Figura 5.9: Posición de la placa adaptadora en el conjunto.

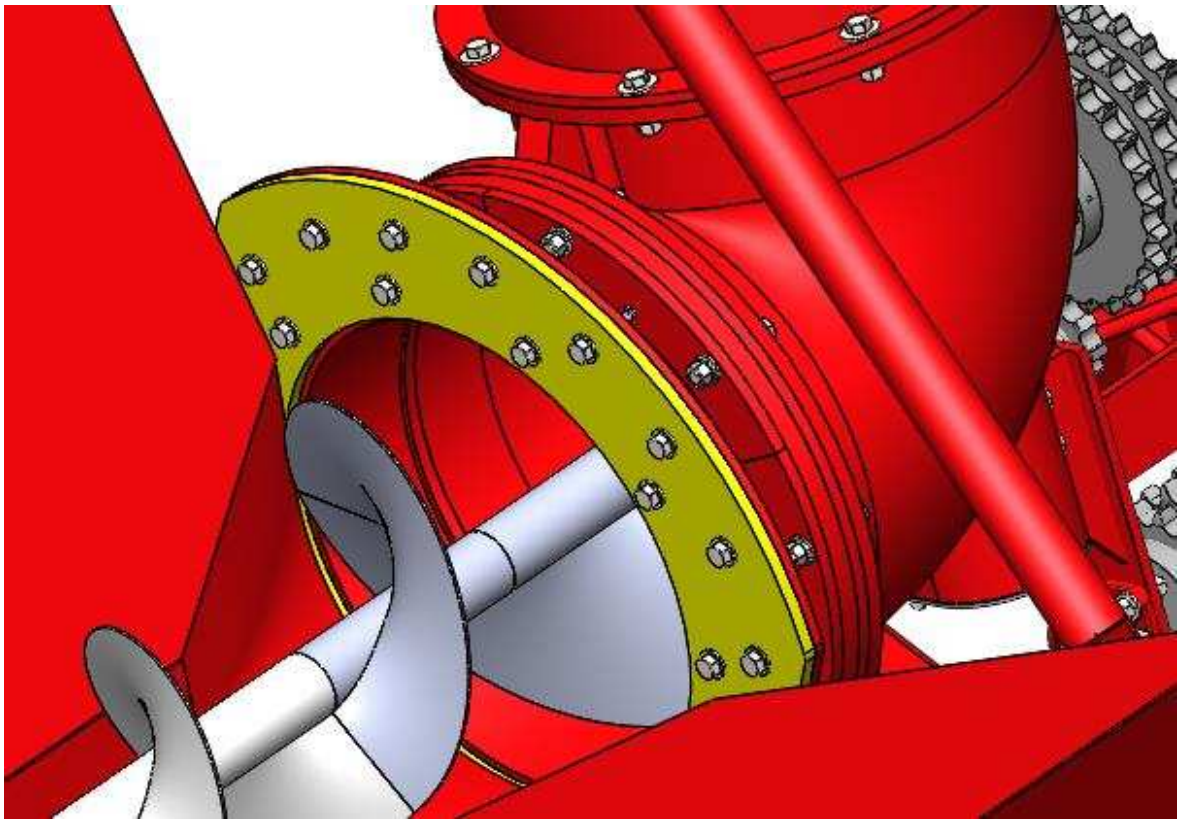


Figura 5.10: Posición de la placa adaptadora en el conjunto.

Esta placa está soldada al frente del chasis de la tolva. No se realizan análisis de resistencia del chasis debido a que nuestro sistema no es de un peso considerablemente mayor al sistema de descarga estándar de las tolvas, es por esto que si la tolva actualmente resiste también lo hará con nuestro sistema móvil.

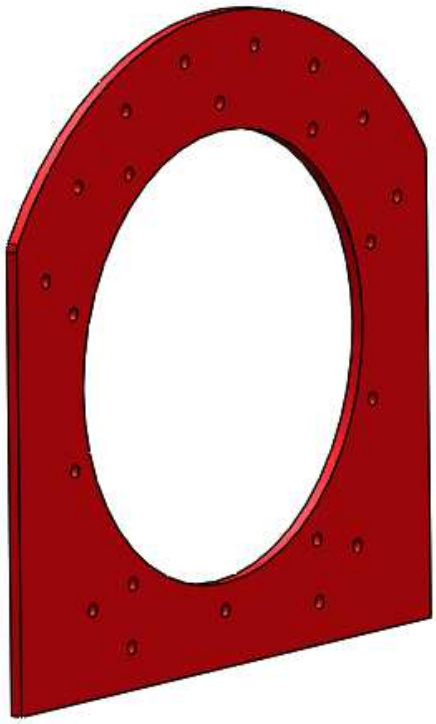


Figura 5.11: Placa adaptadora.

5.5. Postizo - guía

Se decide utilizar un postizo abulonado para sostener la brida debido a que si este se soldaba al frente de la tolva el día que esta sufra desgaste el reemplazo no iba a ser una tarea fácil. Además, ante cualquier problema que se golpee el tubo y este postizo se doble o sufra una rotura sea de fácil reemplazo. La placa se abulona a la placa adaptadora del frente mediante 22 bulones de *5/8" GRADO 5.* Luego de realizar un apriete general y de forma pareja de todos los bulones hay que darles un torque final de $207\ N.m$.

Los esfuerzos a soportar por este componente son los del peso de todo el sistema de descarga, más la componente que genera el cilindro hidráulico para lograr el movimiento esto nos da una fuerza de unos $25.996\ N$ ubicada a $1{,}646\ m$ de altura y $0{,}546\ m$ hacia el frente.

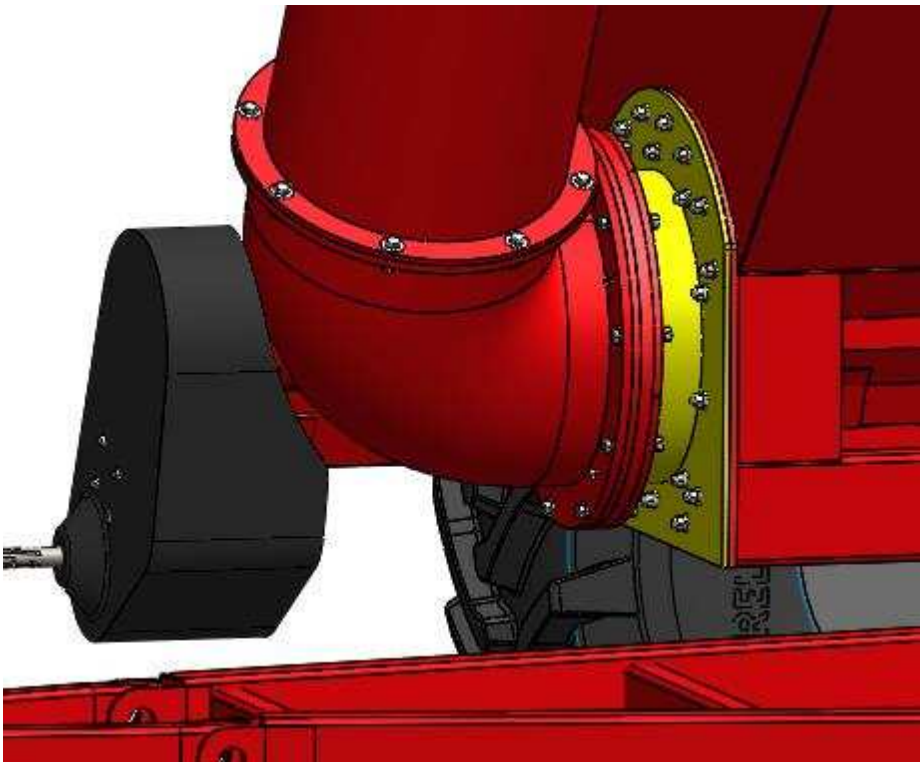


Figura 5.12: Ubicación postizo brida en el conjunto.

Las tres piezas del postizo se sueldan entre sí (Figura 5.13). La placa es igual en dimensiones a la placa adaptadora, solo que esta es de chapa de acero *AISI 1020* de *1/2"* de espesor. Los demás componentes son una chapa rolada de acero *AISI 1020* de *3/8"* de espesor, esta hace el nexo con el anillo de la brida, este último es el que trabaja dentro de las placas de sujeción de la brida. El anillo está construido de chapa de acero *AISI 1020* de *1"* de espesor, no se pinta por una cuestión funcional.

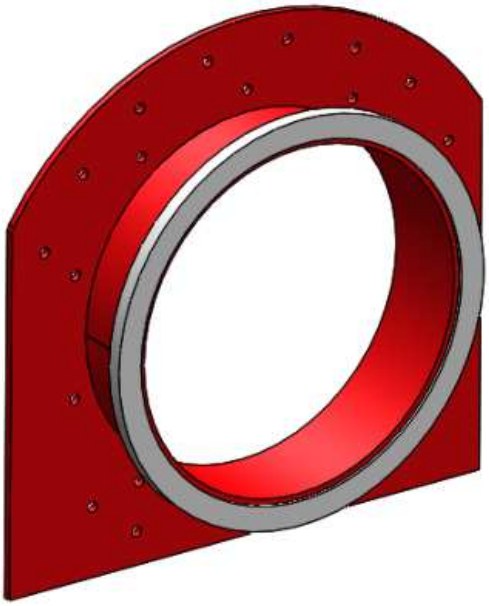


Figura 5.13: Postizo brida. Postizo – tubo unión – anillo.

5.6. Conjunto brida

A la hora de diseñar el sistema de brida se tuvieron ciertas consideraciones para su correcto funcionamiento: ensamblaje, mantenimiento y durabilidad. Este es uno de los componentes más críticos del sistema de descarga, porque al igual que el postizo y el codo, soportan todo el peso y las fuerzas que genera el cilindro hidráulico de cambio de lado.

La brida se constituye de 4 componentes principales. Por un lado, el postizo que posee el anillo sobre el cual se desliza nuestras placas (Figura 5.13), y por el otro, 3 patines: el del lado de la tolva, el separador y el del lado del codo (Figura 5.14).

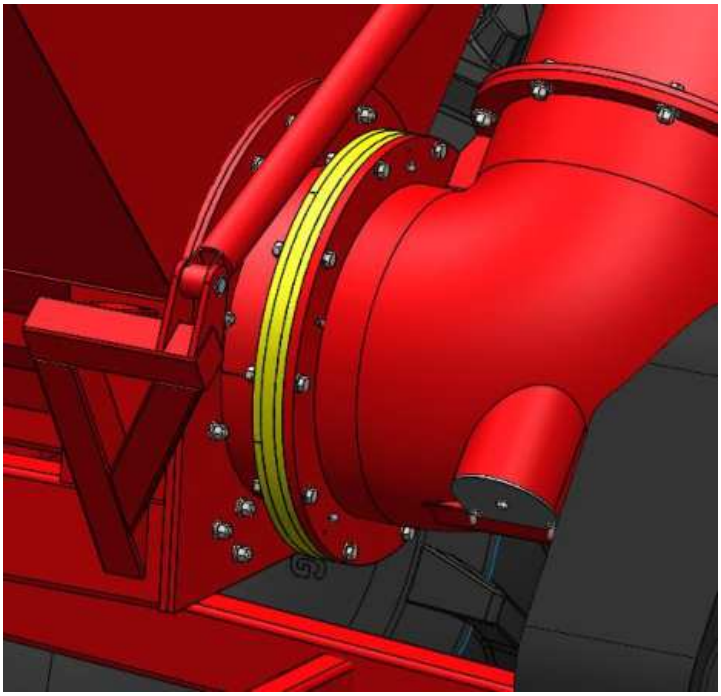


Figura 5.14: Placas sujeción brida.

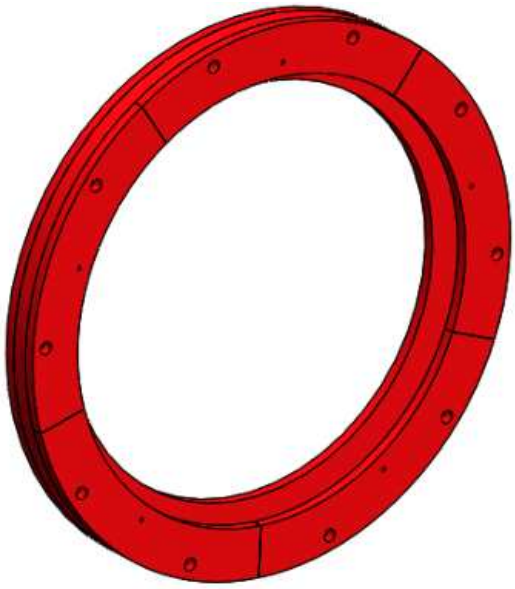


Figura 5.15: Conjunto brida patines (falta postizo).

5.6.1. Patín lado tolva

El patín del lado de la tolva se subdivide en 5 patines más pequeños. Esto es para que el montaje sea posible, ya que si fuese entero no pasaría por el aro del postizo de la tolva. Estos patines poseen 1 punto de engrase cada uno, esto permite reducir la fricción para que sea más suave el deslizamiento y evitar desgastes prematuros. También, la grasa actúa como sello evitando que los agentes contaminantes ingresen dentro de la brida generando desgaste y mayores fuerzas necesarias para su movimiento.

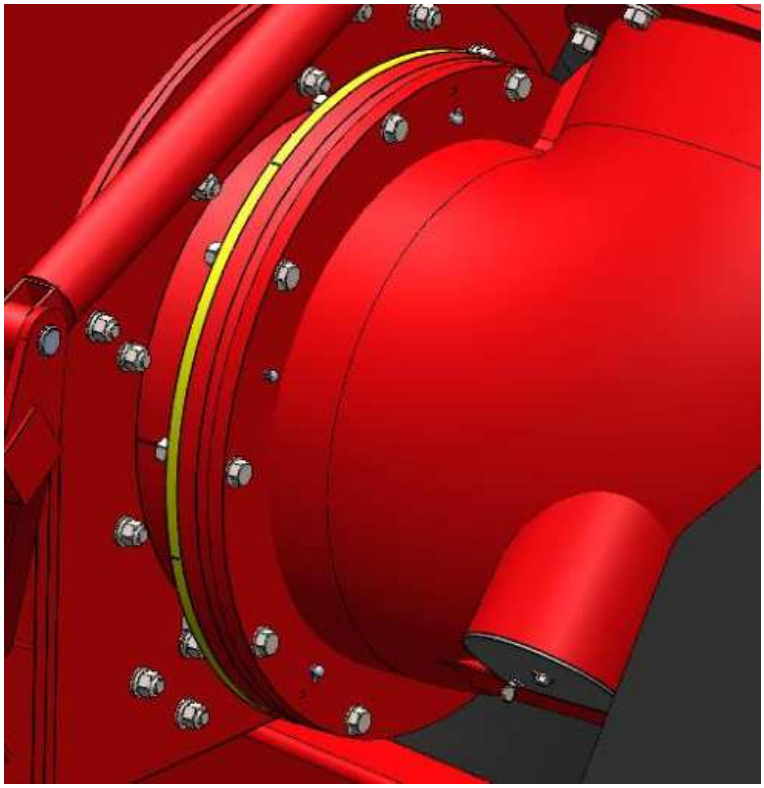


Figura 5.16: Ubicación patines lado tolva.

Estos patines (Figura 5.17) no hacen contacto con el tubo de unión del postizo (Figura 5.13), son de mayor diámetro para dejar el espacio necesario para las soldaduras. Estos patines solo limitan el movimiento axial al eje, cancelan los momentos generados por el sistema de descarga. La función de soportar el peso es del separador de la brida (Figura 5.20á. Cada patín está unido al resto del conjunto por medio de 2 bulones de 5/8" de *GRADO 8*, logrando un total de 10 para toda la brida. A estos, luego de realizar un apriete general de toldo el conjunto, hay que darles un torque final de $292\ N.m$.

Estos patines se construyen de chapa de acero *AISI 1020* de 1/2" de espesor. Al ser todos los componentes de fácil reemplazo y la cantidad de ciclos al día reducidos, se decide utilizar un material estándar sin tratamientos térmicos. Estos patines podrían fabricarse cortados a laser y si las tolerancias de este no cumplen las especificadas en el plano, hay que perforar a un diámetro menor y luego colocar las placas en un centro de mecanizado para llegar a la medida especificada.



Figura 5.17: Patín lado tolva.



Figura 5.18: Alemite engrase brida.

Con estas subdivisiones se pueden montar 2 patines y manteniendo los tornillos flojos montar el conjunto sobre el postizo para luego colocar los 3 patines restantes y por último ajustar al torque especificado la tornillería.

5.6.2. Separador brida

El separador de la brida (Figura 5.19) tiene dos funciones principales, una es soportar toda la componente vertical del peso y la otra es generar el espacio necesario entre los dos patines. De esta forma permite que este conjunto se pueda apretar de manera correcta sin generar fuerzas de fricción excesivas ni tampoco un espacio holgado, que haría que nuestro tubo tenga movimientos indeseados. El separador está construido en una sola pieza, y además de poseer las 10 perforaciones para los bulones antes mencionados posee 3 perforaciones avellanadas.

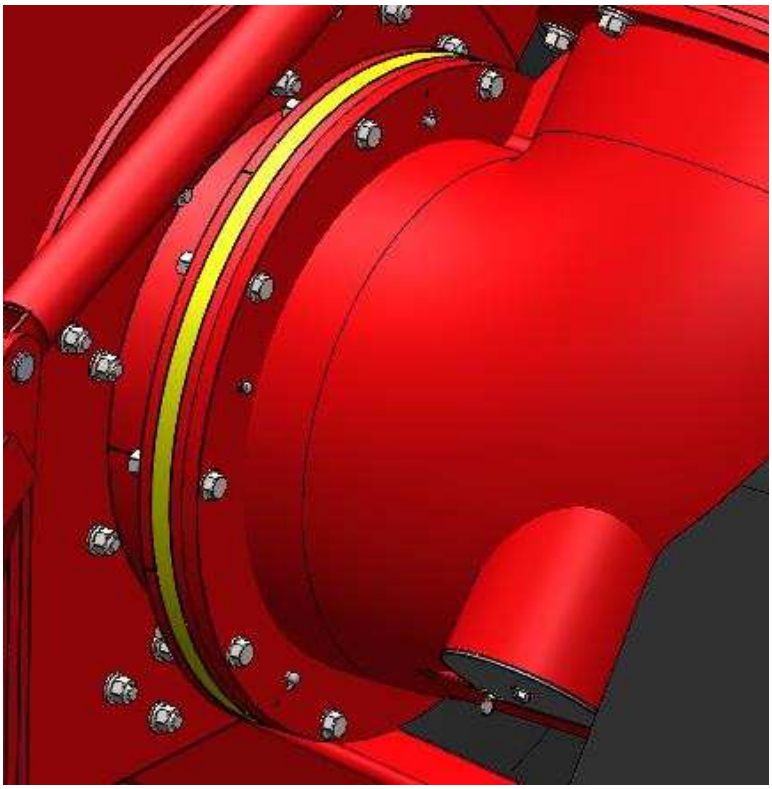


Figura 5.19: Ubicación del separador de la brida en el conjunto.

Estas perforaciones son para simplificar el montaje del conjunto codo-patín-separador. Mediante estos tornillos se abulona al codo el separador en conjunto con la brida/patín que va contra el codo. De esta manera este queda preensamblado y alineadas las perforaciones de los otros 10 tornillos. Esta tarea sin estos bulones seria extremadamente complicada de realizar ya que tendríamos que alinear 4 componentes, dentro de los cuales está el codo que es de un peso elevado para una manipulación manual.

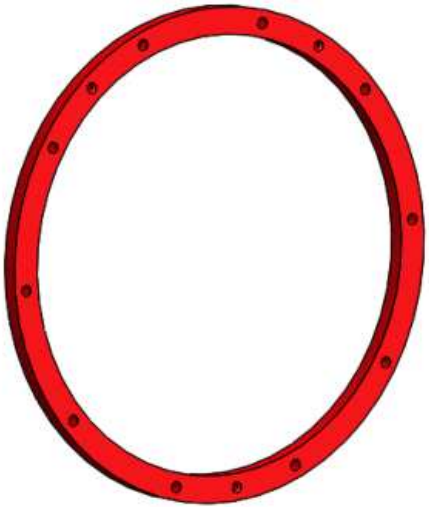


Figura 5.20: Separador brida.

Al ser todos los componentes de fácil reemplazo y la cantidad de ciclos al día es reducido, se utiliza un material estándar, una chapa de acero *AISI 1020* de *1"* de espesor, sin tratamientos térmicos.

5.6.3. Patín lado codo

Este patín surge de la necesidad de alargar al máximo la vida útil del codo, para que prácticamente sea un componente que no debería reemplazarse nunca por desgaste, salvo que sufra alguna rotura por un accidente. Se coloca este patín entre la brida y el codo (Figura 5.21), esto hace que el patín sea el que sufra el desgaste y en el caso de que sea necesario su reemplazo sea económico y de relativa facilidad. Es importante tener en cuenta que este patín tiene las perforaciones para que la grasa llegue al centro de la brida, ya que hay alemites montados sobre el codo.

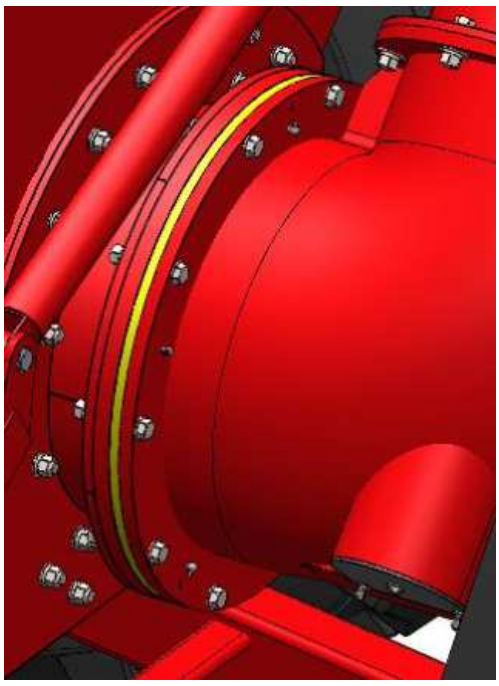


Figura 5.21: Ubicación patín lado codo en el conjunto.

Se utiliza un material estándar, una chapa de acero *AISI 1020* de *1/2"* sin tratamientos térmicos.

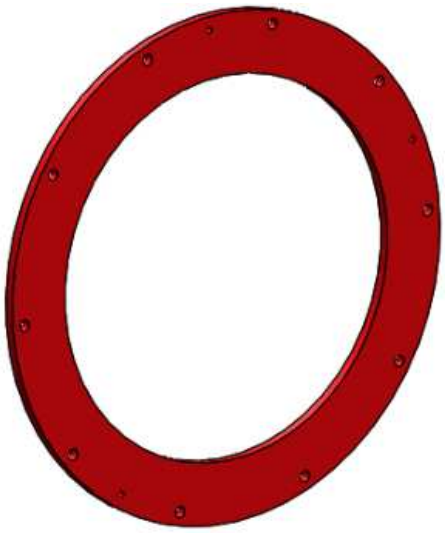
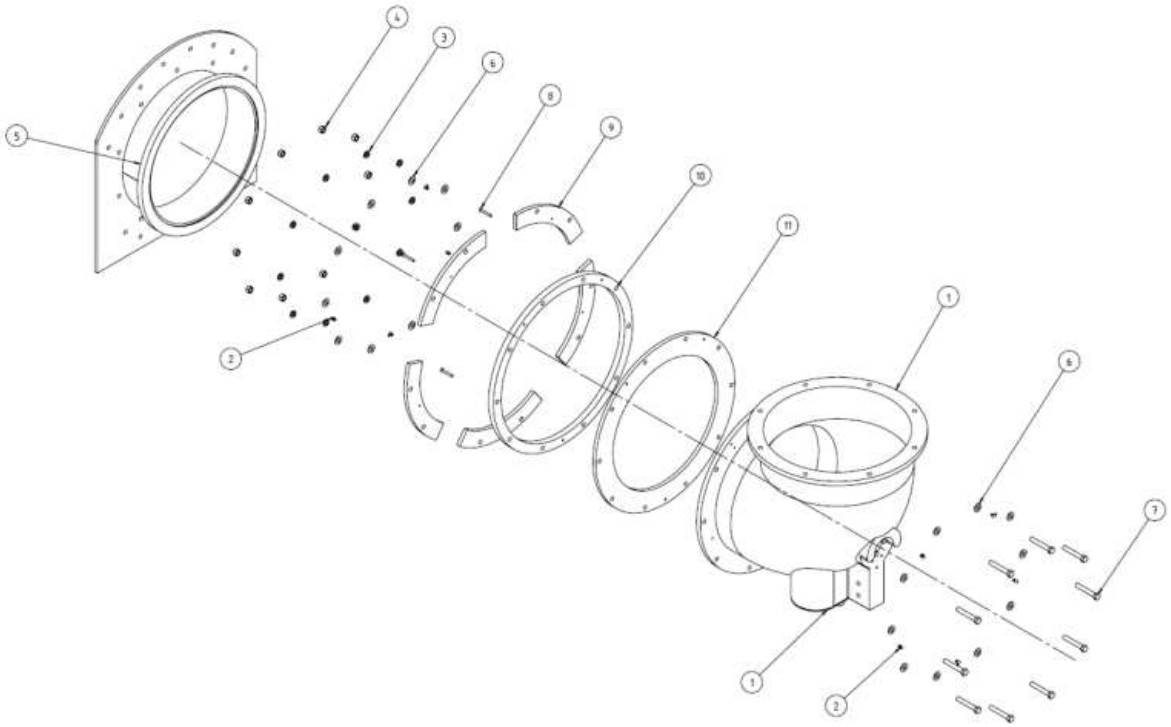


Figura 5.22: Patín lado codo.



Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CODO	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 28
2	ALEMITE RECTO UNF 1/4"-28		10	
3	ARANDELA GROWER 5/8"		10	COMÚN
4	TUERCA HEXAG. 5/8"-18		10	COMÚN
5	CONJUNTO POSTIZO FRENTE TOLVA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 5
6	ARANDELA PLANA 5/8"		20	COMÚN TIPO B
7	BULÓN HEXAG. 5/8"-18X4X1.5	GRADO 8	10	SAE J429-2014
8	TORNILLO 5/16"-18X2.25X0.875		3	PLANO AVELLANADO
9	PATÍN LADO TOLVA	AISI 1020	5	VER PLANO N° 10
10	SEPARADOR BRIDA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 11
11	PATÍN LADO CODO	AISI 1020	1	VER PLANO N° 12

Figura 5.23: Conjunto brida completo.

5.7. Caja T

Para el funcionamiento de nuestro sistema necesitamos una caja T para poder darle mando al sinfín barredor y el de descarga. Por el principio funcional del codo y el movimiento que tiene, la única ubicación viable para la caja T es dentro del mismo. Esto ocasionó que analicemos la viabilidad, ya que si el tamaño era muy elevado nos restringiría el flujo de granos y hasta podría generar un atoramiento.

En comparación con cajas comerciales se redujo el tamaño entre 8 y 10 cm en su sección transversal vista desde arriba, estas medidas son respecto de los laterales de la caja.

Se analizaron una gran cantidad de opciones comerciales, pero debido a la potencia a trasmitir (aproximadamente 100 HP) estas eran de un gran tamaño y su carcasa (generalmente cuadrada) generaría una gran resistencia al flujo de los granos. Es por esto que surge la necesidad de diseñar una caja T específica para esta función. Se consideró en su diseño obtener el menor tamaño posible y optimizar el formato de la carcasa para el flujo de los granos. Además, se diseña a medida el eje de entrada permitiendo montar la corona de la reducción directo a este, sin necesidad de utilizar acoplamientos.

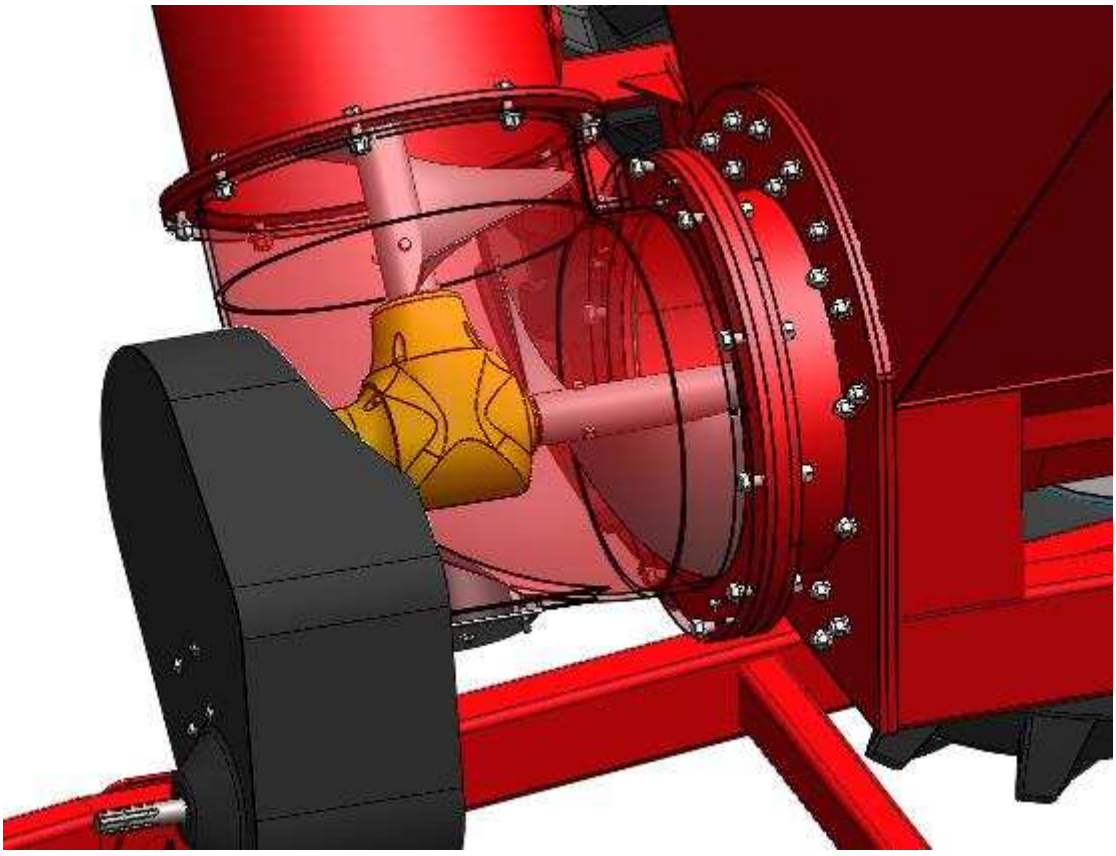


Figura 5.24: Ubicación caja T dentro del conjunto.

Todos los cálculos de la caja se encuentran en su anexo separado “Anexo C: Desarrollo en detalle caja T” debido a la gran extensión del análisis y diseño. A continuación, solo se presentan las partes y algunas explicaciones generales al respecto.

5.7.1. Ejes

La caja posee 2 ejes, esto se puede apreciar en la Figura 5.25. Ambos poseen un estriado normalizado el cual es el encargado de transmitir la potencia a los sin fines mediante cubos con el mismo patrón de estriado. El eje largo es de entrada, en su extremo se monta la corona de la reducción a cadena. Ambos ejes están fabricados de un acero *AISI 4140* [20] con una dureza superficial post temple de *55 HRC* y una dureza en el centro de *50 HRC*.

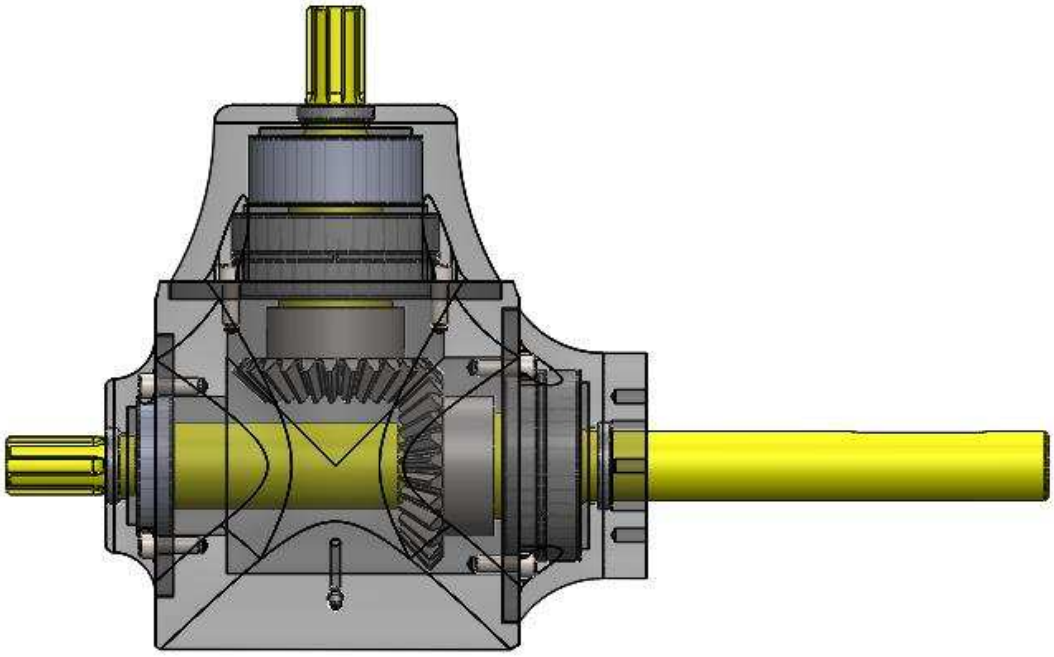


Figura 5.25: Ejes caja T.

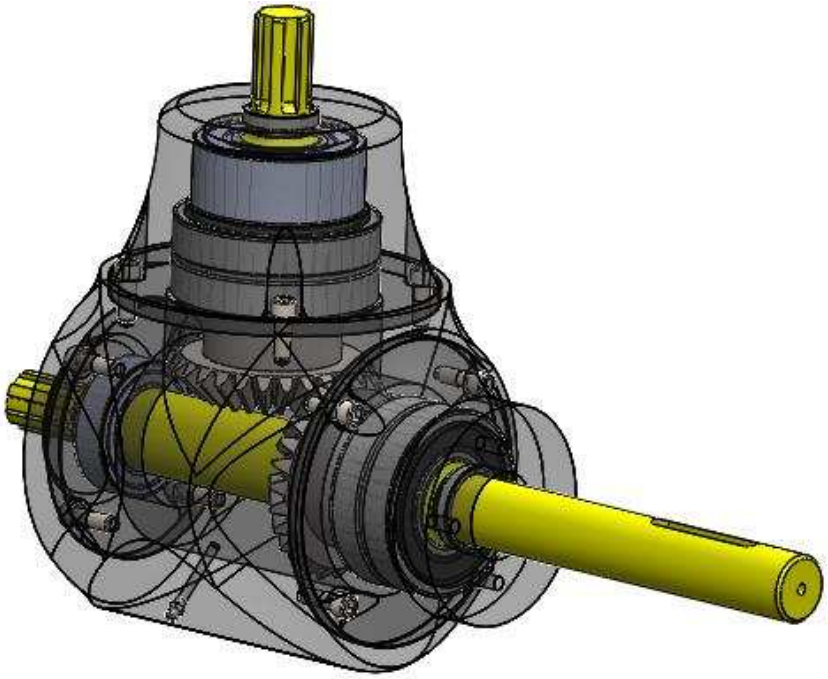


Figura 5.26: Ejes caja T.

5.7.2. Engranajes

La caja transmite la potencia entre los dos ejes mediante dos engranajes cónicos iguales, su relación de transmisión es 1:1. Para transmitir la potencia del engranaje al eje se utiliza una chaveta que también se dimensionó en conjunto con los engranajes (Anexo C:). Los engranajes están fabricados de un acero *AISI GRADE 18NI (350)* [21] con un tratamiento de envejecido llegando a una dureza exterior de *60 HRC* y de *56 HRC* dentro del diente.

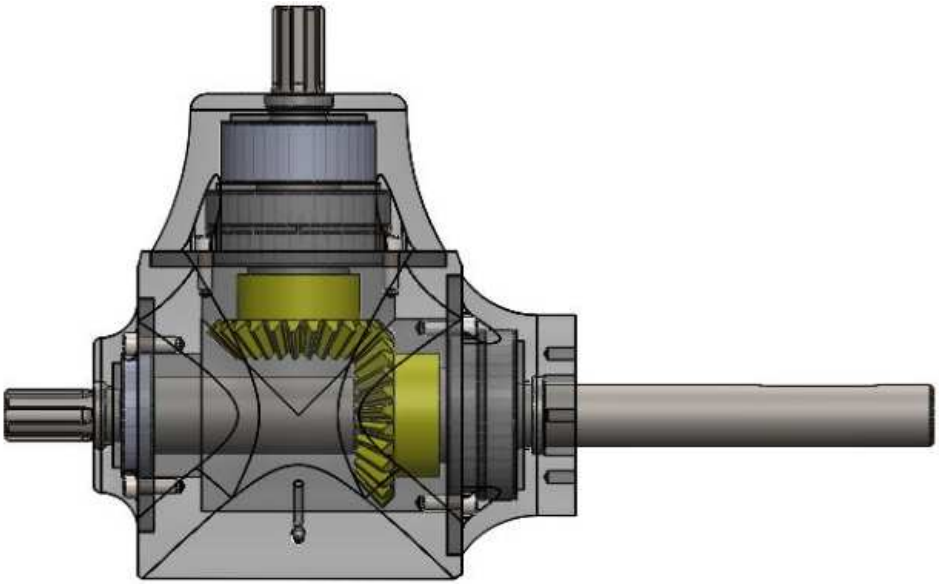


Figura 5.27: Engranajes cónicos caja T.

5.7.3. Rodamientos

En la caja se utilizan un total de 4 rodamientos, 2 por eje como se puede ver en la Figura 5.28. Si bien la caja se lubrica con grasa, los rodamientos son blindados y no necesitan ser engrasados. Esto se verifica en el anexo donde se calcula la vida útil de los rodamientos. Estos son un componte estándar, en este caso se utilizaron todos de la marca *SKF*.

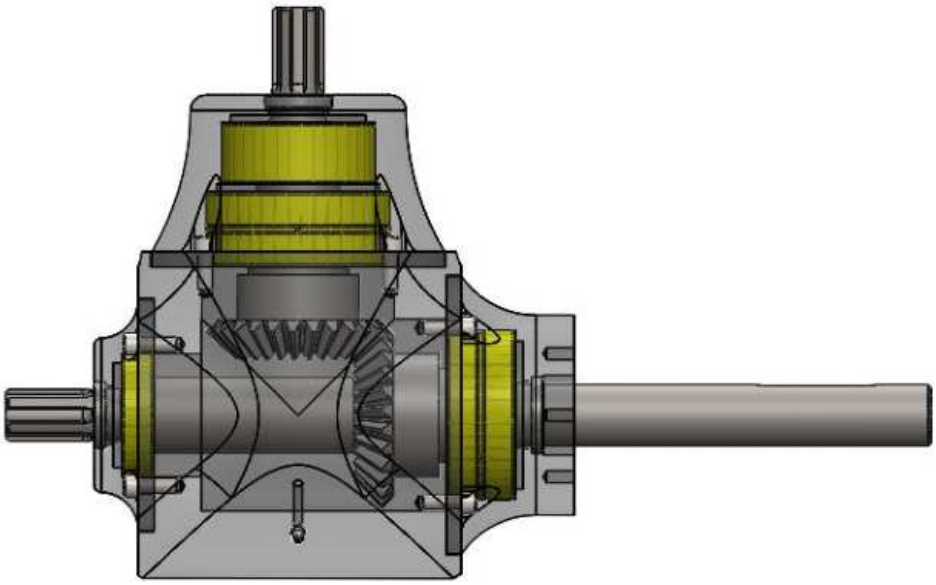


Figura 5.28: Rodamientos caja T.

5.7.4. Retenes

En la Figura 5.29 se pueden observar los retenes instalados en las tapas de la caja, estos cumplen la función de evitar que cualquier contaminante externo entre a la caja generando desgaste prematuro o roturas. Estos retenes se pueden reemplazar sin necesidad de desarmar la caja ya que van colocados de afuera hacia adentro. Estos son un componte estándar, en este caso se utilizaron todos de la marca *SKF*.

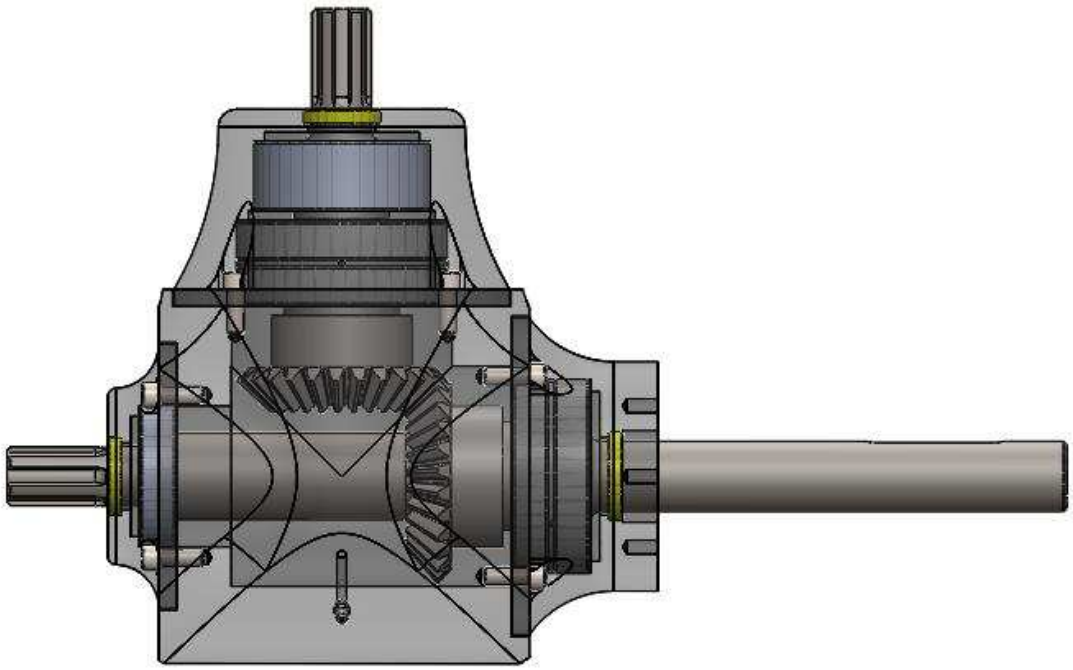


Figura 5.29: Retenes caja T.

5.7.5. Tapas

La caja posee tres tapas que se pueden observar en la Figura 5.30, estas están abulonadas a la carcasa por medio de 4 tornillos Allen (ver Figura 5.31). Si bien esta caja es diseñada para funcionar con grasa y no con aceite, a la hora de ensamblar las tapas es recomendable colocar una pequeña película de junta líquida Loctite 518 para evitar cualquier filtración.

Las tapas cumplen una función muy importante en la caja y es que estas son el alojamiento de los 4 rodamientos que tiene la caja, es por esto que van embutidas y sus planos tienen las tolerancias correspondientes para asegurar un correcto funcionamiento. Además, las tapas se usan como guía para el ensamblaje obteniendo así una mejor precisión en el armado.

Las tapas están diseñadas para fabricarse de fundición, luego tendrá que mecanizarse para lograr la terminación superficial y tolerancias especificadas en el plano, principalmente en los alojamientos de los rodamientos, los retenes y en la zona de interacción con la carcasa. El material es fundición gris nodular *ASTM A536 80-55-06* [22].

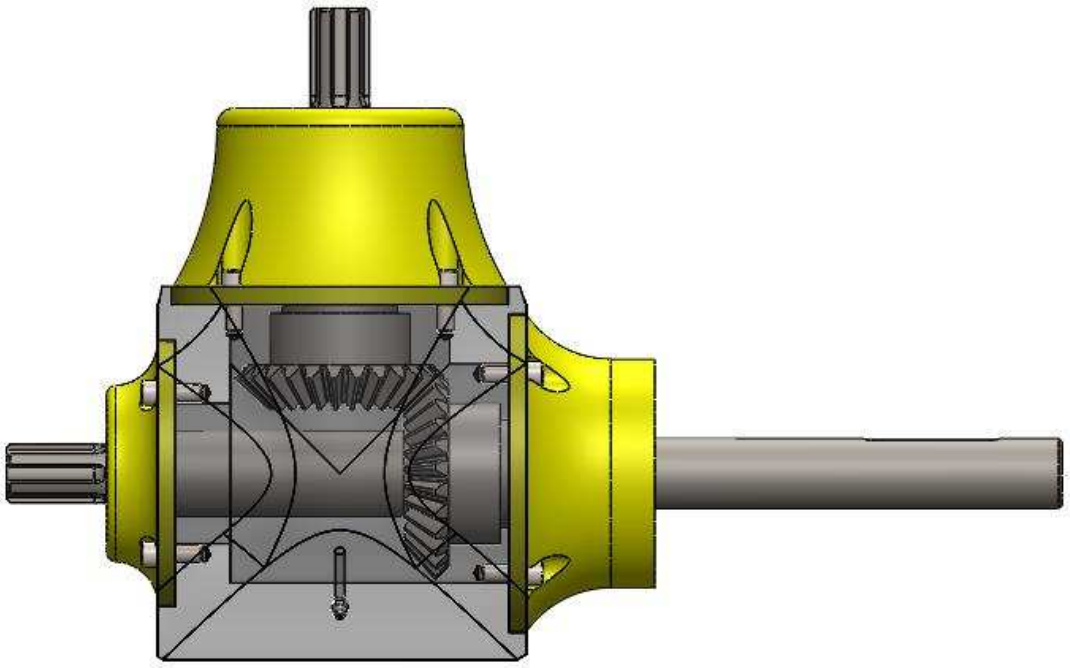


Figura 5.30: Tapas caja T.

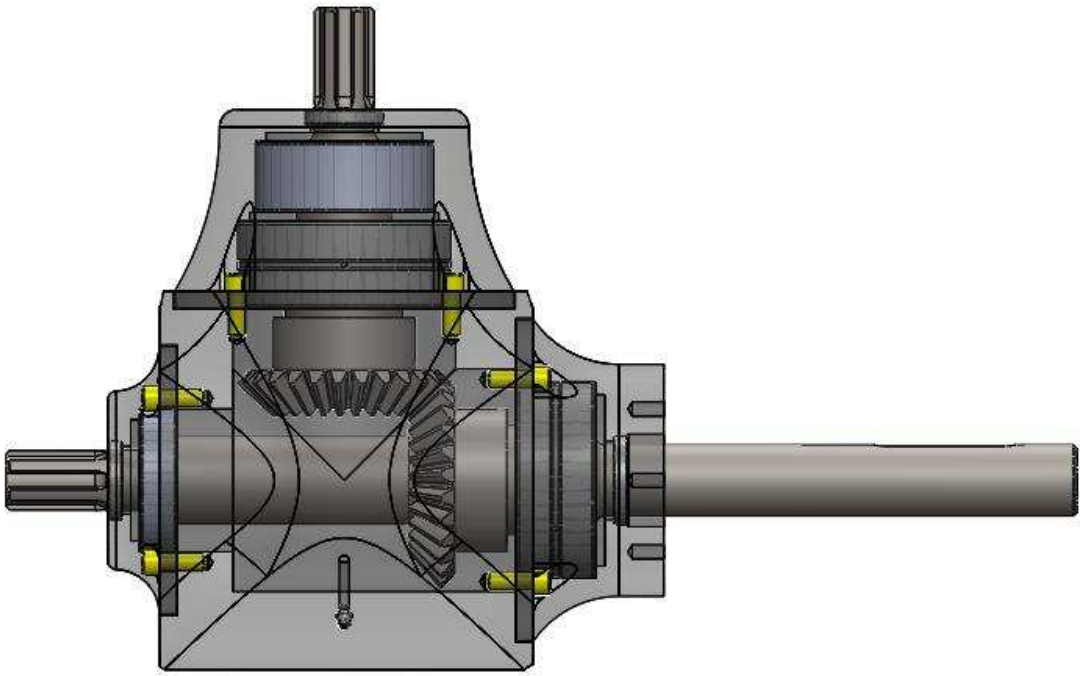


Figura 5.31: Tornillos tapa caja T.

5.7.6. Carcasa

La carcasa de la caja es la encargada de sostener las tapas y la que le agrupa a todo el conjunto. Está diseñada para fabricarla de fundición y luego se mecanizarán las zonas donde asientan las tapas. El material es fundición gris nodular *ASTM A536 80-55-06.*

Si observan con detenimiento la carcasa posee un alemite el cual permite que a través de la boca de inspección del codo se pueda engrasar la misma sin tener que desarmar el sistema.

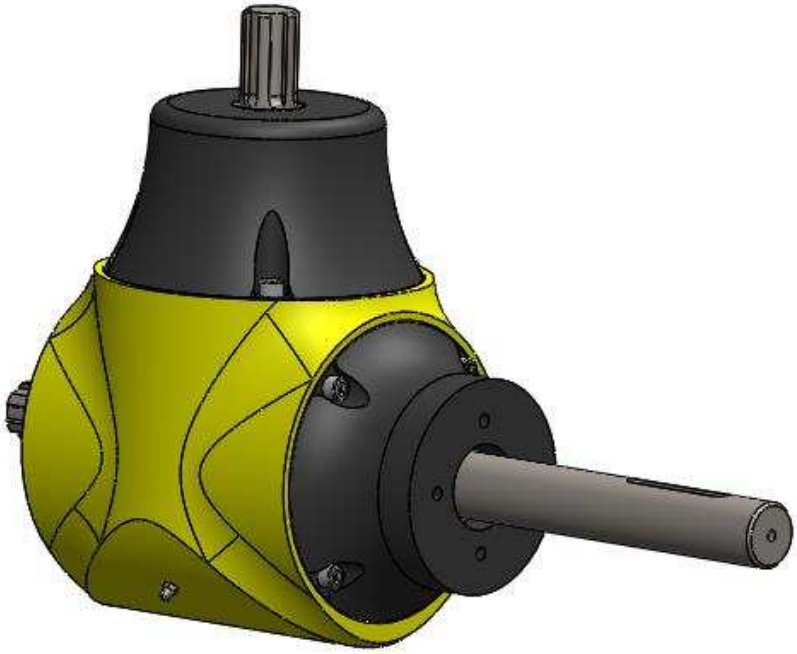


Figura 5.32: Carcasa caja T.

5.8. Conexión caja T y sin fines (cubo)

La conexión de las puntas de eje de la caja a los sin fines se realiza mediate cubos estriados, que están abulonados en uno de sus extremos adentro de los sin fines. Estos cubos están diseñados para encastrar en las estrías de la caja T, pudiendo de esta manera trasmitir la potencia a los sinfines. Estos cubos están fabricados de un acero *AISI 4140* con una dureza superficial post temple de *55HRC.*



Figura 5.33: Cubos conexión sin fin con caja T.

5.9. Codo

El diseño del formato del codo surge de observar el sistema de descarga de las cosechadoras de granos. Este cumple la misma función que el nuestro, solo que se mueve de forma horizontal con el tubo paralelo al piso.

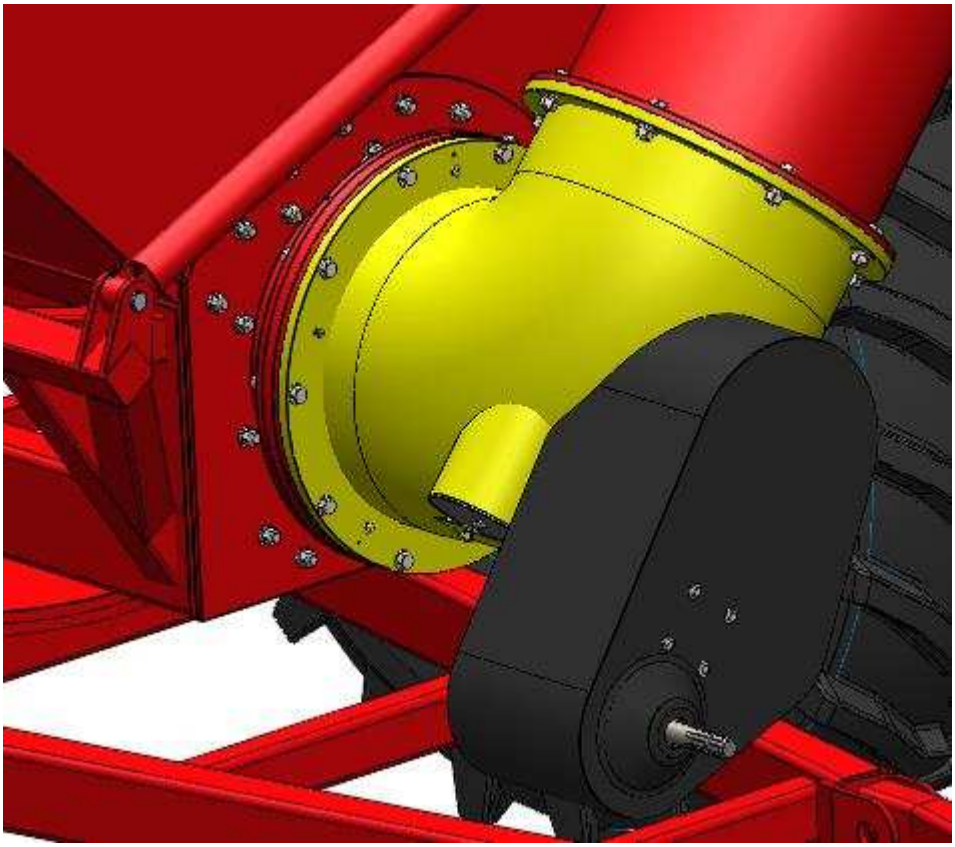


Figura 5.34: Ubicación del codo en el conjunto.

Se tuvo en cuenta las siguientes consideraciones para el diseño:

- El codo soporta en su interior a la caja en T, se unen mediante tornillos. Es la parte central que se ve en la Figura 5.35.
- En su exterior en la parte frontal tiene las perforaciones para montar la reducción exterior y un rodamiento que sostiene el eje de la caja T.
- Se diseña una boca de inspección la que se utiliza para engrasar la caja y también para limpiar del codo el cereal que quede. Esto último solo se realiza cuando se desea cambiar de cultivo para que no se mezclen y evitar problemas en los puertos.

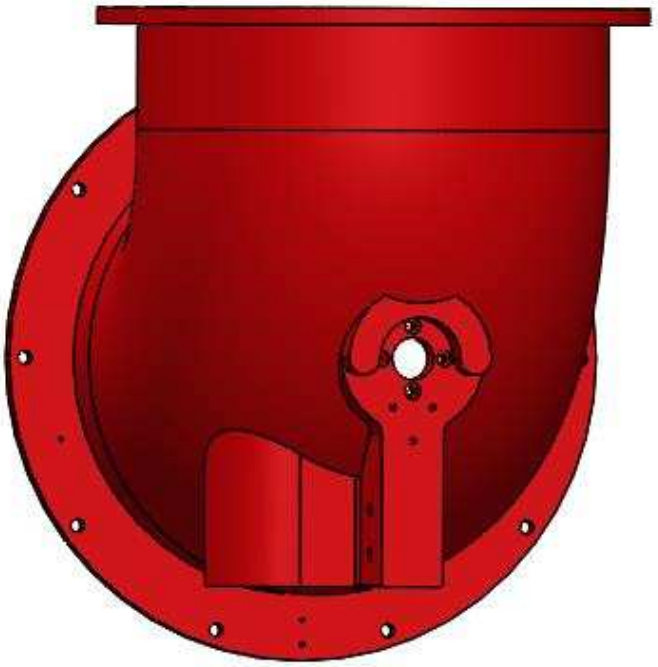


Figura 5.35: Codo.

El codo debe poder soportar todo el peso del conjunto de descarga sumados a las fuerzas que produce el cilindro hidráulico a la hora de querer realizar el movimiento del tubo. Este se fabricará de fundición gris nodular *ASTM A536 80-55-06*. Este material se obtuvo de una marca reconocida de cosechadoras.

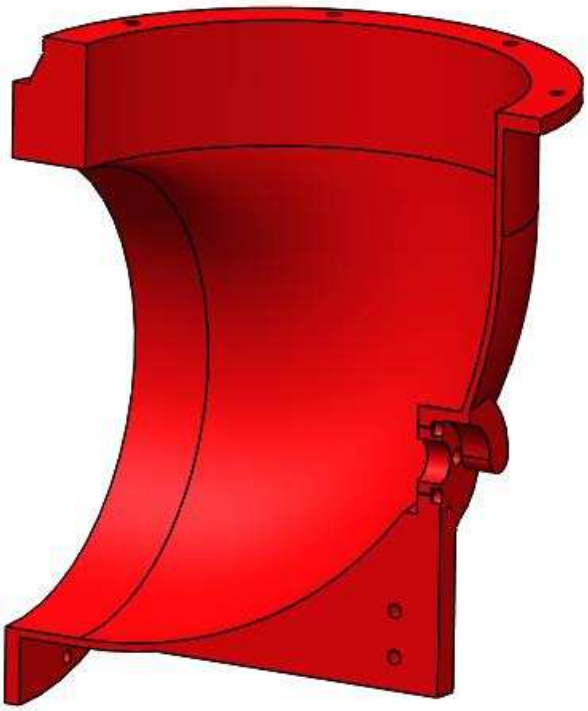


Figura 5.36: Vista de sección del codo.

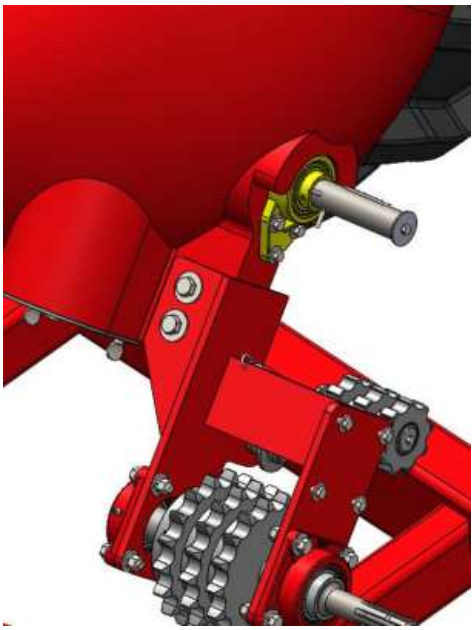


Figura 5.37: Rodamiento exterior.

5.10. Reducción exterior

En el diseño de la reducción exterior se decidió entre la utilización de una caja de engranajes o un sistema de cadena de rodillos. Si bien existen otros mecanismos para nuestra aplicación, la reducción necesaria y potencia a transmitir estas eran las dos mejores opciones.

Luego de analizar ambos sistemas se decide ir por una transmisión de cadena ya que se puede construir con gran cantidad de elementos estándar, logrando una relación de transmisión muy similar a la solicitada.

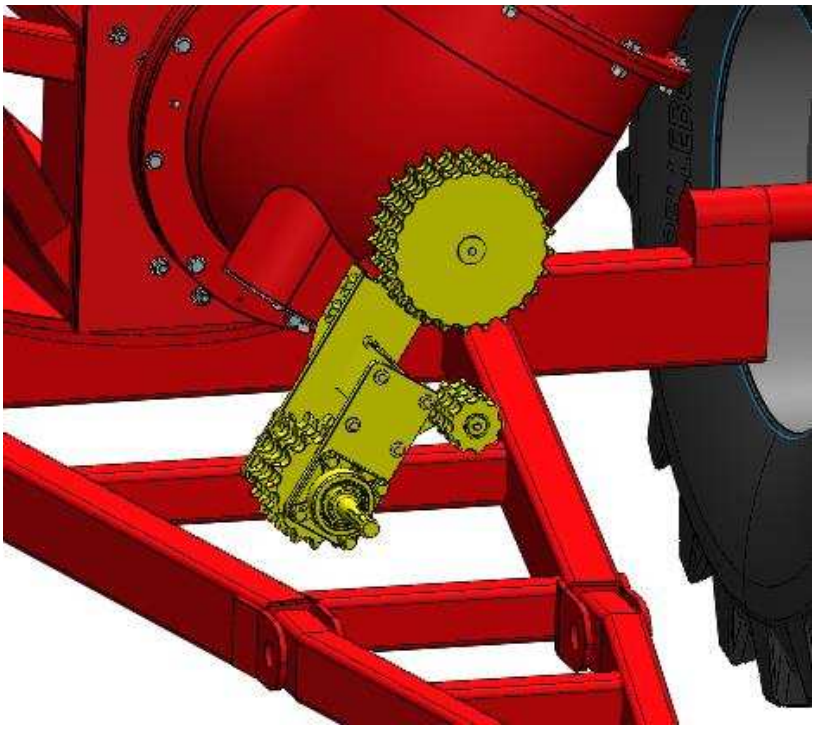


Figura 5.38: Conjunto reducción.

Si bien la cadena de rodillos va a tener una vida útil más corta que la de una caja de engranajes, la duración aproximada de las cadenas de rodillos es de unas 15000 horas y en el caso de sufrir una rotura la cadena es más fácil de reparar y de conseguir los repuestos necesarios. Como principales contras tiene que son más ruidosas y que es necesario lubricarlas cada una cierta cantidad de horas de funcionamiento.

5.10.1. Cadena, corona y piñón

Se utilizan los 3 elementos de origen estándar, en este caso de la marca SKF, los cálculos del sistema se encuentran en el anexo “B.6 Reducción exterior”, se adjuntan las imágenes de los componentes seleccionados especificando el modelo.



Figura 5.39: Piñón 26 dientes (PHS 24B-3B26)

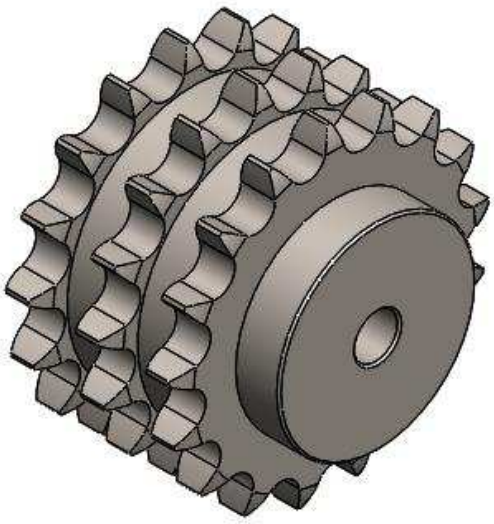


Figura 5.40:Piñón 17 dientes (PHS 24B-3B17)

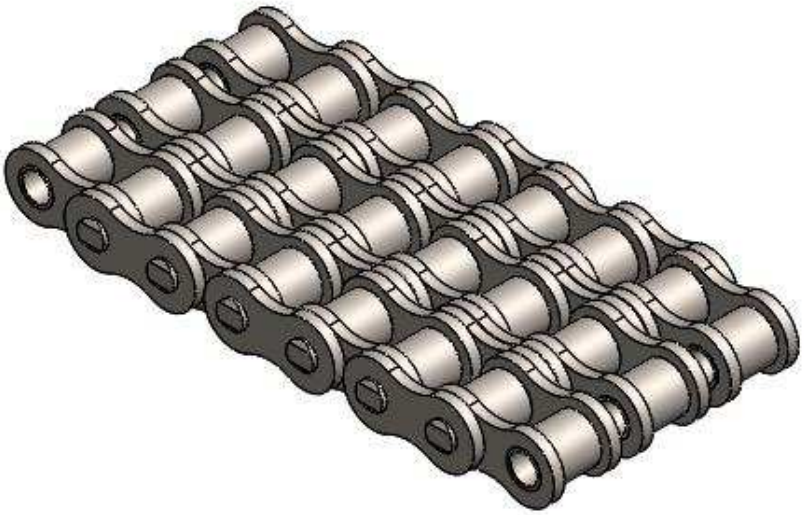


Figura 5.41: Tramo cadena (PHC 24B-3X)

5.10.2. Eje piñón

El eje donde se monta el piñón resiste todos los esfuerzos que genera la cadena que es de *10.721 N* junto con el torque a trasmitir que es de *1.112* $N.m$ (cálculos de resistencia en el anexo). Además de esto tiene el estriado normalizado que se utiliza en las toma de fuerza de los tractores, de esta forma la barra cardánica se puede acoplar y desacoplar de ambos extremos de manera muy simple y rápida. El eje se fabricará de un acero AISI 4140 con tratamiento térmico logrando una dureza de *55 HRC* en la superficie y de *50 HRC* en el núcleo.



Figura 5.42: eje piñón con estriado para TDF.

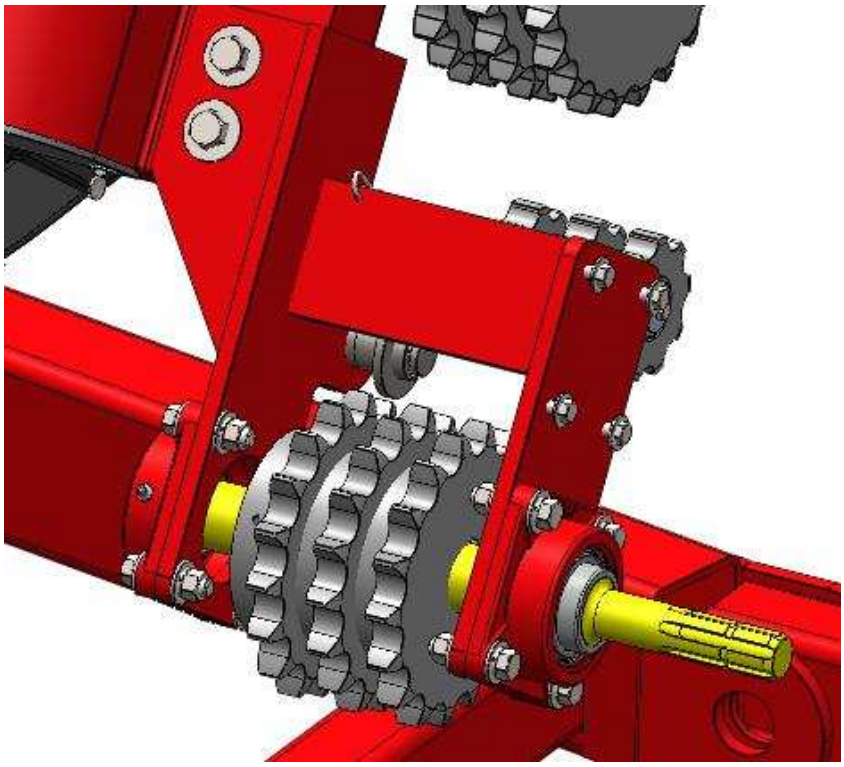


Figura 5.43: Ubicación del eje en el sistema de reducción.

5.10.3. Soporte reducción

El sistema de reducción va montado sobre el frente del codo donde la corona se ubica directamente sobre el eje de la caja T. El piñón se monta sobre el eje del punto anterior y este se vincula al soporte por medio de dos rodamientos de bolas. Este mismo eje es el que va conectado a la toma de fuerza de tractor por intermedio junta cardánica.

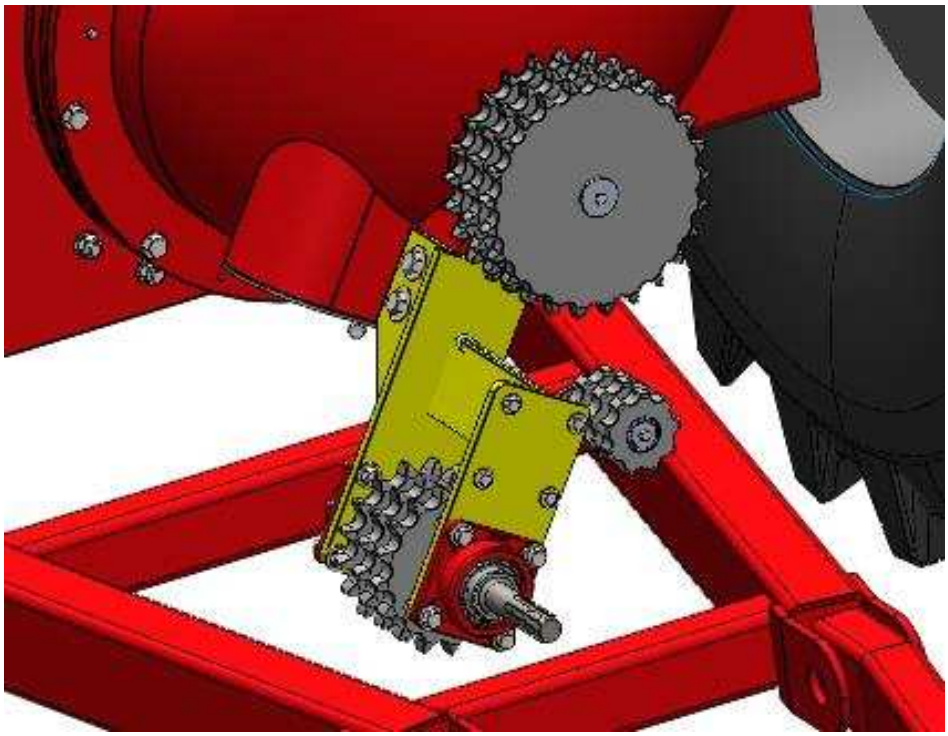


Figura 5.44: Ubicación del soporte en el conjunto.

El soporte se diseña de chapa *AISI 1020* soldada, con un espesor de ½". Tiene los agujeros necesarios para poder abulonar las dos carcasas de los rodamientos que se pueden apreciar en la Figura 5.43.

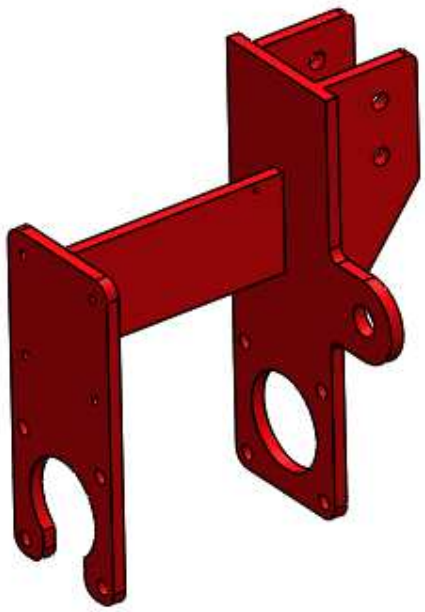


Figura 5.45: Soporte reducción.

5.10.4. Tensor de cadena

El sistema de cadena de rodillos posee un sistema para el pretensado de la misma. Hay distintas formas de lograr la tensión adecuada de funcionamiento de las cadenas, entre las más difundidas son mediante un tensor (fijo o con resorte) o haciendo los ejes con correderas y así darle una tensión fija. Se optó por el sistema con tensor accionado por resorte, ya que necesita muy poco mantenimiento al no necesitar tensar manualmente la cadena.

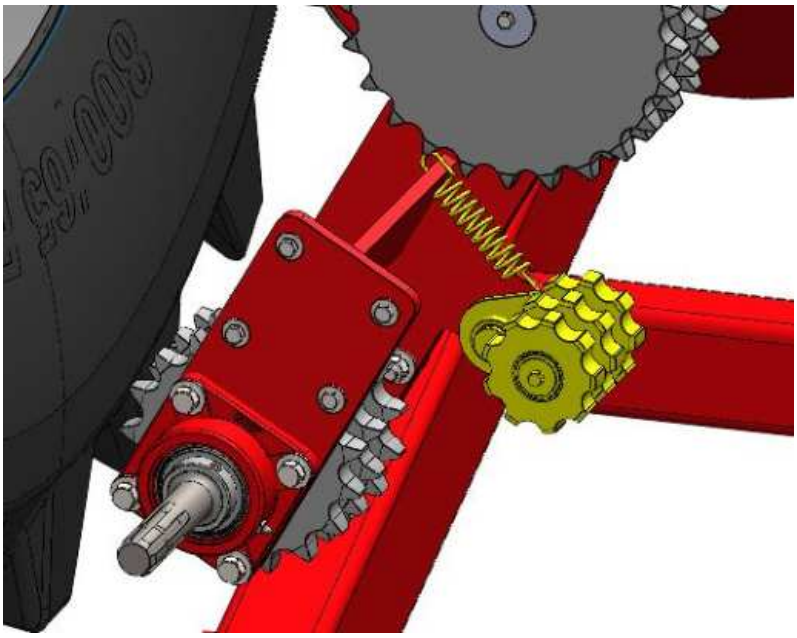


Figura 5.46: Conjunto tensor cadena.

Todo el conjunto es de fácil desarme y para las tareas de mantenimiento es muy práctico. El resorte en esa posición genera *40 N* de tensión, un valor más que suficiente para tensar el ramal flojo.

El rodillo que está en contacto con la cadena es montado sobre rodamientos para una mayor vida útil y evitar la necesidad de sumar puntos de engrase.

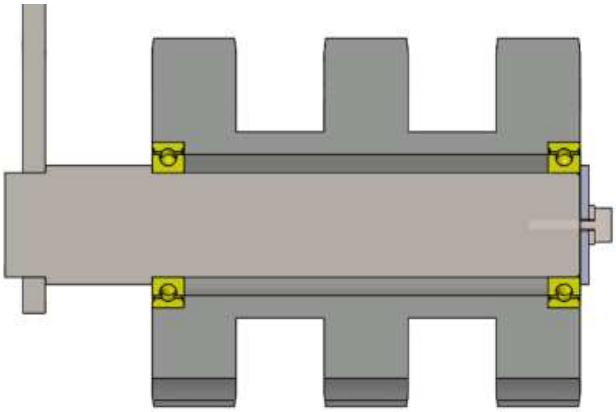


Figura 5.47: Tensor montado sobre rodamientos.

5.10.5. Protección sistema de reducción

Uno de los requisitos para nuestra solución es que además de ser funcional, sea segura de operar. Al tener el mecanismo de cadena en el frente del tubo y al descubierto, surge la necesidad de diseñar un cobertor, que evite que una persona pueda perder un miembro del cuerpo o que la ropa se le enganche. El cobertor es fácil de retirar para poder realizar mantenimiento ágilmente.

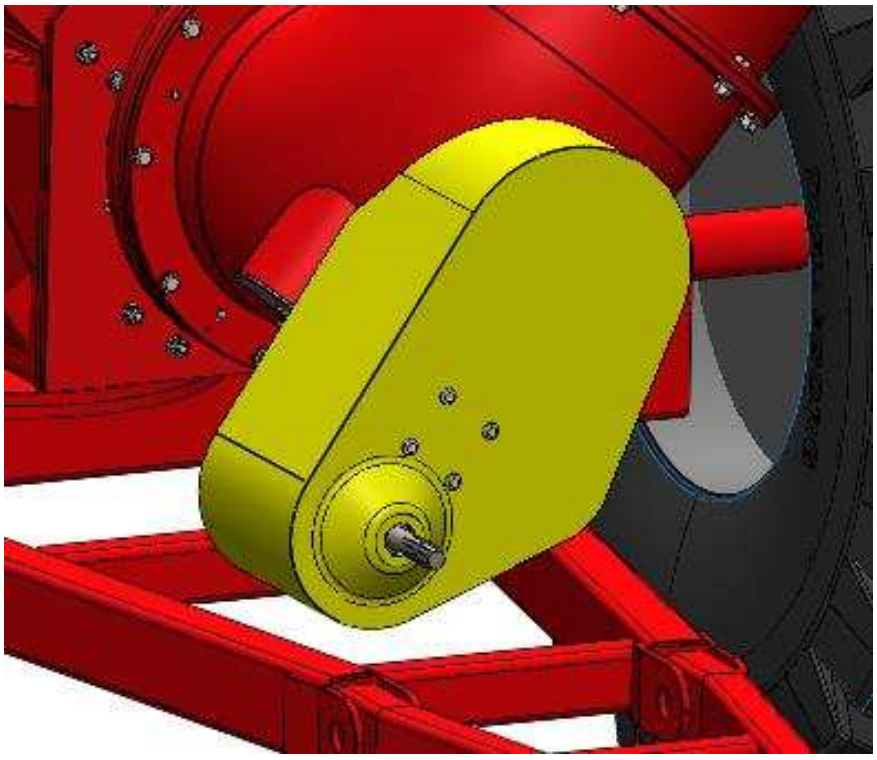


Figura 5.48: Identificación del protector en el conjunto.

Como es común en los demás modelos de tolva, este cobertor se diseña de plástico ya que de chapa tendría un peso mayor y sería más difícil de fabricar.



Figura 5.49: Protector reducción.

5.11. Sistema cambio de lado

El sistema de descarga que estamos desarrollando pivota alrededor del codo para lograr esto se consideraró dos tipos de mecanismos. Uno mediante cilindro hidráulico y el otro con un motor hidráulico y un sistema de cremallera. Como en todo nuestro proyecto, se busca la simplicidad y facilidad de mantenimiento, ante todo, esto hace que el sistema de cremallera quede prácticamente descartado por tener que sumar un reductor, más puntos de engrase sobre la cremallera. La principal ventaja que tiene es que este puede generar el movimiento del tubo sin generar cargas axiales al eje de magnitud considerable.

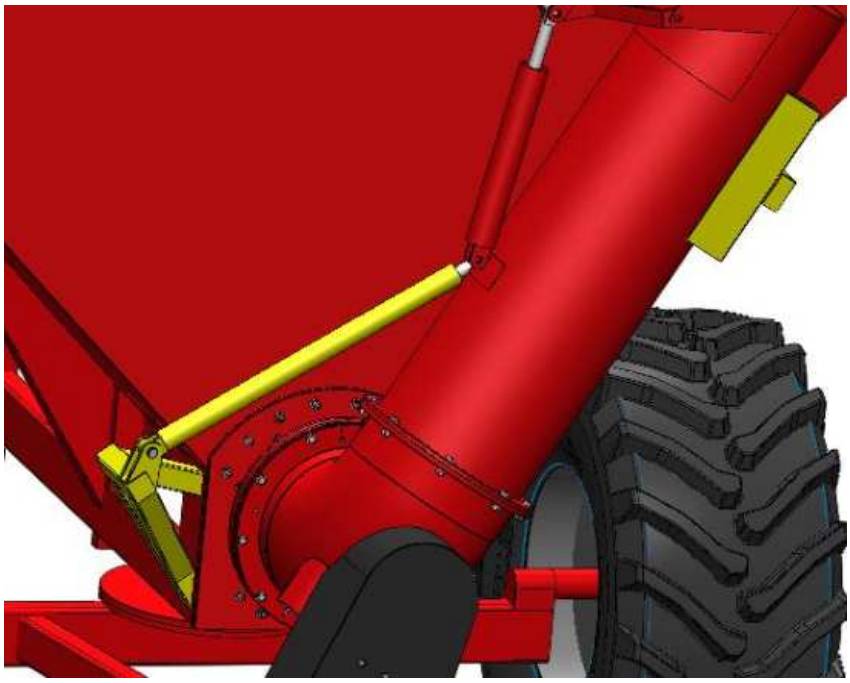


Figura 5.50: Componentes sistema cambio de lado

Por otro lado, el sistema de movimiento del tubo mediante el cilindro hidráulico funcionalmente es más simple, pero presentaba otra dificultad a enfrentar. Esta es que para conseguir una posición en la que el cilindro logre las dos posiciones requeridas hace una fuerza axial sobre el sistema de pivot. Esto se debe a que la apalicación de la fuerza no se podía hacer de forma tangencial al movimiento del tubo como sería ideal para no generar fuerzas axiales sobre el codo.

5.11.1. Optimización del punto de aplicación de la fuerza

Antes de calcular la fuerza definitiva para el dimensionamiento de los componentes del sistema, se optimiza al máximo la fuerza aplicada por el cilindro para hacer rotar el tubo. Dependiendo el punto de donde se toma al tubo y del ángulo generado hace una gran variación en la fuerza aplicada. Es por esto que se busca el punto óptimo donde se logra con el cilindro el recorrido completo y la fuerza a aplicar en ambos lados sea la mínima posible. Aunque con esto se pudo reducir a la mitad la fuerza inicial obtenida axialmente, el valor sigue siendo relativamente alto debido a que el ángulo en el que queda el cilindro no es el más favorable. Igualmente, es el punto más optimo teniendo en cuenta que no se puede exceder de dimensiones externas del autodescargable y que la rueda de dirección no debe que tocar con el soporte del lado de la tolva.

5.11.2. Cilindro hidráulico

En lo que respecta al cilindro hidráulico se define las especificaciones que le daremos al fabricante de cilindros para utilizar un modelo estándar o alguno con leves modificaciones para nuestro uso (largo del cilindro). La carrera del cilindro y la longitud cerrado y abierto (medidas especificadas en el plano) las obtuvimos del esquema que se utilizó para la optimización del punto de aplicación de la fuerza.



Figura 5.51: Cilindro hidráulico cambio de lado

Además de los datos especificados al fabricante le tendremos que brindar más información, como diámetro interior de la camisa, diámetro de vástago y presión máxima de trabajo. Esta última es la máxima que pueden bridar los tractores modernos que es de 200 bar aproximadamente, pero para los cálculos de nuestro cilindro tomamos como referencia una presión de 120 bar que suele ser lo más estándar entre los tractores que se utilizan para remolcar las tolvas.

Para sacar el diámetro necesario del cilindro se calculará el área de cada una de las cámaras del cilindro y se tomará como referencia para el dimensionamiento el área menor (lado vástago) para asegurarnos que en la peor condición pueda mover a nuestro tubo. La fuerza que se utiliza para los cálculos es la obtenida en el punto anterior.

Datos preliminares		
Dato	**Valor**	**Unidad**
Fuerza del cilindro	1790,70	*Kg*
Presión referencia hidráulico tractor	120	*bar*
Diámetro camisa	6,35	*cm*
Diámetro vástago	3,81	*cm*

Cálculo de áreas y verificación		
Dato	**Valor**	**Unidad**
Área necesaria	14,92	*cm2*
Área chica cilindro	20,27	*Nm*
Área grande cilindro	31,67	*cm2*

5.11.3. Soporte lado tolva

El cilindro va sujetado del lado de la tolva y el otro extremo en la camisa del tubo de descarga. Con la fuerza calculada en el anexo, se diseñó un soporte que resiste los esfuerzos, teniendo en cuenta quela dirección y el sentido de aplicación de la carga cambian con el cambio de posición del tubo. La fuerza del cilindro calculada es de *17.549 N*.

El soporte se diseña de una estructura de tubos de sección cuadrada de 80x80x4.76 de acero *AISI 1020* soldados entre sí, se opta por este diseño por la facilidad de construcción y su alta resistencia. Además, también va soldado al lateral del chasis. Se descartó la opción de hacerlo abulonado porque la geometría del chasis no lo permitía para una adaptación de manera simple, que es uno de los pilares más importantes de nuestro trabajo.

Para realizar los anclajes del cilindro y la cartela de refuerzo se utilizan cortes en chapa de acero *AISI 1020* de distintos espesores. Se sabe que el anclaje del cilindro tiene rozamiento con el perno, pero al analizar la cantidad de ciclos a los que se somete el sistema de cambio

de lado, se decide utilizar la chapa sin la inserción de un buje tratado o tratando la misma chapa si fuese de otro material.

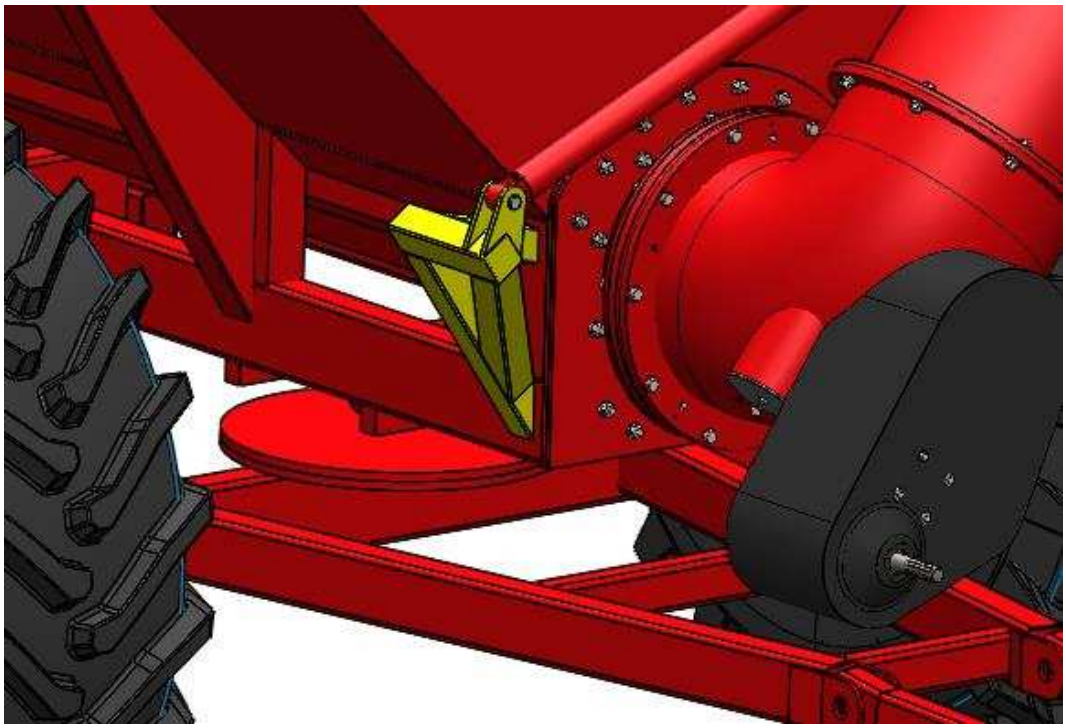


Figura 5.52: Identificación del soporte en el conjunto

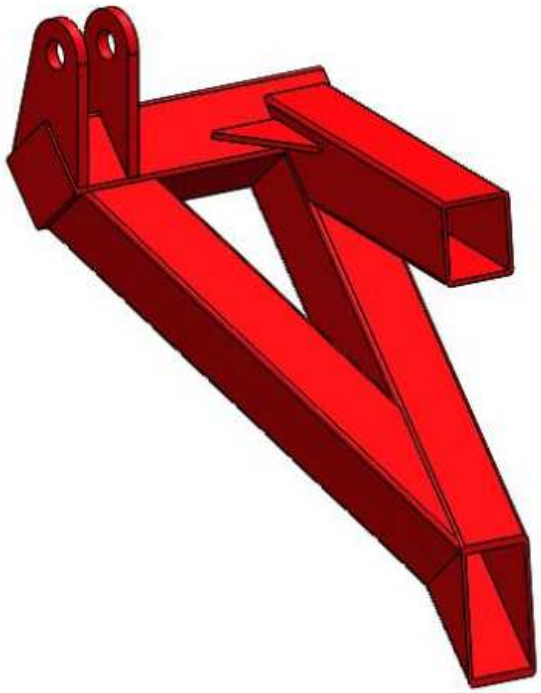


Figura 5.53: Soporte lado tolva

Una de las condiciones a cumplir es que este soporte no afecte a la maniobrabilidad de la tolva debido a que las ruedas direccionales choquen con este, por lo que no puede limitar el ángulo de dirección estándar de la tolva. La posición del soporte respecto al chasis la obtenemos del estudio que se hizo para optimizar la fuerza del cilindro



Figura 5.54: Dirección a doblando a tope y la rueda no choca con el soporte

También se tiene en cuenta en el diseño que el cilindro hidráulico no colisione con otros componentes del sistema y que en ambas posiciones extremas no sobresalga de los límites de la tolva. Se aleja los más posible el cilindro del frente de la tolva ya que el soporte del lado del chasis lo permite y hace que el soporte del lado del tubo no esté tan exigido al alejar tanto del tubo el punto de agarre del cilindro.

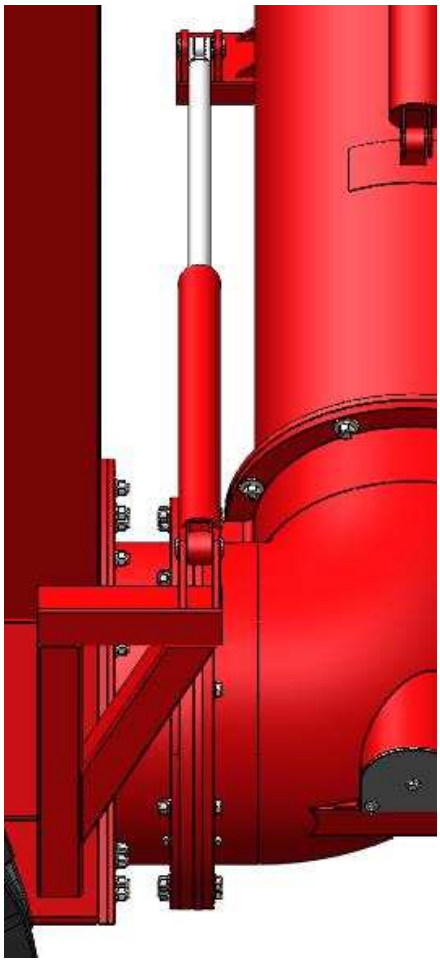


Figura 5.55: Posición cilindro hidráulico, sin colisiones posibles.

No se aprecia ningún sistema para trabar el perno del cilindro debido a que este tiene montados dos aros seeger en sus extremos que evitan su movimiento axial.

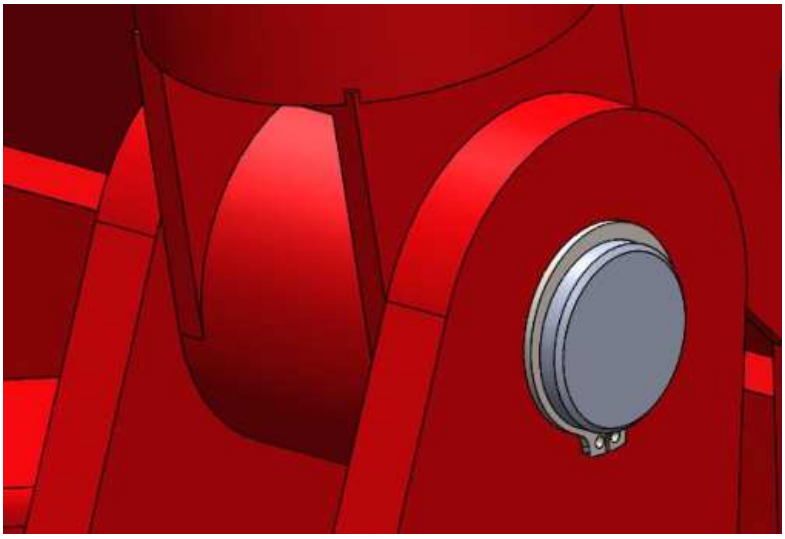


Figura 5.56:Perno cilindro con aros seeger.

5.11.4. Soporte lado tubo

Al igual que el soporte del lado del chasis, este cumple ciertos requisitos para que no golpee contra la tolva ni ningún otro componente de nuestro sistema. La posición respecto al tubo salió del esquema utilizado para optimizar la posición del cilindro, por lo que a la hora de diseñar debemos respetar esas medidas tan importantes sino estaremos afectando todo el conjunto haciendo que los esfuerzos crezcan de manera desmedida ocasionando roturas.

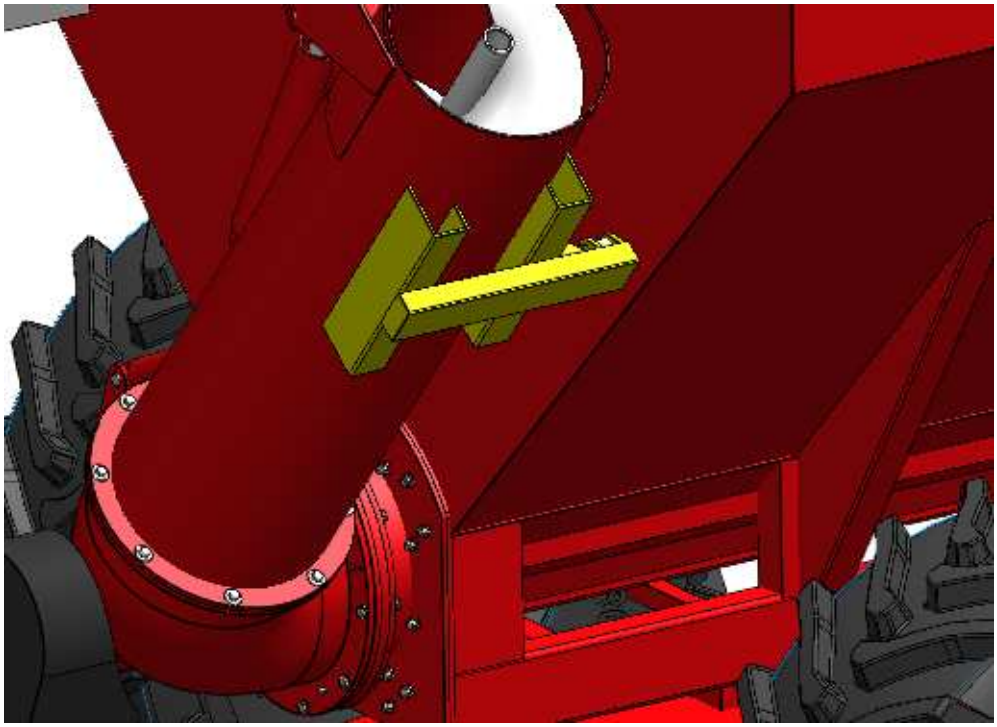


Figura 5.57: Ubicación soporte lado tubo en el conjunto.

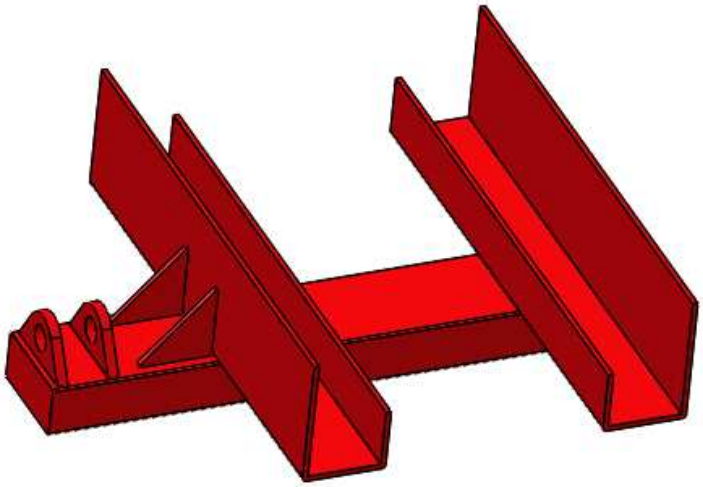


Figura 5.58: Soporte lado tubo.

Una de las dificultades que atravesamos era como realizar la unión entre el soporte y el tubo ya que este al ser de un espesor reducido podríamos generar la rotura de este. Es por esto por lo que surgió la idea de realizar un soporte con dos largueros de chapa *AISI 1020* plegada de ¼" de espesor, estos le agregan rigidez estructural al conjunto del tubo. Los anclajes del cilindro y las cartelas de refuerzo son de chapa *AISI 1020*, y están soldadas al resto de las piezas del soporte, el tubo es de sección rectangular de 120x60x4.76 de acero *AISI 1020.* Al igual que en el anclaje del lado de la tolva no se colocan bujes tratados porque no es necesario para la baja cantidad de ciclos que sufre este sistema. El soporte diseñado y su método de anclaje no deben afectar al sistema de pliegue del tubo utilizado por este modelo de tolva.

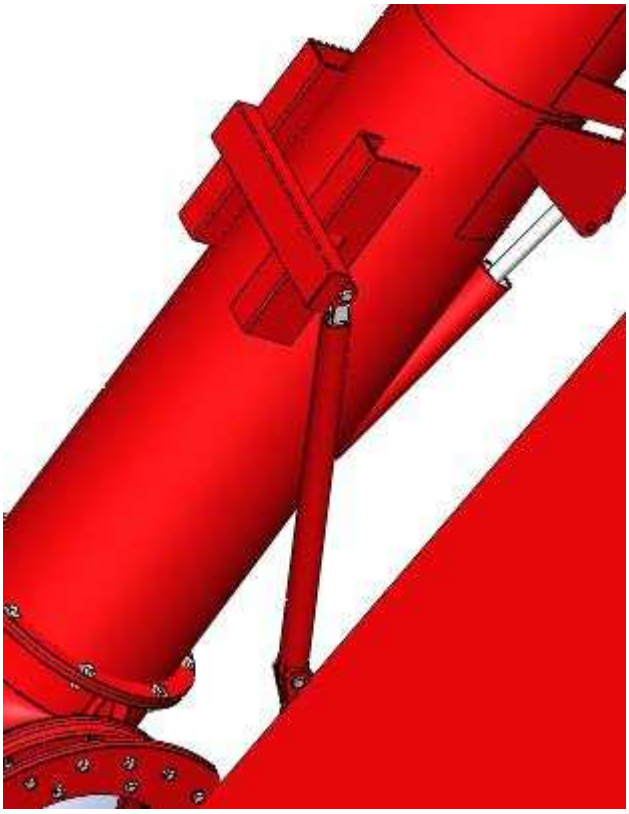


Figura 5.59: El cilindro no colisiona con otro elementos en su carrera

5.12. Adaptador fondo tolva

Para poder adaptar el nuevo sin fin barredor a la tolva Ombú, se realiza una pequeña adaptación en el fondo debido a que el aumento de diámetro en el extremo hacía que el sin fin colisione con la tolva. Lo resolvimos realizando un corte y colocando un fondo adaptador, es una solución muy simple y fácil de implementar en la producción.

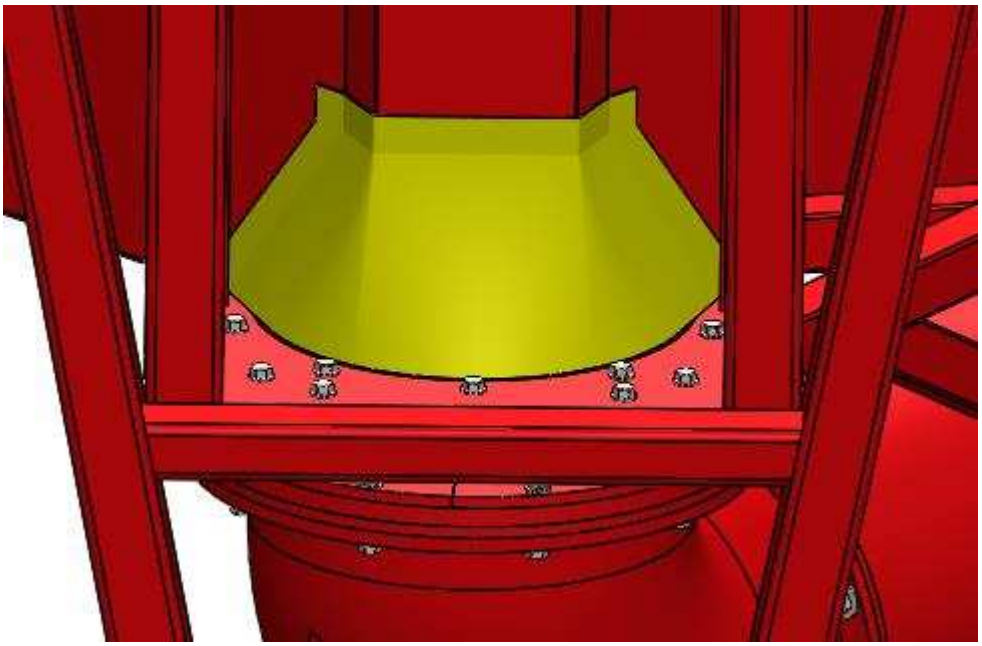


Figura 5.60: Ubicación fondo tolva en el conjunto

Este fondo se fabricará de chapa se acero *AISI 1010* al igual que el resto de la tolva, mediante conformado.

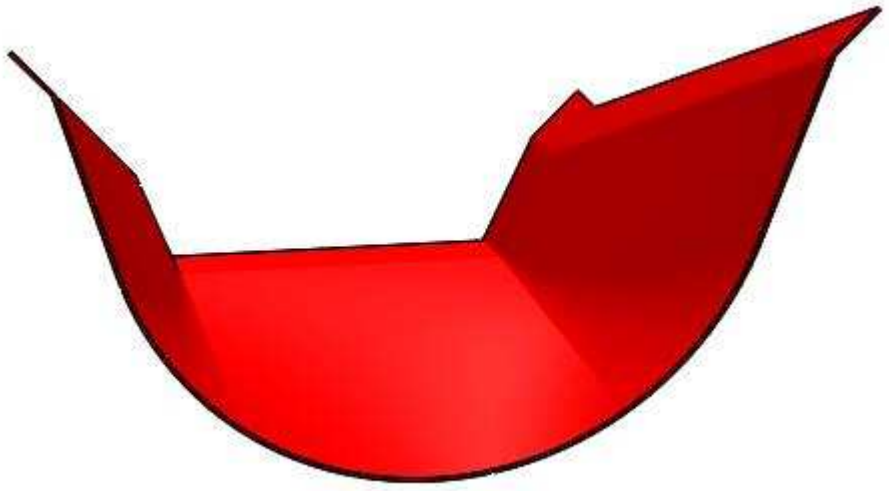


Figura 5.61: Adaptador fondo tolva

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones técnicas

En este trabajo se diseñó un sistema para permitir que el tubo de descarga de la tolva Ombu CRV35 cambie de lado, aunque esta adaptación se realizó para este modelo en particular, este sistema es fácilmente adaptable a la mayoría de las marcas y modelos de tolvas hoy disponibles en nuestro mercado y también en el exterior.

Este sistema le permite seleccionar de manera rápida, sencilla y segura el lado hacia el que desean descarga según como sea el escenario que se les presenta, esto le brinda a las tolvas una mayor agilidad y velocidad de descarga debido a que se reducen al mínimo los tiempos muertos por maniobras de alta complejidad y sin mencionar el riesgo de estas cuando se tiene un operador sin experiencia manejando este tipo de maquinaria en reversa. Además de esto también se podrá ver reflejado en la compactación de los suelos ya que la tolva no tendrá que girar sobre los lotes cargada, sino que podrá descargar y luego girar vacía, esto sería imposible sin este sistema porque en la mayoría de los casos los sitios de descarga no son accesibles por ambos lados.

Es importante aclara que por la gran cantidad de piezas y el tiempo que llevo desarrollar cada conjunto es posible que existan detalles que se tuvieron en cuenta en el diseño que no se pudieron plasmar en este informe.

Conclusiones académicas

En este trabajo se pudieron aplicar conocimientos aprendidos en múltiples asignaturas de la carrera, entre las que se destacan la síntesis de mecanismos y maquinas, y su análisis, el dibujo mecánico, equipos agroindustriales, solo por mencionar algunas. Además, fue posible introducirse en el campo de lo que es el desarrollo de proyectos ingenieriles, pudiendo apreciar de primera mano los desafíos, las dificultades, y las gratificaciones que estos conllevan.

Como aspecto más destacable de este proyecto, se pudo apreciar lo esencial que es el trabajo en equipo, tanto para el desarrollo de proyectos como para la vida en general, encontrando en el otro compañía en las largas horas de trabajo, una fuente de risas e ideas, y un refugio para las frustraciones.

Recomendaciones

Como recomendaciones, se plantea la posibilidad de asociarse con alguna marca fabricante de tolvas, de esta manera tendríamos todos los datos de resistencia y diseño de esta que durante nuestro trabajo se tuvieron que relevar o suponer. De esta manera de podría optimizar la forma de sujeción de nuestro sistema a la tolva. También los fabricantes tienen datos empíricos del funcionamiento de todo el sistema de descarga y lo que refiere a desgaste y durabilidad, por lo que también podrían surgir mejoras en ese ámbito.

Por otro lado, sería muy interesante poder sumar sensores en ciertos sectores críticos que puedan evitar una confusión del operario. Un ejemplo seria que el operador no pueda girar el tubo si se detecta que la toma de fuerza todavía se encuentra girando, también sería interesante para el plegado del tubo, que solo permite plegarlo si el tubo se encuentra del lado derecho (vista frontal) y la toma de fuerza parada.

Además, antes de comenzar con la producción en serie se recomienda fabricar una a modo prototipo y prestársela a usuarios de una tolva convencional, esto permitirá tener respuestas de usuarios reales que destacaran los aspectos positivos del sistema y también los puntos débiles. Esto último no es una desventaja, sino que al contrario ya que abre nuevos frentes para posibles mejores, las cuales muchas veces pueden ser de muy simple adaptación. También con este prototipo se podrán analizar si existen desgastes prematuros en algún componente.

En el caso de llegar a la producción en serie no hay que dejar de pensar que es un sistema nuevo, es por esto que sería muy enriquecedor estar en contacto con los modelos vendidos a lo largo de los primeros años de uso, esto permitirá seguir analizando posibles desgastes, fallas o roturas.

Por último, en este trabajo no se realizaron análisis de costos (aunque en el diseño se tuvo en cuenta de manera implícita). Esto sería un complemento muy enriquecedor.

Bibliografía

[1] Ministerio de agricultura, ganadería y pesca Argentina, "Estimaciones agrícolas," 29 Abril 2016. [Online]. Disponible en: https://datosestimaciones.magyp.gob.ar/reportes.php?reporte=Estimaciones.

[2] Ascanelli, "Tolva autodescargable magnum 30," 20 Febrero 2024. [Online]. Disponible en: https://ascanellisa.com.ar/tolva-autodescargable-magnum30/.

[3] Ombu, "Tolva Autodescargable CRV 22," 15 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://www.maquinasombu.com.ar/p/tolva-autodescargable-crv-22/.

[4] ProGranos, "ProGranos," 28 Diciembre 2018. [Online]. Disponible en: http://progranos.org/siloBolsa/wp-content/uploads/2019/02/Info-Silo-Bolsa-web-01-734x1024.jpg.

[5] J. Calzada, "Bolsa de comercio Rosario," 6 Octubre 2006. [Online]. Disponible en: https://www.bcr.com.ar/es/mercados/investigacion-y-desarrollo/informativo-semanal/noticias-informativo-semanal/contratistas.

[6] Cámara argentina fabricantes de maquinaria agrícola [CAFMA], "CAFMA," 1 Junio 2019. [Online]. Disponible en: https://cafma.org.ar/web/uploads/statistics-files/4/Maquinaria%20Agr%C3%ADcola%20Nacional%202002-2019,%20Informe%20CAFMA.pdf?1594650963.

[7] P. Richmond and S. Rillo, "Fertilizar - Compactación por el rodado de maquinarias," 9 Julio 2006. [Online]. Disponible en: https://fertilizar.org.ar/wp-content/uploads/2006/12/6.pdf.

[8] Pioneer, "Pioneer," 7 Septiembre 2012. [Online]. Disponible en: https://www.pioneer.com/CMRoot/International/Argentina/productos_y_servicios/Boletin_Compactacion_de_suelo.pdf.

[9] Auravant, "Auravant," 1 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://www.auravant.com/blog/agricultura-de-precision/compactacion-del-suelo-que-es-y-por-que-ocurre/.

[10] Wikipedia, "Diagrama de Ishikawa," 9 Abril 2024. [Online]. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Ishikawa.

[11] Cestari, "Tolva autodescargable cestari 37000," 21 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://imcestari.com/tolva-autodescargable-cestari-37000-l-4r/.

[12] Akron, "Tolvas granmax de 2 ejes," 19 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://akron.com.ar/products/category/6/tolvas-granmax-de-2-ejes.

[13] Stara, "Produto reboke ninja," Febrero 13 2024. [Online]. Disponible en: https://stara.com.ar/produto/reboke-ninja/.

[14] Brent, "Grain carts v-series," 17 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://www.brentequip.com/grain-carts/v-series/.

[15] Bombassei, "Producto tolva autodescargable 39000 litros," 18 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://industriasbombassei.com.ar/v2/producto/tolva-autodescargable-39000-litros/.

[16] Lincar, "Tolva 15t," 19 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://lincar.com.ar/tolva-15t.php.

[17] John Deere, "Cosechadora serie s780," 21 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://www.deere.com.ar/es/cosechadoras/serie-s/s780/.

[18] F. Fueyo and L. Pistelli, "YouTube," 22 Julio 2024. [Online]. Disponible en: https://youtube.com/shorts/o8B-PoAp1Jk?feature=share.

[19] MatWeb, "MatWeb - AISI 1020," 1 11 2024. [Online]. Disponible en: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=a2eed65d6e5e4b66b7315a1b30f4b391.

[20] MatWeb, "MatWeb - AISI 4140 Templado," 23 6 2024. [Online]. Disponible en: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b84253734c984954bf74d07ce128e49f.

[21] MatWeb, "MatWeb - AISI Grade 18Ni (350) Envejecido," 11 6 2024. [Online]. Disponible en: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=24911ce2a96a46adb4f8c442599c6eb5.

[22] MatWeb, "MatWeb - ASTM A536 80-55-06," 16 9 2024. [Online]. Disponible en: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=f9b0763303b04141a6ec67d0c1229470.

[23] F. Fueyo and L. Pistelli, "Caja_T," Rosario, 2024.

[24] SKF, "SKF chain tool," [Online]. Disponible en: https://chaintool.skfptp.com/c2.aspx.

[25] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas - 4ta Edición, México: Pearson, 2006.

[26] R. G. Budynas and K. J. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Mexico: McGraw-Hill Interamericana, 2008.

[27] SAE, "SAE J429-2014," SAE, 2014.

[28] AGMA, AGMA 2005-C96 Design Manual for Bevel Gears, American Gear Manufacturers Association, 2005.

[29] AGMA, AGMA 2003-B97 Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, 2003.

[30] ISO, "ISO 14-1982," ISO, 1982.

[31] SKF, "SKF - Product Select," 3 7 2024. [Online]. Disponible en: https://productselect.skf.com/.

[32] Perard, "Perard," 2023. [Online]. Disponible en: http://www.perard.com/transbordeur/.

[33] Perard, "Transbordeur interbenne 27," 26 Marzo 2024. [Online]. Disponible en: https://www.perard.fr/transbordeur/interbenne-27/.

Anexo A: Selección de tolva autodescargable

Como ya se mencionó anteriormente nuestro sistema de descarga busca ser adaptable a los diferentes modelos de tolvas del mercado. Las variaciones en tamaños y formatos son mínimas, es común que cada marca le dé su impronta de estética, pero funcionalmente suelen ser muy similares. Lo antes descripto hace que la adaptación a cada modelo resulte simple, pero para nuestro trabajo seleccionaremos un modelo de tolva del mercado que sea representativo a la mayoría y adaptaremos nuestro sistema. Si en un futuro se quisiera adaptar a otra tolva habrá que analizar el caso y realizar la adaptación correspondiente en el frente de esta.

A.1. Consideraciones de selección

A la hora de elegir un modelo de tolva se tiene en cuenta la capacidad de carga, ya que las tolvas de mayor tamaño son las que tienen mayor problema en la maniobrabilidad y en las que se le sacaría mayor provecha la instalación de nuestro sistema. Hoy en día las tolvas de mayor capacidad van entre 30 a 40 toneladas aproximadamente. También se busca que sea de dos ejes ya que son las más difíciles de maniobrar y las más difundidas en el mercado, dentro de la categoría mencionada son como mínimo de 2 ejes ya que las orugas no están muy difundidas en nuestro país por su alto costo. Un punto muy importante para la selección es la disponibilidad de información técnica, como manuales de repuestos y del usuario, estos nos van a ser de gran ayuda para relevar la tolva y los componentes de descarga que se utilizan de la misma.

A.2. Marca y modelo

Luego de hacer un análisis de las distintas ofertas del mercado, vimos que la gran mayoría de modelos cumple con los requisitos de capacidad de carga y cantidad de ejes, pero no poseían información técnica detallada ni mucho menos un manual de repuestos. Una de las marcas con mayor detalle en sus manuales fue Ombu, debido a esto elegimos su modelo de mayor capacidad, con un volumen de carga de 43.750 litros lo que representa una capacidad de carga de unas 36 toneladas en trigo



Figura A.1: Tolva OMBU CRV-35



Figura A.2: Tolva OMBU CRV-35

Un factor que anteriormente no se menciono es que esta es una de las marcas lideres en ventas de tolvas y otros implementos agrícolas.

Anexo B: Desarrollo en detalle

B.1. Sin fines

Se dimensionan los sin fines para alcanzar un caudal de 10.000 L/min. Este dimensionamiento determina las potencias necesarias del sistema, infiriendo así en los tamaños de cada pieza. Los cálculos lo pueden encontrar también en la panilla de cálculos adjunta [23].

La ecuación utilizada para calcular el caudal de cada sin fin ES:

$$Q_E = \frac{\pi \left(\frac{D}{1000}\right)^2 \frac{p}{1000}\, n_{máx}\, C_1}{4} \cdot 1000 \tag{B.1}$$

Para la potencia del sin fin barredor se utiliza:

$$N = \frac{Q_E\, \gamma\, L\, C_2 \cdot \frac{9{,}8}{60}}{1000} \tag{B.2}$$

Y para la potencia del sin fin de descarga:

$$N = \frac{Q_E\, \gamma\, L\, C_2 \cdot \frac{9{,}8}{60}}{1000} + \frac{Q_E\, \gamma \sin\alpha\ \ L \cdot \frac{9{,}8}{60}}{1000} \tag{B.3}$$

B.1.1. Sin fin barredor

El sin fin barredor trabaja totalmente lleno por estar de forma horizontal y los granos ingresan directamente desde la tolva por su parte superior, se dice que se encuentra inundado. Esto hace que el diámetro no sea tan grande y que trabaje con un alto coeficiente de llenado.

Sin fin barredor			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Caudal objetivo	Q_O	10000,00	*L/min*
Largo	L	7,50	*m*
Coeficiente de llenado	C_1	0,85	-
Diámetro	D	350,00	*mm*
Paso	p	350,00	*mm*
Velocidad angular máxima	$n_{máx}$	350,00	*rpm*
Caudal estimado	Q_E	10018,00	*L/min*
Peso específico soja	γ	0,77	ton/m^3
Coeficiente resistencia material	C_2	2,30	-
Potencia teórica barredor	N_B	21,73	*kW*
Torque	T_B	592,98	*N.m*

Tabla B.1: Cálculos sin fin barredor.

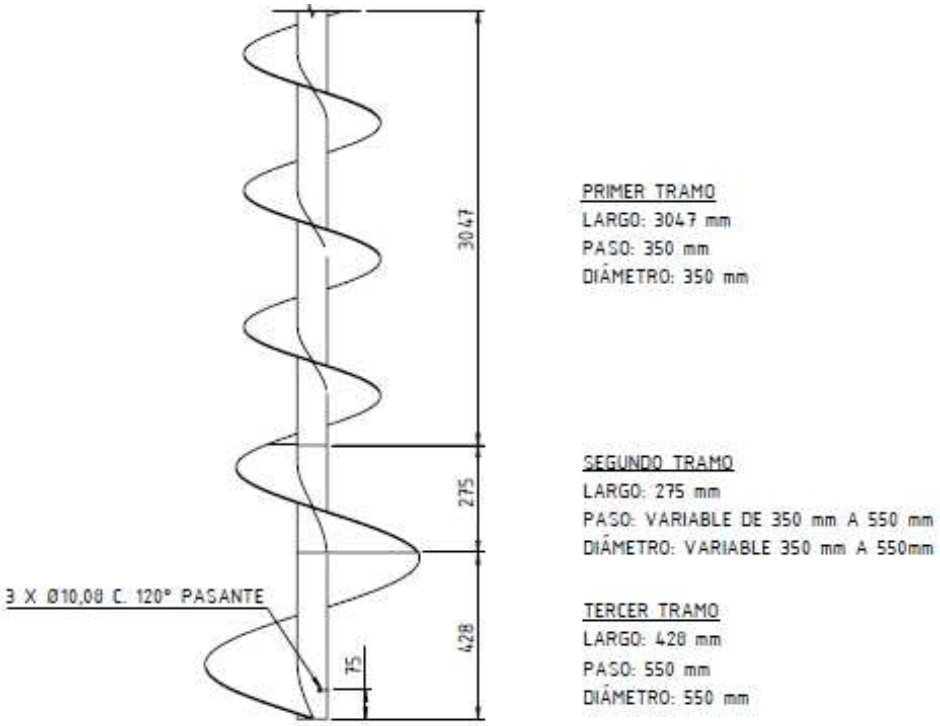


Figura B.1: Especificaciones sin fin barredor.

Este sin fin luego se modifica su punta para que tenga un paso variable y se pueda realizar el acople con el sin fin de descarga.

B.1.2. Sin fin descarga

Sin fin descarga			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Caudal objetivo	Q_O	10000,00	*L/min*
Largo	L	4,50	*m*
Ángulo elevación	α	55,00	°
Caudal necesario elevación	Q_n	11000,00	*L/min*
Caudal total objetivo	Q_{tot}	21000,00	*L/min*
Coeficiente de llenado	C_1	0,50	-
Diámetro	D	550,00	*mm*
Paso	p	550,00	*mm*
Velocidad angular máxima	$n_{máx}$	350,00	*rpm*
Caudal estimado	Q_E	22867,36	*L/min*
Peso específico soja	γ	0,77	ton/m^3
Coeficiente resistencia material	C_2	2,30	-
Potencia teórica descarga	N_D	40,37	*kW*
Torque	T_D	1101,37	*N.m*

Tabla B.2: Cálculos sin fin descarga.

Para el sin fin de descarga se debe de modificar el caudal objetivo por la inclinación que tiene el mismo. Esto se logra aumentando el caudal objetivo un 2% por cada grado de inclinación, obteniendo el caudal total objetivo.

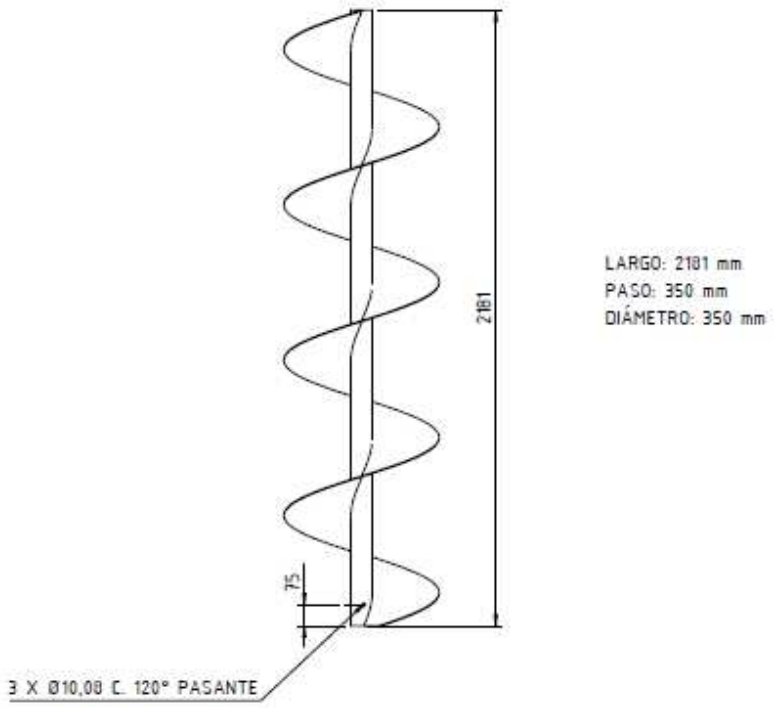


Figura B.2: Especificaciones sin fin descarga para tramo inferior.

B.1.3. Potencia y torque totales del sistema

Estos valores nos servirán para realizar los cálculos en las diferentes partes de la solución, como puede ser la caja T.

Totales 350 rpm			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Potencia total	N_{total}	62,10	kW
Torque entrada total	T_{total}	1694,35	$N.m$

Tabla B.3: Potencia y torque totales de los sin fines.

B.2. Cálculo de fuerzas

Para poder dimensionar los distintos componentes de nuestro sistema de descarga necesitamos calcular las fuerzas implicadas, también son necesarias estas fuerzas para lograr la posición más optimizada, haciendo que las fuerzas generadas por el cilindro sobrecarguen lo mínimo posible a los demás componentes del mecanismo de descarga.

Se calcula la fuerza necesaria para poder rotar el sistema de descarga en una situación donde se encuentra descargando a máxima capacidad, por los cálculos realizados en el dimensionamiento de los sinfines sabemos que trabaja cargado a un 50%, por lo que al peso de conjunto le agregaremos el peso de los granos. Como resulta evidente esto es un proceso iterativo ya que el peso de todo el conjunto varia cuando se hace el dimensionamiento final de cada pieza y para esto también necesitamos esta fuerza. Al final se recalcula esta fuerza y se vuelven a verificar todos los componentes para lograr la mayor precisión posible.

Para poder obtener el centro de masa del conjunto se utilizó el asistente de SolidWorks y para considerar el peso de los granos se crearon bloques del volumen necesario y se les asigno el peso específico del cereal más pesado que descargara nuestro sistema, este es el trigo con 840 kg/m3.

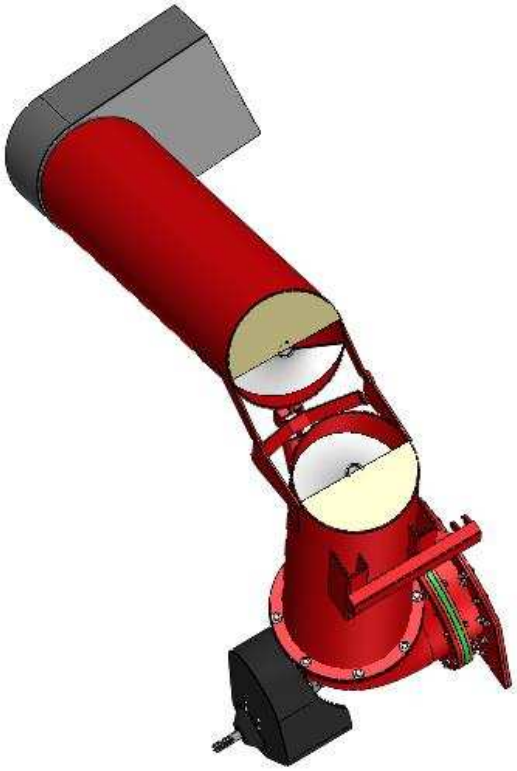
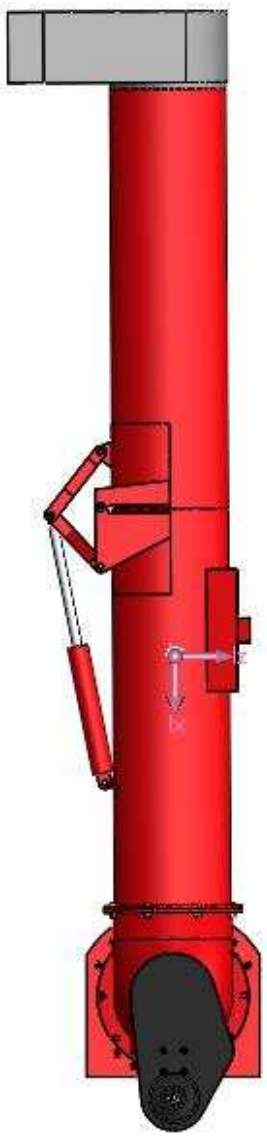


Figura B.3: Tubo con cereal dentro para calculo centro de masa.



Propiedades de masa de z - Parte descarga + tubos + sin fines + detalles
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: Sistema de coordenadas1

Masa = 1380.14 kilogramos

Volumen = 0.70 metros cúbicos

Área de superficie = 48184587.86 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
X = -1646.53
Y = -77.02
Z = 522.42

Figura B.4: Centro de masa del sistema de descarga con los granos.

Con el centro de masa obtenido anteriormente podremos calcular el momento que genera el peso alrededor del punto de giro y también la componente radial del peso. Para calcular la fuerza que tendrá que realizar el cilindro se igualaran los momentos, el generado por la fuerza peso y el generado por el cilindro. El cálculo se hace para las dos posiciones extremas del tubo, ya que son las situaciones menos favorables para comenzar la rotación del tubo y el lugar donde obtendremos los esfuerzos máximos.

Datos preliminares		
Dato	**Valor**	**Unidad**
Peso del sistema de descarga completo	13524,00	*N*
Angulo inclinación tubo	50	*grados*
Distancia al centro de gravedad	1,646	*m*
Angulo entre el cilindro y el tubo	27	*grados*
Distancia al punto de agarre del cilindro	1,796	*m*

Cálculo de fuerzas y momentos		
Dato	**Valor**	**Unidad**
Componente fuerza peso que genera momento	8693,06	*N*
Momento generado por la fuerza peso	14308,78	*Nm*
Fuerza necesaria del cilindro	17548,88	*N*
Componente fuerza cilindro en direcciÃ³n al eje	15636,17	*N*
Componente fuerza peso en dirección al eje	10359,99	*N*
Fuerza TOTAL en dirección al eje	25996,15	*N*

Tabla B.4: Cálculo de fuerzas.

B.2.1. Soporte lado tolva

Se procederá a colocar toda la información del dimensionamiento estático del soporte, el mismo se simuló varias veces hasta que se pudo pulir la geometría y obtener un resultado aceptable. El material utilizado en todas las piezas es un acero *AISI 1020* con un límite elástico de $330\ N/mm^2$. El factor de seguridad es mayor a 2 en toda la pieza por lo que la resistencia obtenida es más que aceptable.

La geometría se consideró como fija en los lugares donde el soporte va soldado al chasis, esta forma representa muy bien al verdadero funcionamiento de la pieza.

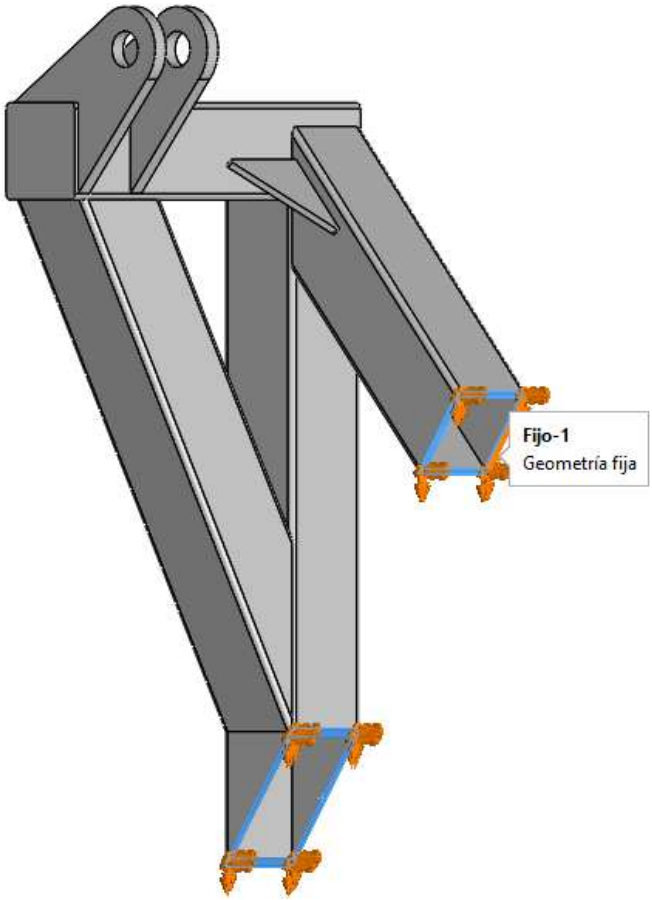


Figura B.5: Sujeciones de la pieza.

La carga se aplica sobre la pieza en las perforaciones de anclaje del cilindro hidráulico, la cara es la fuerza que se calculó que realiza en la peor condición y además se sobrestimo a la misma en un 30% ya que según la condición de uso o de lubricación puede que la fuerza que realiza sea mayor a la calculada.

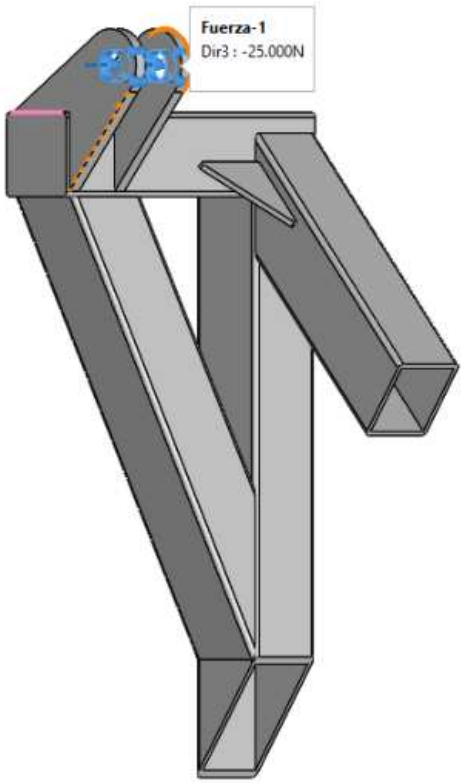


Figura B.6: Carga aplicada.

El refinamiento de malla utilizado es elevado debido a que la simplicidad de la pieza y las interacciones permiten hacerlo sin la necesidad de recursos computacionales elevados.

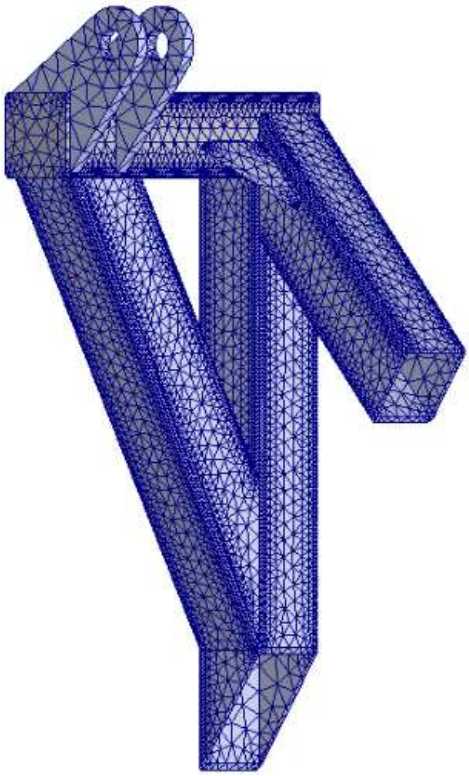


Figura B.7: Malla utilizada.

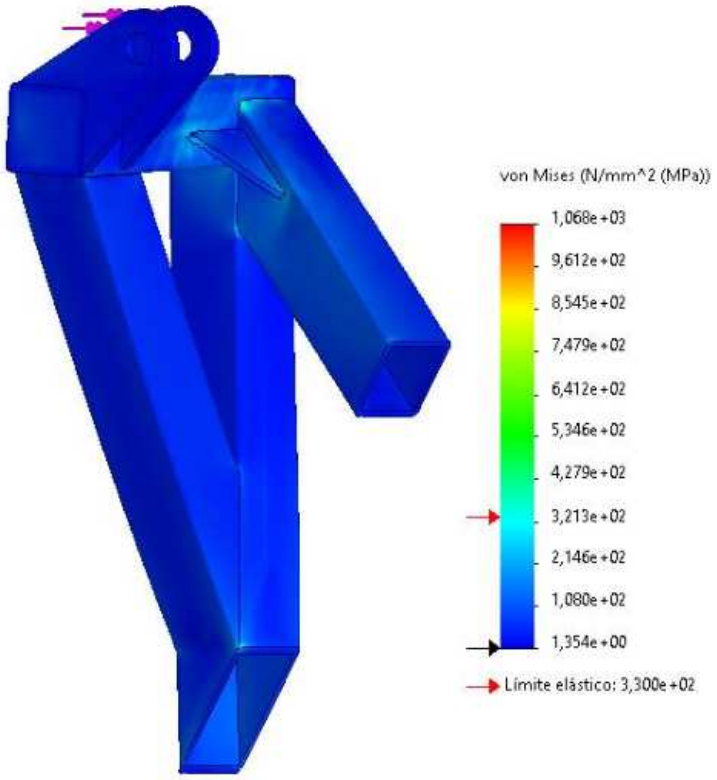


Figura B.8: Tensiones de Von Mises.

Como se pude ver en la Figura B.9 la iso-superficie generada muestra que la tensión máxima alcanzada es debido a una concentración de tensiones en el punto de encuentro entre el refuerzo y el tubo, este lugar muy propicio por la geometría a generar concentraciones de tensiones (ver Figura B.10) muy puntuales que no podremos eliminar refinando la malla.

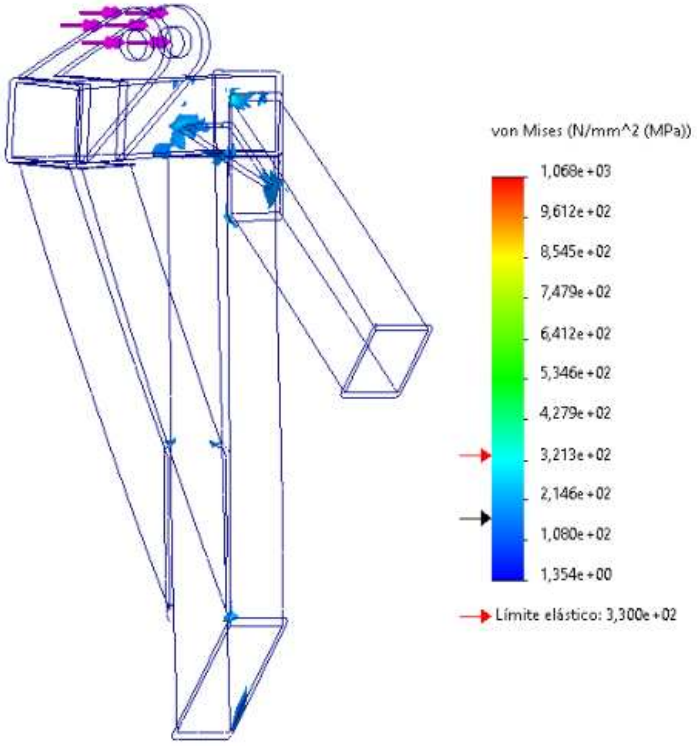


Figura B.9: Iso-superficie seteada a un 50% del límite elástico del material.

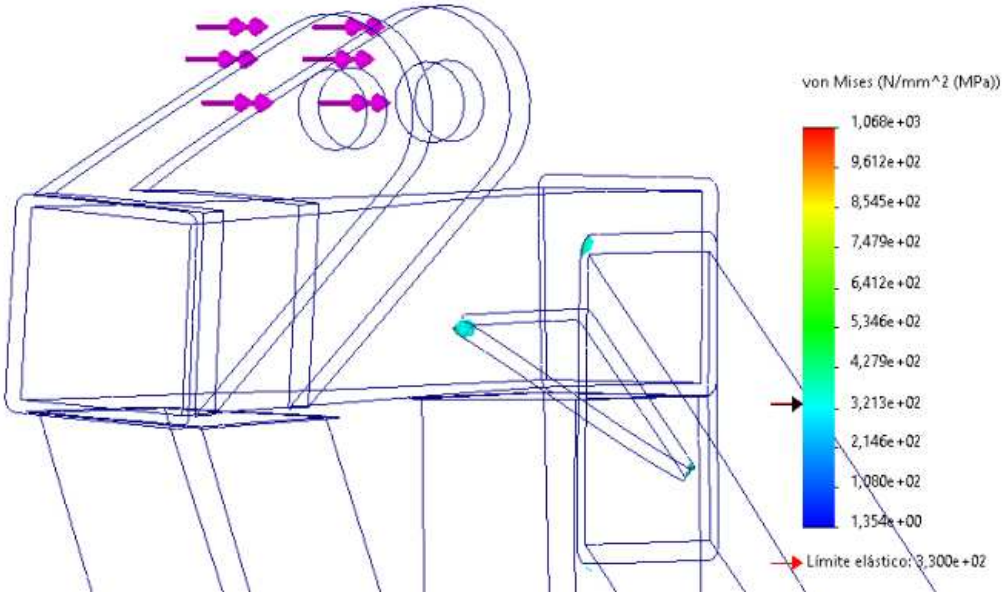


Figura B.10: Lugares donde se da la concentración de tensiones, se puede ver que el punto que supera el límite elástico se puede considerar despreciable.

Como podemos ver en la Figura B.11, los desplazamientos obtenidos son más que aceptables para esta pieza y se pueden considerar despreciables.

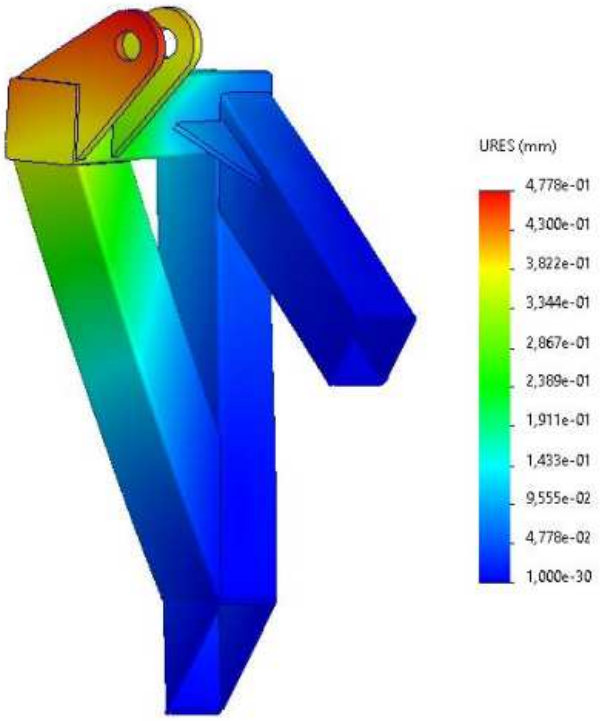


Figura B.11: Desplazamientos.

B.2.2. Soporte lado tubo

En este caso se realizaron las simulaciones de resistencia correspondientes al soporte del lado del tubo. Para modelizar este sistema se decidió incluir en la simulación al tubo de descarga, ya que era uno de los componentes más críticos y el que nos generaba más inseguridad en cuanto a su resistencia. El material utilizado para todas las piezas es acero *AISI 1020* con un límite elástico de *330 N/mm2*.

A la hora de quitarle los grados de libertad a la pieza, se decidió tomar a la brida de unión con el codo como un punto fijo, no se incluyó la modelización de los tronillos debido a que el sistema de descarga convencional ya tiene esto resuelto.

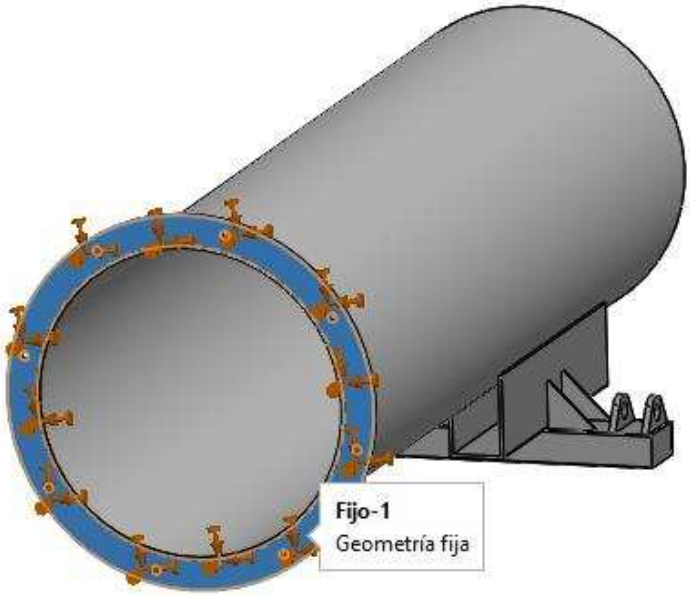


Figura B.12: Sujeciones de la pieza.

En lo que respecta a la carga aplacada, esta se colocó dentro del anclaje del cilindro, la dirección y sentido salen del esquema mostrado, para no hacer el análisis tan extensivo se simularon las cargas en ambos extremos del movimiento y aquí se incluyó la que resulto más exigente para la pieza. Como se mencionó en el soporte del lado del chasis, la fuerza con la que simulo todo el conjunto es un 30% superior a la calculada.

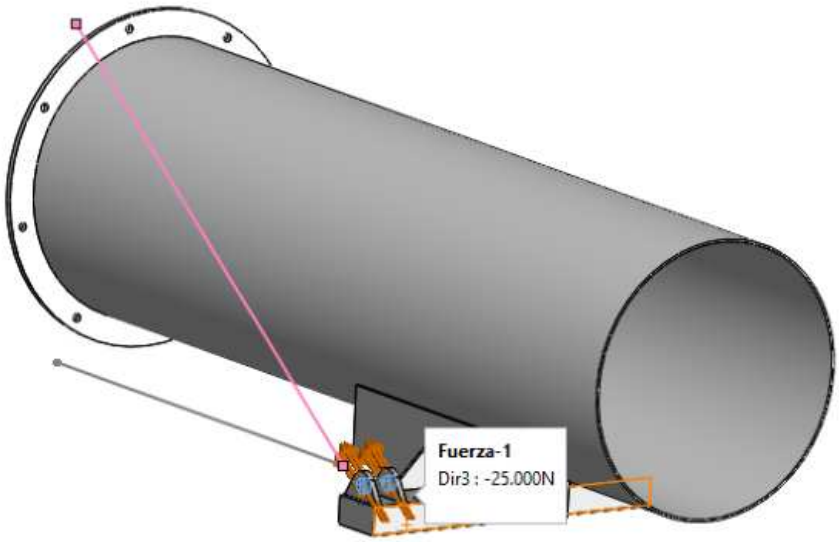


Figura B.13: Fuerza aplicada.

La malla utilizada se creó en base a una iteración de simulaciones, de esta forma pudimos realizar n control de mallado en las zonas más críticas si necesidad de exigir tanto los recursos computacionales disponibles.

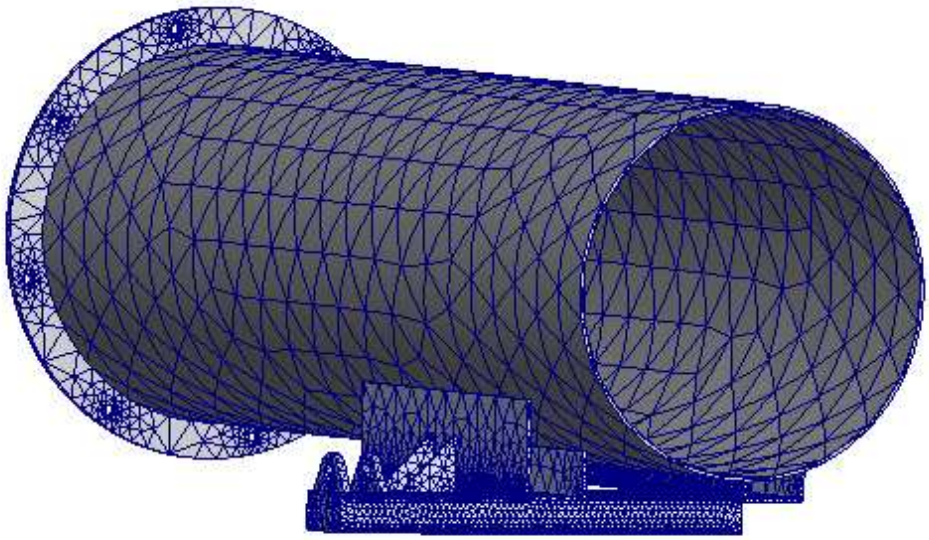


Figura B.14: Mallado.

En la Figura B.15 se pueden observar los resultados de la tensión de Von Mises, en la escala se puede ver que los valores máximos están muy por debajo del límite elástico. También es muy claro que el tubo este pudiendo resistir los esfuerzos de manera muy holgada, esto es bueno porque es un componente muy crítico.

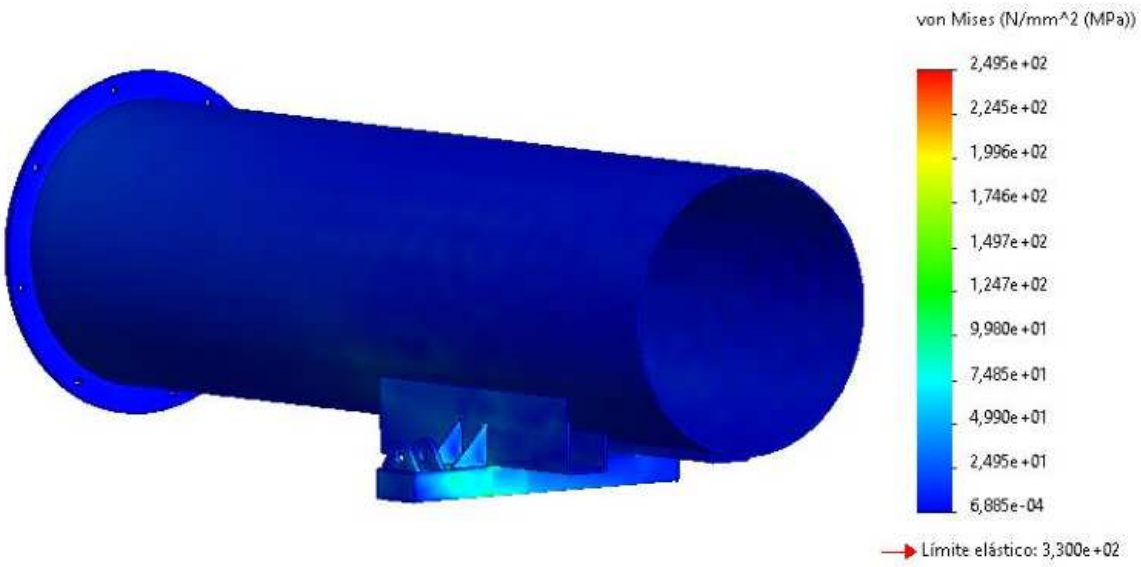


Figura B.15: Tensiones Von Mises tubo.

Se realizó una Iso-superficie con ¼ del valor del límite elástico, vemos que las zonas que se muestran son muy pequeñas y además muchos de los puntos se pueden considerar concentraciones de tensiones puntuales debido a la geometría.

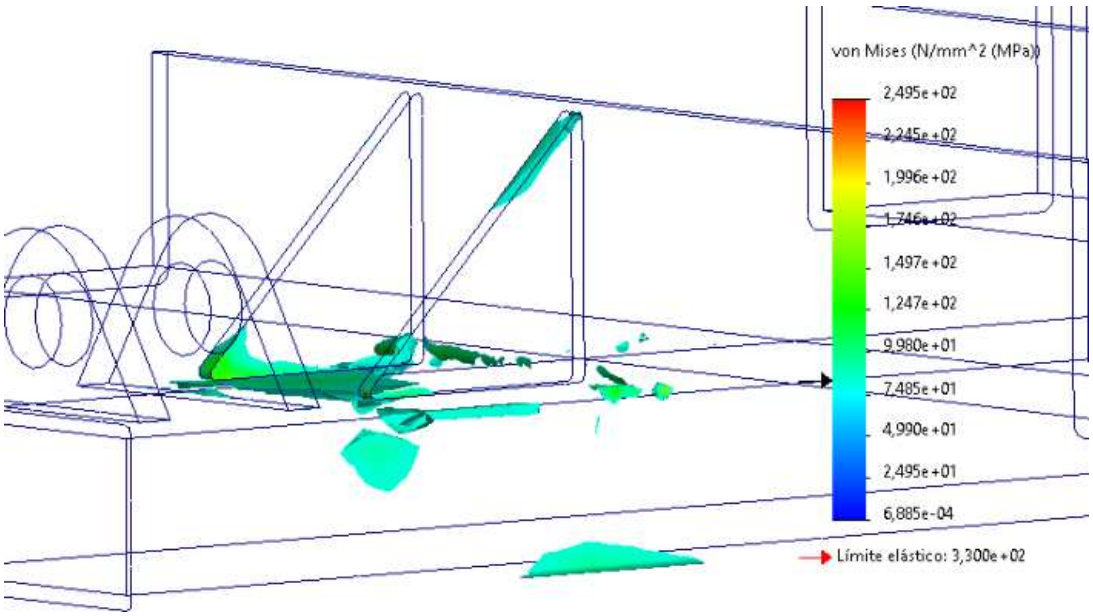


Figura B.16: Iso-superficie.

Por último, se muestran los resultados de los desplazamientos, estos son más que aceptables si se considera el gran tamaño de la pieza.

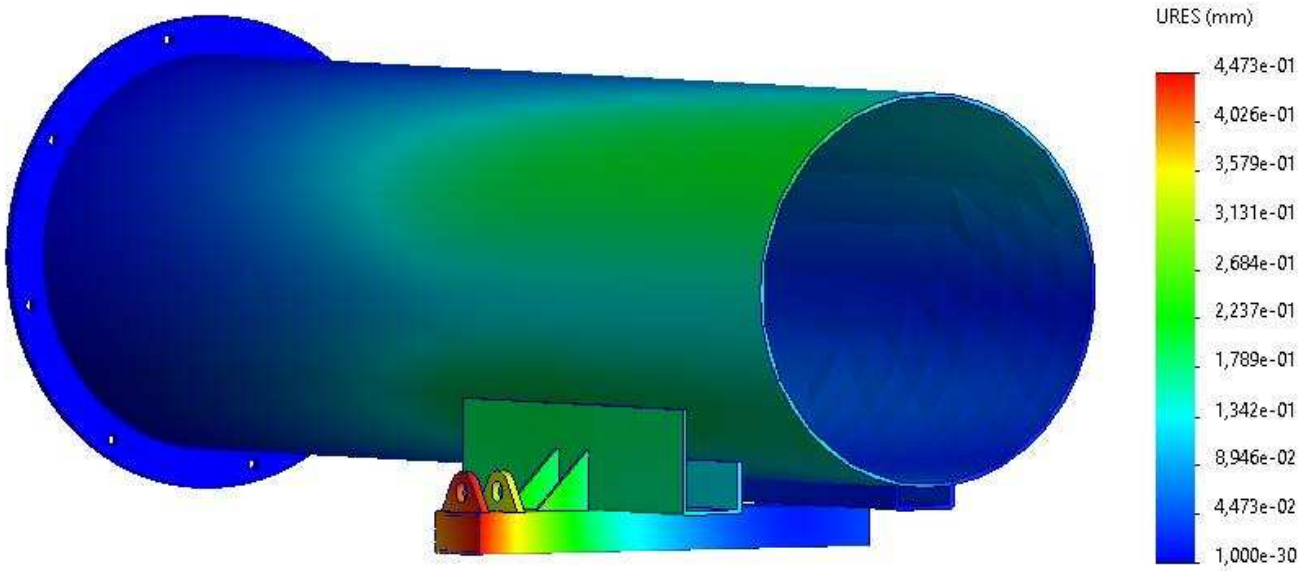


Figura B.17: Desplazamientos.

B.3. Placa adaptadora al chasis y postizo brida

La placa adaptadora al chasis se simulará junto con el postizo, ya que de esta forma podemos tener en cuenta la interacción entre ambas piezas mediante los bulones considerando el par de apriete correspondiente. Todas las piezas del conjunto están construidas de chapa de acero *AISI 1020*, que tiene un límite elástico de $330\ N/mm^2$.

La sujeción utilizada se puede ver en la Figura B.18 se creó un partición con la forma donde se apoya la placa en el chasis y se consideró esta geometría como fija en ese punto, esta aproximación es muy similar a la real de trabajo del conjunto.

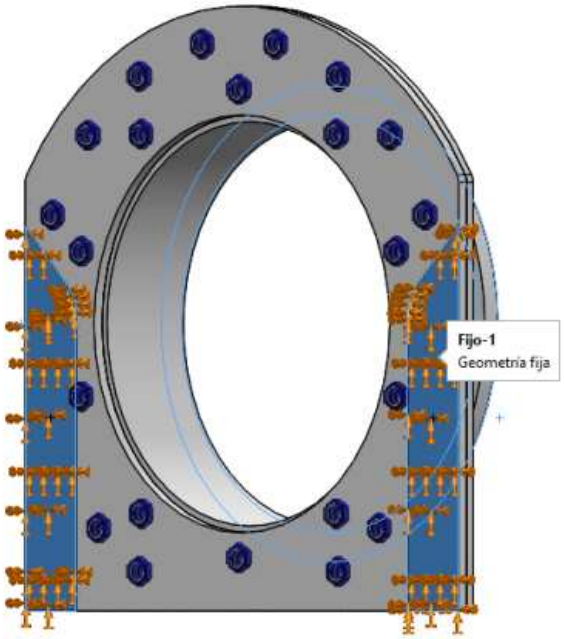


Figura B.18: Sujeción de la placa adaptadora al chasis.

Para simular el peso del tubo y la fuerza generada por el cilindro, se aplicó toda la fuerza calculada en el centro de masa del conjunto completo. Para esto se usó una carga remota (ver Figura B.19), que cargando la fuerza total y las distancias correspondientes en cada eje ya nos genera la fuerza y el momento sobre la pieza. Esta carga se aplicó sobre el aro de la brida ya que era la peor condición para la simulación esto nos arrojaría el resultado más conservador.

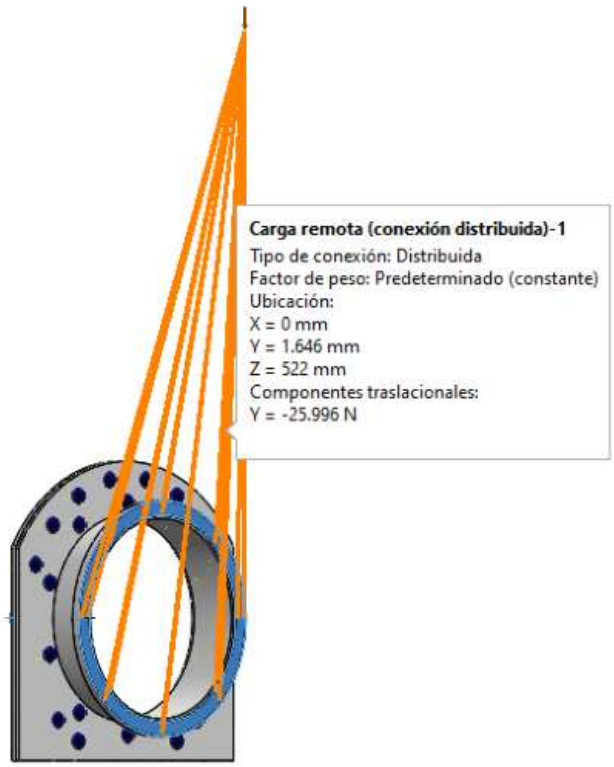


Figura B.19: Carga remota.

Se utilizó el refinamiento más fino posible para la pieza, se refino la malla alrededor de los tornillos, ya que estos serán puntos críticos. Los recursos computacionales consumidos son muy altos debido a la interacción entre los sólidos y a la conexión de pasadores, es por esto por lo que no se siguió realizando controles de mallado.

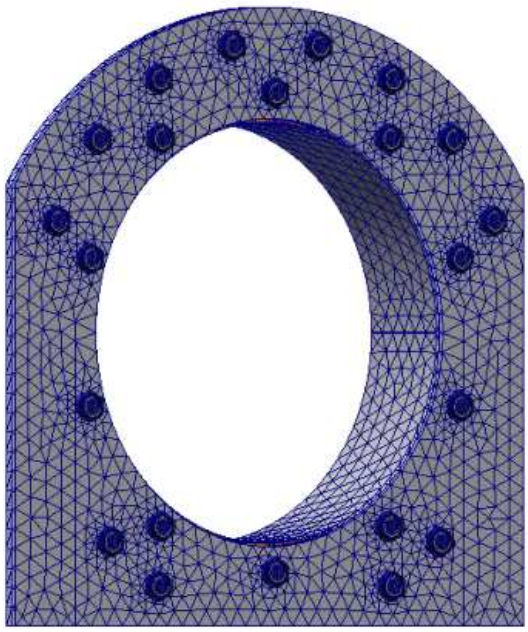


Figura B.20: Mallado utilizada.

En la Figura B.21 y Figura B.22 se pueden ver los resultados de las tensiones de Von Mises obtenidas. Según la escala general se está un 20% por debajo del límite elástico del material, pero se realizarán iso-superficies para poder ver si hay concentración de tensiones en algún punto.

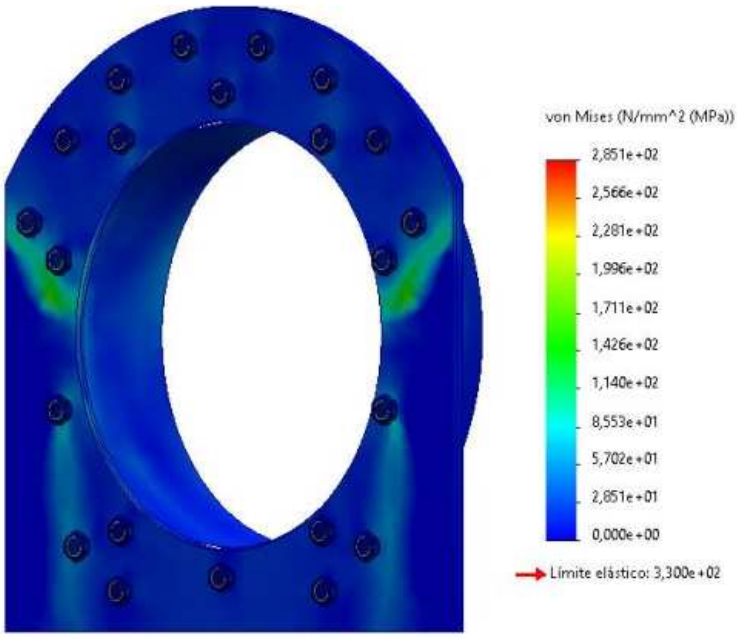


Figura B.21: Tensiones de Von Mises (parte trasera).

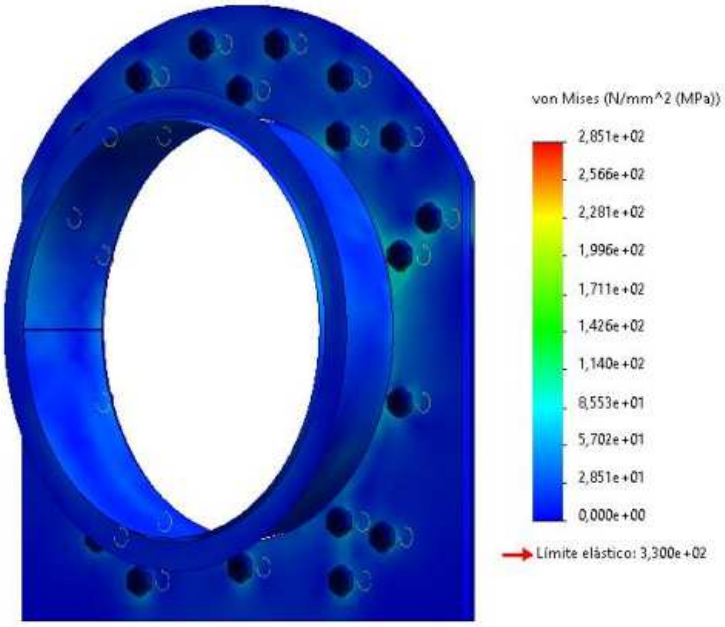


Figura B.22: Tensiones de Von Mises (parte delantera).

Luego de ir probando con distintos valores, podemos ver que la zona más comprometida del conjunto de piezas es en la parte trasera sobre la zona donde se agarra al chasis. Para la iso-superficie de la Figura B.23 se consideró una cuarta parte del límite elástico del material, y como vemos la zona que supera este valor es muy pequeña. Por lo que la pieza resistirá muy bien los esfuerzos a los que está sometido.

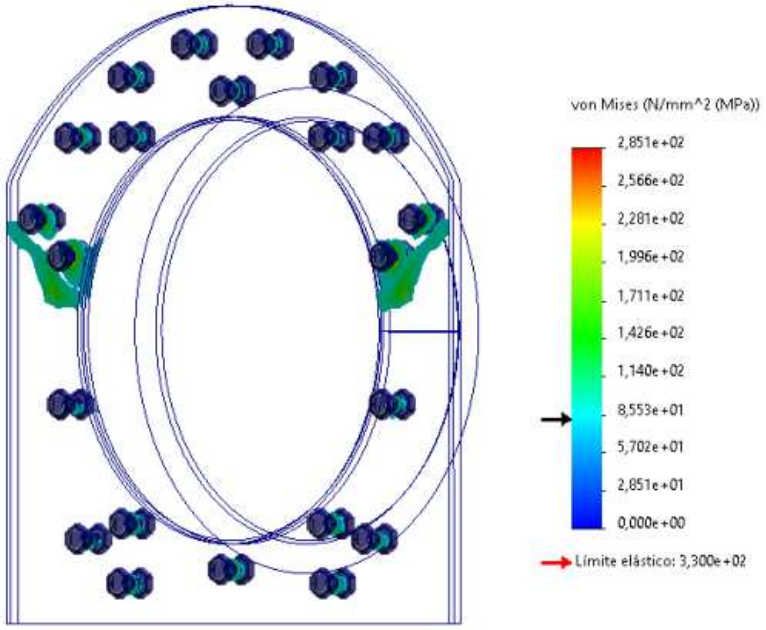


Figura B.23: Iso-superficie a 82.5 MPa.

Los desplazamientos obtenidos se pueden observar en la Figura B.24 tienen un valor aceptable ya que el valor máximo es de *0,618 mm* si consideramos el tamaño de la placa y las magnitudes de las fuerzas a las que se somete.

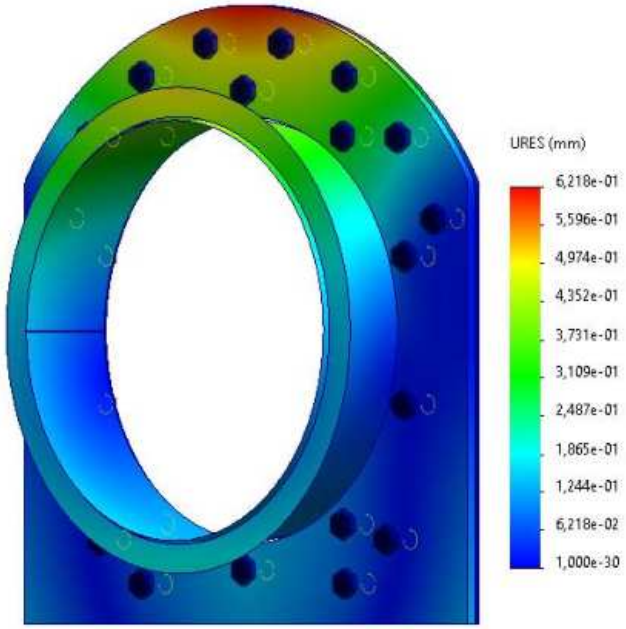


Figura B.24: Desplazamientos .

Como se simulo con la condición de pasadores y se colocó la resistencia de los bulones de grado 5, que es de *120.000 PSI*. Como se puede ver en la Figura B.25, todos los bulones resisten y cabe aclarar que para que pasen la comprobación el factor de seguridad tiene que ser mayor a 2 ya que fue un requisito que se configuró.

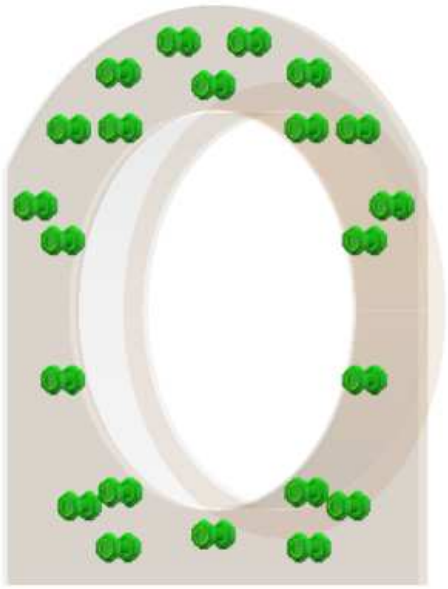


Figura B.25: Comprobación de los bulones.

B.4. Brida completa

La brida se la decidió modelar lo más completa posible, es por esto que se ensamblo y se le colocaron las relaciones de conexiones de tornillos. Solo se colocó el aro interior correspondiente al postizo de la brida ya que los intentos de simular todo junto fracasaron por la gran carga computacional requerida, esto es debido que hay muchas relaciones entre los sólidos. De igual manera esa simulación requirió más de 25 minutos para ejecutarse por completo, por lo que las primeras iteraciones se realizaron con un mallado mayor y cuando ya se tuvo más optimizada la geometría se refino la malla lo más posible. Todas las piezas están fabricadas de un acero *AISI 1020* con $300N/mm^2$ de limite elástico.

Como se puede ver en la Figura B.26, ante la imposibilidad de colocar el postizo completo se consideró el aro interior de la brida como fijo, esto nos permite simular la brida perfectamente.

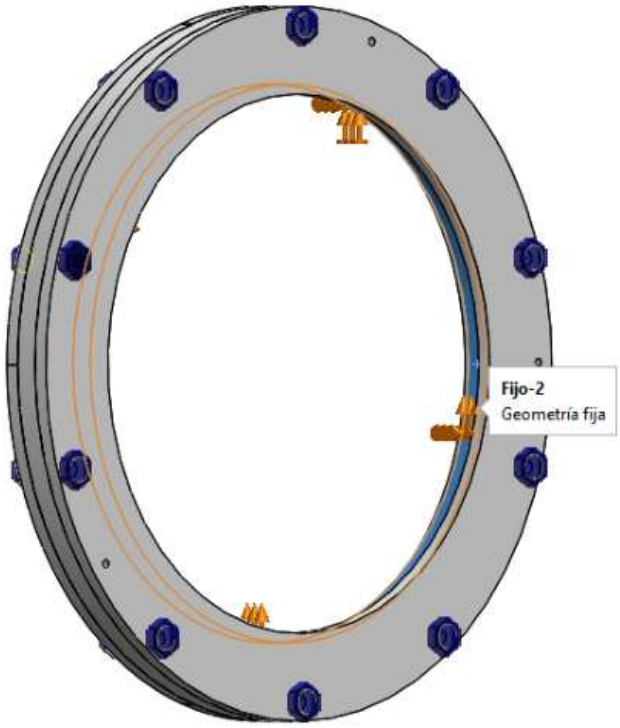


Figura B.26: Sujeción del conjunto.

Para simular el peso del tubo y la fuerza generada por el cilindro, se aplicó toda la fuerza calculada en el centro de masa del conjunto completo. Para esto se usó una carga remota (ver Figura B.27) que cargando la fuerza total y las distancias correspondientes en cada eje ya nos genera la fuerza y el momento sobre la pieza. Esta carga se aplicó sobre el aro exterior de la brida ya que era la peor condición para la simulación esto nos arrojaría el resultado más conservador.

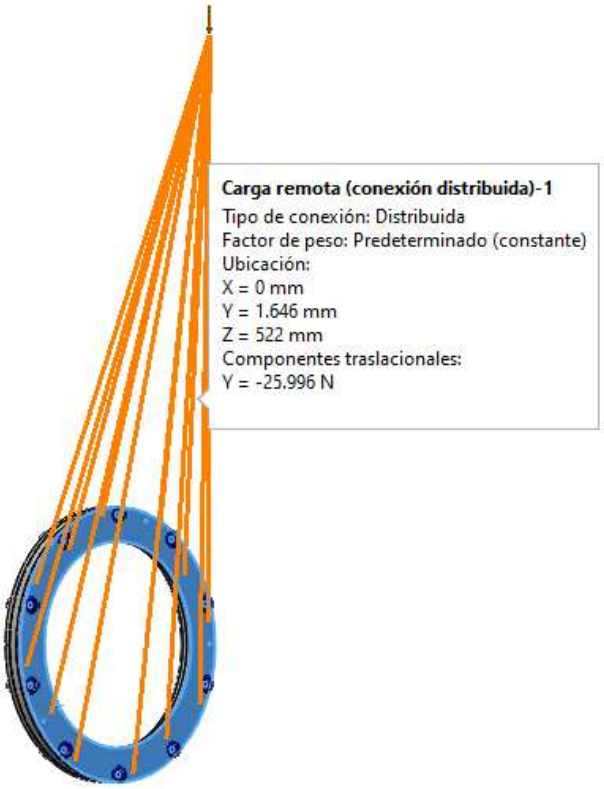


Figura B.27: Carga aplicada.

Se utilizo el refinamiento más fino posible para la pieza, se refino la malla alrededor de los tornillos, ya que estos serán puntos críticos. Los recursos computacionales consumidos son muy altos debido a la interacción entre los sólidos y a la conexión de pasadores, es por esto que no se siguió realizando controles de mallado.

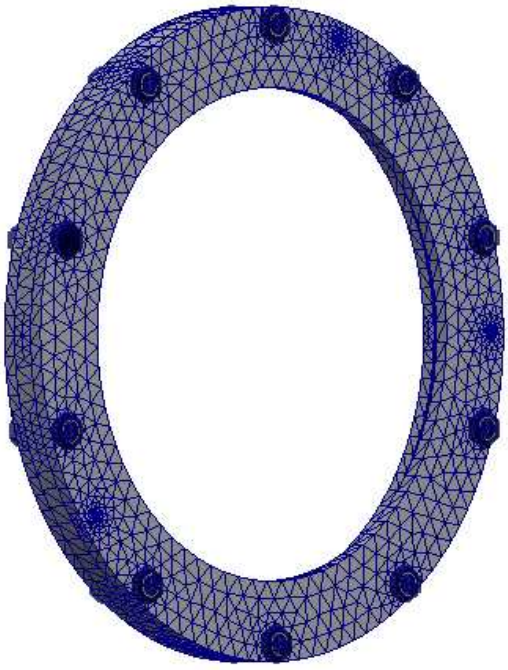


Figura B.28: Malla utilizada.

Podemos ver en Figura B.29 que el máximo de tensión de Von Mises obtenido es un 20% inferior al límite elástico del material, de igual manera se realizara una iso superficie para analizar donde se obtienen estos máximos y si es necesario un rediseño .

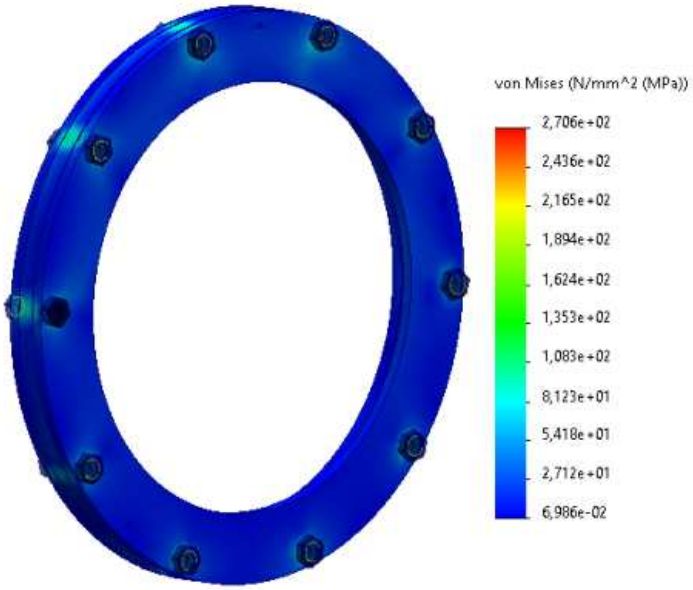


Figura B.29: Tensiones de Von Mises

Se creo una iso-superficie configurada a 41.25MPa, esto se puede ver en la Figura B.30. Aquí es muy claro que los puntos donde se eleva la tensión son muy puntuales y son debido a incertidumbres de la simulación. Los resultados observados son suficientes para asegurar la resistencia del conjunto.

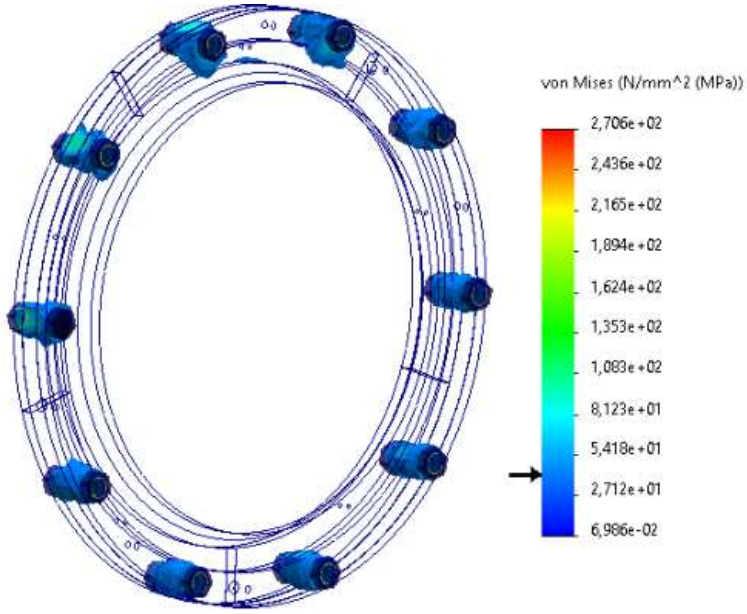


Figura B.30: Iso- superficie a *41.25 MPa*

Los desplazamientos obtenidos se pueden observar en la Figura B.31 tienen un valor permisible ya que el valor máximo es de *1.1mm* si consideramos el tamaño del conjunto y las magnitudes de las fuerzas a las que se somete.

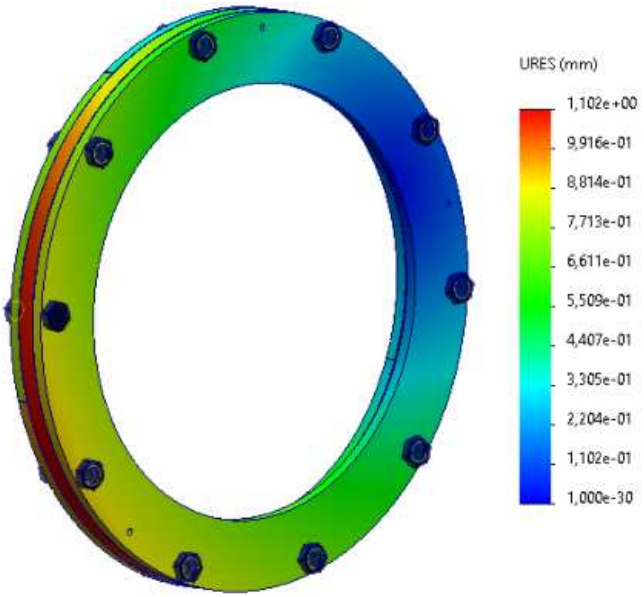


Figura B.31: Desplazamientos

Como se simulo con la condición de pasadores y se colocó la resistencia de los bulones de grado 8, que es de *150000 PSI*. Como se puede ver en la Figura B.32, todos los bulones resisten y cabe aclarar que para que pasen la comprobación el factor de seguridad tiene que ser mayor a 2 ya que fue un requisito que se seteo. Cabe aclarar que, si bien tenemos menos cantidad de bulones que en la placa adaptadora, el momento generado sobre esta pieza es menor y además estos son de mayor resistencia.

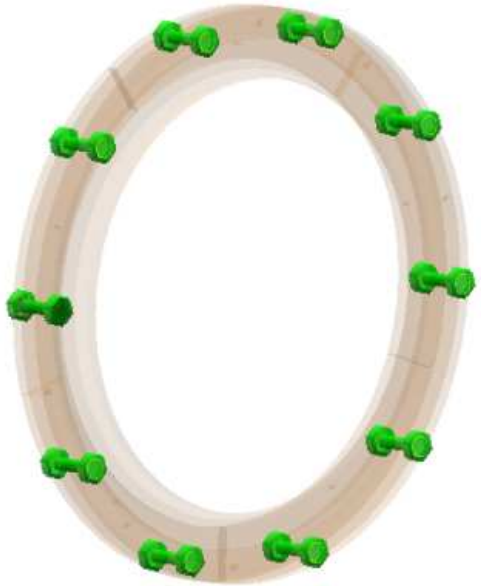


Figura B.32: Comprobación pasadores

B.5. Codo

La fabricación del codo es a partir de fundición, siendo el material una fundición gris nodular ASTM A536 80-55-06 [22]. Este tiene las características de un límite elástico de 400 N/mm^2 y a la compresión de 455 N/mm^2, es el mismo material que utiliza una reconocida marca de cosechadoras para su codo.

B.5.1. Simulaciones

B.5.1.1. Configuraciones y mallado

Se colocan fijaciones en todos los agujeros del codo que conectarían con la brida (flechas verde Figura B.33) y se aplica la fuerza de 25.996 N sobre la parte plana superior (flechas violeta Figura B.33).

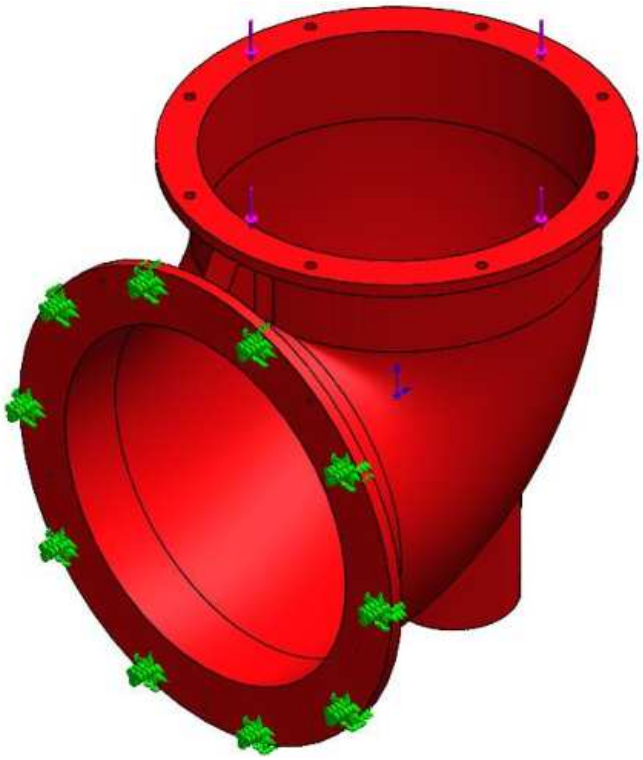


Figura B.33: Sujeción y carga codo.

El ajuste de mallado se deja automático, el más fino posible. En la Figura B.34 se observa como ocurre el refinamiento hacia los agujeros que posee el codo, ya sea para tornillos o pasantes.

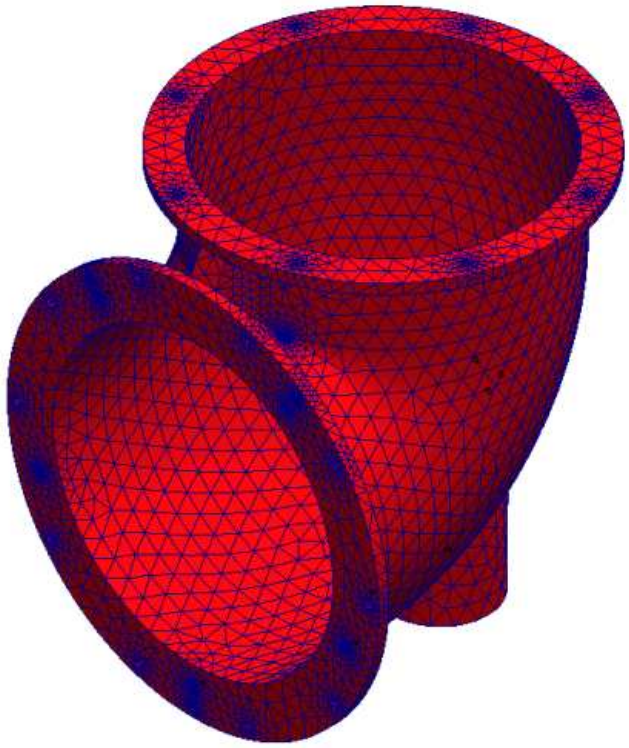


Figura B.34: Mallado codo

B.5.1.2. Resultados simulación estática

Las tensiones de Von Mises no superan el límite elástico del material. Se aprecia en la Figura B.35 y Figura B.36 que la concentración de tensiones ocurre en los agujeros de los tornillos.

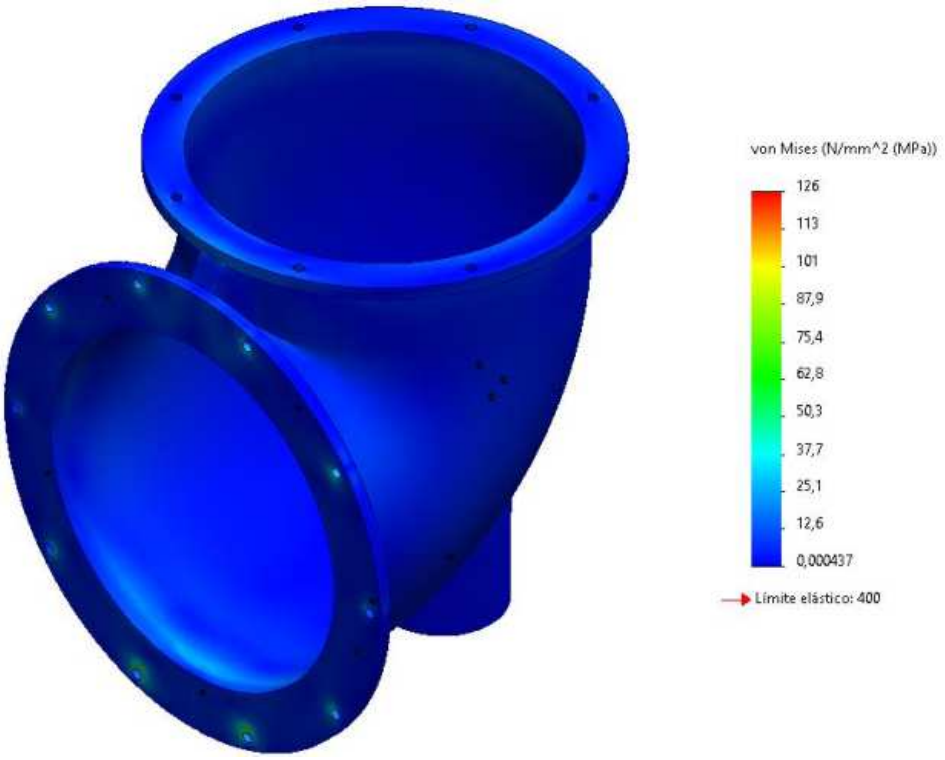


Figura B.35: Tensiones de Von Mises codo.

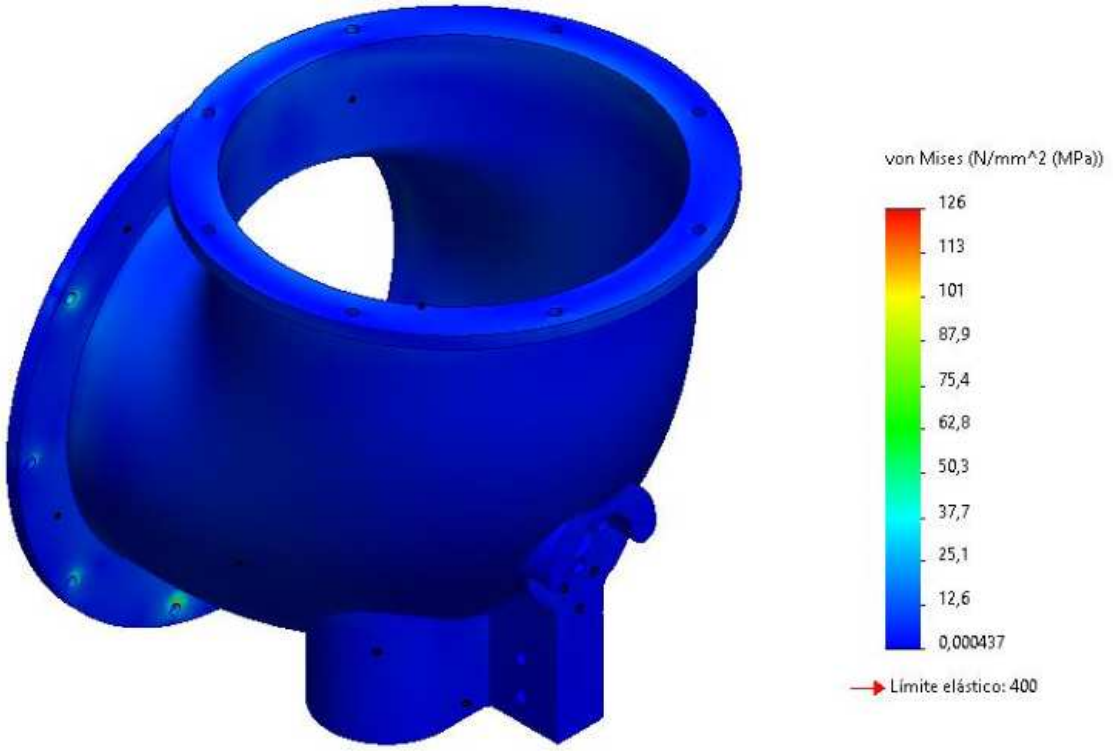


Figura B.36: Tensiones de Von Mises Codo.

Aplicando una iso-superficie podemos constatar que las tensiones mayores a 12,6 N/mm^2ocurren en los agujeros y parte inferior del lado que va hacia la brida.

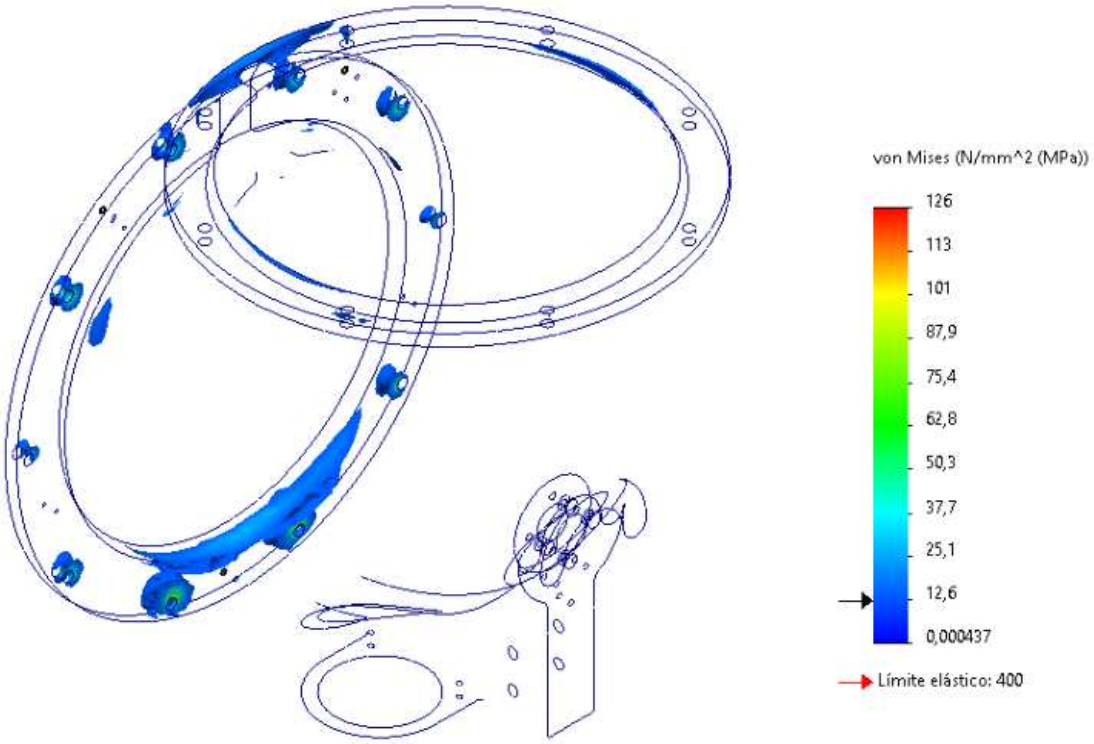


Figura B.37: Iso-Superficie a 12,6 N/mm^2.

Por otra parte, los desplazamientos no son de una magnitud importante estando por debajo de los 0,3 mm. Este desplazamiento se ve acumulado en la punta derecha superior de la Figura B.38 debido a la torsión sufrida por el codo al aplicarse la fuerza.

El estudio nos devuelve un factor de seguridad mayor a 3 para toda la pieza, lo cual nos asegura que se realizó un buen diseño de la misma par los esfuerzos externos considerados.

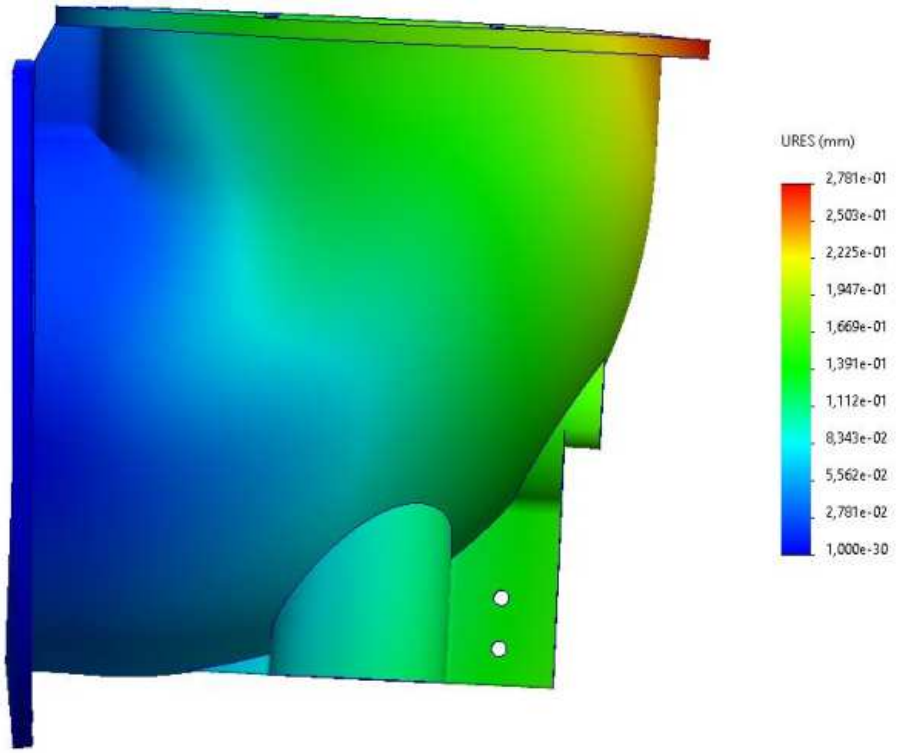


Figura B.38: Desplazamientos codo.

B.6. Reducción exterior

B.6.1. Selección cadena, corona y piñón

Para la selección de la cadena adecuada se utilizó una herramienta que provee SKF [24] a la cual le cargamos las condiciones de borde como potencia, velocidad de entrada y de salida, distancia entre ejes como también se seleccionan los parámetros de funcionamiento que son los que brindan los distintos factores de servicio. Además de utilizar la herramienta virtual se consultaron los libros "Diseño de elemento y maquinas" [25] y "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" [26] para verificar los resultados obtenidos.

A continuación, se mostrará como se utilizó la herramienta y la justificación a cada factor utilizados.

En el tipo de maquina conductora se selecciona la opción de choques moderados debido a que nuestro sistema es accionada por la toma de fuerza del tractor y el tractor posee un motor de combustión interna, además a la hora de accionar la toma de fuerza estas suelen arrancar de forma brusca. La máquina conducida se consideró de trabajo medio ya que posee variaciones bruscas de la carga cuando se abra la guillotina del fondo de la tolva. En lo que respecta a la lubricación se seleccionó el caso que más se asemeja a condición real de funcionamiento en donde la lubricación se realiza diariamente, pero se trabaja en un ambiente con contaminación como tierra, polvillo y demás contaminantes. El reto de los parameros de funcionamiento como la potencia, velocidad de los ejes de entrada y de salida surge del dimensionamiento de los tornillos sin fin. A la potencia se afecta por un factor de rendimiento que considera las pérdidas de la cadena en sí misma y de la caja escuadra, este factor se consideró de un 5%. La distancia entre los ejes se decidió en base al espacio disponible en el frente de la tolva, también se decidió que el piñón más pequeño sea de 17 dientes ya que era lo que recomendaban las tablas de los libros consultados.

Condiciones de carga, parámetros de funcionamiento

Unidades de cálculo		Unidades SI (N, mm, kW...)		
Potencia transmitida	P	65	63.70	[kW]
Velocidad del piñón (deseada)	n	540	350	[/min]
Velocidad del piñón (real)	n	540	353.17	[/min]
La relación de transmisión deseada / real	I	1.543	1.529	
Par	Mk	1149.54	1722.50	[Nm]
Tipo de máquina conductora (cargada)		B...Choques moderados		
Tipo de máquina conducida (cargada)		C...Para trabajos medios		
Tipo de lubricación		C...Suficiente con contaminación		
Número de eslabones de la cadena		Sólo pares		
Número de dientes del piñón		Sólo impares	Pares e impares	
Tipo de cadena		BS Chain (Standard)		
Distancia de los ejes para el diseño automático		430	Insertada	[mm]
Gama de dientes del piñón más pequeños		17	17	
Ordenar los resultados según el parámetro		Peso de la transmisión		

Figura B.39: Datos insertados.

Los resultados arrojados por la herramienta son los siguientes:

Selección de la cadena - Nº de cadena estándar (paso)		24B-3 (38.1)		
Paso de la cadena / número de hileras de la cadena	t	38.1	3	
Piñón - número de dientes / recomendado	z	17	26	23 (min = 16)
Diámetro primitivo	Dp	207.347	316.086	[mm]
Distancia de los ejes deseada / recomendada	C	425.12	1524	[mm]
Distancia real de los ejes / mín. - máx.	C	425.12	366 - 6096	[mm]
Número de eslabones de la cadena	X	44	44	
Longitud de la cadena	L	1676.40		[mm]
La transmisión propuesta requerirá 1 cajas de 5 metros				
Velocidad de la cadena / máx.	v	5.86	< 6.95	[m/s]
Potencia de diseño / potencia de la tabla	Pp	97.50	< 179.09	[kW]
Fuerza de tracción / fuerza centrífuga	Fu/Fc	11092.2	690.2	[N]
Fuerza de rotura (tabla) / Fuerza en la cadena	FB/Fr	425000.0	11782.4	[N]
Coeficiente de seguridad estático contra roturas	SB	36.07	> 13.7	
Coeficiente de seguridad dinámico contra roturas	SD	24.05	> 15.25	
La presión calculada / permitida en el eslabón de la cadena	p	7.09	< 7.19	[MPa]
Nivel de seguridad del eslabón de la cadena	SP	1.01	> 1.00	
Peso total de la transmisión / cadena	m	127.07	33.70	[kg]

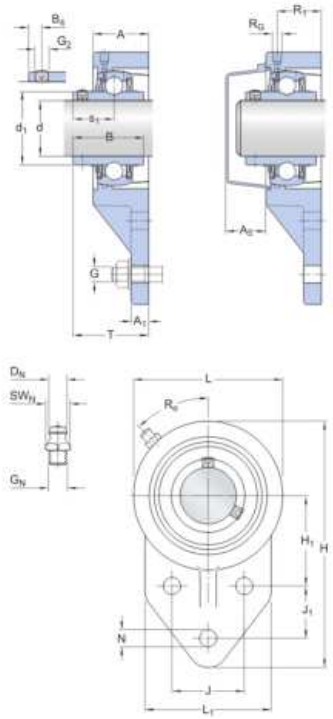
Figura B.40: Resultados obtenidos.

Como se puede observar en la Figura B.40, nos arroja los valores admisibles de cada parámetro, y en el caso de que no se cumpliese alguno de las verificaciones nos marca la casilla en color rojo. La herramienta brinda una gran cantidad de datos, aquí se colocaron los de mayor relevancia, ya que se colocan elementos estándar y no son necesarios tantos parámetros sobre la forma y diseño de los dientes de los piñones y de la cadena.

B.6.1.1. Rodamiento exterior codo

El rodamiento exterior del codo se elige tomando las fuerzas de la simulación del árbol barredor en la sección C.2.8. De esta manera, el rodamiento cancela la fuerza de flexión producida por el sistema de reducción con la corona.

Es una unidad de rodamientos de bolas con pestaña con abrazadera de tres tornillos con fijación con tornillos en soporte de fundición. El modelo es SKF UCFB 208/H.



Dimensiones

d	40 mm	Diámetro del agujero
d_1	≈ 51.6 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	38.5 mm	Ancho del soporte
A_1	16 mm	Ancho de la pestaña
A_2	26 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	49.2 mm	Ancho del aro interior
B_4	8 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
J	50 mm	Distancia entre los agujeros de los tornillos de fijación
J_1	41 mm	Distancia entre los agujeros de los tornillos de fijación
H	164 mm	Altura total
H_1	60 mm	Posición radial del asiento esférico
L	100 mm	Longitud total
L_1	78 mm	Longitud de pestaña
N	11 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s_1	30.2 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	51.2 mm	Ancho total

ORIFICIO ROSCADO

R_G	1/4-28 UNF	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R_1	25 mm	Posición axial de la rosca del soporte
R_2	45 °	Posición angular de la rosca del soporte

Figura B.41: Rodamiento exterior codo.

Los bulones que se utilizan para montarlo son hexagonales 5/16"-18X0.875X0.875 Grado 5 según norma SAE J429-2014 [27] y recomendación de SKF

B.6.2. Diseño eje, selección rodamiento y chaveta

B.6.2.1. Dimensionamiento del eje

El procedimiento de cálculo de un eje se encuentra desarrollado en el "Anexo C:Desarrollo en detalle caja T", aquí solamente se presentan los resultados para el diseño del eje del piñón de la reducción. El material para este eje es AISI 4140 Templado [20].

Datos preliminares			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Diámetro primitivo corona	D_{pC}	316,09	*mm*
Diámetro primitivo piñón	d_{pP}	207,35	*mm*
Fuerza cadena en corona	F_{Cor}	10720,83	*N*
Torque entrada piñón	$T_{piñon}$	1111,47	*N.m*

Posiciones puntos			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Apoyo A	*A*	0,00	*mm*
Piñón	*B*	112,50	*mm*
Apoyo C	*C*	225	*mm*

Cálculo de reacciones			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Reacción en A dirección x	R_{Ax}		*N*
Reacción en A dirección y	R_{Ay}	-5360,41	*N*
Reacción en C dirección x	R_{Cx}		*N*
Reacción en C dirección y	R_{Cy}	-5360,41	*N*

Diámetro por fatiga mínimo			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Resistencia a la fatiga modificada	S_n	375,00	N/mm^2
Factor material	C_m	1	-
Factor tipo de esfuerzo	C_{st}	1	-
Factor de confiabilidad	C_R	0,81	-
Factor de tamaño	C_s	0,86	-
Resistencia a la fatiga estimada real	S_n'	261,82	N/mm^2

Factor de concentración de esfuerzos	K_t	2	-
Diámetro por fatiga mínimo	D_{fp}	45,83	*mm*

Rodamiento A y C			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza radial sobre el rodamiento A	F_{rA}	-5360,41	*N*
Tipo rodamiento A	*Soporte cuadrado*		
Modelo rodamiento A	*F4B 115-RM*		
Lubricante	*VT307*		
Vida nominal	L_{10hA}	8660	*h*
Vida nominal SKF	L_{10mhA}	66200	*h*
Vida nominal lubricante	L_{10A}	25200	*h*
Diámetro del agujero	d_A	49,213	*mm*
Diámetro exterior	D_A	-	*mm*

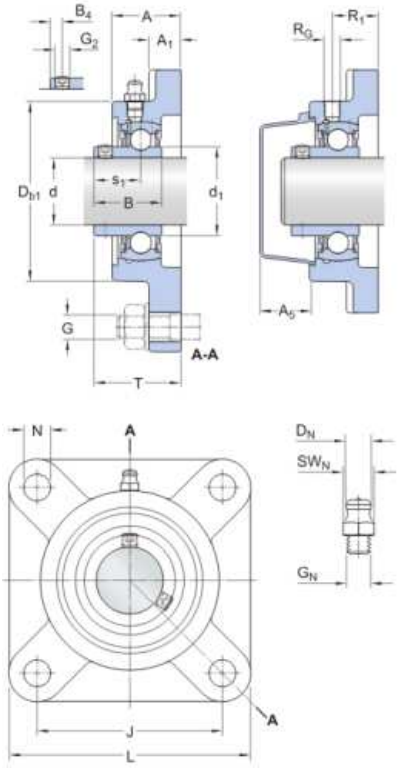
Diámetros finales seleccionados			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
	D_{p1}	49,213	*mm*

Selección chaveta piñón			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Ancho chaveta descarga	b_{chp}	14,00	*mm*
Alto chaveta descarga	h_{chp}	9	*mm*
Material chaveta	AISI 1050 Templado		
Tensión de fluencia chaveta	$S_{ychPiñ}$	636	N/mm^2
Tensión de fluencia engranaje	$S_{yePiñ}$	910	N/mm^2
Fuerza transmitida	F_{chp}	45169,60	*N*
Longitud mínima por corte chaveta	$L1_{chp}$	20,29	*mm*
Longitud mínima por compresión chaveta	$L2_{chp}$	31,57	*mm*
Longitud mínima por compresión árbol	$L3_{chp}$	22,06	*mm*
Longitud mínima por compresión cubo	$L4_{chp}$	22,06	*mm*

Tabla B.5: Tabla completa dimensionamiento eje piñón reducción.

B.6.2.2. Datos rodamiento

Para unir este eje al soporte de la reducción se eligen dos unidades de rodamientos de bolas con soporte cuadrado SKF F4B 115-RM, una para cada lado.



Dimensiones

d	49.213 mm	Diámetro del agujero
d_1	≈ 62.51 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	46 mm	Ancho del soporte
A_1	15.9 mm	Ancho de la pestaña
A_5	33 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	38.8 mm	Ancho del aro interior
B_1	38.8 mm	Ancho total del rodamiento
B_4	8 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D_{b1}	115.9 mm	Diámetro superior externo
J	111.1 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	142.9 mm	Longitud total
N	14.3 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s_1	27.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	56.6 mm	Ancho total

ORIFICIO ROSCADO

R_G	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para boquilla engrasadora
R_1	31.8 mm	Posición axial de la rosca del soporte

Figura B.42: Rodamiento reducción.

Los tornillos para estos rodamientos se encuentran en la Tabla B.6, se toman las fuerzas en las simulaciones y se realiza el cálculo para el grado del tornillo.

Tornillos rodamiento Piñón 1/2 - 13 x 2,25 x 1,25 Grado 1			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza de corte agujero	F	1341,00	N
Área de la rosca (SAE J429 Tabla 5)	A	91,55	mm^2
Esfuerzo de corte	τ	14,65	N/mm^2
Factor seguridad Von Mises	S_f	9,79	-

Tabla B.6: Cálculo grado de tornillo para rodamientos reducción.

Donde la ecuación para el cálculo del factor de seguridad es:

$$S_f = 0{,}6\frac{S_y}{(3\tau^2)^{\frac{1}{3}}} \tag{B.4}$$

B.6.2.3. Diseño final

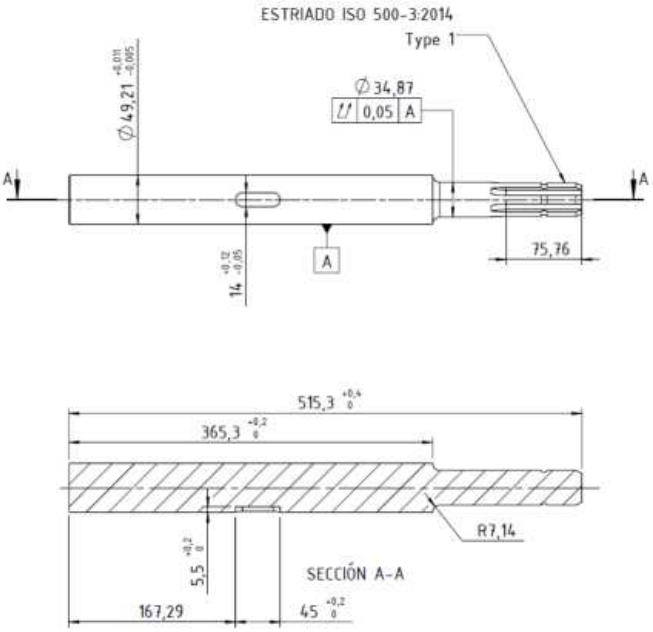


Figura B.43: Diseño final eje reducción.

B.6.3. Soporte piñón

El sistema de reducción ira montado sobre el frente del codo donde la corona ira montada directamente sobre el eje de la caja T, y el piñón ira montado sobre el eje que se abulona al soporte, ese mismo eje es el que ira conectado a la toma de fuerza de tractor.

El soporte se construirá de chapa 1/2" soldada de acero AISI 1020 [19], y tendrá que poder resistir las fuerzas que la cadena genera sobre el eje. También tiene que poder colocarse las dos carcasas de los rodamientos seleccionados.

Como se puede ver en la Figura B.44, en verde se puede ver los dos agujeros mediante los cuales la pieza se abulona al codo, es por esto que para esta modelización se tomaron esos puntos para fijar nuestro conjunto. Además, en color violeta podemos observar la fuerza remota que se aplicó en las 8 perforaciones que tiene la pieza para sujetar la caja de los rodamientos y la magnitud de la fuerza aplicada es la generada por la reducción y es de *10.720 N*.

B.6.3.1. Configuraciones y mallado

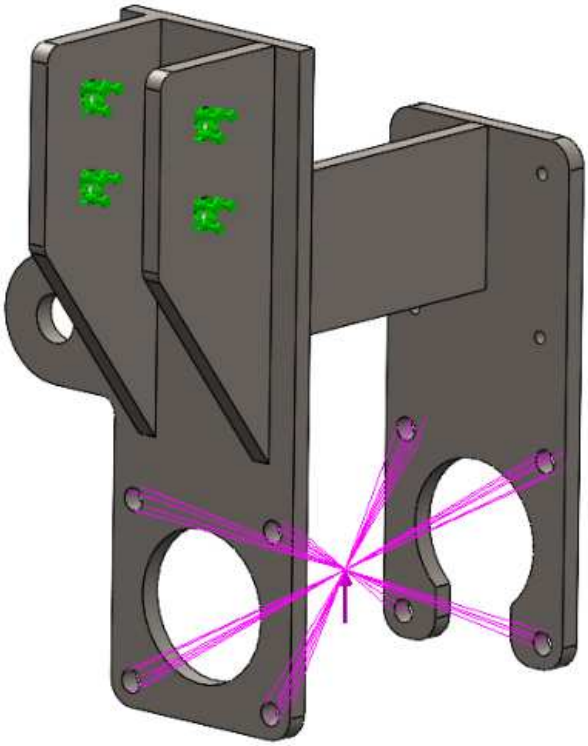


Figura B.44: Carga y sujeciones del conjunto.

En la Figura B.45 se ve el mallado que se utilizó para las simulaciones, se aprecia a simple vista el refinamiento utilizado alrededor de los agujeros debido a que estas son zonas críticas.

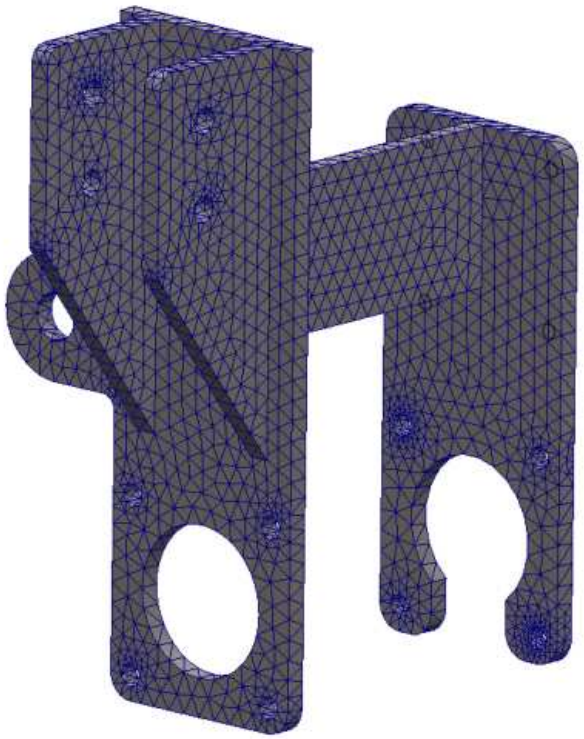


Figura B.45: Mallado utilizado.

B.6.3.2. Resultados simulación estática

Como se puede aprecia en la Figura B.46 y Figura B.47, las tensiones máximas obtenidas son un 60% aproximadamente del límite elástico del material, por lo que podemos asegurar que nuestro soporte resistirá.

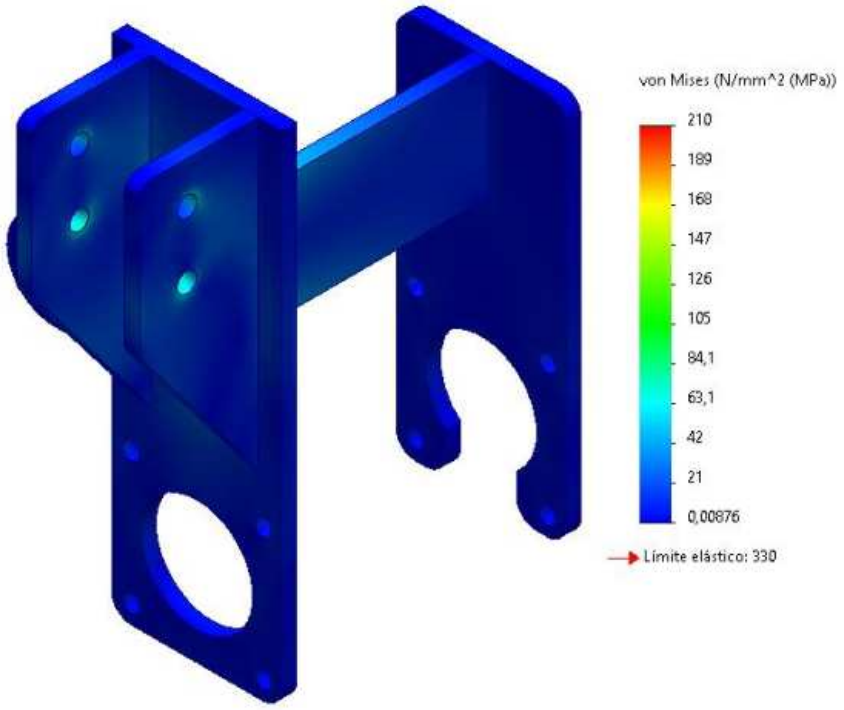


Figura B.46: Tensión de Von Mises 1.

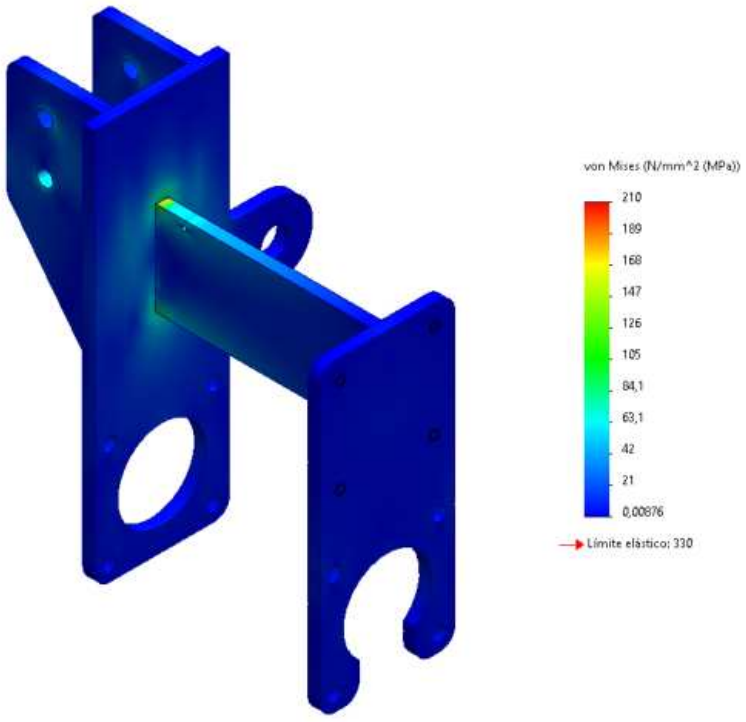


Figura B.47: Tensión de Von Mises 2.

Si bien el valor nominal máximo obtenido está muy por debajo del límite elástico del material decidimos realizar una iso-superficie a *41.25 MPa*. En la Figura B.48 se puede ver que las zonas que supera este valor son muy pequeñas y se genera una concentración de tensiones por la geometría de la pieza.

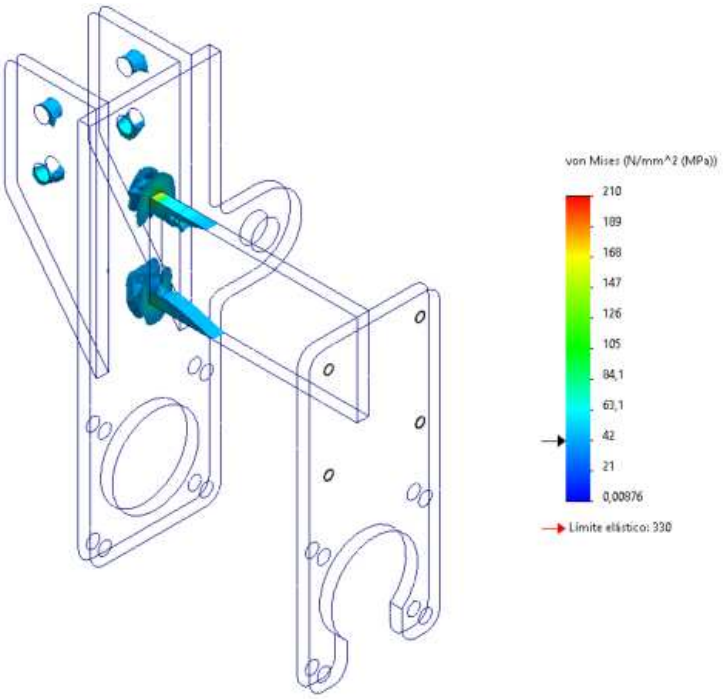


Figura B.48: Iso-superficie a 41.25 MPa.

Por último, nos queda verificar los valores de los desplazamientos. El valor máximo obtenido es de *0,674 mm*, un valor más que aceptable.

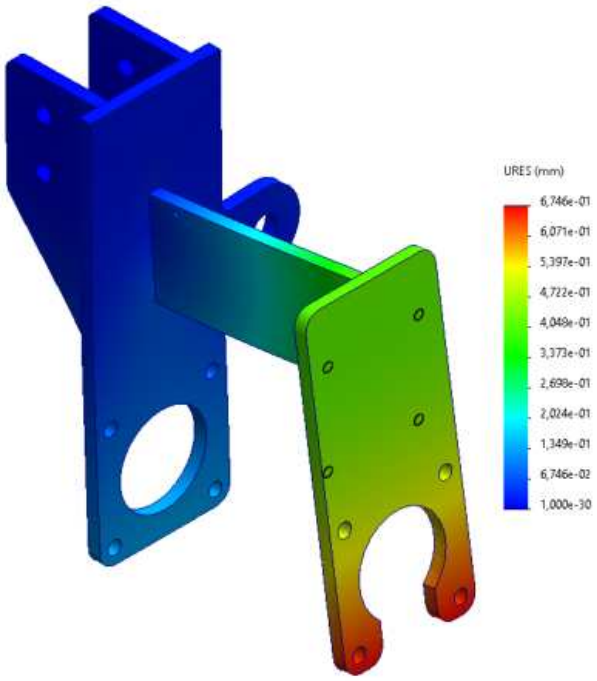


Figura B.49: Diseño final eje reducción.

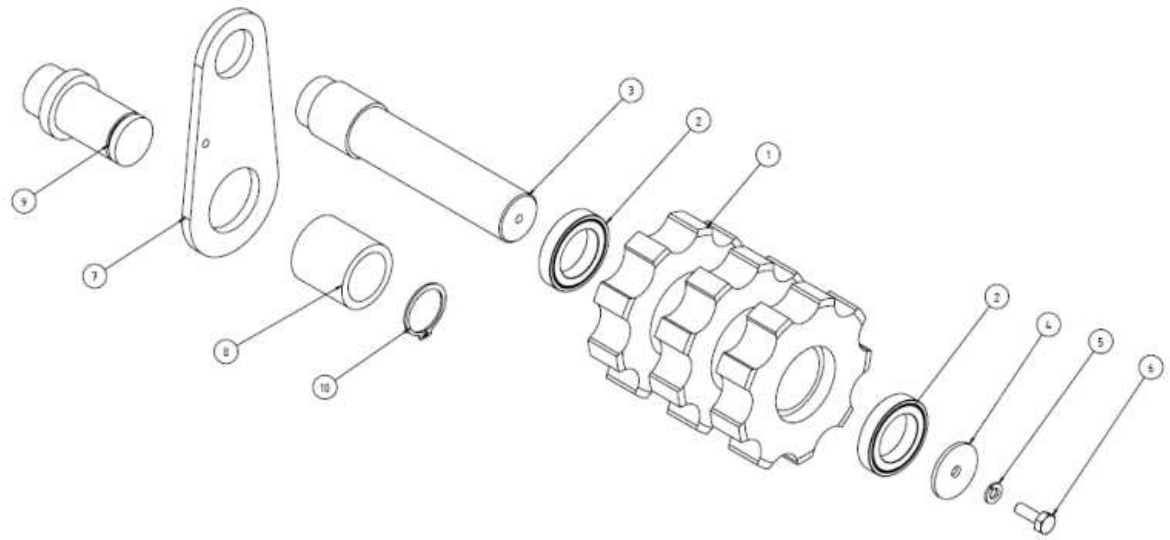
B.6.3.3. Comprobación de tornillos

Tornillos soporte piñón -codo 5/8 - 18 x 5 x 1,5 Grado 4			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza de corte agujero	F	14698,00	N
Área de la rosca (SAE J429 Tabla 5)	A	165,17	mm^2
Esfuerzo de corte	τ	88,99	N/mm^2
Factor seguridad Von Mises	S_f	3,09	-

Tabla B.7: Cálculo grado de tornillo para soporte piñón - codo.

B.6.4. Tensor de cadena

Hay distintas formas de lograr la tensión adecuada de funcionamiento de las cadenas, entre las más difundidas son mediante un tensor (fijo o con resorte) o haciendo los ejes con correderas y así darle una tensión fija. Nosotros optamos por el sistema con tensor accionado por resorte, ya que necesita muy poco mantenimiento al no necesitar tensar manualmente la cadena. El rodillo que está en contacto con la cadena está montado sobre rodamientos para una mayor vida útil y sin necesidad de engrasar.



Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PIÑÓN TENSOR		1	SKF 24B-3B9 (PARA TENSOR)
2	RODAMIENTO BOLAS 1 HILERA		2	SKF 61906-2RS1
3	EJE PIÑON TENSOR	AISI 1020	1	VER PLANO N° 36
4	ARANDELA TOPE	AISI 1020	1	VER PLANO N° 38
5	ARANDELA GROWER 1/4"		1	COMÚN
6	BULÓN HEXAG. 1/4"-20X0.75X0.75	GRADO 1	1	SAE J429-2014
7	ESTRUCTURA TENSOR	AISI 1020	1	VER PLANO N° 36
8	BUJE	AISI 1020	1	VER PLANO N° 36
9	TENSOR EJE INFERIOR	AISI 1020	1	VER PLANO N° 37
10	ANILLO SEEGER B27.1 - NA1-112		1	COMÚN

Figura B.50: Despiece tenor cadena.

Anexo C: Desarrollo en detalle caja T

La caja en T es la que se encarga de proporcionar movimiento a ambos sin fines y se encuentra ubicada dentro del codo por donde fluyen los granos. La razón por la cual se decide realizar el diseño de una caja en T es que no se encuentra en el mercado una caja estándar que cumpla con nuestros requisitos como tamaño, relación transmisión y potencia. Sobre todo, las cajas existentes en el mercado son demasiado grandes para ubicarlas dentro del codo obstruyendo así demasiado el flujo del producto.

Su desarrollo se hace completo, teniendo en consideración los requerimientos antes mencionados se siguen diferentes normas con procesos de diseño y selección de partes. Este diseño propietario para esta aplicación ayudará que el codo no se obstruya innecesariamente bloqueando el flujo de granos.

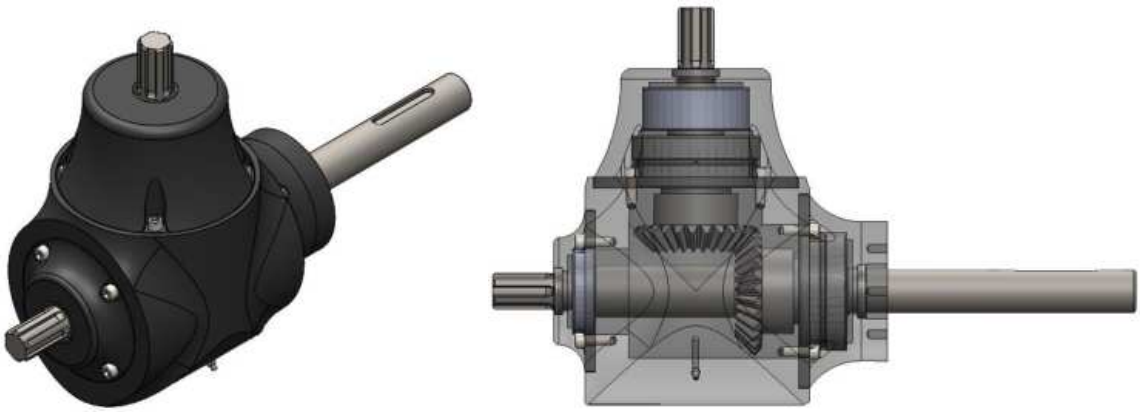


Figura C.1: Imágenes 3D caja T.

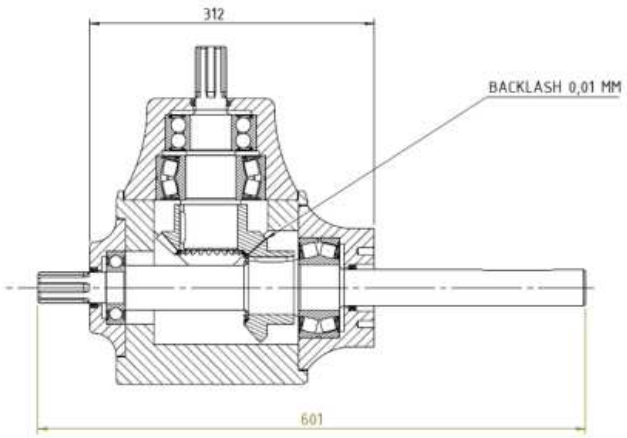
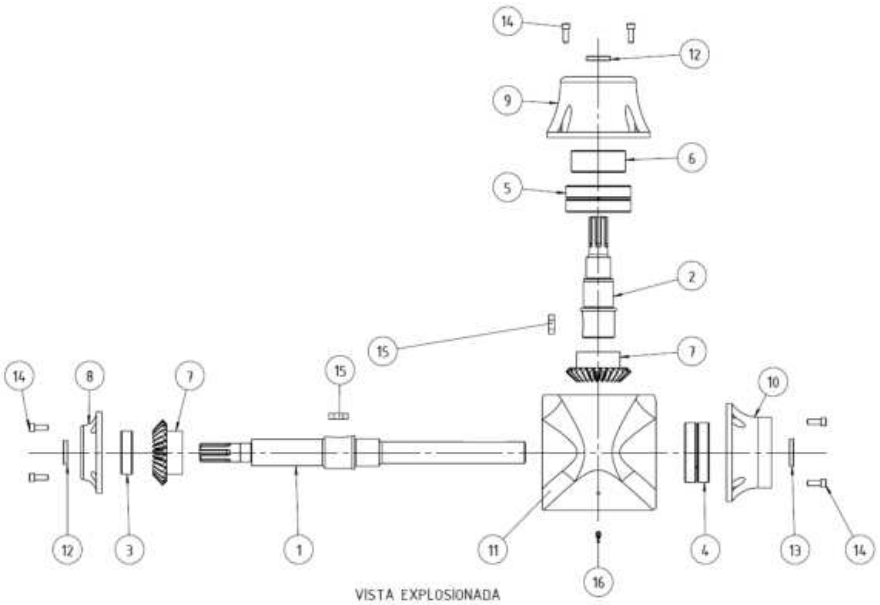


Figura C.2: Corte caja T.



VISTA EXPLOSIONADA

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE HORIZONTAL	AISI 4140	1	VER PLANO N° 15
2	EJE VERTICAL	AISI 4140	1	VER PLANO N° 16
3	RODAMIENTO BOLAS 1 HILERA		1	SKF 6307-2RS1
4	RODAMIENTO RODILLOS RÓTULA		1	SKF BS2-2310-2RS
5	RODAMIENTO RODILLOS RÓTULA		1	SKF BS2-2311-2RS
6	RODAMIENTO BOLAS 2 HILERAS		1	SKF 3309 A-2RS1
7	ENGRANAJE CÓNICO	AISI GRADE 18NI (350)	2	VER PLANO N° 17
8	BRAZO SALIDA HORIZONTAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 18
9	BRAZO SALIDA VERTICAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 19
10	BRAZO ENTRADA HORIZONTAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 20
11	CAJA CENTRAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 21
12	RETÉN		2	SKF 34X44X8-HMSA10-RG
13	RETÉN		1	SKF 40X50X8-HMSA10-RG
14	TORNILLO ALLEN 3/8"-16X1X1		12	TIPO SOCKET
15	CHAVETA ENGRANAJE	AISI 1050	2	VER PLANO N° 22
16	ALEMITE RECTO UNF 1/4"-28		1	

Figura C.3: Vista explosionada caja T.

C.1. Engranajes cónicos caja T

El tamaño de los engranajes cónicos de la caja en T determina el tamaño de todos los elementos que la componen. De esta forma es lo primero que se procede a calcular basándonos en la norma AGMA 2005-C96 [26] y AGMA 2003-B97 [27]. Además, se utiliza como verificación de procedimiento los libros “Diseño de elementos de máquinas – Robert L. Mott” [24] y “Diseño en ingeniería mecánica - Shigley” [25].

Este es un proceso iterativo, lo que se presenta es el resultado final con la mayor optimización de diseño posible. Esta optimización se encuentra basada en diseñar los engranajes con el menor tamaño posible debido al reducido espacio del codo.

Todos los cálculos sobre el engranaje se encuentran sus resultados anexados debajo. También se puede referir a la planilla de cálculo [22] para ver las ecuaciones utilizadas siguiendo el libro de Shigley anteriormente mencionado. En las tablas que se adjuntan en este anexo tienen celdas marcadas en gris indicando que son las variables que tuvimos que elegir iterativamente en la planilla confeccionada.

C.1.1. Propiedades geométricas engranes cónicos rectos

La función de la caja es transmitir el movimiento provisto por la TDF hacía los dos sin fines, por lo que deben girar a la misma velocidad, en este caso 350 RPM. Esto ocasiona que la relación de los engranajes sea 1:1, por lo que el ángulo del cono es de 45°. El engranaje se encarga de transmitir este movimiento del eje horizontal al vertical que hace girar al sin fin de descarga.

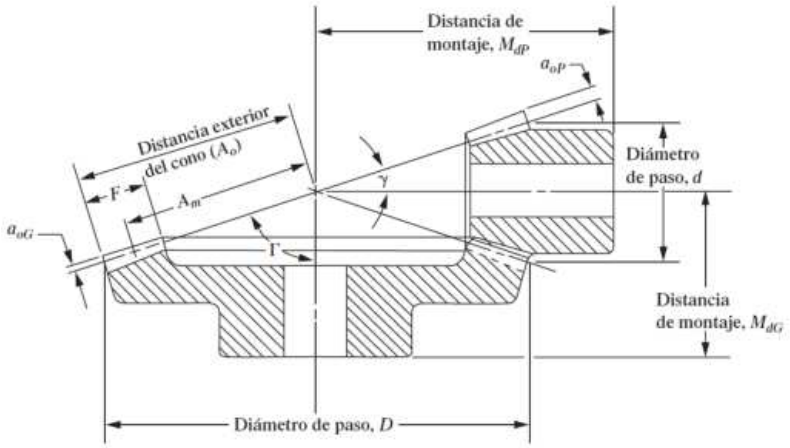


Figura C.4: Dimensiones principales de un par de engranes cónicos con dientes rectos [24].

Datos Paso diametral = $P_d = N_P/d = N_G/D$

siendo N_P = número de dientes en el piñón
N_G = número de dientes en el engrane

Dimensión	Fórmula
Relación de engranaje	$m_G = N_G/N_P$
Diámetros de paso:	
Piñón	$d = N_P/P_d$
Engrane	$D = N_G/P_d$
Diámetros de paso del cono:	
Piñón	$\gamma = \tan^{-1}(N_P/N_G)$ (*gamma* minúscula griega)
Engrane	$\Gamma = \tan^{-1}(N_G/N_P)$ (*gamma* mayúscula griega)
Distancia exterior en el cono	$A_o = 0.5D/\text{sen}(\Gamma)$
Se debe especificar el ancho de la cara	$F =$
Ancho nominal de la cara	$F_{\text{nom}} = 0.30A_o$
Ancho máximo de la cara	$F_{\text{máx}} = A_o/3$ o $F_{\text{máx}} = 10/P_d$ (use la menor)
Distancia media del cono	$A_m = A_o - 0.5F$ (*Nota*: A_m se define para el engrane y también se llama A_{mG})
Paso circular medio	$p_m = (\pi/P_d)(A_m/A_o)$
Profundidad media de trabajo	$h = (2.00/P_d)(A_m/A_o)$
Holgura	$c = 0.125h$
Profundidad media total	$h_m = h + c$
Factor medio de addendum	$c_1 = 0.210 + 0.290/(m_G)^2$
Addendum medio del engrane mayor	$a_G = c_1h$
Addendum medio del piñón	$a_P = h - a_G$
Dedendum medio del engrane	$b_G = h_m - a_G$
Dedendum medio del piñón	$b_P = h_m - a_P$
Ángulo de dedendum del engrane	$\delta_G = \tan^{-1}(b_G/A_{mG})$
Ángulo de dedendum del piñón	$\delta_P = \tan^{-1}(b_P/A_{mG})$
Addendum exterior del engrane	$a_{oG} = a_G + 0.5F\tan\delta_P$
Addendum exterior del piñón	$a_{oP} = a_P + 0.5F\tan\delta_G$
Diámetro exterior del engrane	$D_o = D + 2a_{oG}\cos\Gamma$
Diámetro exterior del piñón	$d_o = d + 2a_{oP}\cos\gamma$

Fuente: Fuente: Tomado de ANSI/AGMA 2005-C96, *Design Manual for Bevel Gears*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

Tabla C.1: Propiedades geométricas de los engranes cónicos rectos [24] [27]

El piñón y engrane son exactamente igual por la relación 1:1. Queda así un engranaje con módulo de 4,25 $mm/dientes$ con una cantidad de dientes de 27 y se forma un diámetro de paso de 114,75 mm. Luego, el ancho de cara seleccionado es el mayor posible debido a las exigencias de torque que presenta la caja, sobre todo en sus cálculos para la resistencia al desgaste.

Propiedades geométricas de los engranes cónicos rectos			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Módulo	m	4,25	*mm/dientes*
Paso diametral	P_d	0,24	*dientes/mm*
Número de dientes piñón	N_P	27	-
Número de dientes engrane	N_G	27	-
Relación transmisión	m_G	1	-
Diámetro paso piñón	d	114,75	*mm*
Diámetro paso engrane	D	114,75	*mm*
Diámetro de paso cono piñón	γ	0,79	*rad*
Diámetro de paso cono engrane	Γ	0,79	*rad*
Distancia exterior cono	A_o	81,14	*mm*
Ancho nominal de la cara	F_{nom}	24,34	*mm*
Ancho máximo de la cara	$F_{máx}$	27,05	*mm*
Ancho de cara	F	27,05	*mm*
Distancia media del cono	A_m	67,62	*mm*
Paso circular medio	p_m	11,13	*mm*
Profundidad media de trabajo	h	7,08	*mm*
Holgura	c	0,89	*mm*
Profundidad media total	h_m	7,97	*mm*
Factor medio de addendum	c_1	0,50	*mm*
Addendum medio engrane	a_G	3,54	*mm*
Addendum medio piñón	a_P	3,54	*mm*
Dedendum medio engrane	b_G	4,43	*mm*
Dedendum medio piñón	b_P	4,43	*mm*
Ángulo de dedendum engrane	δ_G	0,07	*rad*
Ángulo de dedendum piñón	δ_P	0,07	*rad*
Addendum exterior engrane	a_{oG}	4,43	*mm*
Addendum exterior piñón	a_{oP}	4,43	*mm*
Diámetro exterior engrane	D_o	121,01	*mm*
Diámetro exterior engrane	d_o	121,01	*mm*
Ángulo de presión	Φ	20,00	°

Tabla C.2: Cálculos de las propiedades geométricas.

C.1.2. Fuerzas sobre los engranes cónicos rectos

Al encargarse el engranaje de transmitir la potencia solamente para el sin fin de descarga, la que se utiliza para los cálculos es la afectada por este en los cálculos de la sección "B.1.2 Sin fin descarga".

Se puede observar a continuación las referencias tomadas para descomponer la fuerza tangencial en los engranajes cónicos en radial (r) y axial (x).

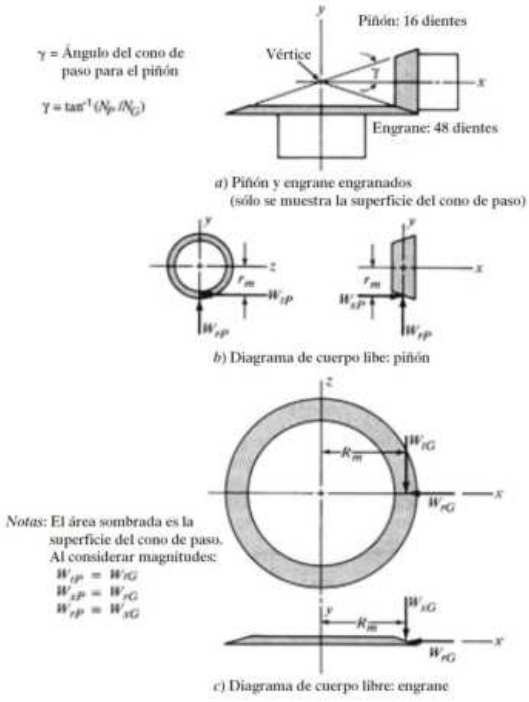


Figura C.5: Fuerzas sobre los engranes cónicos [24].

Entonces con la potencia transmitida por el engranaje (40,37 kW) y su velocidad de giro realizamos los siguientes cálculos.

$$T_{ed} = \frac{P \cdot 1000}{n \cdot 2\pi \cdot 60} \tag{C.1}$$

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2}\right)\sin\gamma \tag{C.2}$$

$$W_{tP} = \frac{T_{ed}}{\left(\frac{r_m}{1000}\right)} \tag{C.3}$$

$$W_{rP} = W_{tP}\tan(\Phi)\cos(\gamma) \tag{C.4}$$

$$W_{xP} = W_{tP}\tan(\Phi)\sin(\gamma) \tag{C.5}$$

$$W_{tG} = W_{tP} \tag{C.6}$$

$$W_{rG} = W_{xP} \tag{C.7}$$

$$W_{xG} = W_{rP} \tag{C.8}$$

Fuerzas sobre engranes cónicos rectos			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Potencia transmitida	P	40,37	kW
Velocidad giro entrada	n	350	rpm
Torque entrada sin fin descarga	T_{ed}	1101,37	$N.m$
Radio medio piñón	r_m	47,81	mm
Fuerza tangencial piñón	W_{tP}	23035,23	N
Fuerza radial piñón	W_{rP}	5928,48	N
Fuerza axial piñón	W_{xP}	5928,48	N
Fuerza tangencial engrane	W_{tG}	23035,23	N
Fuerza radial engrane	W_{rG}	5928,48	N
Fuerza axial engrane	W_{xG}	5928,48	N

Tabla C.3: Cálculos de las fuerzas sobre los engranes cónicos rectos.

Con estos resultados se puede comenzar a realizar las dos comprobaciones de resistencia del diente del engranaje: *flexión* y *resistencia a la picadura.*

C.1.3. Flexión de engrane cónico recto

Primero se comprueba que el diente del engranaje resista el esfuerzo de flexión. Para ello se utilizan las ecuaciones de la norma AGMA 2003-B27 [27] y la guía de ecuaciones del capítulo 15 del libro “Diseño en ingeniería mecánica - Shigley” [25] que se observa en la Figura C.6.

En este caso al nosotros imponer el factor de seguridad, lo que se busca es que el esfuerzo admisible por el material del diente sea superior al esfuerzo de flexión que sufre el mismo.

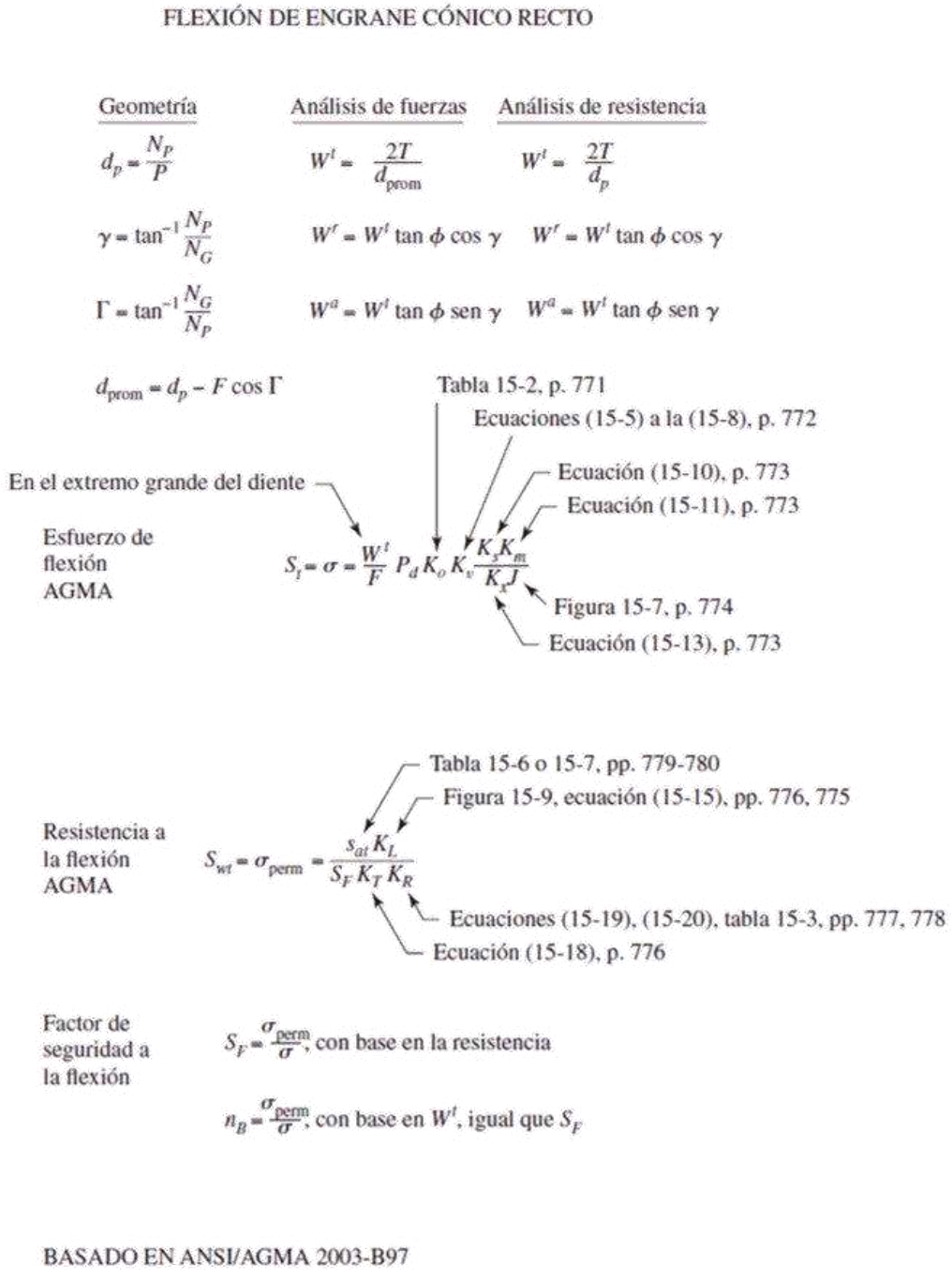


Figura C.6: Ecuaciones para la comprobación a la flexión de engrane cónico recto [25].

A partir de la fuerza tangencial, el ancho de cara del diente y el paso diametral (módulo) se calcula el esfuerzo de flexión. En la Tabla C.4 se encuentran los factores utilizados para el cálculo de este esfuerzo, se eligen dependiendo las características de uso del sistema mecánico.

Resumidamente, los factores con la celda en blanco se seleccionaron automáticamente por ecuaciones y los grises, que son puramente decisión del diseñador, por las siguientes razones:

- Factor sobrecarga K_0: se considera un movimiento de giro uniforme por parte de los sin fines y una carga de impacto ligero ya que es constante su flujo.

- Número de calidad Q_v: se selecciona una calidad media de manufactura para que el costo no sea elevado y cumpla con los requerimientos.

De esta manera se obtiene un esfuerzo de flexión de 687 N/mm^2.

Esfuerzo de flexión

Dato	Variable	Valor	Unidad
Esfuerzo de flexión	s_t	687	N/mm^2
Fuerza tangencial	W_t	19196,02	N
Factores esfuerzo de flexión			
Factor de sobrecarga	K_o	1,25	-
Factor dinámico	K_v	1,13	-
	A	76,88	-
	B	0,52	-
Número de calidad	Q_v	9	-
Velocidad tangencial paso piñón	v_t	2,10	m/s
Velocidad tangencial paso máx	$v_{tmáx}$	34,34	m/s
Factor de tamaño por flexión	K_S	0,52	-
Factor de distribución de carga	K_m	1,25	-
Tipo de soporte	K_{mb}	1,25	-
Factor de curvatura	K_x	1	-
Factor de geometría flexión	J	0,23	-

Tabla C.4: Cálculos de esfuerzos de flexión engrane cónico recto.

Luego, para calcular el esfuerzo de flexión permisible se definen los siguientes puntos:

- Factor seguridad a la flexión S_F: se selecciona de 1,3 ya que es la recomendación provista por la bibliografía para el uso del sistema.
- Material y esfuerzo de flexión S_{at}: el material es AISI Grade 18Ni (350) Envejecido [20] con un límite elástico elevado. No es a causa de esta comprobación dicho material, sino que el uso es muy exigente el desgaste del diente como se menciona en el punto "C.1.4 Desgaste engrane cónico recto".
- Vida de diseño L: la recomendación para maquinaria agrícola es de 6000 horas.
- Factor de confiabilidad $Conf.$: este factor elegido es de elevado a medio para obtener una relación de fallas de 5 cada 1000.

El resultado del esfuerzo de flexión permisible s_{wt} es de 1529,33 N/mm^2, siendo el más doble del esfuerzo de flexión 687 N/mm^2 queda aprobada la comprobación a flexión del diente.

Resistencia a la flexión			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Esfuerzo de flexión permisible	s_{wt}	1529,33	N/mm^2
Factor seguridad a la flexión	S_F	1,30	-
Material	AISI Grade 18Ni (350) Envejecido		
Esfuerzo de flexión material	s_{at}	2320	N/mm^2
Factores resistencia a la flexión			
Factor de ciclos de esfuerzos	K_L	0,92	-
Número de ciclos de carga	N_L	126000000	-
Vida de diseño en horas	L	6000	h
Número aplicaciones carga por rev.	q	1	-
Factor temperatura	K_T	1	-
Temperatura de trabajo caja	$Temp.$	100	$°C$
Factor confiabilidad	K_R	1,08	
Confiabilidad	$Conf.$	0,995	-

Tabla C.5: Cálculos de resistencia a la flexión engrane cónico recto.

C.1.4. Desgaste engrane cónico recto

Se procede igual que el punto anterior, pero para la resistencia al desgaste del diente. Este es un problema que ocurre en los engranajes debido a los altos esfuerzos producidos entre el contacto entre dientes.

Para esta comprobación se calcula primero el esfuerzo por contacto que se lo compara con el resultado del esfuerzo admisible de contacto (resistencia al desgaste), siendo el primero menor para que pase la comprobación.

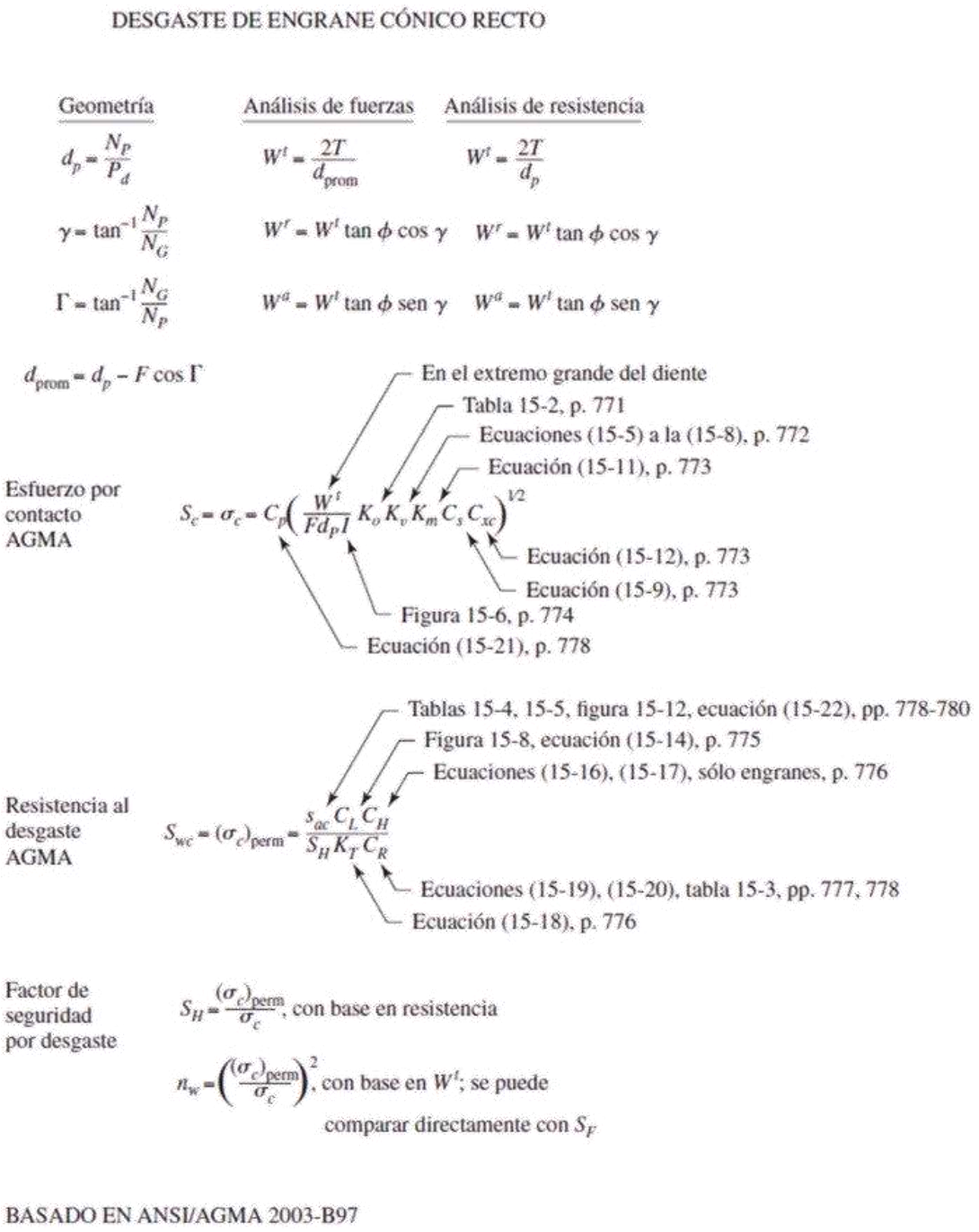


Figura C.7: Ecuaciones para la comprobación a la flexión de engrane cónico recto [25].

El esfuerzo de contacto se obtiene al afectar por factores la fuerza tangencial, el ancho del diente y el paso diametral. Algunos de estos factores se comparten con la comprobación a flexión (C.1.3 Flexión de engrane cónico recto). Los factores para el este esfuerzo son seleccionados todos por tablas y/o ecuaciones, da un resultado de 2205,19 N/mm^2. Es un resultado bastante exigente.

Esfuerzo por contacto			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Esfuerzo por contacto	s_c	2205,19	N/mm^2
Factores esfuerzo por contacto (picadura)			
Factor de sobrecarga	K_o	1,25	-
Factor dinámico	K_v	1,13	-
Factor de distribución de carga	K_m	1,25	-
Factor de tamaño por resistencia a picadura	C_S	0,57	-
Factor de coronamiento por picadura	C_{xc}	1,50	-
Factor de geometría picadura	I	0,068	-
Coeficiente elástico de resistencia a la picadura	C_p	187,03	$(N/mm^2)^{0,5}$
Relación de Poisson piñón y corona	v	0,30	-
Módulo elástico material piñón y corona	E	200000,00	N/mm^2

Tabla C.6: Cálculos de esfuerzos por contacto engrane cónico recto.

Como se menciona anteriormente, este resultado de esfuerzo por contacto es bastante elevado y se debe conseguir un material que su límite elástico sobrepase ese valor al menos en una sección de su superficie. Esto evitará que el engranaje se desgaste prematuramente.

El material elegido es un AISI Grade 18Ni (350) Envejecido [20], que luego de su límite elástico s_{ac} ser afectado por los factores, devuelve un esfuerzo de contacto permisible s_{wc} mayor al esfuerzo por contacto s_c. Es decir, la comprobación queda aprobada.

Resistencia al desgaste			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Esfuerzo de contacto permisible	s_{wc}	2264,37	N/mm^2
Factor seguridad por desgaste	S_H	1,14	-
Material	AISI Grade 18Ni (350) Envejecido		
Esfuerzo de flexión material	s_{ac}	2363,00	N/mm^2
Factores resistencia al desgaste			
Factor de ciclos de esfuerzos	C_L	1,13	-
Factor de relación de dureza	C_H	1,00	-
Factor temperatura	K_T	1,00	-
Factor confiabilidad	C_R	1,04	-

Tabla C.7: Cálculos de resistencia al desgaste engrane cónico recto.

C.1.5. Diseño final

Para el diseño final se agrega el cubo y chavetero para poder colocarse en ambos ejes, horizontal y vertical. Su diseño se presenta en las figuras siguientes.



Figura C.8: Engranaje cónico recto caja T, figura 3D.

Para más información sobre el dimensionamiento ir al “Anexo D: Planos”.

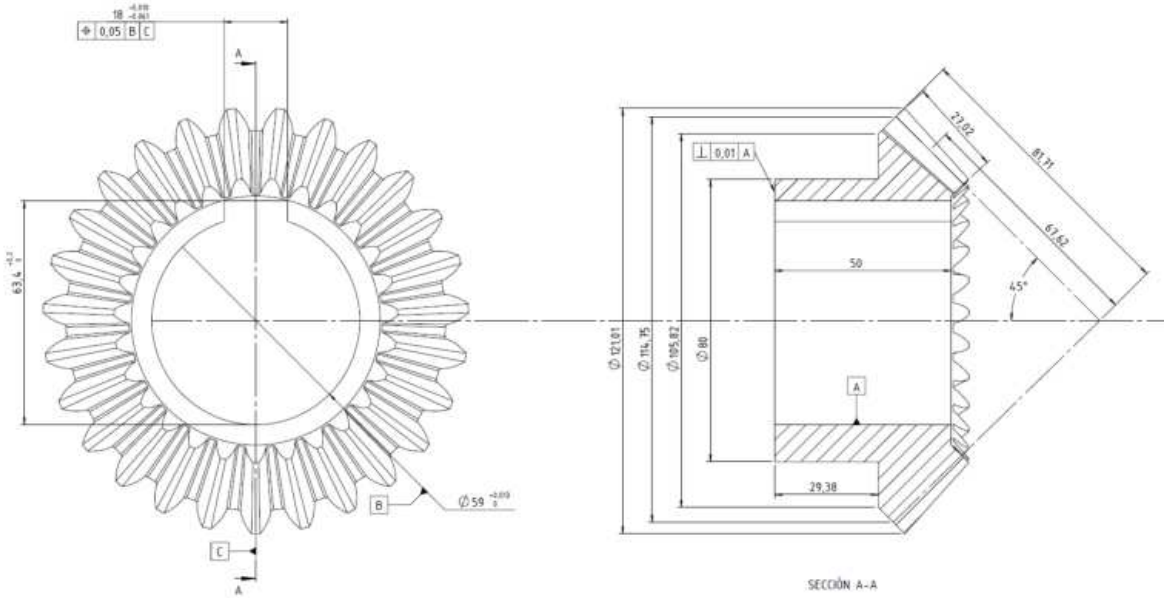


Figura C.9: Engranaje cónico recto caja T, extracto plano 2D.

C.2. Árbol barredor, rodamientos y chavetas caja T

El árbol barredor, que se llama en los planos ***eje horizontal*** (Figura C.10), es el encargado de transmitir la potencia al sin fin barredor y al eje vertical para luego hacer girar el sin fin de descarga. Por ello, el torque que recibe a la entrada este árbol es el total del sistema (suma entre torques necesarios para sin fin barredor y sin fin de descarga).

Para el diseño del árbol se siguen los capítulos 5 y 12 del libro "Diseño de elementos de máquinas – Robert L. Mott" [24], con lo aprendido también a lo largo de la carrera. Las ecuaciones que no se explayan en esta explicación se pueden encontrar en la planilla de cálculo adjunta [22].



Figura C.10: Árbol barredor / eje horizontal.

C.2.1. Cálculos estáticos árbol barredor

Primero se rellenan o calculan algunos datos preliminares que se utilizan para el dimensionamiento del árbol. Estos datos son:

- Peso del sin fin barredor y sus componentes: la caja debe resistir la mitad del peso del sin fin barredor. Se obtienen sus componentes según el grado de inclinación del tubo de descarga.
- Selección del material: se utiliza un acero AISI 4140 templado [19].
- Torque entrada total: es el torque requerido por el sin fin barredor más el torque del sin fin de descarga.
- Factor de seguridad: Se utiliza un factor de seguridad de 2 que generalmente es recomendado por distintas bibliografías.

Datos preliminares			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Peso sin fin barredor	P_{sfb}	833	N
Ángulo elevación sin fin descarga	α	55	°
Peso sobre el eje en x	P_{ejexb}	238,89	N
Peso sobre el eje en y	P_{ejeyb}	341,18	N
Material árbol	AISI 4140		
Tratamiento superficial	Templado		
Tensión de fluencia	S_y	910	N/mm^2
Tensión de rotura	S_u	1020	N/mm^2
Torque entrada barredor	$T_{barredor}$	592,98	$N.m$
Torque entrada total	T_{totE}	1694,35	$N.m$
Factor seguridad	FOS	2	-

Tabla C.8: Datos preliminares para cálculos árbol barredor.

C.2.1.1. Diagrama de cuerpo libre del árbol y reacciones de los vínculos

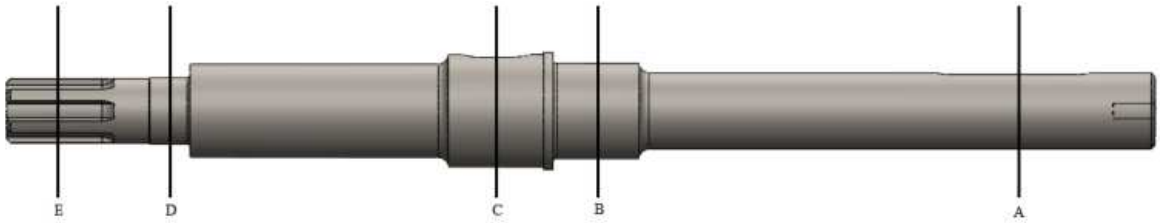


Figura C.11: Posiciones de los puntos en árbol barredor/eje horizontal.

Posiciones puntos			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Mitad punta de eje entrada	A	531	mm
Rodamiento doble bolas	B	283,50	mm
Engranaje piñón	C	231	mm
Rodamiento bolas	D	60,50	mm
Mitad punta de eje salida a barredor	E	0	mm

Tabla C.9: Posiciones de los puntos de vínculos y esfuerzos externos sobre árbol barredor.

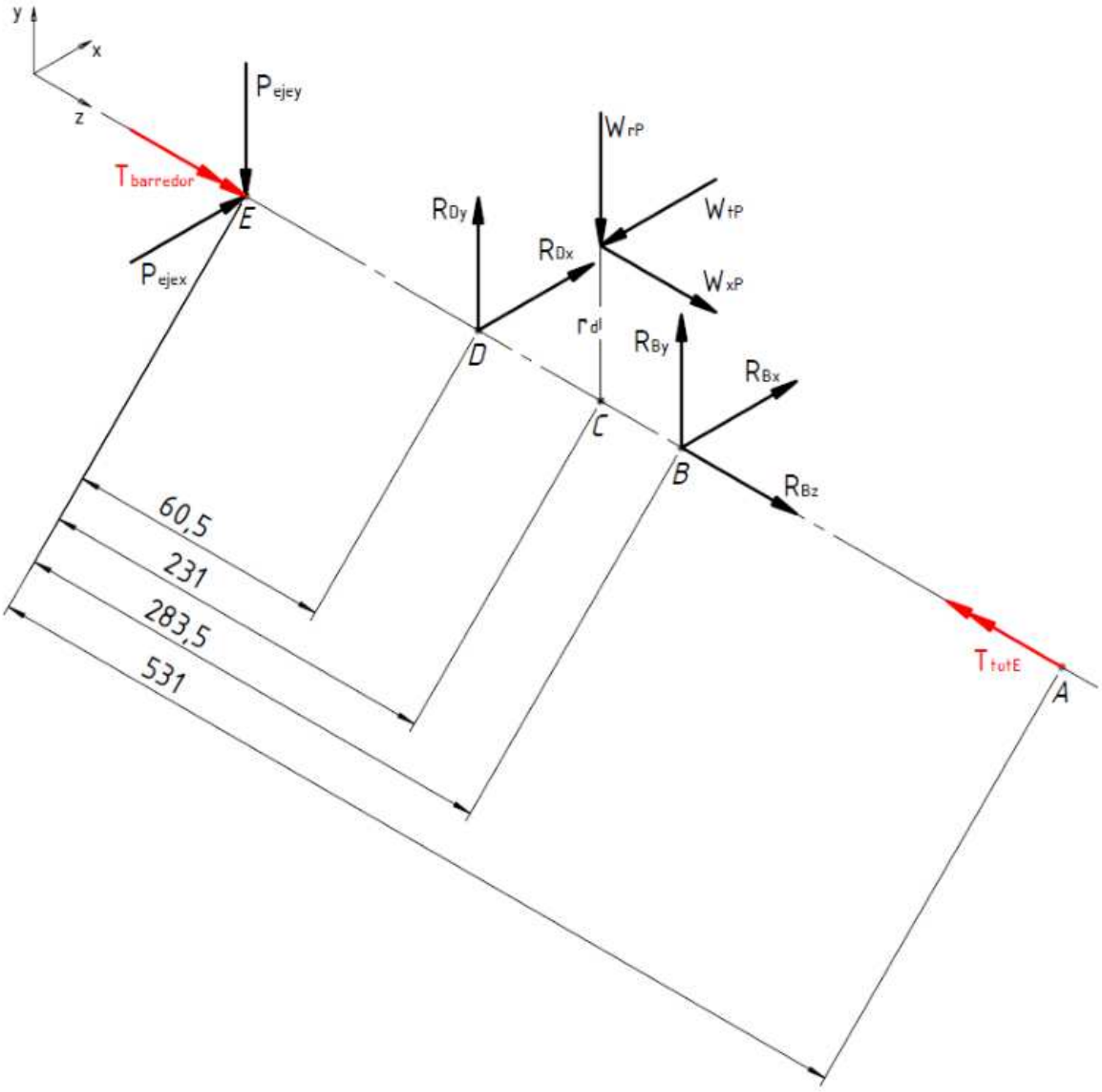


Figura C.12: Diagrama de cuerpo libre de árbol barredor y reacciones de los vínculos.

C.2.1.2. Cálculo de reacciones

Primero se despejan las incógnitas de las fuerzas que actúan en el apoyo B.

$$\sum F_x = P_{ejex} + R_{Dx} - W_{tP} + R_{Bx} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{R_{Bx}} = -P_{ejex} - R_{Dx} + W_{tP} \tag{C.9}$$

$$\sum F_y = -P_{ejey} + R_{Dy} - W_{rP} + R_{By} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{R_{By}} = P_{ejey} - R_{Dy} + W_{rP} \tag{C.10}$$

$$\sum F_z = R_{Bz} + W_{xP} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{R_{Bz}} = -W_{xp} \tag{C.11}$$

Donde el peso sobre el eje del sin fin de descarga se obtienen sus componentes debido a la inclinación del tubo de descarga:

$$P_{ejex} = \sin\beta \cdot \frac{P_{sfb}}{2} \tag{C.12}$$

$$P_{ejey} = \cos\beta \cdot \frac{P_{sfb}}{2} \tag{C.13}$$

Después, se obtienen las fuerzas que actúan en el apoyo D por cálculo de momentos vistos desde el apoyo B.

$$\sum M_{By} = W_{tP} \cdot \overline{BC} - R_{Dx} \cdot \overline{BD} - P_{ejex} \cdot \overline{BE} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{R_{Dx}} = \frac{W_{tP} \cdot \overline{BC} - P_{ejex} \cdot \overline{BE}}{\overline{BD}} \tag{C.14}$$

$$\sum M_{Bx} = -W_{rP} \cdot \overline{BC} + W_{xP} \cdot \frac{d}{2} + R_{Dy} \cdot \overline{BD} - P_{ejey} \cdot \overline{BE} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{R_{Dy}} = \frac{W_{rP} \cdot \overline{BC} - W_{xP} \cdot \frac{d}{2} + P_{ejey} \cdot \overline{BE}}{\overline{BD}} \tag{C.15}$$

Los resultados de cada reacción se encuentran en la Tabla C.10.

Cálculo de reacciones			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Reacción en B dirección x	R_{Bx}	17676,95	*N*
Reacción en B dirección y	R_{By}	5965,52	*N*
Reacción en B dirección z	R_{Bz}	-5928,48	*N*
Reacción en D dirección x	R_{Dx}	5119,38	*N*
Reacción en D dirección y	R_{Dy}	304,14	*N*

Tabla C.10: Cálculos de reacciones sobre árbol barredor.

C.2.1.3. Cálculo de esfuerzos internos mediante método de reacciones

Sección 1

- Plano vertical $(y - z)$

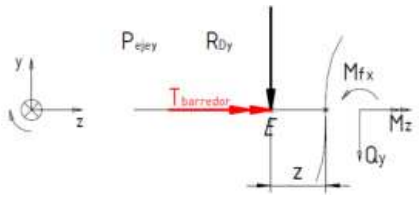


Figura C.13: DCL Sección 1 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{1y} = -P_{ejey} - Q_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_y} = -P_{ejey} \tag{C.16}$$

$$\sum M_{1x} = -P_{ejey} \cdot z - M_{fx} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fx}} = -P_{ejey} \cdot z \tag{C.17}$$

- Plano horizontal $(x - y)$

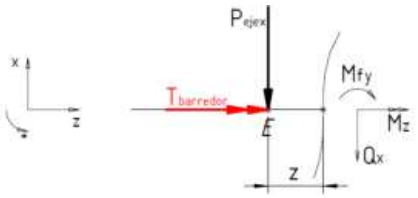


Figura C.14: DCL Sección 1 de plano horizontal $(x - y)$

$$\sum F_{1x} = P_{ejex} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_x = P_{ejex}} \tag{C.18}$$

$$\sum M_{1y} = -P_{ejex} \cdot z - M_{fy} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fy} = -P_{ejex} \cdot z} \tag{C.19}$$

$$\sum M_{1z} = T_{barredor} + M_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_z = -T_{barredor}} \tag{C.20}$$

Sección 2

- Plano vertical $(y - z)$

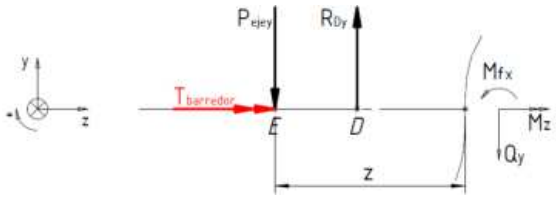


Figura C.15: DCL Sección 2 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{2y} = -P_{ejey} + R_{Dy} - Q_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_y = -P_{ejey} + R_{Dy}} \tag{C.21}$$

$$\sum M_{2x} = -P_{ejey} \cdot z + R_{Dy}(z - \overline{DE}) - M_{fx} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fx} = -P_{ejey} \cdot z + R_{Dy}(z - \overline{DE})} \tag{C.22}$$

- Plano horizontal $(x - y)$

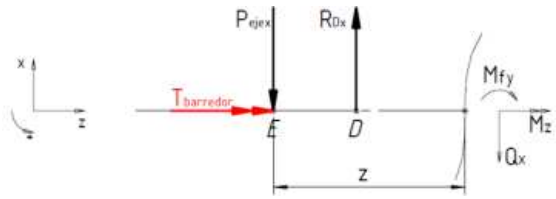


Figura C.16: DCL Sección 2 de plano horizontal $(x - y)$

$$\sum F_{2x} = P_{ejex} + R_{Dx} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_x = P_{ejex} + R_{Dx}} \tag{C.23}$$

$$\sum M_{2y} = -P_{ejex} \cdot z - R_{Dx}(z - \overline{DE}) - M_{fy} = 0 \quad \Rightarrow \tag{C.24}$$

$$\boldsymbol{M_{fy}} = -P_{ejex} \cdot z - R_{Dx}(z - \overline{DE})$$

$$\sum M_{1z} = T_{barredor} + M_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_z} = -T_{barredor} \tag{C.25}$$

Sección 3

- Plano vertical $(y - z)$

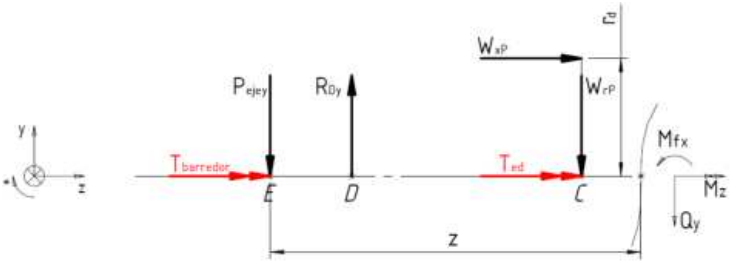


Figura C.17: DCL Sección 3 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{3y} = -P_{ejey} + R_{Dy} - W_{rP} - Q_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_y} = -P_{ejey} + R_{Dy} - W_{rP} \tag{C.26}$$

$$\sum M_{3x} = -P_{ejey} \cdot z + R_{Dy}(z - \overline{DE}) + W_{xP} \cdot \frac{d}{2} - W_{rP}(z - \overline{CE}) - M_{fx} = 0$$
$$\boldsymbol{M_{fx}} = -P_{ejey} \cdot z + R_{Dy}(z - \overline{DE}) + W_{xP} \cdot \frac{d}{2} - W_{rP}(z - \overline{CE}) \tag{C.27}$$

- Plano horizontal $(x - y)$

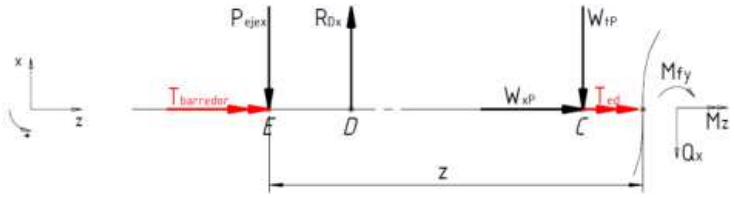


Figura C.18: DCL Sección 3 de plano horizontal $(x - y)$

$$\sum F_{3x} = P_{ejex} + R_{Dx} - W_{tP} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_x} = P_{ejex} + R_{Dx} - W_{tP} \tag{C.28}$$

$$\sum M_{3y} = -P_{ejex} \cdot z - R_{Dx}(z - \overline{DE}) + W_{tP}(z - \overline{CE}) - M_{fy} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{M_{fy}} = -P_{ejex} \cdot z - R_{Dx}(z - \overline{DE}) + W_{tP}(z - \overline{CE}) \tag{C.29}$$

$$\sum M_{3z} = T_{barredor} + T_{ed} + M_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_z} = -T_{barredor} - T_{ed} \tag{C.30}$$

Donde T_{ed} es el torque requerido en el sin fin de descarga.

Sección 4

- Plano vertical $(y - z)$

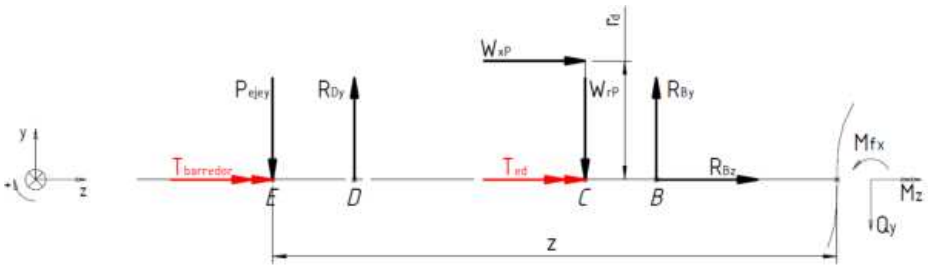


Figura C.19: DCL Sección 4 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{4y} = -P_{ejey} + R_{Dy} - W_{rP} + R_{By} - Q_y = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{Q_y} = -P_{ejey} + R_{Dy} - W_{rP} + R_{By} \tag{C.31}$$

$$\sum M_{4x} = -P_{ejey} \cdot z + R_{Dy}(z - \overline{DE}) + W_{xP} \cdot \frac{d}{2} - W_{rP}(z - \overline{CE}) + R_{By}(z - \overline{BE}) - M_{fx} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{M_{fx}} = -P_{ejey} \cdot z + R_{Dy}(z - \overline{DE}) + W_{xP} \cdot \frac{d}{2} - W_{rP}(z - \overline{CE}) + R_{By}(z - \overline{BE}) \tag{C.32}$$

- Plano horizontal $(x - y)$

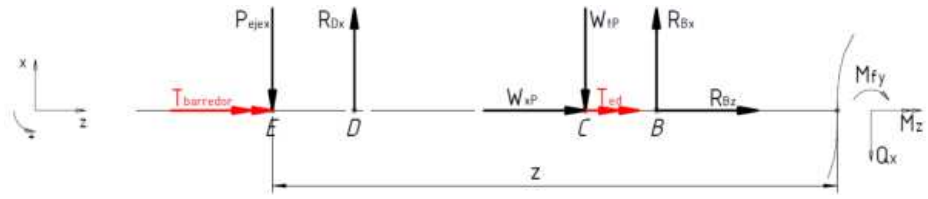


Figura C.20: DCL Sección 4 de plano horizontal $(x - y)$

$$\sum F_{4x} = P_{ejex} + R_{Dx} - W_{tP} + R_{Bx} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{Q_x} = P_{ejex} + R_{Dx} - W_{tP} + R_{Bx} \tag{C.33}$$

$$\sum M_{4y} = -P_{ejex} \cdot z - R_{Dx}(z - \overline{DE}) + W_{tP}(z - \overline{CE}) - R_{Bx}(z - \overline{BE}) - M_{fy} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{M_{fy}} = -P_{ejex} \cdot z - R_{Dx}(z - \overline{DE}) + W_{tP}(z - \overline{CE}) - R_{Bx}(z - \overline{BE}) \tag{C.34}$$

$$\sum M_{4z} = T_{barredor} + T_{ed} + M_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_z} = -T_{barredor} - T_{ed} \tag{C.35}$$

Punto 5

- Plano vertical $(y - z)$

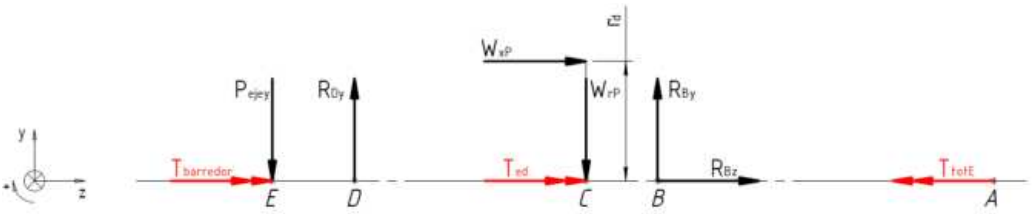


Figura C.21: DCL Punto 5 de plano vertical $(y - z)$

- Plano horizontal $(x - y)$

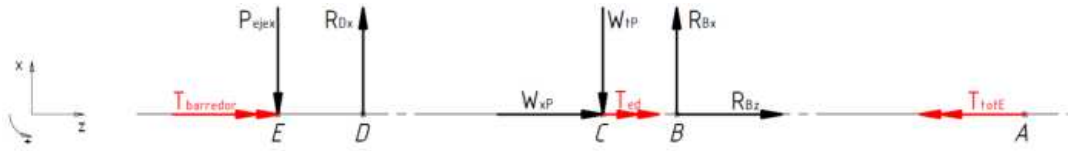


Figura C.22: DCL Punto 5 de plano horizontal $(x - y)$

$$\sum M_{5z} = T_{barredor} + T_{ed} - T_{totE} + M_z = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{M_z} = -T_{barredor} - T_{ed} + T_{totE} = 0 \tag{C.36}$$

Con todas estas ecuaciones se puede confeccionar los cálculos de esfuerzos internos.

Cálculos de esfuerzon internos										
Sección	**Sección 1**		**Sección 2**		**Sección 3**		**Sección 4**		**Punto 5**	**Unidad**
Dist. Eje z	0	60,5	60,5	231	231	283,5	283,5	531	531	*mm*
Q_x	238,89	238,89	5358,28	5358,28	-17676,95	-17676,95	0,00	0,00	0,00	*N*
Q_y	-341,18	-341,18	-37,04	-37,04	-5965,52	-5965,52	0,00	0,00	0,00	*N*
M_{fy}	0,00	-14,45	-14,45	-928,04	-928,04	0,00	0,00	0,00	0,00	*N.m*
M_{fx}	0,00	-20,64	-20,64	-26,96	313,19	0,00	0,00	0,00	0,00	*N.m*
Mftot	0,00	25,20	25,20	928,43	979,46	0,00	0,00	0,00	0,00	*N.m*
M_z	-592,98	-592,98	-592,98	-592,98	-1694,35	-1694,35	-1694,35	-1694,35	0,00	*N.m*

Tabla C.11: Cálculos de esfuerzos internos sobre árbol barredor.

C.2.1.4. Secciones críticas y puntos peligrosos

El momento flector y torsor máximos se da en el mismo punto, a los 231 mm (punto C) en la sección 3.

Secciones críticas			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo	$\boldsymbol{M_b}$	979,46	*N.m*
Momento torsor máximo	$\boldsymbol{T_b}$	1694,35	*N.m*

Tabla C.12: Momento flector y torsor máximo sobre el árbol barredor.

C.2.1.5. Diámetro estático mínimo para el estado de carga máxima

La ecuación utilizada para el diámetro estático es:

$$D_{eb} = \left(\frac{32\ FOS}{\pi\ S_y} \cdot \sqrt{M_b^2 + \frac{T_b^2}{3}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{(C.37)}$$

Diámetro estático mínimo			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Diámetro estático	D_{eb}	34,05	*mm*

Tabla C.13: Diámetro estático mínimo para el árbol barredor con carga máxima.

C.2.2. Fatiga árbol barredor

C.2.2.1. Diámetro fatiga mínimo para el estado de carga Máximo

/para determinar el diámetro de fatiga se hace uso de la ecuación (C.38). Los factores se seleccionan según lo determinado por el libro y se encuentra explayado en la planilla de cálculo [22].

$$D_{fb} = \left(\frac{32\ FOS}{\pi} \cdot \sqrt{\left[\frac{K_t\ M_b}{S_n{}'}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T_b}{S_y}\right]^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{(C.38)}$$

Diámetro por fatiga mínimo			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Resistencia a la fatiga modificada	S_n	375,00	N/mm^2
Factor material	C_m	1	-
Factor tipo de esfuerzo	C_{st}	1	-
Factor de confiabilidad	C_R	0,81	-
Factor de tamaño	C_s	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real	S_n'	257,63	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos	K_t	2,50	-
Diámetro por fatiga mínimo	D_{fb}	58,13	*mm*

Tabla C.14: Diámetro fatiga mínimo para el árbol barredor con carga máxima.

C.2.2.2. Diámetro fatiga mínimo para cada sección

La ecuación anterior (C.38) se utiliza para cada sección del diámetro del eje. En la Figura C.23 se puede observar el resultado que corresponde a cada diámetro. En cada tabla lo único que difiere es el factor de concentración de tensiones que eso depende de la forma que tiene el eje en ese punto.



Figura C.23: Posiciones diámetros.

Diámetro mínimo D_{b1} (E - D izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b1}	M_{b1}	25,20	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b1}	T_{b1}	592,98	*N.m*
Diámetro estático D_{b1}	D_{eb1}	22,58	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b1}	C_{stb1}	1	-
Factor de tamaño D_{b1}	C_{sb1}	0,89	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b1}	S_{nb1}'	269,54	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b1}	K_{tb1}	1,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b1}	$\boldsymbol{D_{fb1}}$	22,80	*mm*

Tabla C.15: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb1}.

Diámetro mínimo D_{b2} (D derecha)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b2}	M_{b2}	25,20	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b2}	T_{b2}	592,98	*N.m*
Diámetro estático D_{b2}	D_{eb2}	22,58	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b2}	C_{stb2}	1	-
Factor de tamaño D_{b2}	C_{sb2}	0,89	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b2}	S_{nb2}'	269,54	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b2}	K_{tb2}	2,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b2}	$\boldsymbol{D_{fb2}}$	23,17	*mm*

Tabla C.16: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb2}.

Diámetro mínimo D_{b3} (D derecha - C izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b3}	M_{b3}	928,43	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b3}	T_{b3}	592,98	*N.m*
Diámetro estático D_{b3}	D_{eb3}	28,75	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b3}	C_{stb3}	1	-
Factor de tamaño D_{b3}	C_{sb3}	0,86	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b3}	S_{nb3}'	262,48	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b3}	K_{tb3}	1,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b3}	$\boldsymbol{D_{fb3}}$	47,72	*mm*

Tabla C.17: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb3}.

Diámetro mínimo D_{b4} (C derecha)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b4}	M_{b4}	979,46	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b4}	T_{b4}	1694,35	*N.m*
Diámetro estático D_{b4}	D_{eb4}	34,05	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b4}	C_{stb4}	1	-
Factor de tamaño D_{b4}	C_{sb4}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b4}	S_{nb4}'	257,63	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b4}	K_{tb4}	2,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b4}	$\boldsymbol{D_{fb4}}$	58,13	*mm*

Tabla C.18: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb4}.

Diámetro mínimo D_{b5} (C derecha - B izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b5}	M_{b5}	979,46	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b5}	T_{b5}	1694,35	*N.m*
Diámetro estático D_{b5}	D_{eb5}	34,05	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b5}	C_{stb5}	1	-
Factor de tamaño D_{b5}	C_{sb5}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b5}	S_{nb5}'	257,63	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b5}	K_{tb5}	2,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b5}	$\boldsymbol{D_{fb5}}$	58,13	*mm*

Tabla C.19: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb5}.

Diámetro mínimo D_{b6} (B izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b6}	M_{b6}	0	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b6}	T_{b6}	1694,35	*N.m*
Diámetro estático D_{b6}	D_{eb6}	32,03	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b6}	C_{stb6}	1	-
Factor de tamaño D_{b6}	C_{sb6}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b6}	S_{nb6}'	259,37	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b6}	K_{tb6}	2,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b6}	$\boldsymbol{D_{fb6}}$	32,52	*mm*

Tabla C.20: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb6}.

Diámetro mínimo D_{b7} (B derecha - A)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{b7}	M_{b7}	0	*N.m*
Momento torsor máximo D_{b7}	T_{b7}	1694,35	*N.m*
Diámetro estático D_{b7}	D_{eb7}	32,03	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{b7}	C_{stb7}	1	-
Factor de tamaño D_{b7}	C_{sb7}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{b7}	S_{nb7}'	259,37	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{b7}	K_{tb7}	2,00	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{b7}	$\boldsymbol{D_{fb7}}$	32,03	*mm*

Tabla C.21: Diámetro fatiga mínimo para D_{fb7}.

C.2.3. Selección estriado

En el diámetro D_{b1} se confecciona un estriado para conectar el sin fin con la caja y poder transmitir el movimiento. La norma que se utilizo fue la ISO 14-1982 [28], hay que tener en cuenta que el diámetro interior del estriado debe ser mayor al que dio para fatiga en D_{fb1}.

Selección estriados			
Diámetro estriado D_{b1}			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Cantidad de estrías	N_{b1}	6	-
Diámetro interior	d_{b1}	28	*mm*
Diámetro exterior	D_{b1}	34	*mm*
Ancho nervio	B_{b1}	7	*mm*
Fuerza por nervio	F_{b1}	6376,13	*N*
Longitud mínima por aplastamiento nervio	$L_{aplast\text{-}b1}$	4,67	*mm*
Longitud mínima por corte nervio	$L_{corte\text{-}b1}$	4	*mm*

Tabla C.22: Selección de estriado para diámetro D_{b1}.

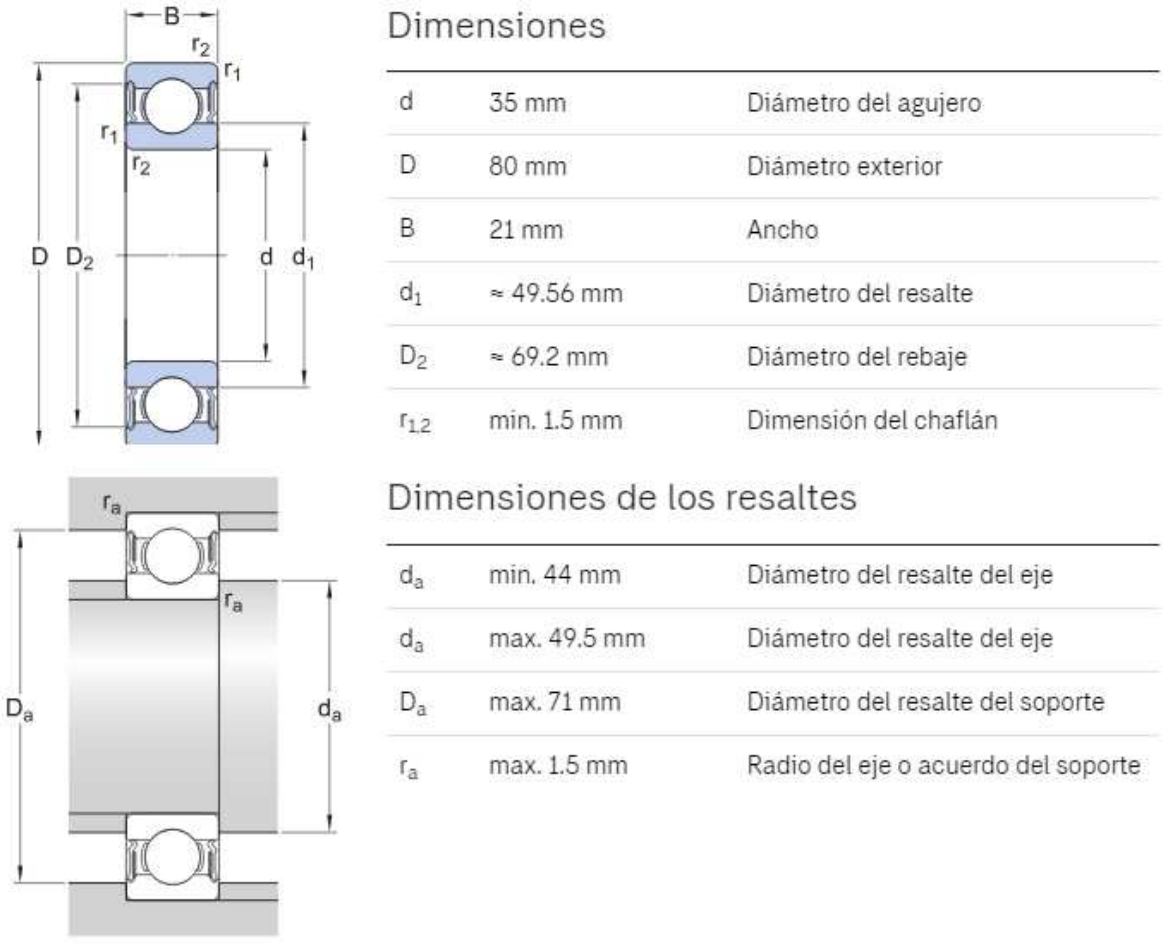
C.2.4. Selección rodamientos

Los cálculos de vida útil del rodamiento y lubricante se realizan mediante la herramienta SKF Product Select [29].

El primer rodamiento que se selecciona es el del punto D, se encarga de absorber esfuerzos radiales únicamente.

Rodamiento D			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza radial sobre el rodamiento D	F_{rD}	5128,41	*N*
Tipo rodamiento D	*Bolas una hilera - sellado*		
Modelo rodamiento D	*6307-2RS1*		
Lubricante	*MT33 - EP*		
Vida nominal	L_{10hD}	15200	*h*
Vida nominal SKF	L_{10mhD}	14500	*h*
Vida nominal lubricante	L_{10D}	29400	*h*
Diámetro del agujero	d_D	35	*mm*
Diámetro exterior	D_D	80	*mm*

Tabla C.23: Rodamiento D.



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro del agujero
D	80 mm	Diámetro exterior
B	21 mm	Ancho
d_1	≈ 49.56 mm	Diámetro del resalte
D_2	≈ 69.2 mm	Diámetro del rebaje
$r_{1,2}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán

Dimensiones de los resaltes

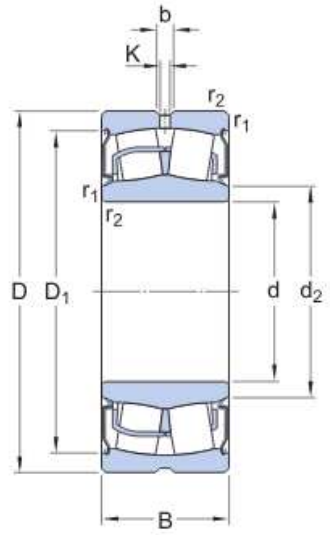
d_a	min. 44 mm	Diámetro del resalte del eje
d_a	max. 49.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 71 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 1.5 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Figura C.24: Rodamiento D, SKF 6307-2RS1.

Luego se elige el del punto B que se encarga de absorber esfuerzos radiales y axiales debido a las fuerzas que actúan sobre el engranaje cónico. Por ello se busca una opción que resista estos esfuerzos axiales.

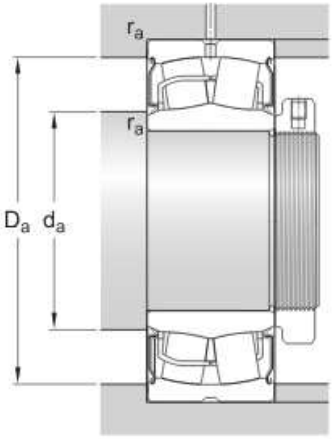
Rodamiento B			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza radial sobre el rodamiento B	F_{rB}	18656,42	*N*
Fuerza axial sobre el rodamiento B	F_{aB}	5928,48	*N*
Tipo rodamiento B	*Doble rodillos rótula-sellado*		
Modelo rodamiento B	*BS2-2310-2RS*		
Lubricante	*LGEP2*		
Vida nominal	L_{10hB}	44300	*h*
Vida nominal SKF	L_{10mhB}	95700	*h*
Vida nominal lubricante	L_{10B}	22200	*h*
Diámetro del agujero	d_b	50	*mm*
Diámetro exterior	D_B	110	*mm*

Tabla C.24: Rodamiento B.



Dimensiones

d	50 mm	Diámetro del agujero
D	110 mm	Diámetro exterior
B	45 mm	Ancho
d_2	≈ 61.5 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D_1	≈ 96.8 mm	Diámetro del resalte/rebaje del aro exterio
b	6 mm	Ancho de la ranura de lubricación
K	3 mm	Diámetro del agujero de lubricación
$r_{1,2}$	min. 2 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d_a	min. 61 mm	Diámetro del resalte del eje
d_a	max. 61.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 99 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 2 mm	Radio de acuerdo

Figura C.25: Rodamiento B, SKF BS2-2310-2RS.

C.2.5. Selección diámetros finales

Los diámetros finales son definidos de tal forma que sean mayores a los diámetros de fatiga calculados. Algunos de los diámetros de la Tabla C.25 quedan automáticamente determinado por los rodamientos o estriados anteriormente seleccionados.

- D_{b1}: determinado por el diámetro exterior del estriado en esta sección.
- D_{b2}: determinado por el diámetro interior del rodamiento en D.
- D_{b3}: se selecciona teniendo en cuenta apoyo axial admisible del rodamiento en D.
- D_{b4}: se selecciona para el engranaje cónico, debe ser mayor a D_{fb4}.
- D_{b5}: se selecciona teniendo en cuenta apoyo axial admisible del rodamiento en B.
- D_{b6}: se selecciona mayor al de fatiga. Quedó determinado luego por simulaciones en 40 mm porque se agregó la fuerza tangencial ocasionada por la corona y el apoyo rodamiento exterior del codo.

Diámetros finales seleccionados			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
	D_{b1}	34	*mm*
	D_{b2}	35	*mm*
	D_{b3}	49	*mm*
	D_{b4}	59	*mm*
	D_{b5}	61,50	*mm*
	D_{b6}	50	*mm*
	D_{b7}	40	*mm*

Tabla C.25: Diámetros finales árbol barredor..

C.2.6. Selección chaveta árbol barredor

Se utilizan dos chavetas en este eje. Una para el engranaje cónico (B) y otra para la corona de la reducción (A), se seleccionan bajo norma DIN 6885.

Selección chaveta engranaje			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Ancho chaveta barredor	b_{chb}	18	*mm*
Alto chaveta barredor	h_{chb}	11	*mm*
Material chaveta	AISI 1050 Templado		
Tensión de fluencia chaveta	S_{ych}	636	N/mm^2
Tensión de fluencia engranaje	S_{ye}	2320	N/mm^2
Fuerza transmitida	F_{chb}	37334,64	*N*
Longitud mínima por corte chaveta	$L1_{chb}$	13,04	*mm*
Longitud mínima por compresión chaveta	$L2_{chb}$	21,35	*mm*
Longitud mínima por compresión árbol	$L3_{chb}$	14,92	*mm*
Longitud mínima por compresión cubo	$L4_{chb}$	5,85	*mm*

Tabla C.26: Chaveta engranaje árbol barredor..

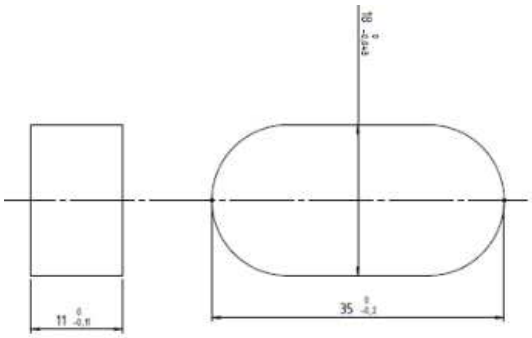


Figura C.26: Dimensiones chaveta engranaje.

Selección chaveta A			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Ancho chaveta barredor	b_{cha}	12	*mm*
Alto chaveta barredor	h_{cha}	8	*mm*
Material chaveta	AISI 1050 Templado		
Tensión de fluencia chaveta	S_{ychCor}	636	N/mm^2
Tensión de fluencia engranaje	S_{yeCor}	910	N/mm^2
Fuerza transmitida	F_{cha}	84717,59	*N*
Longitud mínima por corte chaveta	$L1_{cha}$	44,40	*mm*
Longitud mínima por compresión chaveta	$L2_{cha}$	66,60	*mm*
Longitud mínima por compresión árbol	$L3_{cha}$	46,55	*mm*
Longitud mínima por compresión cubo	$L4_{cha}$	46,55	*mm*

Tabla C.27: Chaveta corona reducción árbol barredor.

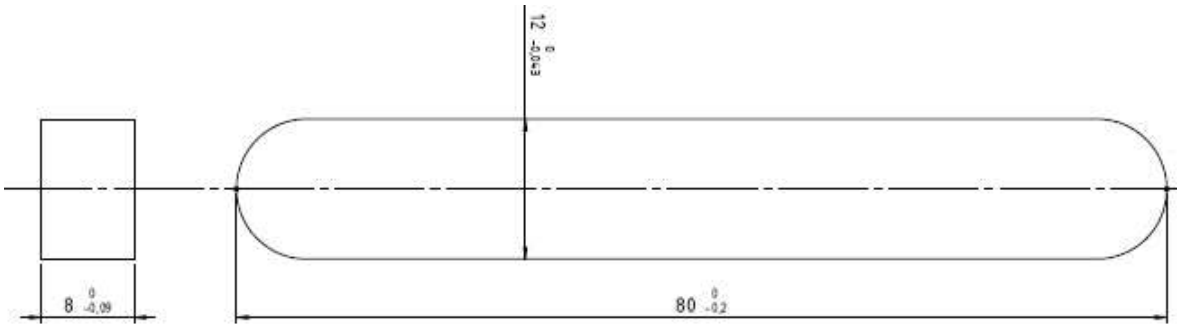


Figura C.27: Dimensiones chaveta corona.

C.2.7. Diseño final

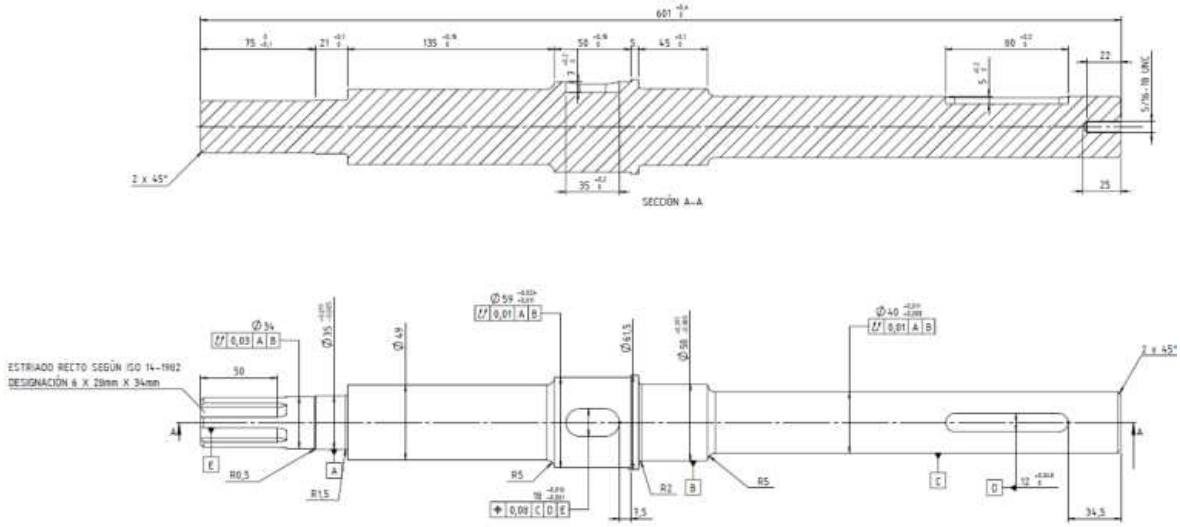


Figura C.28: Dimensiones finales eje horizontal.

C.2.8. Simulaciones

C.2.8.1. Configuraciones y mallado

Las sujeciones del eje horizontal están dadas por los 2 rodamientos de la caja y 1 rodamiento que se encuentra externamente en el codo.

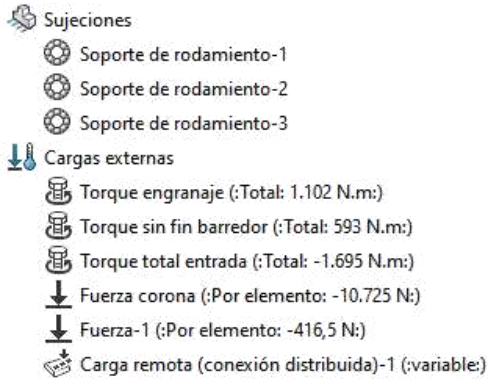


Figura C.29: Configuraciones simulación árbol barredor.



Figura C.30: Sujeciones árbol barredor.

Luego las fuerzas y torques que actúan se pueden ver listados en la Figura C.30 (que la carga remota son las fuerzas de los engranajes de manera radial y axial) y en la Figura C.31 se ven las cargas aplicadas.

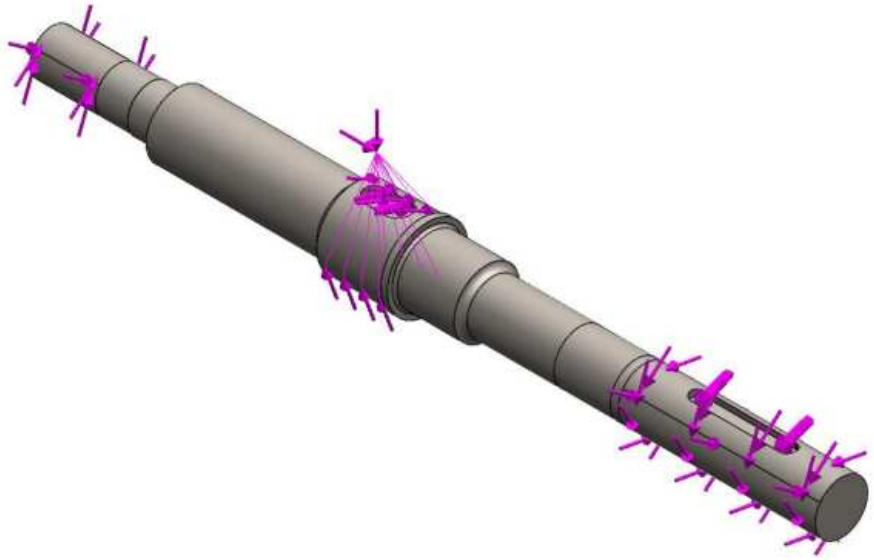


Figura C.31: Esfuerzos externos árbol barredor.

Igual que las anteriores simulaciones se elige la configuración más fina automática.

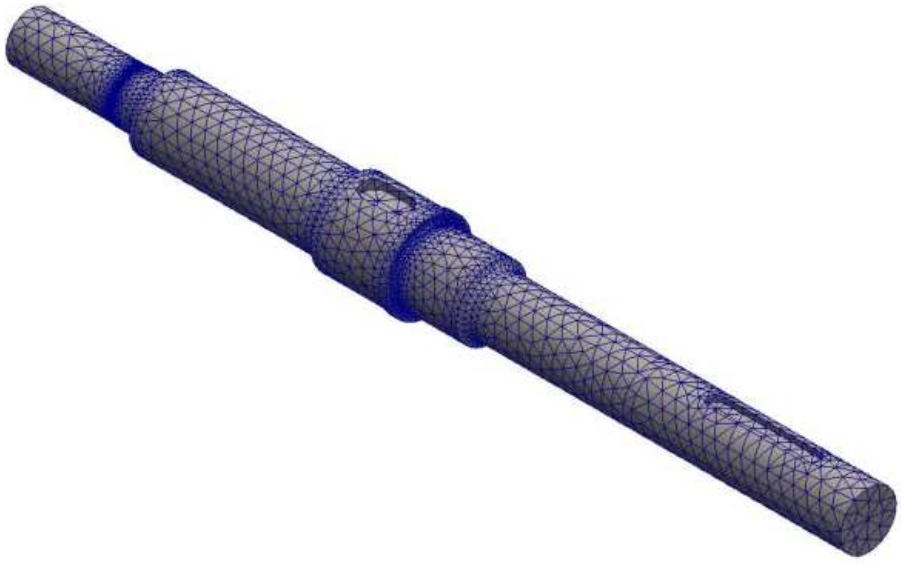


Figura C.32: Mallado árbol barredor.

C.2.8.2. Resultados simulación estática

Las tensiones de Von Mises no superan el límite elástico del material como se muestra en la Figura C.33.

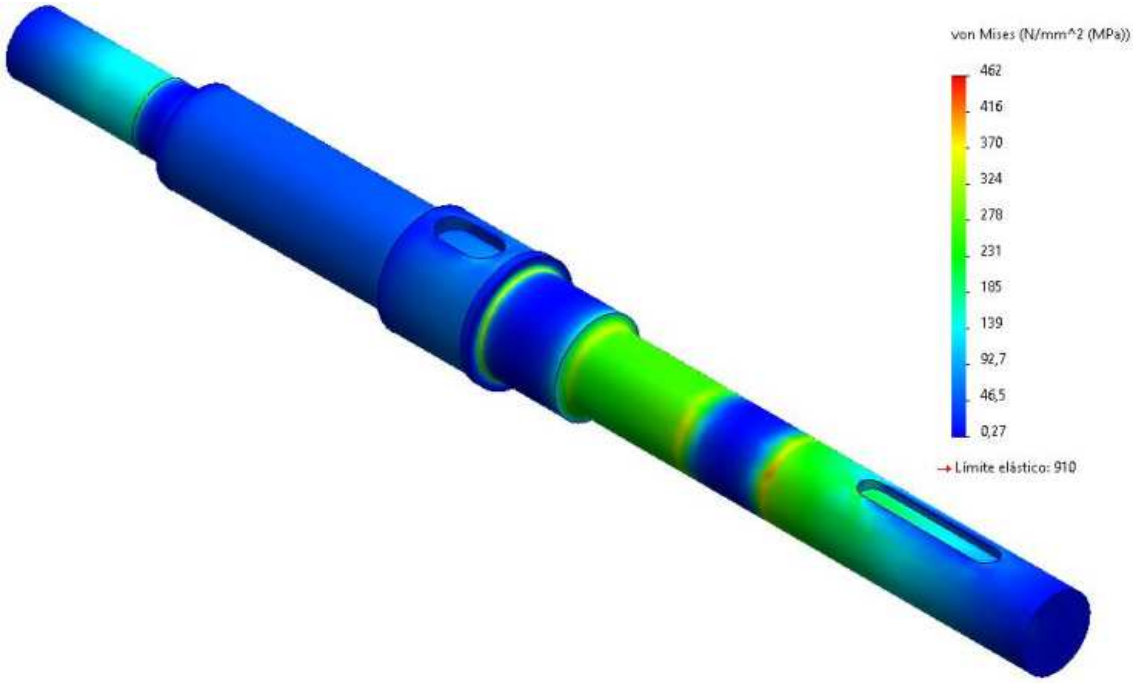


Figura C.33: Tensiones de Von Mises árbol barredor.

Al trazar una iso-superficie (Figura C.34) se denota que las concentraciones de tensiones en el árbol barredor están en los cambios de sección y en la parte saliente a la corona. Este es un resultado esperable por la configuración del sistema.

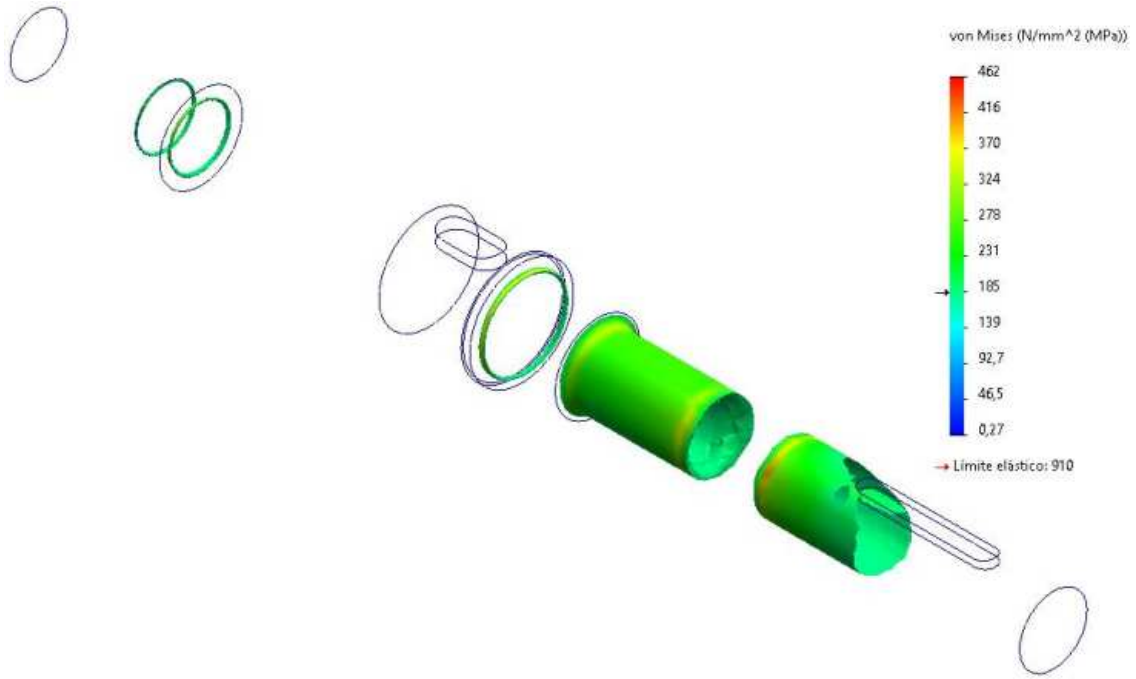


Figura C.34: Iso-Superficie a 185 N/mm^2.

Luego, los desplazamientos se encuentran por debajo del milímetro, se consideran por lo tanto correctos.

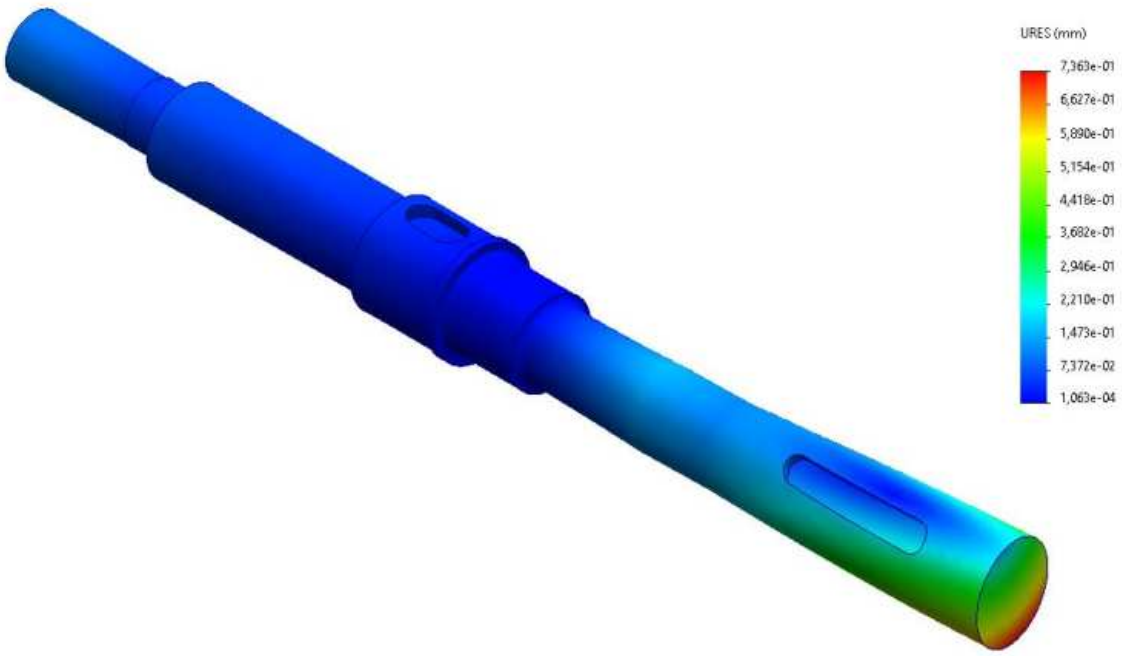


Figura C.35: Desplazamientos árbol barredor.

El estado tensional del eje nos devuelve un factor de seguridad mayor a 1,9, lo cual es próximo a lo planteado en los cálculos anteriores.

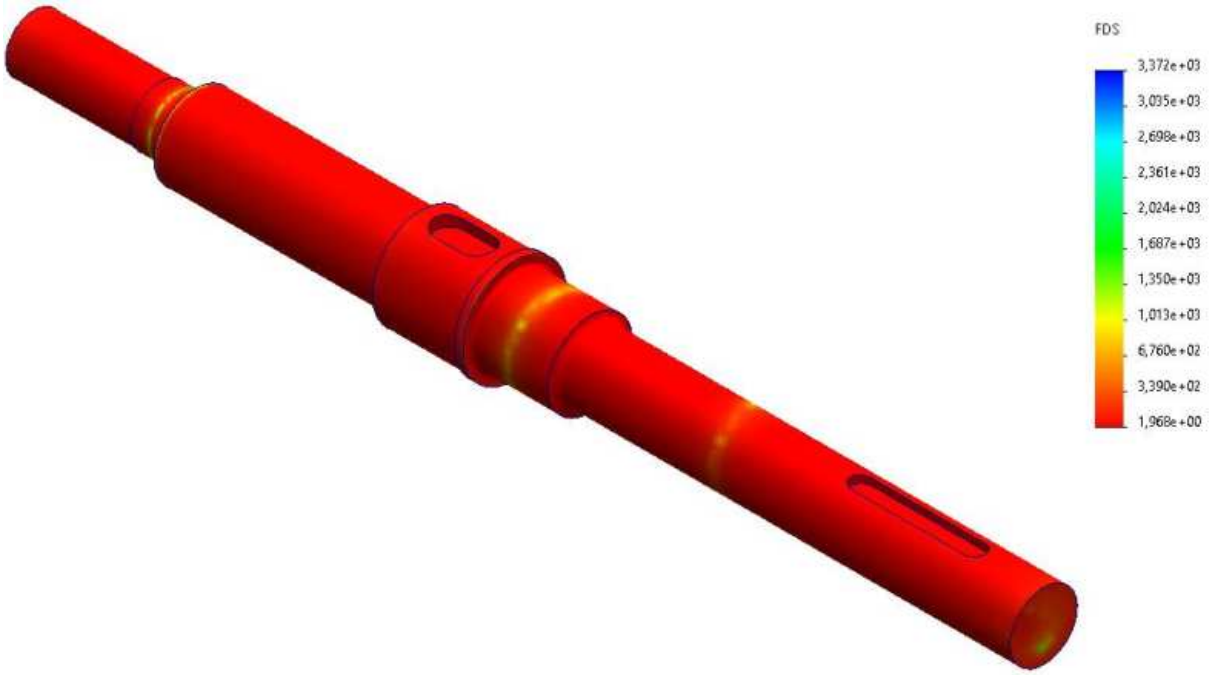


Figura C.36: Factor de seguridad árbol barredor.

Con estos resultados se genera una simulación para fatiga de vida infinita. La simulación muestra que donde ocurrían las máximas tensiones van a ocurrir primero los daños por fatiga. Igualmente, la menor cantidad de ciclos es de 2 millones por lo cual se considera suficiente.

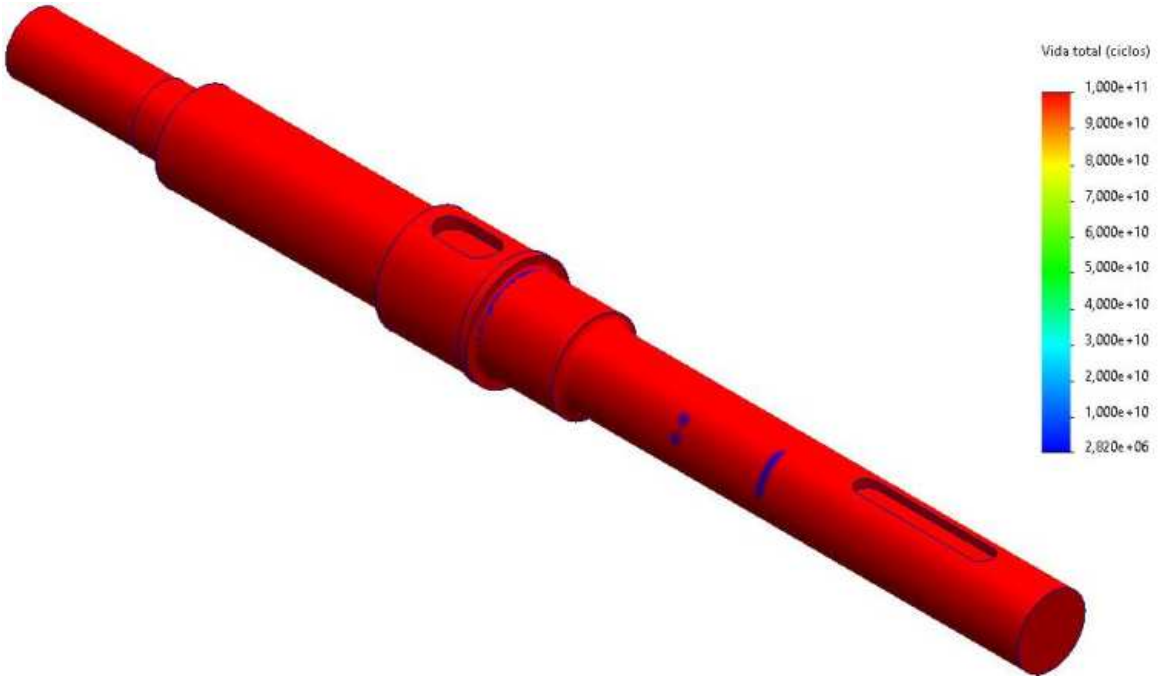


Figura C.37: Simulación fatiga árbol barredor.

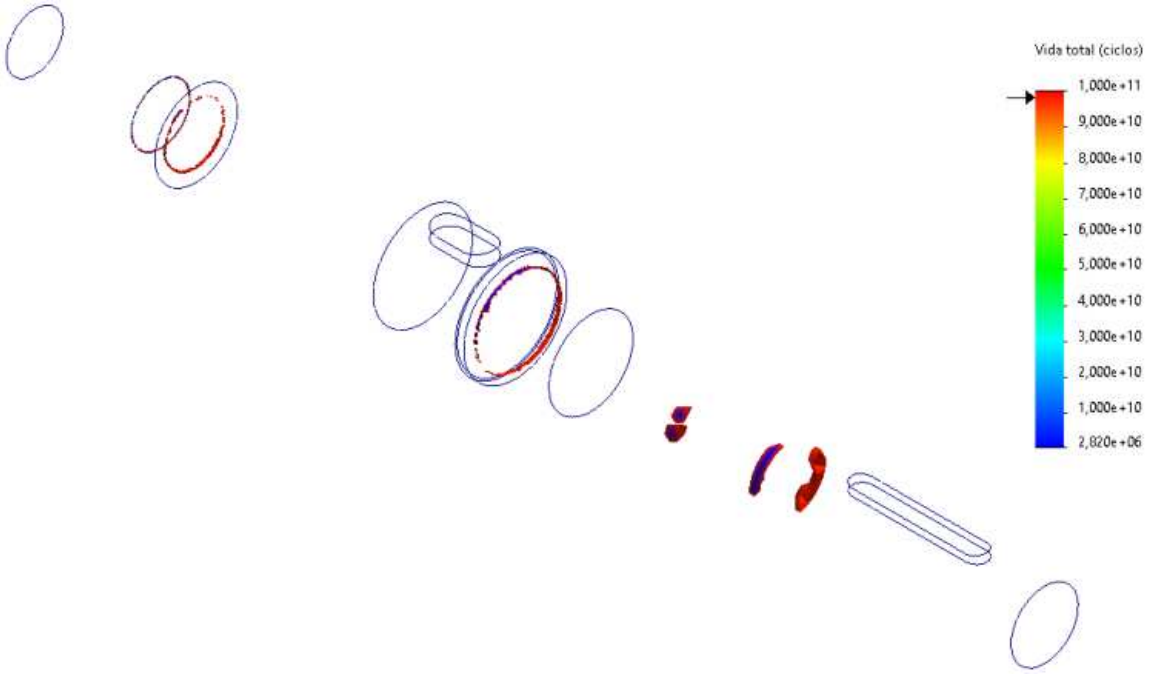


Figura C.38: Iso-superficie fatiga árbol barredor.

C.3. Árbol descarga, rodamientos y chavetas caja T

El mismo procedimiento que para el árbol barredor es utilizado para la descarga. Solo se presentan los resultados y diagramas, más información se puede encontrar en la planilla de cálculo [22]. En los planos se lo puede encontrar como ***eje vertical,*** se encarga de transmitir el movimiento al sin fin de descarga.



Figura C.39: Árbol descarga / eje vertical.

C.3.1. Cálculos estáticos árbol descarga

Primero se rellenan o calculan algunos datos preliminares que se utilizan para el dimensionamiento del árbol. Estos datos son:

- Peso del sin fin descarga y sus componentes: la caja debe resistir la mitad del peso del sin fin de descarga. Se obtienen sus componentes según el grado de inclinación del tubo.
- Torque descarga: Es el torque requerido por el sin fin de descarga.

Las otras variables se utilizan las mismas que el eje horizontal.

Datos preliminares			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Peso sin fin descarga	P_{sfd}	490	N
Ángulo elevación sin fin descarga	α	55	°
Peso sobre el eje en x	P_{ejexd}	140,53	N
Material árbol	AISI 4140		
Tratamiento superficial	Templado		
Tensión de fluencia	S_y	910	N/mm^2
Tnesión de rotura	S_u	1020	N/mm^2
Torque descarga	$T_{descarga}$	1101,37	$N.m$
Factor seguridad	FOS	2	-

Tabla C.28: Datos preliminares para cálculos árbol descarga.

C.3.1.1. Diagrama de cuerpo libre del árbol y reacciones de los vínculos

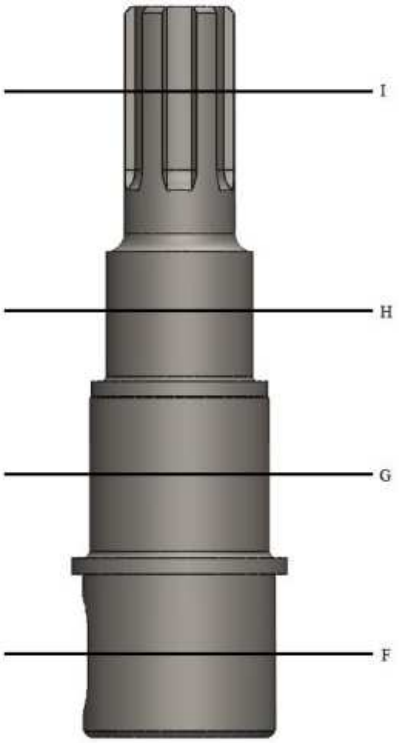


Figura C.40: Posiciones de los puntos en eje vertical.

Posiciones puntos			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Engranaje corona	F	0	mm
Rodamiento doble bolas	G	54,50	mm
Rodamiento bolas	H	103,85	mm
Mitad punta de eje salida a descarga	I	173,70	mm

Tabla C.29: Posiciones de los puntos de vínculos y esfuerzos externos sobre árbol descarga.

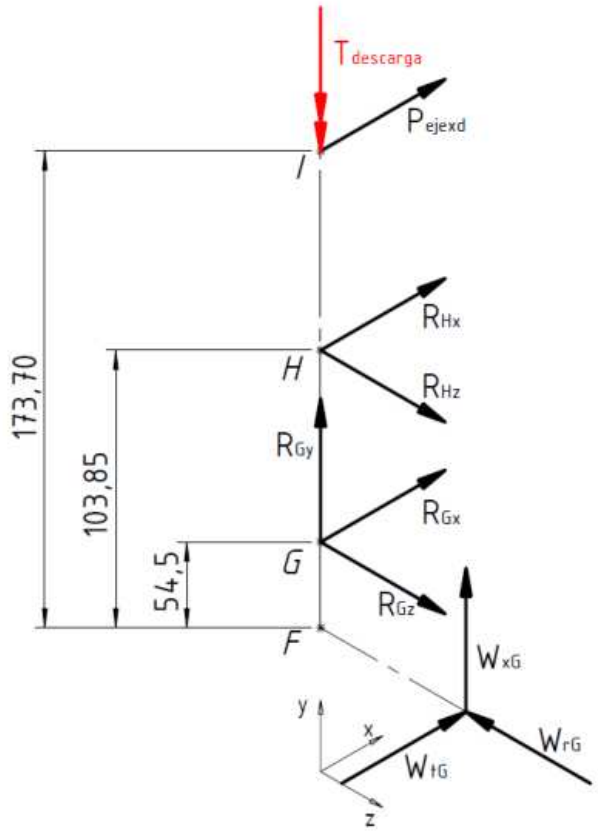


Figura C.41: Diagrama de cuerpo libre de árbol descarga y reacciones de los vínculos.

C.3.1.2. Cálculo de reacciones

Primero despejamos las incógnitas de las fuerzas que actúan en el apoyo G.

$$\sum F_x = W_{tG} + R_{Gx} + R_{Hx} + P_{ejedx} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{R_{Gx}} = -W_{tG} - R_{Hx} + P_{ejedx} \tag{C.39}$$

$$\sum F_y = W_{xG} + R_{Gy} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{R_{Gy}} = -W_{xG} \tag{C.40}$$

$$\sum F_z = -W_{rG} + R_{Gz} + R_{Hz} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{R_{Gz}} = W_{rG} - R_{Hz} \tag{C.41}$$

Luego obtenemos las fuerzas que actúan en el apoyo H por cálculo de momentos vistos desde el apoyo G.

$$\sum M_{Gx} = W_{rG} \cdot \overline{FG} - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} + R_{Hz} \cdot \overline{GH} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{R_{Hx}} = \frac{-W_{rG} \cdot \overline{FG} + W_{xG} \cdot \frac{d}{2}}{\overline{GH}} \tag{C.42}$$

$$\sum M_{Gz} = W_{tG} \cdot \overline{FG} - R_{Hx} \cdot \overline{GH} - P_{ejedx} \cdot \overline{GI} = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{R_{Hx}} = \frac{W_{tG} \cdot \overline{FG} - P_{ejedx} \cdot \overline{GI}}{\overline{GH}} \tag{C.43}$$

Se obtienen así los resultados de cada reacción:

Cálculo de reacciones			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Reacción en G dirección x	R_{Gx}	-48275,43	N
Reacción en G dirección y	R_{Gy}	-5928,48	N
Reacción en G dirección z	RG_z	5583,10	N
Reacción en H dirección x	R_{Hx}	25099,68	N
Reacción en H dirección z	R_{Hz}	345,38	N

Tabla C.30: Cálculos de reacciones sobre árbol descarga.

C.3.1.3. Cálculo de esfuerzos internos mediante método de reacciones

Sección 1

- Plano vertical $(y - z)$

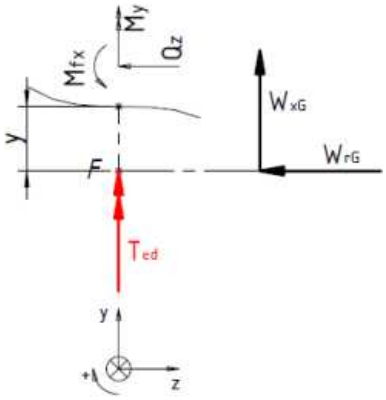


Figura C.42: DCL Sección 1 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{1z} = -W_{rG} - Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_z} = -W_{rG} \tag{C.44}$$

$$\sum M_{1x} = W_{rG} \cdot y - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} - M_{fx} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fx}} = W_{rG} \cdot y - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} \tag{C.45}$$

- Plano perpendicular $(x - y)$

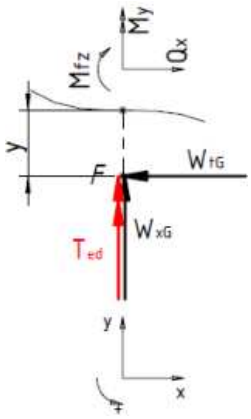


Figura C.43: DCL Sección 1 de perpendicular $(x - y)$

$$\sum F_{1x} = W_{tG} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_x} = W_{tG} \tag{C.46}$$

$$\sum M_{1z} = W_{tG} \cdot y - M_{fz} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fz}} = W_{tG} \cdot y \tag{C.47}$$

$$\sum M_{1y} = T_{ed} + M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_y} = -T_{ed} \tag{C.48}$$

Sección 2

- Plano vertical $(y - z)$

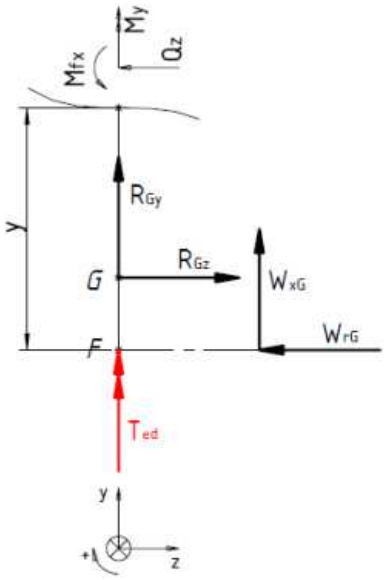


Figura C.44: DCL Sección 2 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{2z} = -W_{rG} + R_{Gz} - Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_z} = -W_{rG} + R_{Gz} \tag{C.49}$$

$$\sum M_{2x} = W_{rG} \cdot y - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} - R_{Gz} \cdot (y - \overline{FG}) - M_{fx} = 0 \quad \Rightarrow \tag{C.50}$$

$$\boldsymbol{M_{fx}} = W_{rG} \cdot y - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} - R_{Gz} \cdot (y - \overline{FG})$$

- Plano perpendicular $(x - y)$

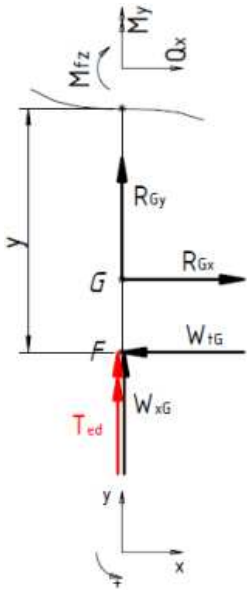


Figura C.45: DCL Sección 2 de plano perpendicular $(x - y)$

$$\sum F_{2x} = W_{tG} + R_{Gx} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_x} = W_{tG} + R_{Gx} \tag{C.51}$$

$$\sum M_{2z} = W_{tG} \cdot y + R_{Gx} \cdot (y - \overline{FG}) - M_{fz} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fz}} = W_{tG} \cdot y + R_{Gx} \cdot (y - \overline{FG}) \tag{C.52}$$

$$\sum M_{2y} = T_{ed} + M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_y} = -T_{ed} \tag{C.53}$$

Sección 3

- Plano vertical $(y - z)$

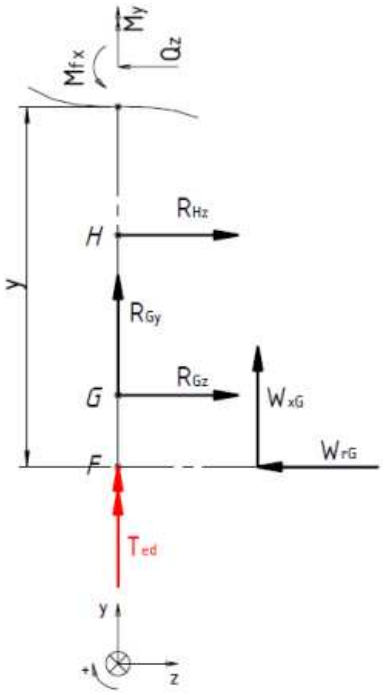


Figura C.46: DCL Sección 3 de plano vertical $(y - z)$

$$\sum F_{3z} = -W_{rG} + R_{Gz} + R_{Hz} - Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q}_z = -W_{rG} + R_{Gz} + R_{Hz} \tag{C.54}$$

$$\sum M_{3x} = W_{rG} \cdot y - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} - R_{Gz} \cdot (y - \overline{FG}) - R_{Hz} \cdot (y - \overline{FH}) - M_{fx} = 0 \quad \Rightarrow \tag{C.55}$$

$$\boldsymbol{M_{fx}} = W_{rG} \cdot y - W_{xG} \cdot \frac{d}{2} - R_{Gz} \cdot (y - \overline{FG}) - R_{Hz} \cdot (y - \overline{FH})$$

- Plano perpendicular $(x - y)$

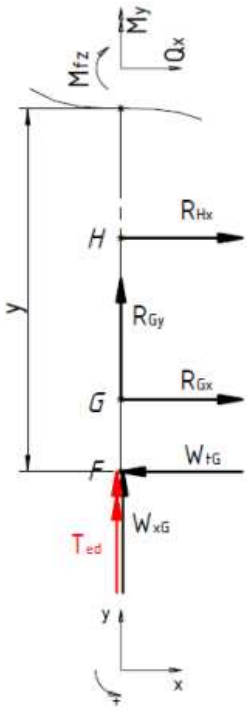


Figura C.47: DCL Sección 3 de plano perpendicular $(x - y)$

$$\sum F_{3x} = W_{tG} + R_{Gx} + R_{Hx} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q_x} = W_{tG} + R_{Gx} + R_{Hx} \tag{C.56}$$

$$\sum M_{3z} = W_{tG} \cdot y + R_{Gx} \cdot (y - \overline{FG}) + R_{Hx} \cdot (y - \overline{FH}) - M_{fz} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_{fz}} = W_{tG} \cdot y + R_{Gx} \cdot (y - \overline{FG}) + R_{Hx} \cdot (y - \overline{FH}) \tag{C.57}$$

$$\sum M_{3y} = T_{ed} + M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M_y} = -T_{ed} \tag{C.58}$$

Punto 4

- Plano vertical $(y - z)$

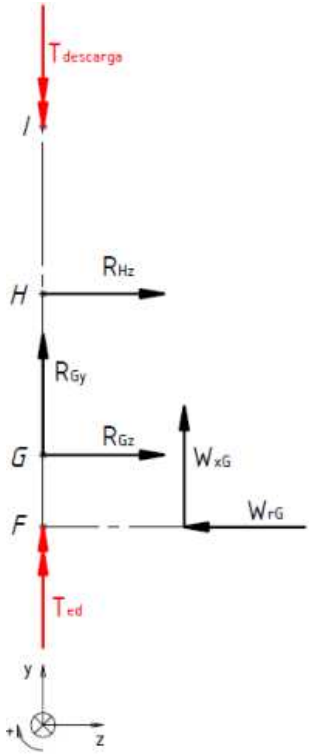


Figura C.48: DCL Punto 4 de plano vertical ($y - z$)

$$\sum F_{4z} = -W_{rG} + R_{Gz} + R_{Hz} - Q_z = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{Q}_z = -W_{rG} + R_{Gz} + R_{Hz} \qquad \text{(C.59)}$$

- Plano perpendicular ($x - y$)

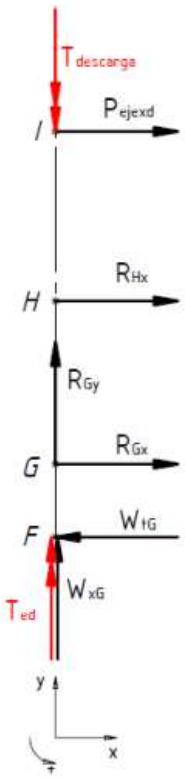


Figura C.49: DCL Punto 4 de plano horizontal ($x - y$)

$$\sum F_{4x} = W_{tG} + R_{Gx} + R_{Hx} + P_{ejexd} - Q_x = 0 \quad \Rightarrow$$
$$\boldsymbol{Q_x} = W_{tG} + R_{Gx} + R_{Hx} + P_{ejexd} \tag{C.60}$$

$$\sum M_{4y} = T_{ed} - T_{descarga} + M_y = 0 \quad \Rightarrow \quad \boldsymbol{M}_y = -T_{ed} + T_{descarga} = 0 \tag{C.61}$$

Con todas estas ecuaciones se puede confeccionar los cálculos de esfuerzos internos.

Diagramas de esfuerzon internos								
Sección	**Sección 1**		**Sección 2**		**Sección 3**		**Punto 4**	**Unidad**
Dist. Eje z	0	54,5	54,5	103,85	103,85	173,7	173,7	*mm*
Q_x	23035,23	23035,23	-25240,20	-25240,20	-140,53	-140,53	0,00	*N*
Q_z	-5928,48	-5928,48	-345,38	-345,38	0,00	0,00	0,00	*N*
M_{fz}	0,00	1255,42	1255,42	9,82	9,82	0,00	0,00	*N.m*
M_{fx}	-340,15	-17,04	-17,04	0,00	0,00	0,00	0,00	*N.m*
Mftot	340,15	1255,54	1255,54	9,82	9,82	0,00	0,00	*N.m*
M_y	-1101,37	-1101,37	-1101,37	-1101,37	-1101,37	-1101,37	0,00	*N.m*

Tabla C.31: Cálculos de esfuerzos internos sobre árbol descarga.

C.3.1.4. Secciones críticas y puntos peligrosos

El momento flector y torsor máximos se da en el mismo punto, a los 54,4 mm (G) entre la sección 1 y 2.

Secciones críticas			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo	$\boldsymbol{M_d}$	1255,54	*N.m*
Momento torsor máximo	$\boldsymbol{T_d}$	1101,37	*N.m*

Tabla C.32: Momento flector y torsor máximo sobre el árbol descarga.

C.3.1.5. Diámetro estático mínimo para el estado de carga máxima

Diámetro estático mínimo			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Diámetro estático	$\boldsymbol{D_{ed}}$	32,80	*mm*

Tabla C.33: Diámetro estático mínimo para el árbol descarga con carga máxima.

C.3.2. Fatiga árbol descarga

C.3.2.1. Diámetro fatiga mínimo para el estado de carga Máximo

Diámetro por fatiga mínimo			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Resistencia a la fatiga modificada	S_n	375	N/mm^2
Factor material	C_m	1	-
Factor tipo de esfuerzo	C_{st}	1	-
Factor de confiabilidad	C_R	0,81	-
Factor de tamaño	C_s	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real	S_n'	258,69	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos	K_t	2	-
Diámetro por fatiga mínimo	$\boldsymbol{D_{fd}}$	58,37	*mm*

Tabla C.34: Diámetro fatiga mínimo para el árbol descarga con carga máxima.

C.3.2.2. Diámetro fatiga mínimo para cada sección

En la Figura C.50 se puede observar el resultado que corresponde a cada diámetro. En cada tabla lo único que difiere es el factor de concentración de tensiones que eso depende de la forma que tiene el eje en ese punto.

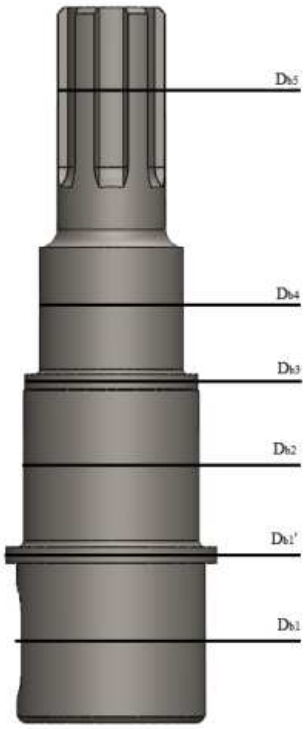


Figura C.50: Posiciones diámetros.

Diámetro mínimo D_{d1} (F - G izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{d1}	M_{d1}	1255,54	*N.m*
Momento torsor máximo D_{d1}	T_{d1}	1101,37	*N.m*
Diámetro estático D_{d1}	D_{ed1}	32,80	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{d1}	C_{std1}	1	-
Factor de tamaño D_{d1}	C_{sd1}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{d1}	S_{nd1}'	258,69	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{d1}	K_{td1}	2	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{d1}	$\boldsymbol{D_{fd1}}$	58,37	*mm*

Tabla C.35: Diámetro fatiga mínimo para D_{fd1}.

Diámetro mínimo D_{d2} (G izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{d2}	M_{d2}	1255,54	*N.m*
Momento torsor máximo D_{d2}	T_{d2}	1101,37	*N.m*
Diámetro estático D_{d2}	D_{ed2}	32,80	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{d2}	C_{std2}	1	-
Factor de tamaño D_{d2}	C_{sd2}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{d2}	S_{nd2}'	258,69	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{d2}	K_{td2}	2	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{d2}	$\boldsymbol{D_{fd2}}$	58,37	*mm*

Tabla C.36: Diámetro fatiga mínimo para D_{fd2}.

Diámetro mínimo D_{d3} (G derecha - H izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{d3}	M_{d3}	1255,54	*N.m*
Momento torsor máximo D_{d3}	T_{d3}	1101,37	*N.m*
Diámetro estático D_{d3}	D_{ed3}	32,80	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{d3}	C_{std3}	1	-
Factor de tamaño D_{d3}	C_{sd3}	0,85	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{d3}	S_{nd3}'	258,69	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{d3}	K_{td3}	1,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{d3}	$\boldsymbol{D_{fd3}}$	53,11	*mm*

Tabla C.37: Diámetro fatiga mínimo para D_{fd3}.

Diámetro mínimo D_{d4} (H izquierda)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{d4}	M_{d4}	9,82	*N.m*
Momento torsor máximo D_{d4}	T_{d4}	1101,37	*N.m*
Diámetro estático D_{d4}	D_{ed4}	27,74	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{d4}	C_{std4}	1	-
Factor de tamaño D_{d4}	C_{sd4}	0,87	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{d4}	S_{nd4}'	263,50	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{d4}	K_{td4}	2,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{d4}	$\boldsymbol{D_{fd4}}$	27,78	*mm*

Tabla C.38: Diámetro fatiga mínimo para D_{fd4}.

Diámetro mínimo D_{d5} (H derecha - I)			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Momento flector máximo D_{d5}	M_{d5}	9,82	*N.m*
Momento torsor máximo D_{d5}	T_{d5}	1101,37	*N.m*
Diámetro estático D_{d5}	D_{ed5}	27,74	*mm*
Factor tipo de esfuerzo D_{d5}	C_{std5}	1	-
Factor de tamaño D_{d5}	C_{sd5}	0,87	-
Resistencia a la fatiga estimada real D_{d5}	S_{nd5}'	263,50	N/mm^2
Factor de concentración de esfuerzos D_{d5}	K_{td5}	1,50	-
Diámetro por fatiga mínimo D_{d5}	$\boldsymbol{D_{fd5}}$	27,76	*mm*

Tabla C.39: Diámetro fatiga mínimo para D_{fd5}.

C.3.3. Selección estriado

En el diámetro D_{b1} se confecciona un estriado para conectar el sin fin con la caja y poder transmitir el movimiento. La norma que se utilizo fue la ISO 14-1982, hay que tener en cuenta que el diámetro interior del estriado debe ser mayor al que dio para fatiga en D_{fd5}.

Se elige un estriado igual al eje horizontal para facilitar la manufactura.

Diámetro estriado D_{d5}			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Cantidad de estrías	N_{d5}	6	-
Diámetro interior	d_{d5}	28	*mm*
Diámetro exterior	D_{d5}	34	*mm*
Ancho nervio	B_{d5}	7	*mm*
Fuerza por nervio	F_{d5}	11842,71	*N*
Longitud mínima por aplastamiento nervio	$L_{aplast\text{-}d5}$	8,68	*mm*
Longitud mínima por corte nervio	$L_{corte\text{-}d5}$	7,44	*mm*

Tabla C.40: Selección de estriado para diámetro D_{d5}.

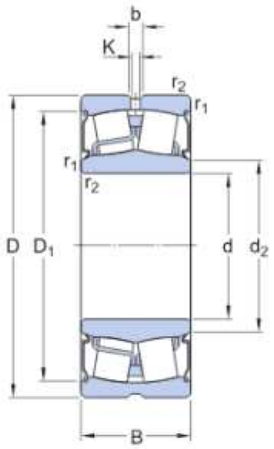
C.3.4. Selección rodamientos

Los cálculos de vida útil del rodamiento y lubricante se realizan mediante la herramienta SKF Product Select [29].

El primer rodamiento que se selecciona es el del punto G, se encarga de absorber esfuerzos radiales y axiales debido a las fuerzas que actúan sobre el engranaje cónico. Por ello se busca una opción que resista estos esfuerzos axiales.

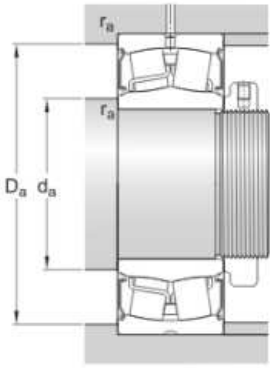
Rodamiento G			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza radial sobre el rodamiento G	F_{rG}	48597,20	*N*
Fuerza axial sobre el rodamiento G	F_{aG}	5928,48	*N*
Tipo rodamiento G	*Doble rodillos rótula - sellado*		
Modelo rodamiento G	*BS2-2311-2RS*		
Lubricante	*LGEP2*		
Vida nominal	L_{10hG}	8140	*h*
Vida nominal SKF	L_{10mhG}	47800	*h*
Vida nominal lubricante	L_{10G}	22600	*h*
Diámetro del agujero	d_G	55	*mm*
Diámetro exterior	D_G	120	*mm*

Tabla C.41: Rodamiento G.



Dimensiones

d	55 mm	Diámetro del agujero
D	120 mm	Diámetro exterior
B	49 mm	Ancho
d_2	≈ 67.5 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D_1	≈ 107 mm	Diámetro del resalte/rebaje del aro exterior
b	6 mm	Ancho de la ranura de lubricación
K	3 mm	Diámetro del agujero de lubricación
$r_{1,2}$	min. 2 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

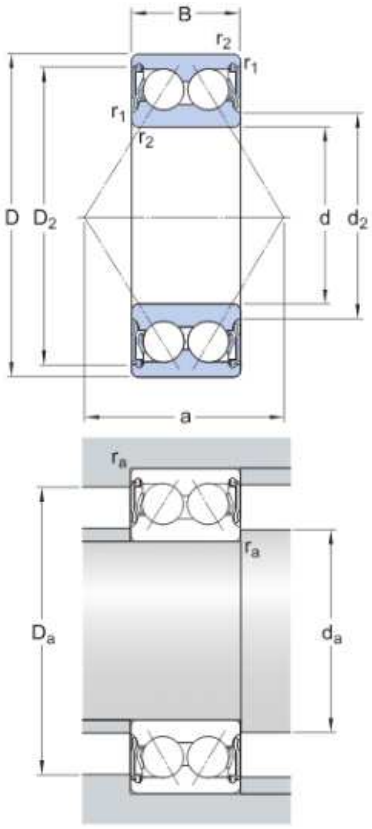
d_a	min. 66 mm	Diámetro del resalte del eje
d_a	max. 67.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 109 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 2 mm	Radio de acuerdo

Figura C.51: Rodamiento G, SKF BS2-2311-2RS.

Luego se elige el del punto H que se encarga de absorber esfuerzos radiales únicamente.

Rodamiento H			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Fuerza radial sobre el rodamiento H	F_{rH}	25102,05	*N*
Tipo rodamiento H	*Doble bolas angular - sellado*		
Modelo rodamiento H	*3309 A-2RS1*		
Lubricante	*MT33- EP*		
Vida nominal	L_{10hH}	4500	*h*
Vida nominal SKF	L_{10mhH}	7550	*h*
Vida nominal lubricante	L_{10H}	23100	*h*
Diámetro del agujero	d_H	45	*mm*
Diámetro exterior	D_H	100	*mm*

Tabla C.42: Rodamiento H.



Dimensiones

d	45 mm	Diámetro del agujero
D	100 mm	Diámetro exterior
B	39.7 mm	Ancho
d_2	≈ 55.6 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro interior
D_2	≈ 89.95 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
a	58 mm	Distancia entre puntos de presión

Dimensiones de los resaltes

d_a	min. 54 mm	Diámetro del resalte del eje
d_a	max. 91 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 91 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo

Figura C.52: Rodamiento H, SKF 3309 A-2RS1.

C.3.5. Selección diámetros finales

- D_{d1}: se selecciona para el engranaje cónico, debe ser mayor a D_{fd1}. Se intenta que sea igual en ambos ejes.
- $D_{d1}{}'$: se selecciona teniendo en cuenta apoyo axial admisible del rodamiento en G
- D_{b2}: determinado por el diámetro interior del rodamiento en G.
- D_{b3}: se selecciona teniendo en cuenta apoyo axial admisible del rodamiento en H.
- D_{b4}: determinado por el diámetro interior del rodamiento en H.
- D_{b5}: determinado por el diámetro exterior del estriado en esta sección.

Diámetros finales seleccionados			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
	D_{d1}	59	*mm*
	$D_{d1'}$	66	*mm*
	D_{d2}	55	*mm*
	D_{d3}	54	*mm*
	D_{d4}	45	*mm*
	D_{d5}	34	*mm*

Tabla C.43: Diámetros finales árbol descarga..

C.3.6. Selección chaveta árbol descarga

Se utilizan una chaveta en este eje, solamente para el engranaje cónico. Se seleccionan bajo norma DIN 6885, se comprueba que sea igual que para el otro eje.

Selección chaveta			
Dato	**Variable**	**Valor**	**Unidad**
Ancho chaveta descarga	b_{chd}	18	*mm*
Alto chaveta descarga	h_{chd}	11	*mm*
Material chaveta	AISI 1050 Templado		
Tensión de fluencia chaveta	S_{ych}	636	N/mm^2
Tensión de fluencia engranaje	S_{ye}	2320	N/mm^2
Fuerza transmitida	F_{chd}	37735,95	*N*
Longitud mínima por corte chaveta	$L1_{chd}$	13,04	*mm*
Longitud mínima por compresión chaveta	$L2_{chd}$	21,35	*mm*
Longitud mínima por compresión árbol	$L3_{chd}$	14,92	*mm*
Longitud mínima por compresión cubo	$L4_{chd}$	5,85	*mm*

Tabla C.44: Chaveta engranaje árbol descarga..

C.3.7. Diseño final

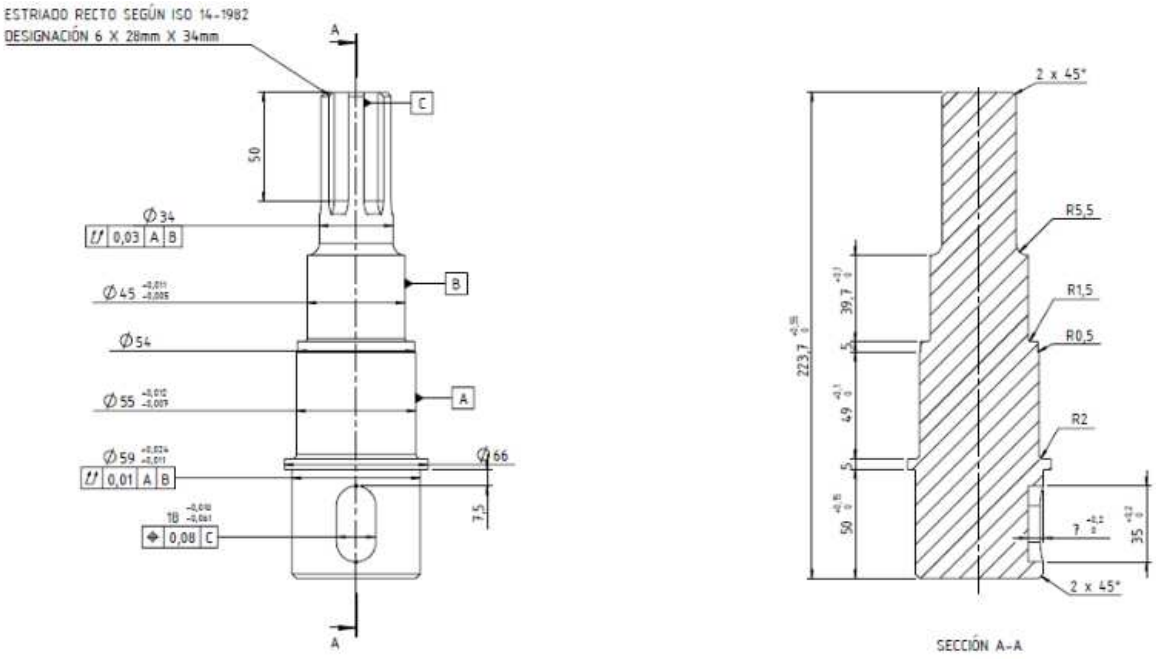


Figura C.53: Dimensiones finales eje horizontal.

C.3.8. Simulaciones

C.3.8.1. Configuraciones y mallado

En este caso las sujeciones están dadas por los dos rodamientos de la caja únicamente.

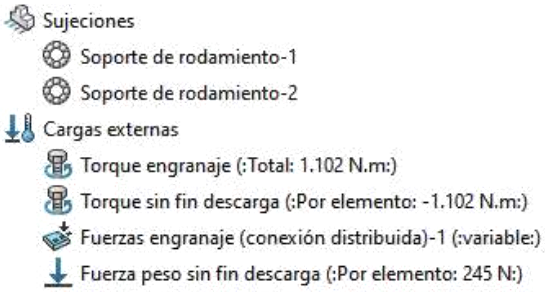


Figura C.54: Configuraciones simulación árbol descarga.

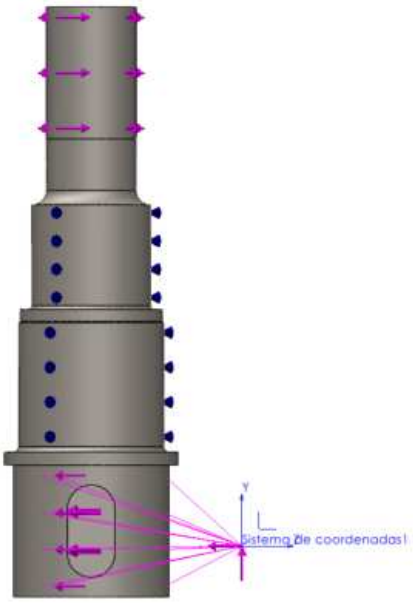


Figura C.55: Sujeciones y cargas árbol descarga.

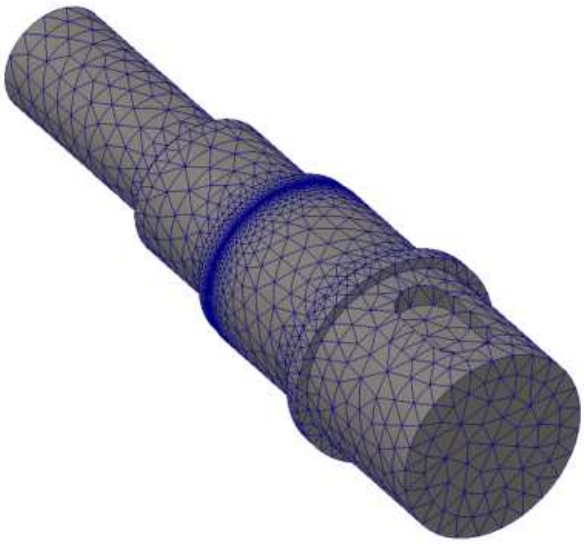


Figura C.56: Mallado árbol descarga.

C.3.8.2. Resultados simulación estática

El resultado es semejante al eje horizontal, en los cambios de sección y punta del eje se encuentran las concentraciones de tensiones. No se sobrepasa el límite elástico del material.

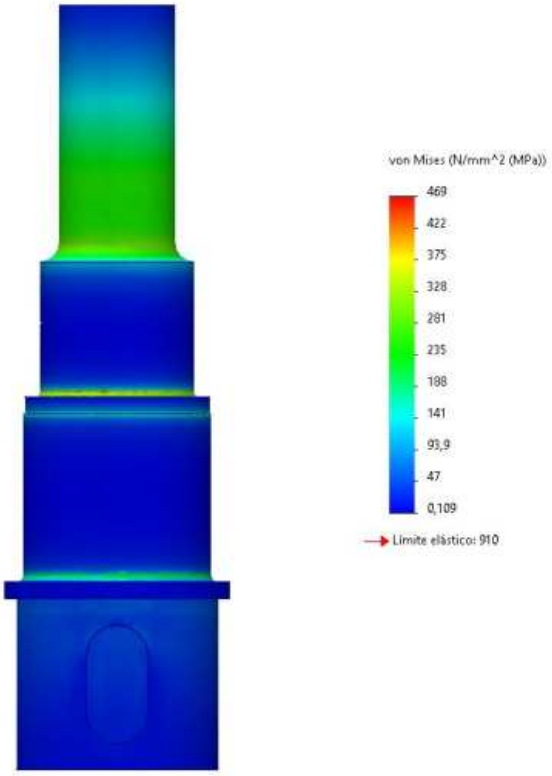


Figura C.57: Tensiones Von Mises árbol descarga.

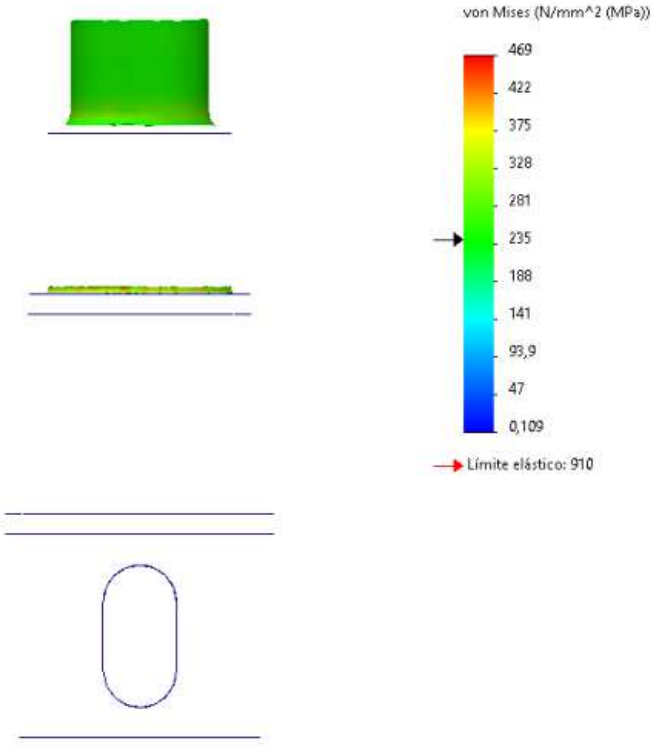


Figura C.58: Iso-Superficie a 235 N/mm^2.

Luego, los desplazamientos máximo se encuentran en el orden de 0,1 mm (Figura C.59) y un factor de seguridad mayor a 1,9 en toda la pieza (Figura C.60). Son datos que indican que el diseño se encuentra correcto.

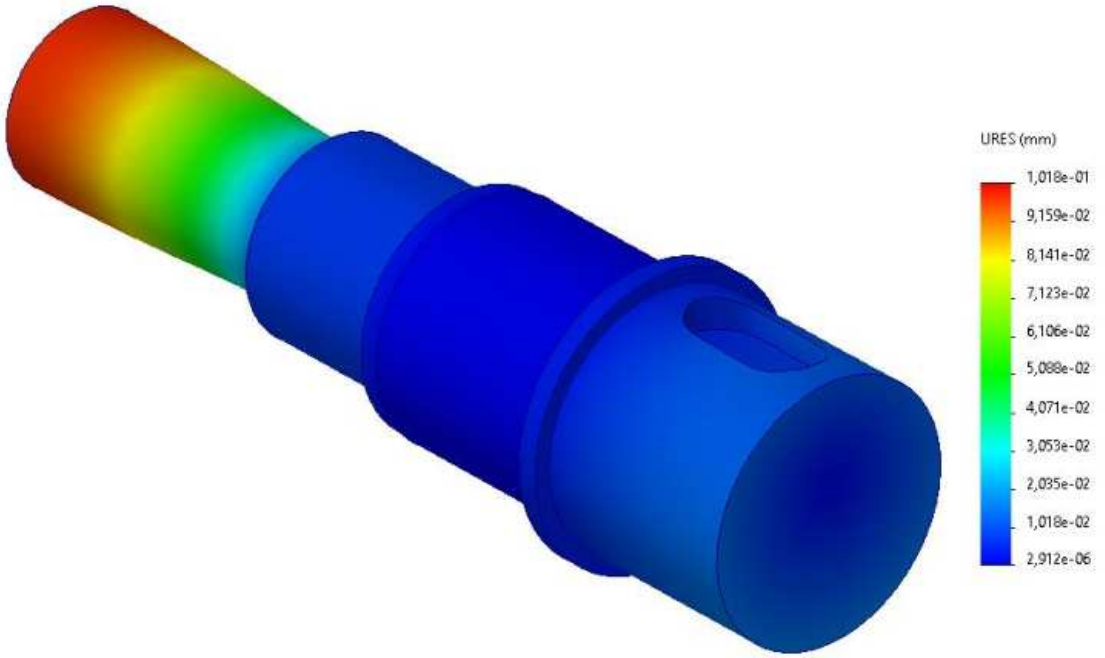


Figura C.59: Desplazamientos árbol descarga

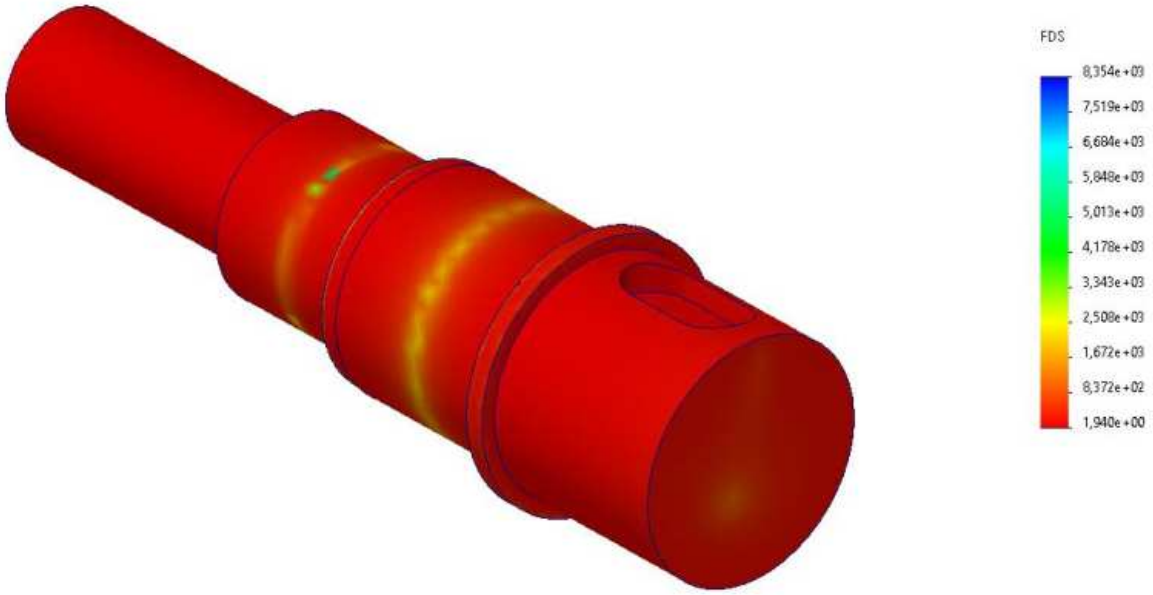


Figura C.60: Factor de seguridad árbol descarga.

Por último, las simulaciones de fatiga vuelven a dar arriba del orden del millón de ciclos. En este caso por encima de los 5 millones (Figura C.61). Las peor zona es en el cambio de sección entre rodamientos (Figura C.62).

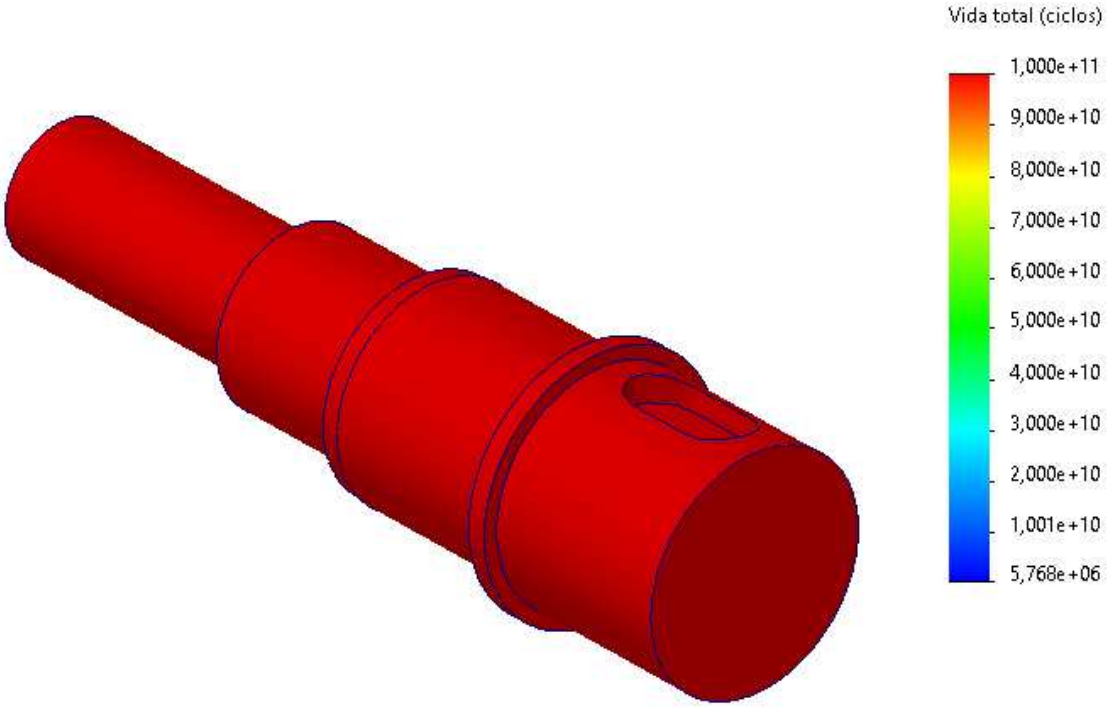


Figura C.61: Simulación fatiga árbol descarga.

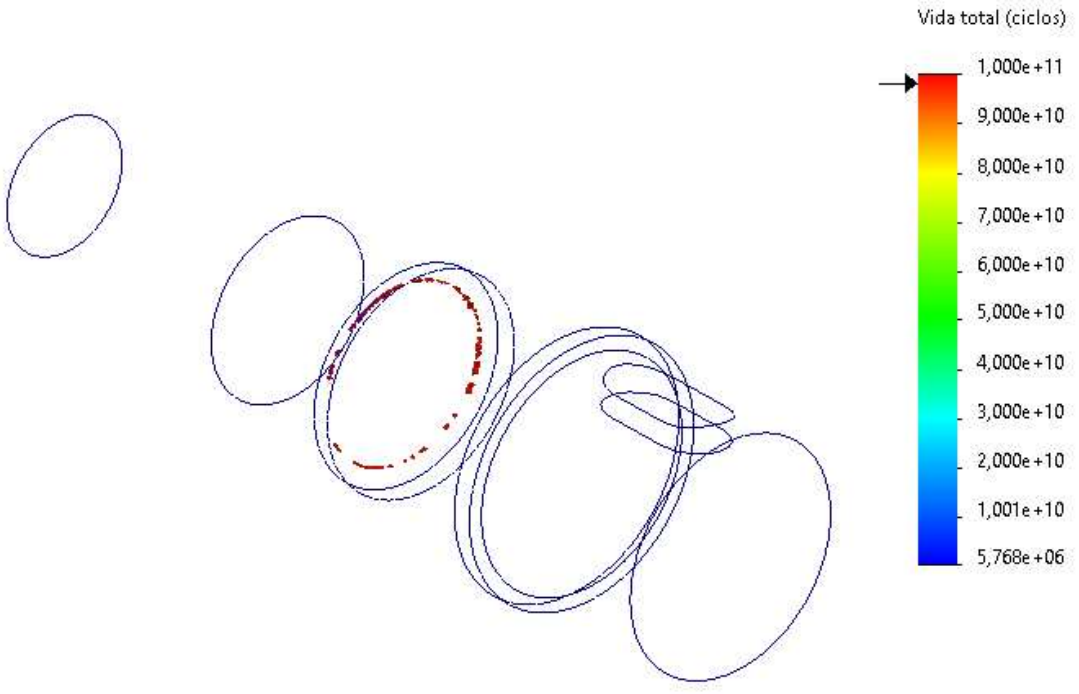


Figura C.62: Iso-superficie fatiga.

C.4. Carcasa: tapas y caja central

El diseño de la carcasa está pensado para que sea lo más pequeño posible pero que resista los esfuerzos actuantes. Se hace de la forma más redondeada posible para evitar que los granos se vean atascada por la misma. Otros detalles de diseño lo pueden encontrar en “ Capítulo 5: Desarrollo de detalle. ”, aquí se presentan las simulaciones para comprobar su resistencia y verificar los tornillos utilizados son los correctos (tornillos Allen 3/8”-16x1x1 Grado 2, lleva un total de 12 que se colocan 4 por tapa).

C.4.1. Simulaciones carcaza

C.4.1.1. Configuraciones

El material de la carcasa es el mismo del codo, ASTM A536 80-55-06 [21] con un límite elástico de 400 N/mm^2 y a la compresión de 455 N/mm^2.

Para simular la pieza lo que se realizó fue vincular el eje horizontal y vertical con sus esfuerzos externos a la caja mediante los conectores de apoyo de tipo rodamiento. Además, se agregaron las conexiones para tornillos para poder obtener su comprobación. Por último, se configuró una interacción entre componentes de contacto. Las conexiones se encuentran con flechas azules en la Figura C.64.

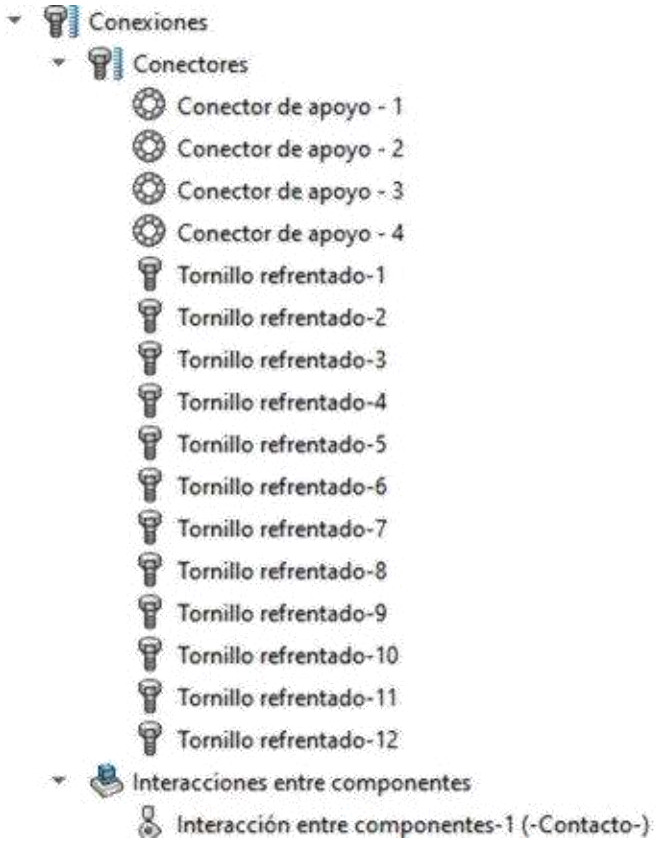


Figura C.63: Configuraciones simulación carcasa caja T.

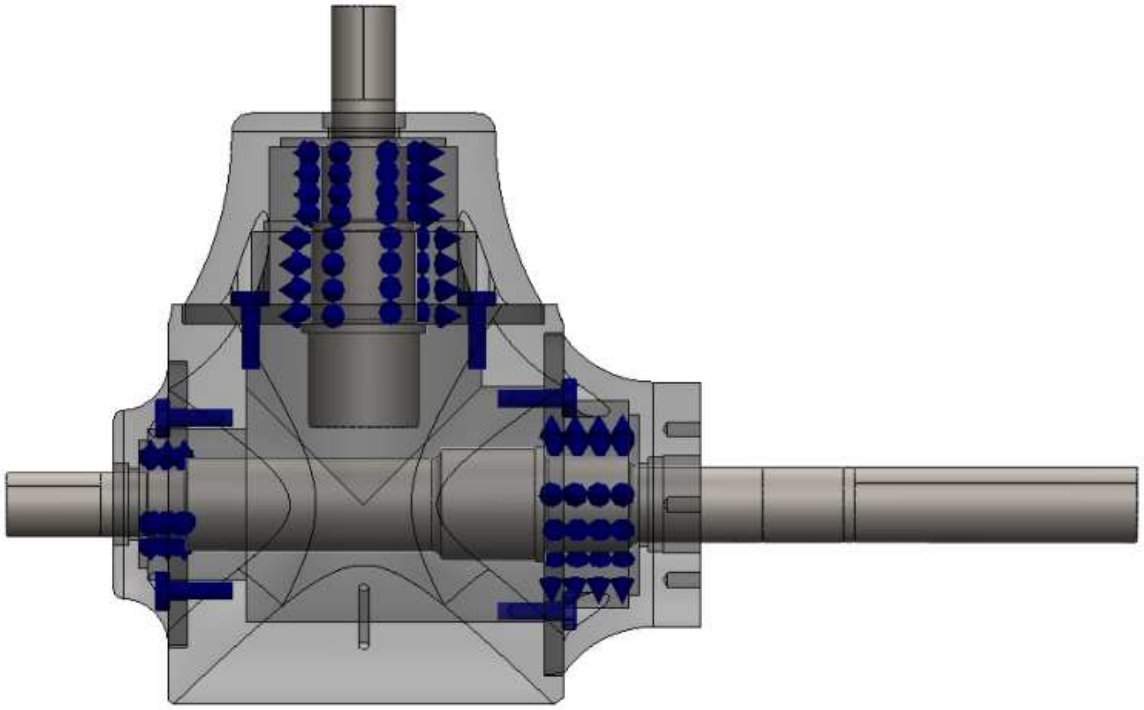


Figura C.64: Conectores carcasa caja T..

La sujeción se realiza por la tapa de entrada horizontal (flechas verdes en la Figura C.65) en las roscas para poder sostener la caja del codo, la sujeción es de tipo fijo. También como sujeción se agregó el rodamiento externo que se encuentra en el codo (flechas azules).

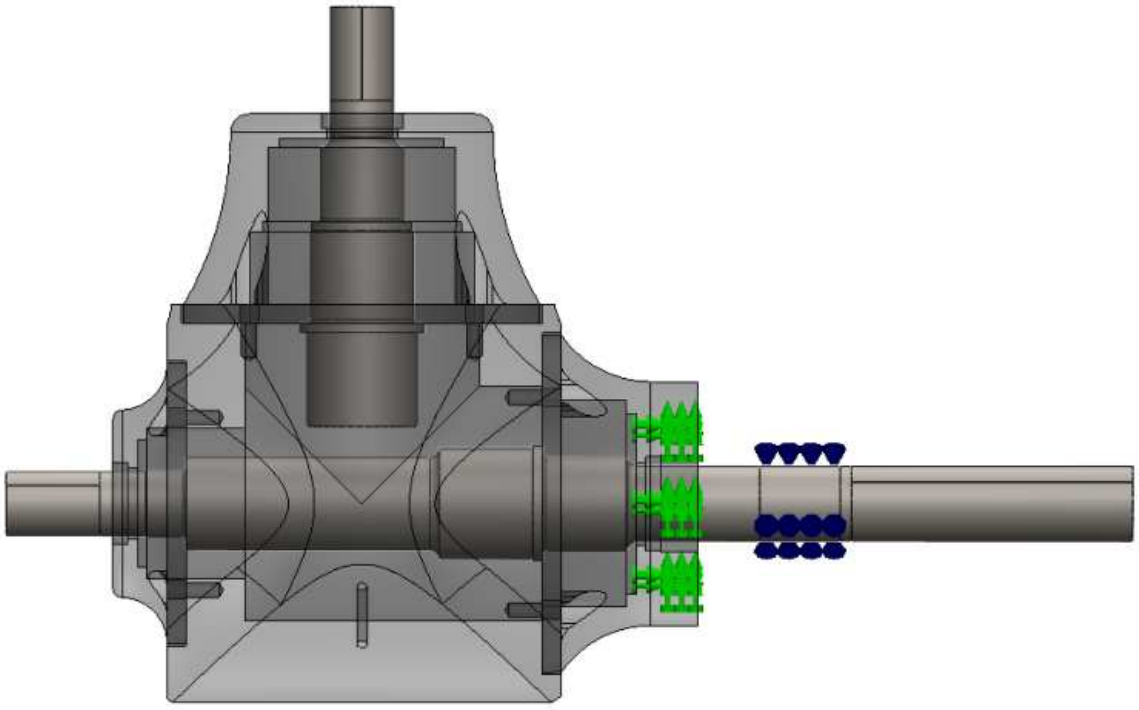


Figura C.65: Sujeciones carcasa caja T.

Las cargas externas de los ejes se pueden ver en Figura C.66 y Figura C.67. Recordar que aquí ya se agrega la fuerza tangencial que hace la corona.

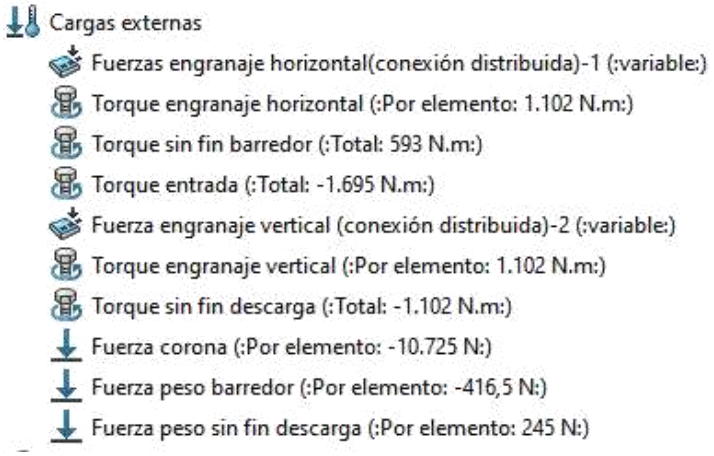


Figura C.66: Cargas externas carcasa caja T.

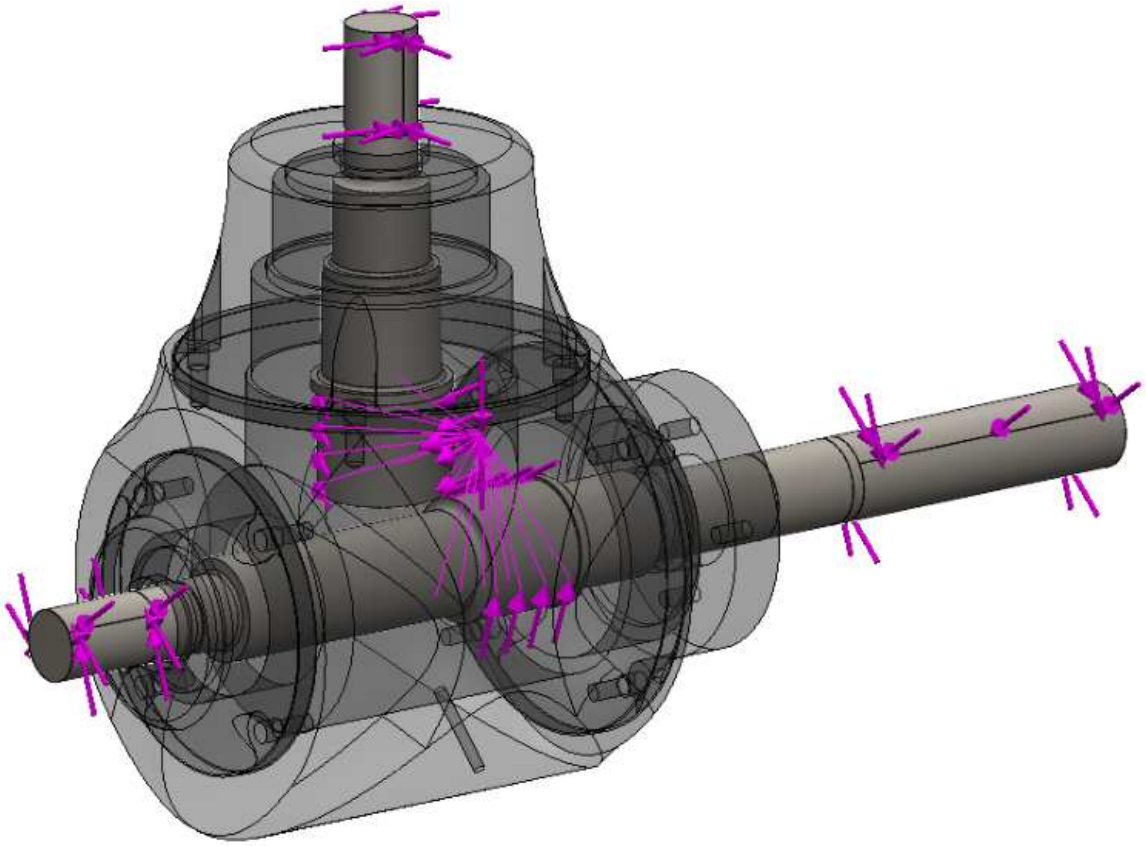


Figura C.67: Cargas externas carcasa caja T.

C.4.1.2. Mallado

Se elije que el mallado se haga de forma automática el más fino posible. Al realizar pruebas con mallados más gruesos la solución no convergía.

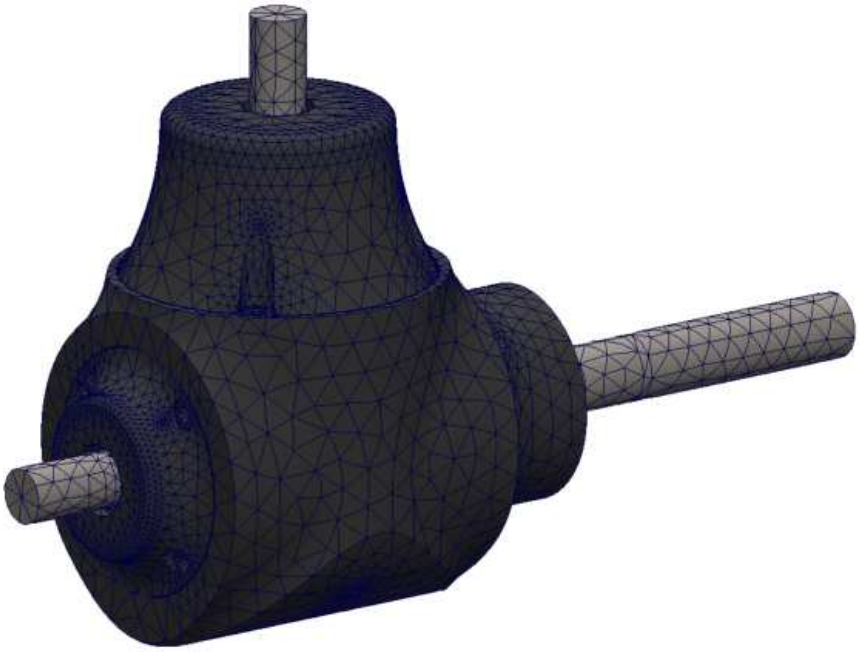


Figura C.68: Iso-superficie fatiga.

C.4.1.3. Resultados simulación estática

Se ocultan los ejes para separar los resultados con los de la caja. Se puede observar en la caja que sus mayores tensiones se encuentran en los agujeros de los tornillos, pero estas tensiones no sobrepasan el límite elástico del material.

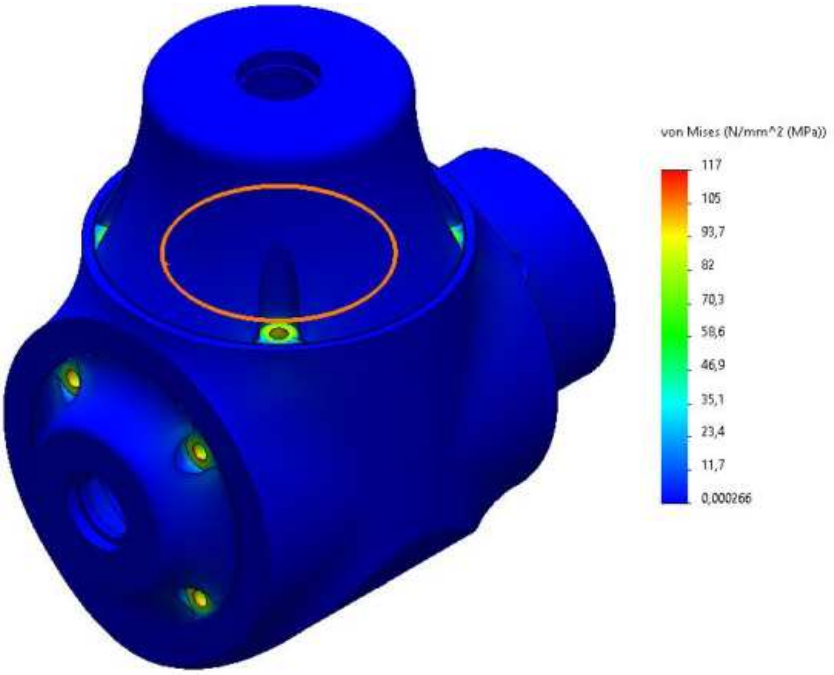


Figura C.69: Tensiones de Von Mises carcasa caja T.

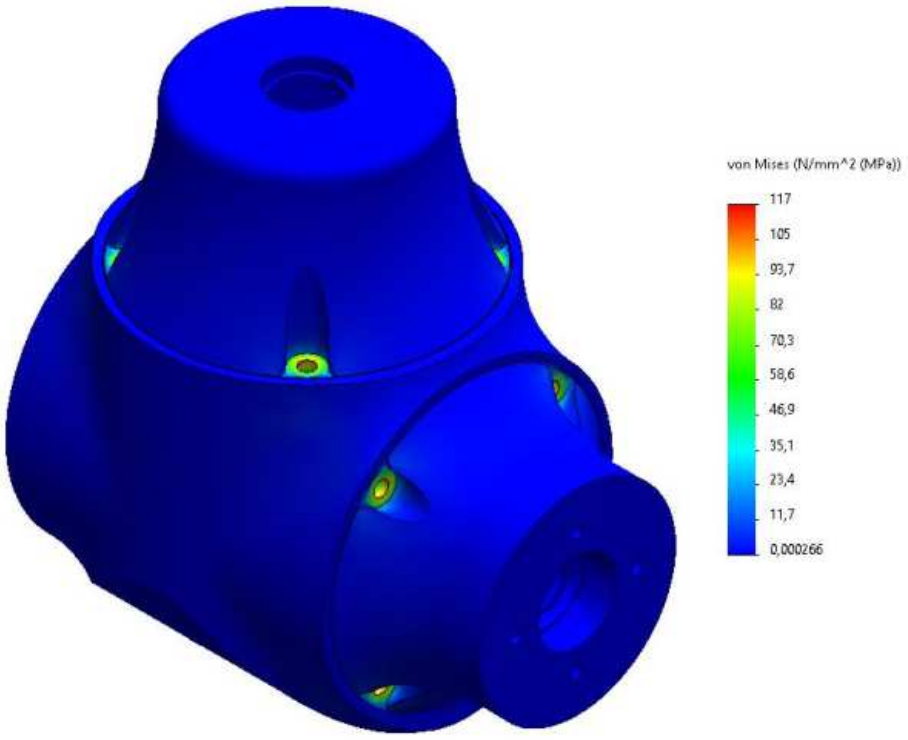


Figura C.70: Tensiones de Von Mises carcasa caja T.

Al realizar una iso-superficie sobre los resultados de tensiones, se comprueba efectivamente que las tensiones más altas se encuentran en los agujeros donde van colocados los tornillos.

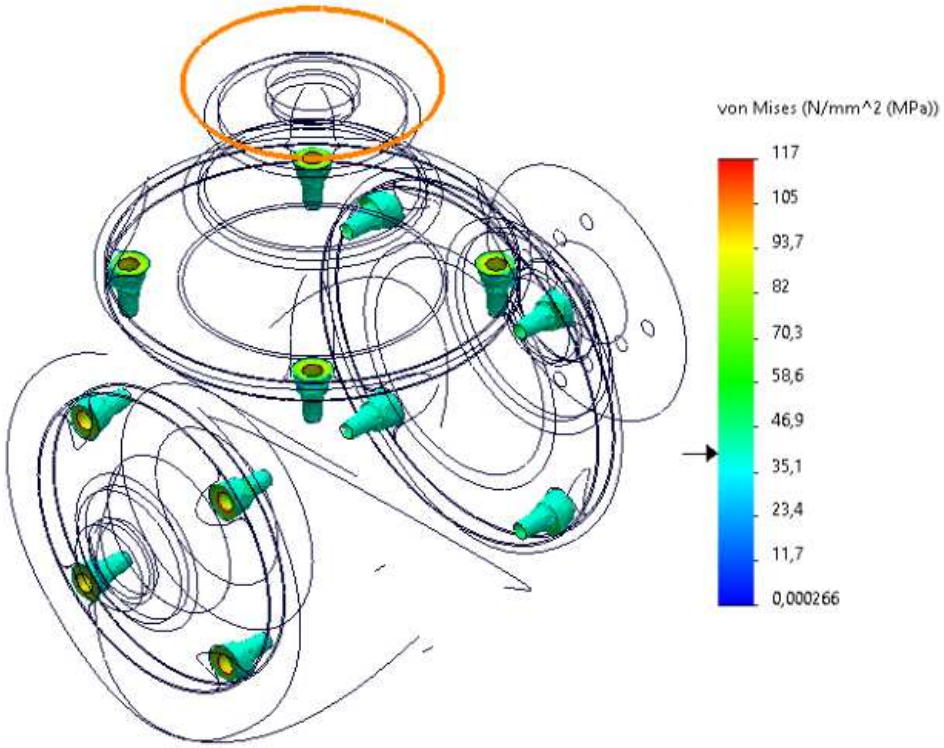


Figura C.71: Iso-superficie a 40 N/mm^2.

La vista de sección de la Figura C.72 se utiliza para analizar las tensiones en los apoyos de los rodamientos.

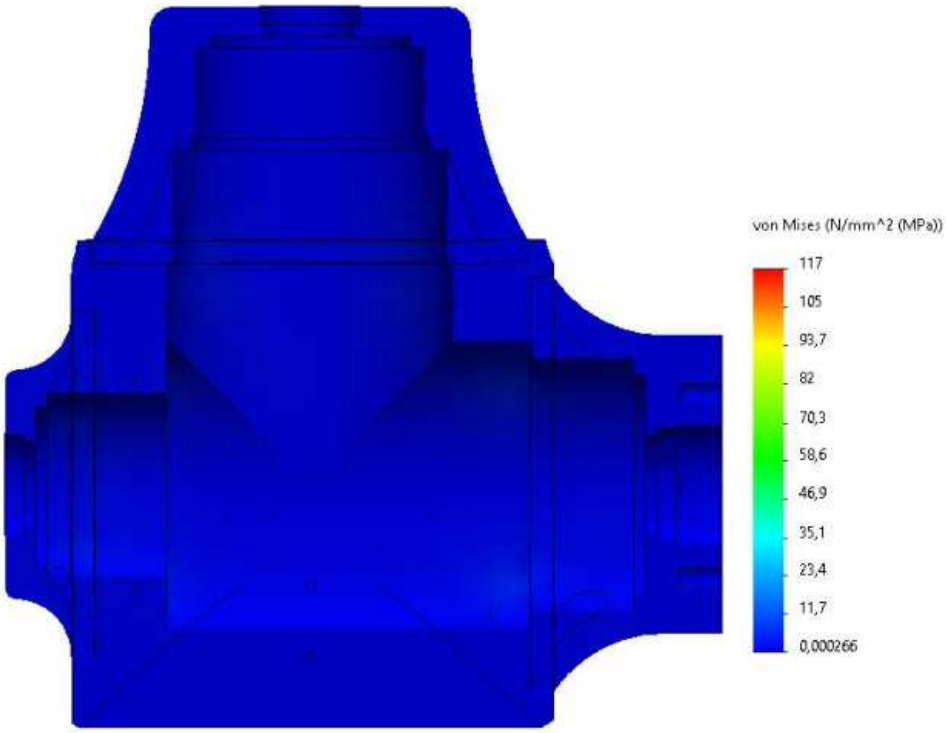


Figura C.72: Sección resultados de tensiones carcasa caja T.

No se observa desplazamientos preocupantes, son del orden de 0,006 mm los más grandes.

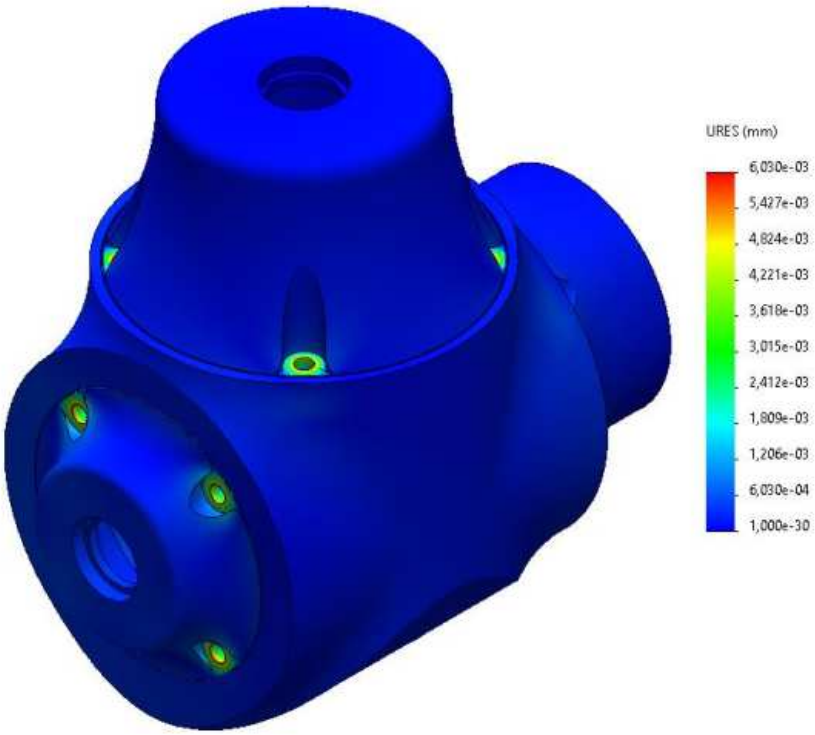


Figura C.73: Desplazamientos carcasa caja T.

C.4.1.4. Comprobación de tornillos

Para tornillos Allen 3/8”-16x1x1 Grado 2 la resistencia debe ser de 74000 *PSI* (según norma SAE J429-2014 [30]). La simulación devuelve resultados correctos con un factor de seguridad de 2.

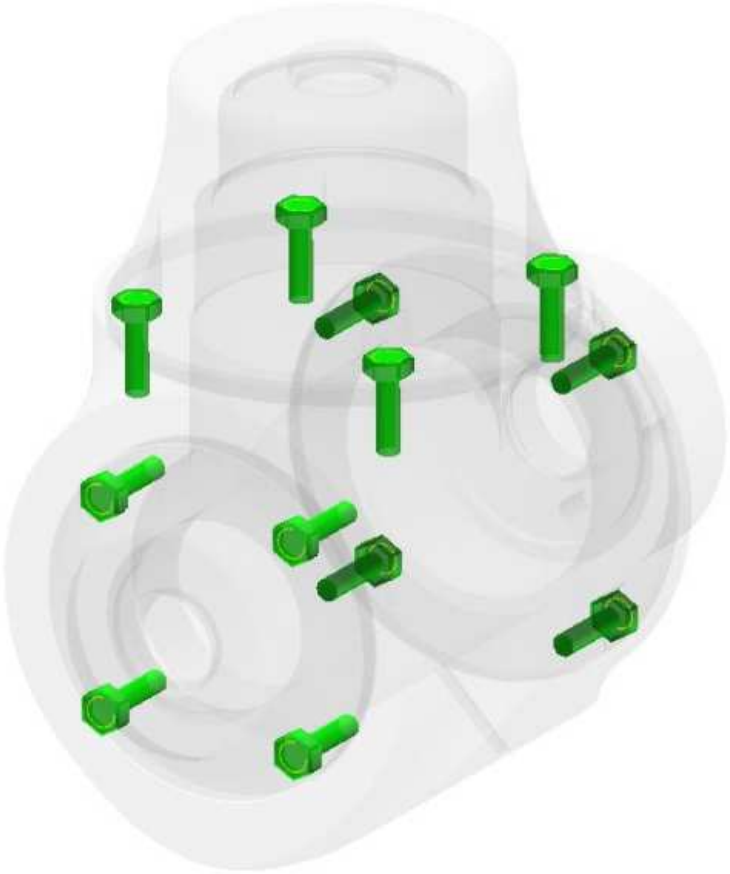


Figura C.74: Comprobación de tornillos caja T.

C.5. Retenes

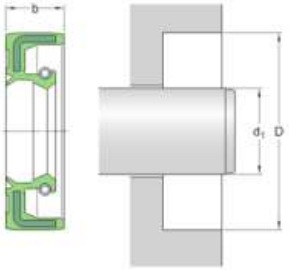
C.5.1. Retenes tapas salidas

Al ser las puntas estriadas de los ejes iguales, para las tapas de salida se usa el mismo retén en ambas. El retén utilizado es SKF 34X44X8 HMSA10 RG.



Figura C.75: Retén SKF.

Tipo de diámetro exterior	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMSA10
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



Dimensiones

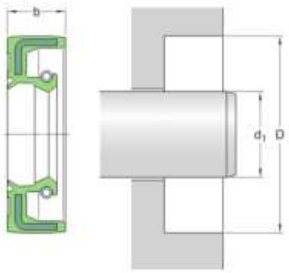
d_1	34 mm	Diámetro del eje
D	44 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	8 mm	Ancho del sello

Figura C.76: Datos retén SKF tapas salida.

C.5.2. Retén tapa entrada

Para la tapa de entrada se utiliza otro tamaño de retén: SKF 40X50X8 HMSA10 RG.

Tipo de diámetro exterior	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMSA10
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760

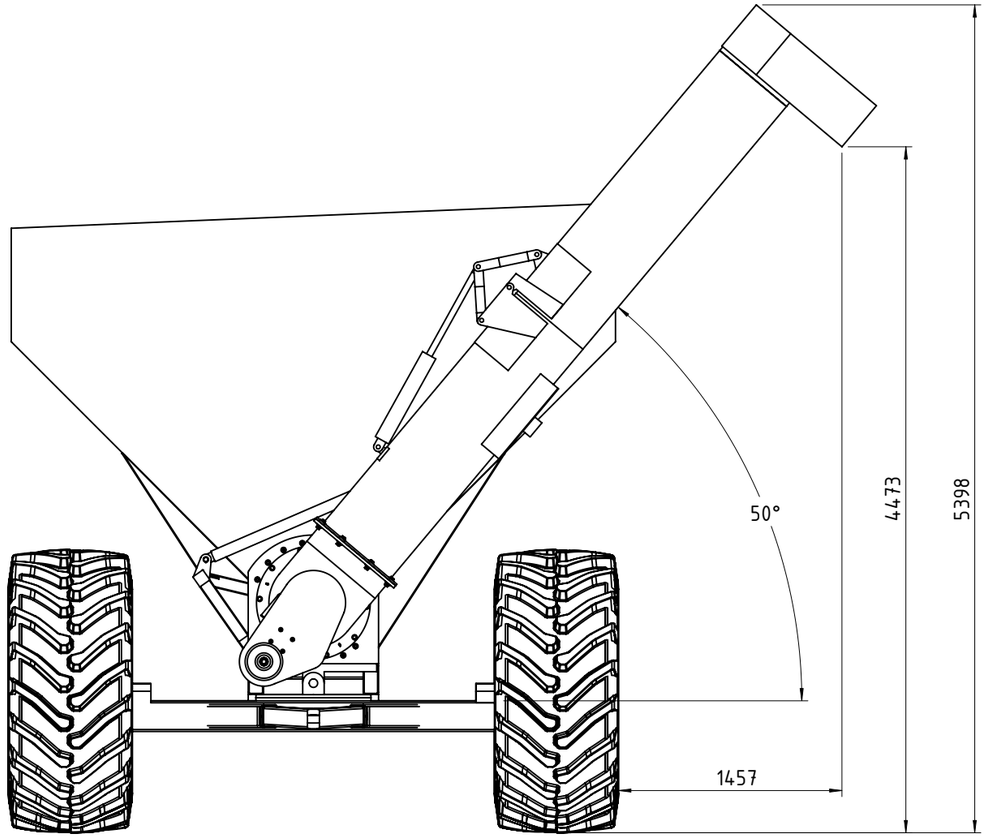


Dimensiones

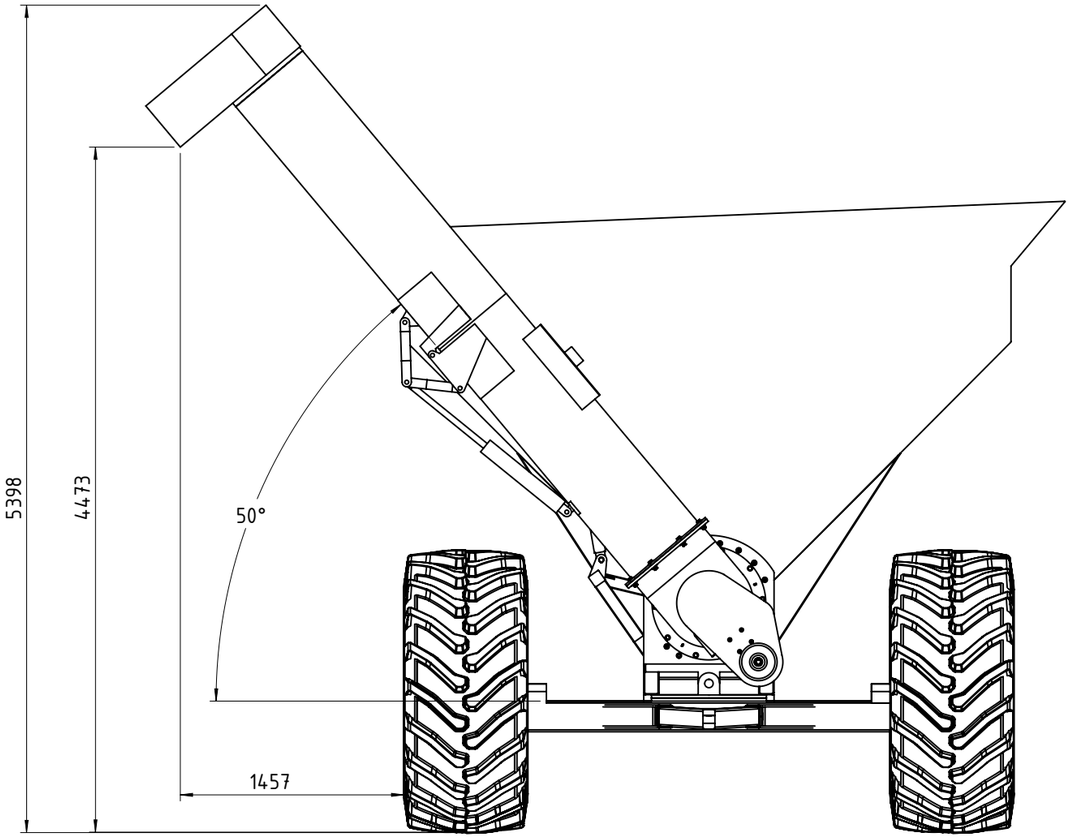
d_1	40 mm	Diámetro del eje
D	50 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	8 mm	Ancho del sello

Figura C.77: Datos retén SKF tapa entrada.

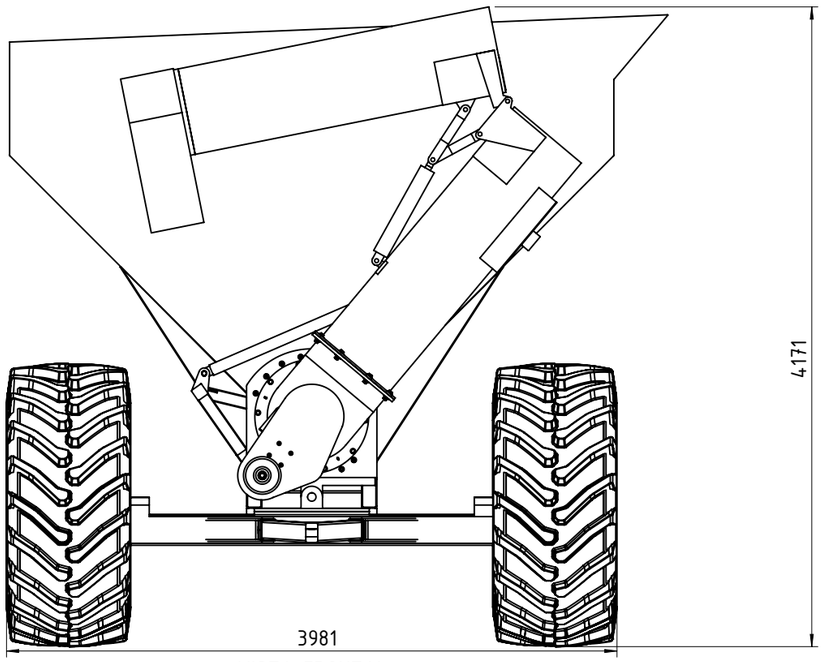
Anexo D: Planos



VISTA FRONTAL
(TUBO DESPLEGADO HACIA LA DERECHA)



VISTA FRONTAL
(TUBO DESPLEGADO HACIA LA IZQUIERDA)



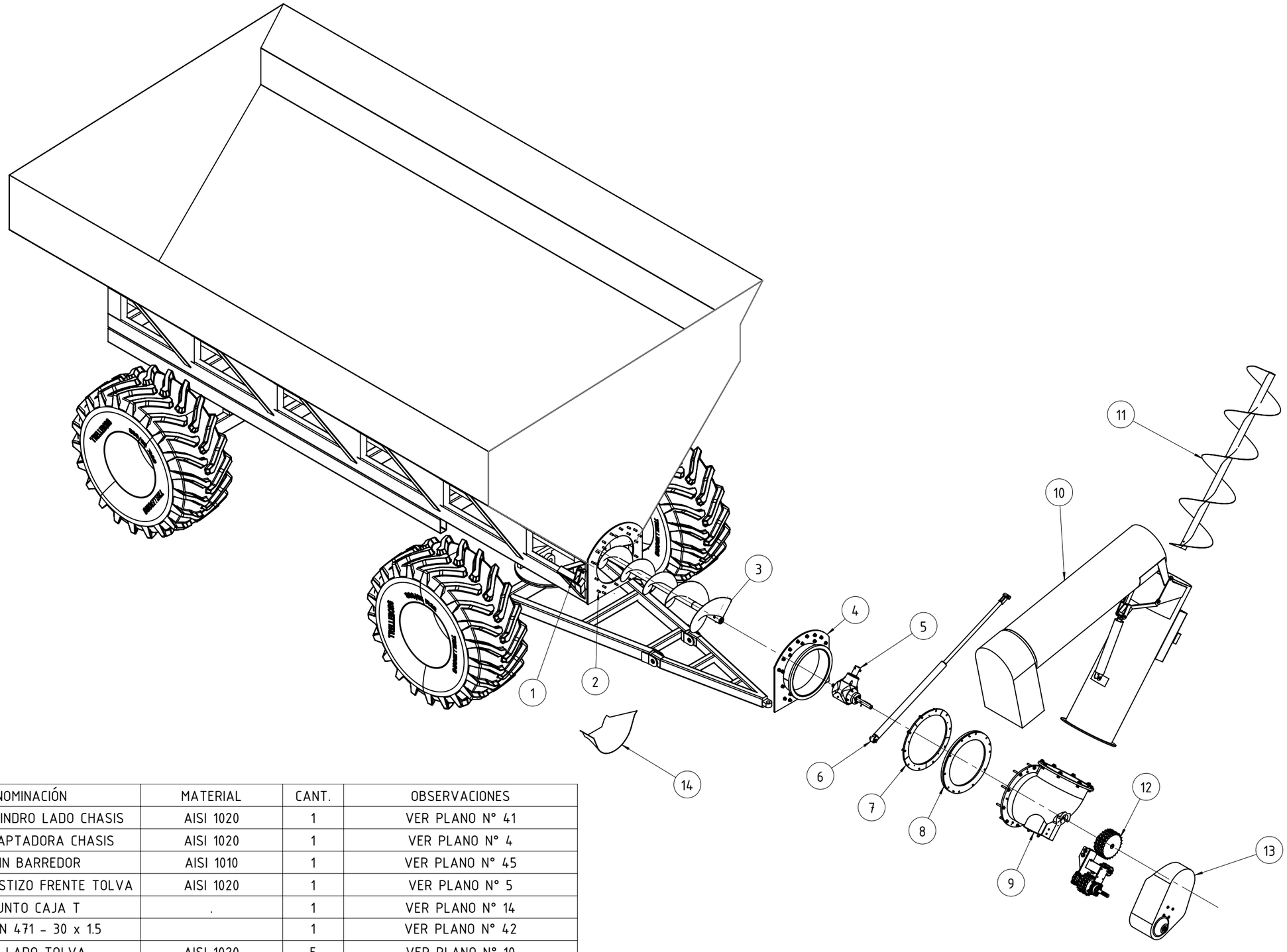
VISTA FRONTAL
(TUBO PLEGADO)

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

POSICIONES TUBO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:40
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 1



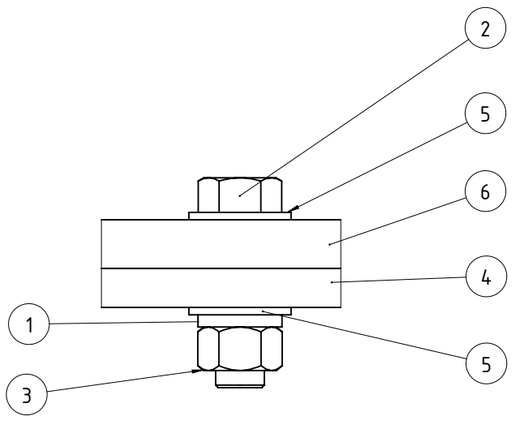
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	ANCLAJE CILINDRO LADO CHASIS	AISI 1020	1	VER PLANO N° 41
2	PLACA ADAPTADORA CHASIS	AISI 1020	1	VER PLANO N° 4
3	SIN FIN BARREDOR	AISI 1010	1	VER PLANO N° 45
4	CONJUNTO POSTIZO FRENTE TOLVA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 5
5	CONJUNTO CAJA T	.	1	VER PLANO N° 14
6	Circlip DIN 471 – 30 x 1.5		1	VER PLANO N° 42
7	PATÍN LADO TOLVA	AISI 1020	5	VER PLANO N° 10
8	SEPARADOR Y PATIN LADO CODO	AISI 1020	1	VER PLANO N° 9
9	CONJUNTO CODO		1	VER PLANO N° 27
10	CONJUNTO TUBO DESCARGA		1	
11	SIN FIN DESCARGA INFERIOR	AISI 1010		VER PLANO N° 44
12	CONJUNTO REDUCCIÓN		1	
13	COBERTOR	ABS	1	VER PLANO N° 23
14	FONDO TOLVA	AISI 1010	1	VER PLANO N° 46

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

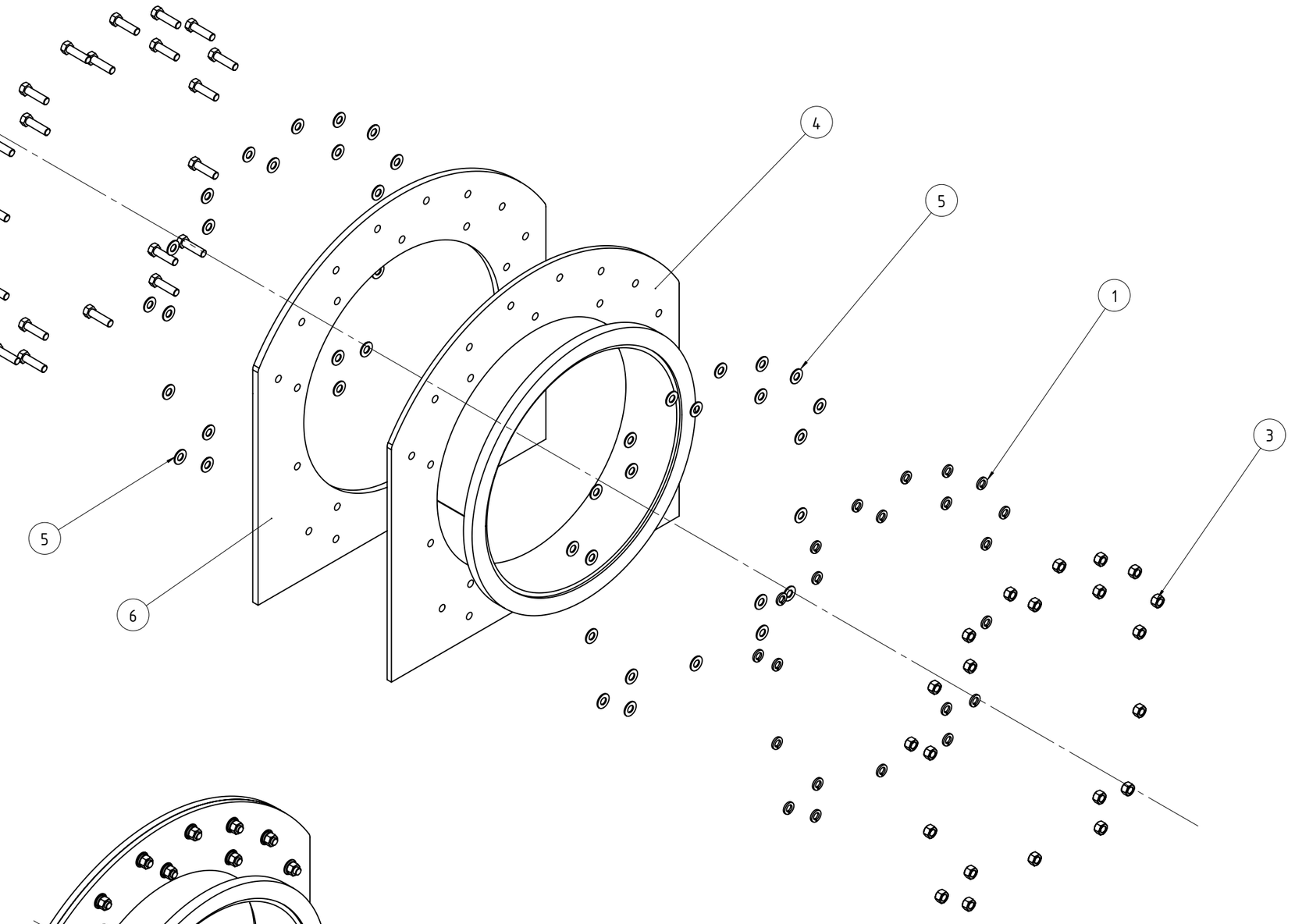
EXPLOSINADO COMPLETO

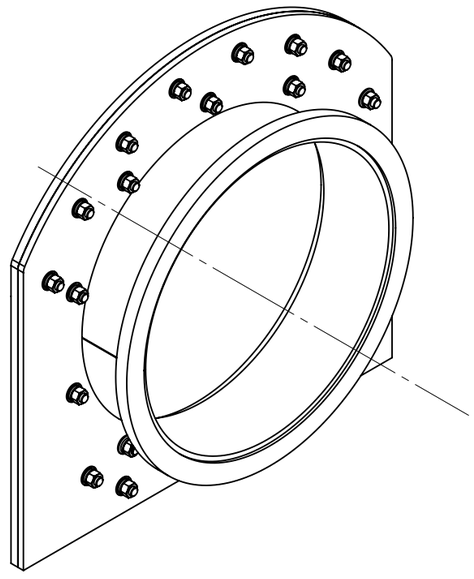
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:45
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 2



ENSAMBLAJE BULONES Y ARANDELAS
ESCALA 1:2





VISTA ISOMÉTRICA

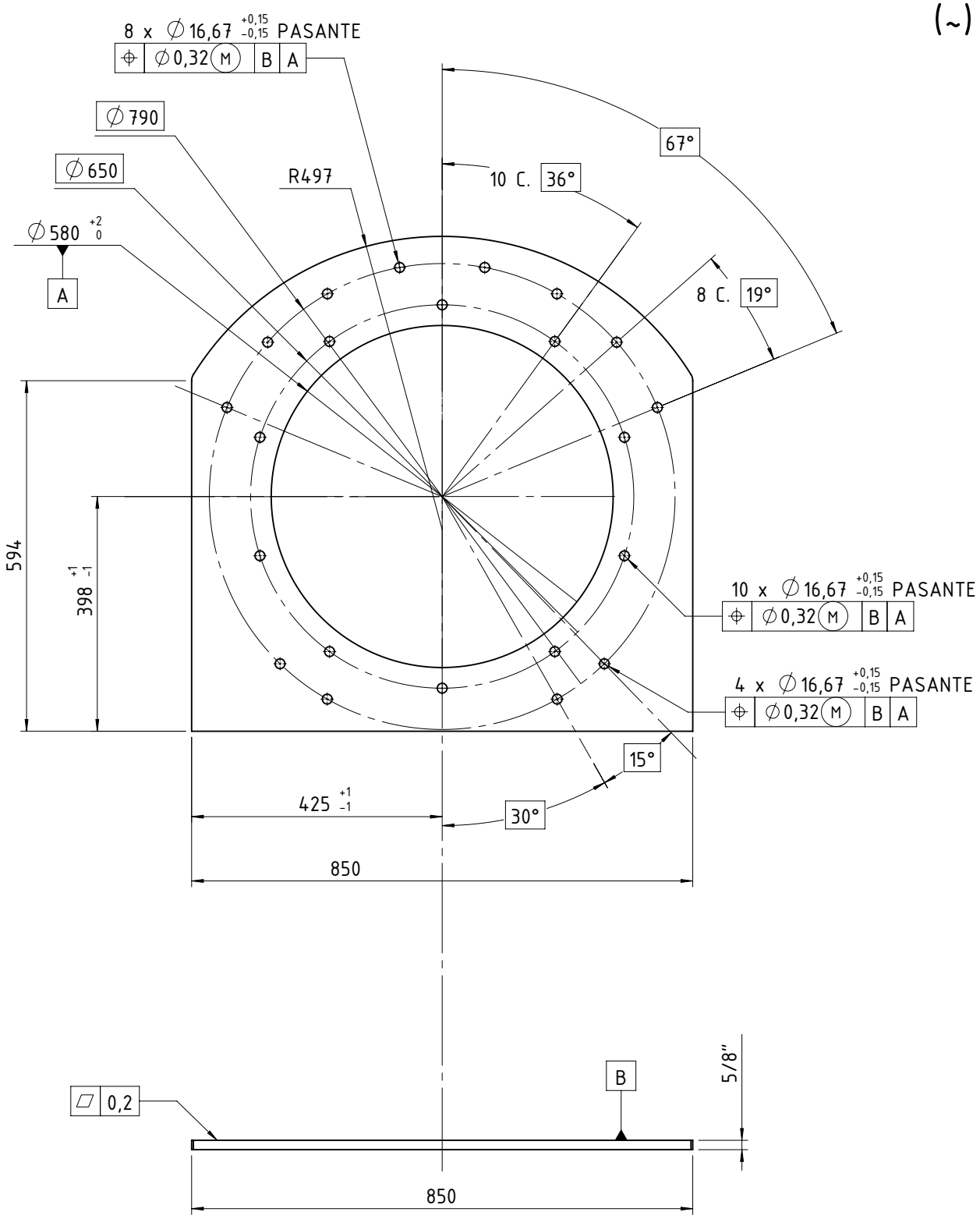
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	ARANDELA GROWER 5/8"		22	COMÚN
2	BULÓN HEXAG. 5/8"-18X2.25X1.5	GRADO 5	22	SAE J429-2014
3	TUERCA HEXAG. 5/8"-18		22	COMÚN
4	CONJUNTO POSTIZO FRENTE TOLVA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 5
5	ARANDELA PLANA 5/8"		44	COMÚN TIPO B
6	PLACA ADAPTADORA CHASIS	AISI 1020	1	VER PLANO N° 4

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

EXPLISIONADA FRENTE - POSTIZO - TUBO - GUÍA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 3



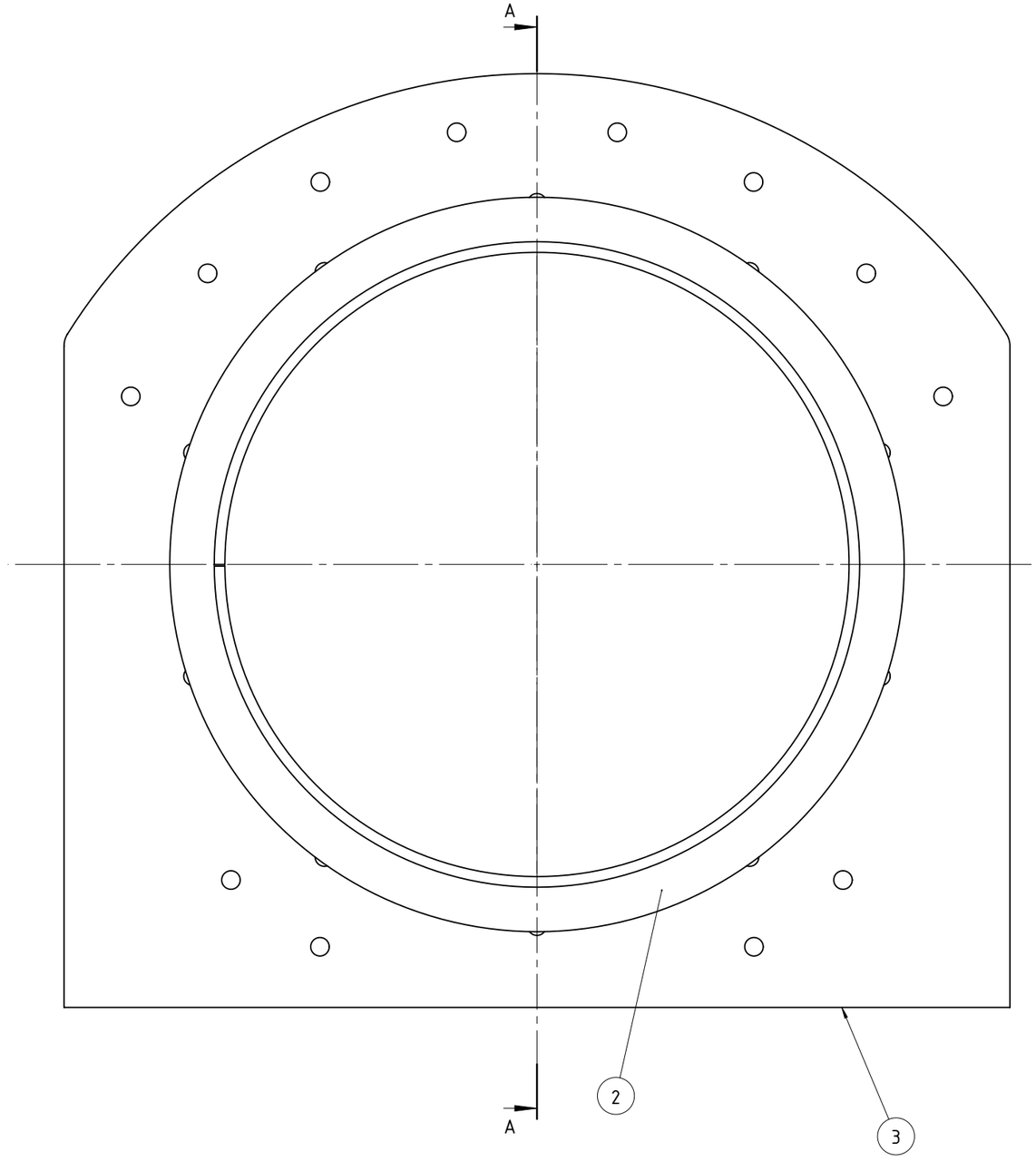
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PLACA ADAPTADORA CHASIS	AISI 1020	1	CHAPA 5/8"

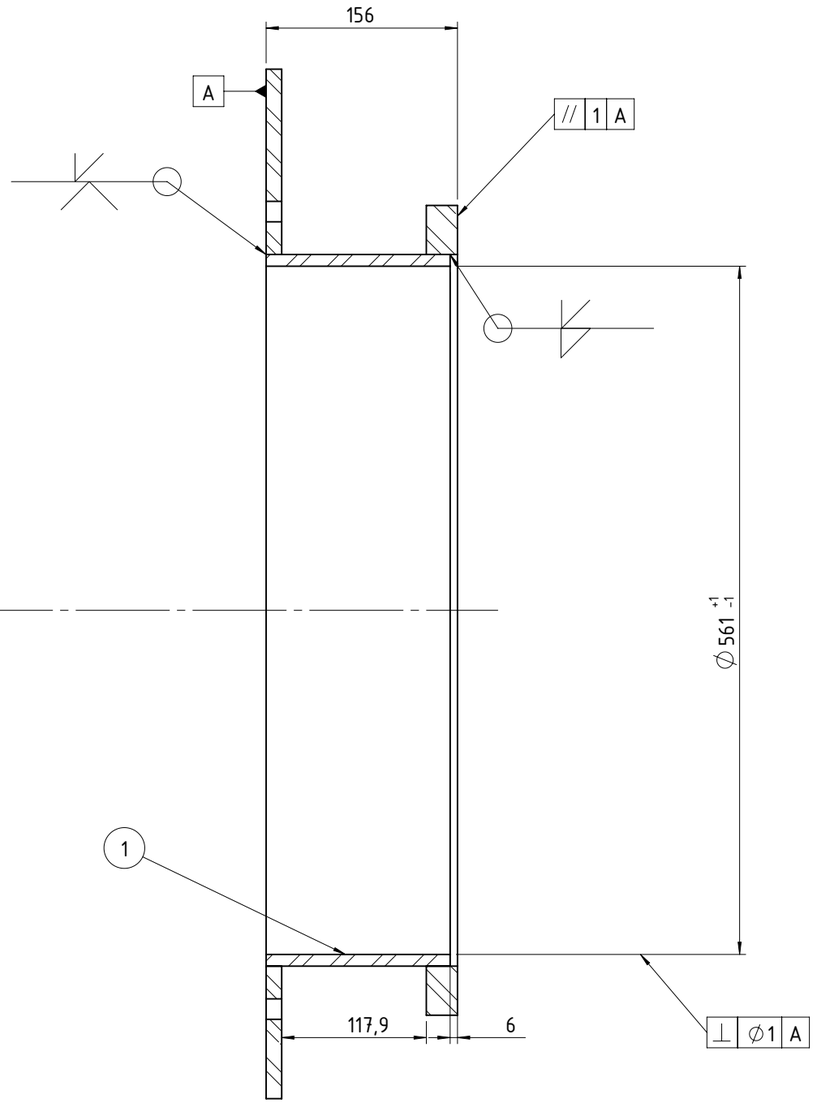
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

PLACA ADAPTADORA CHASIS

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 4





SECCIÓN A-A

NOTAS:
SOLDADURAS SEGÚN NORMA AWS A2.4
CORDÓN CONTINUO Y ANCHO DE 8 mm

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TUBO UNIÓN POSTIZO - BRIDA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 6
2	ANILLO GUÍA BRIDA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 7
3	PLACA ABULONABLE POSTIZO	AISI 1020	1	VER PLANO N° 8

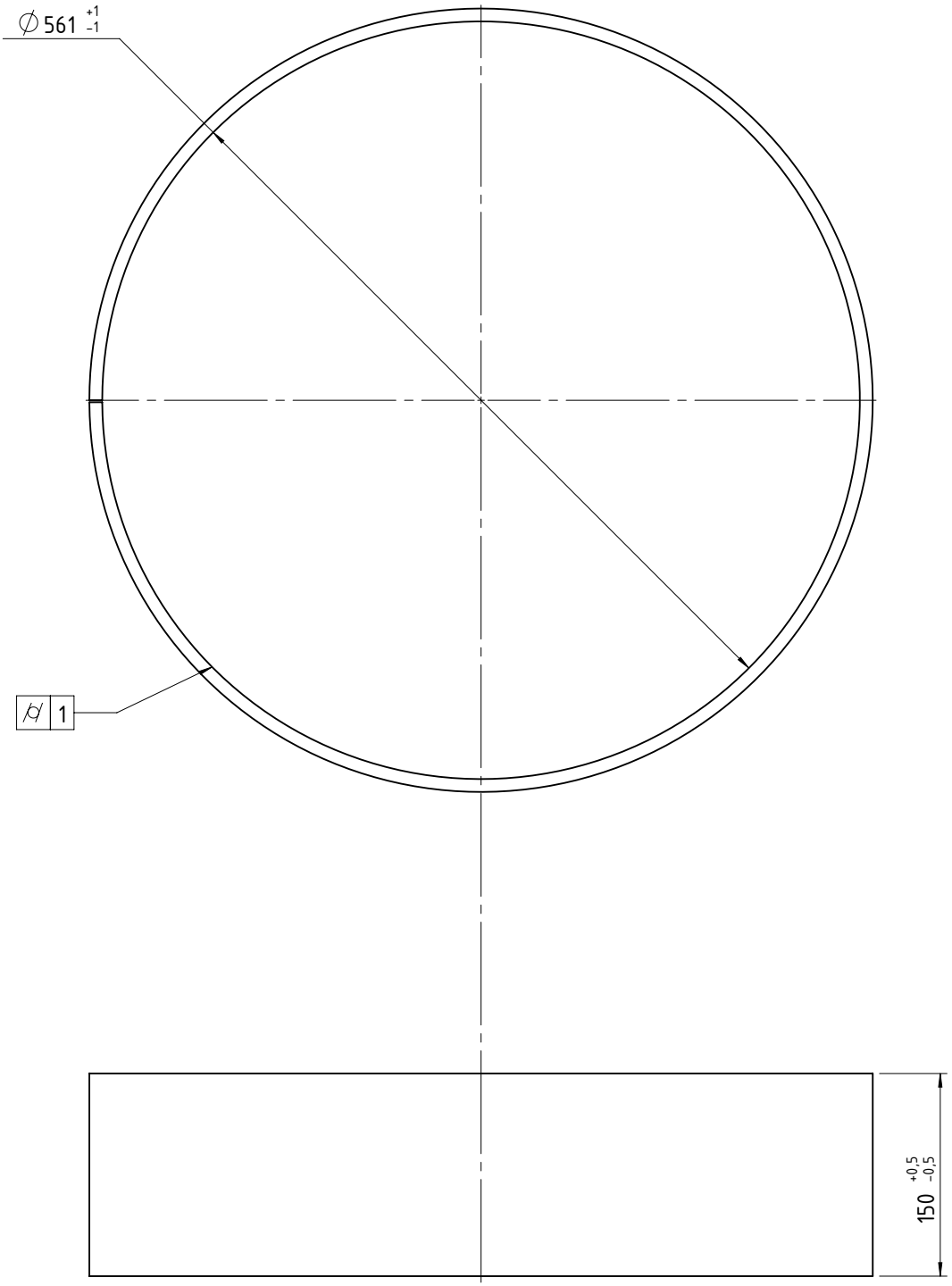
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CONJUNTO POSTIZO FRENTE TOLVA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 5

(~)



Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TUBO UNIÓN POSTIZO - BRIDA	AISI 1020	1	CHAPA 3/8"

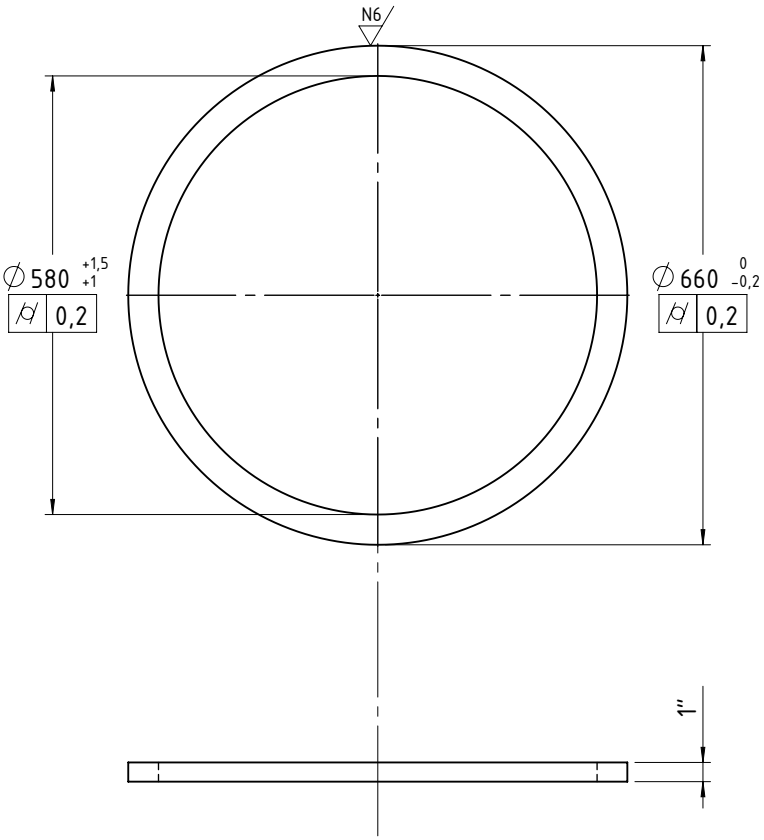
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

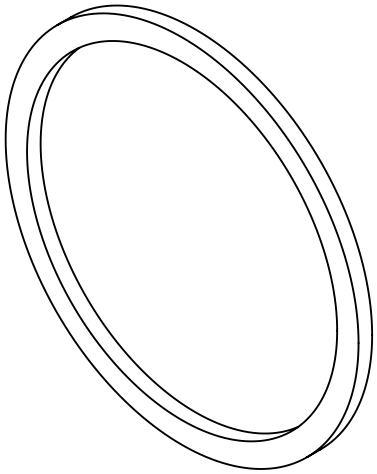
TUBO UNIÓN POSTIZO - BRIDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 6

N8 (N6)





VISTA ISOMÉTRICA

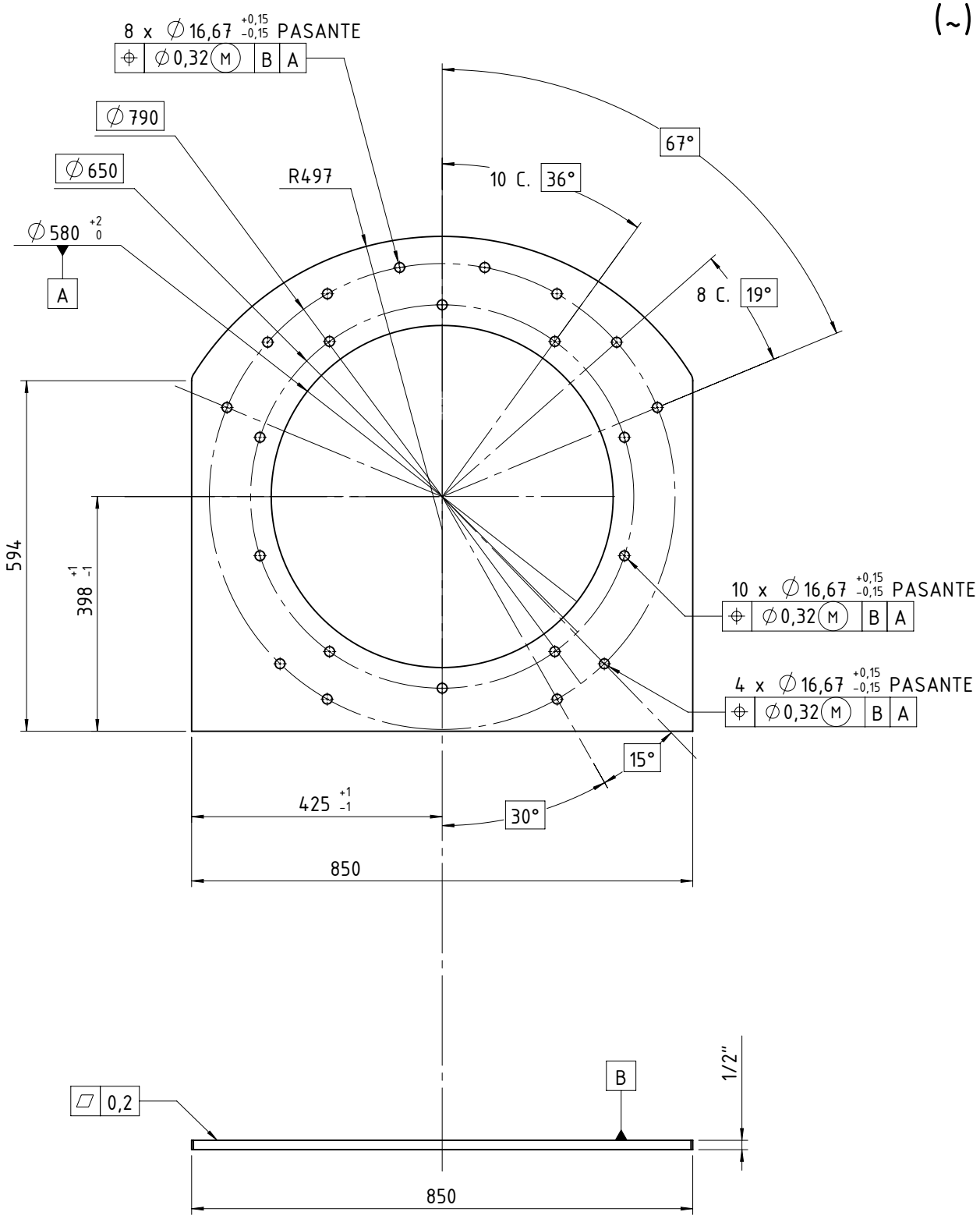
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	ANILLO GUÍA BRIDA	AISI 1020	1	CHAPA 1"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

ANILLO GUÍA BRIDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 7



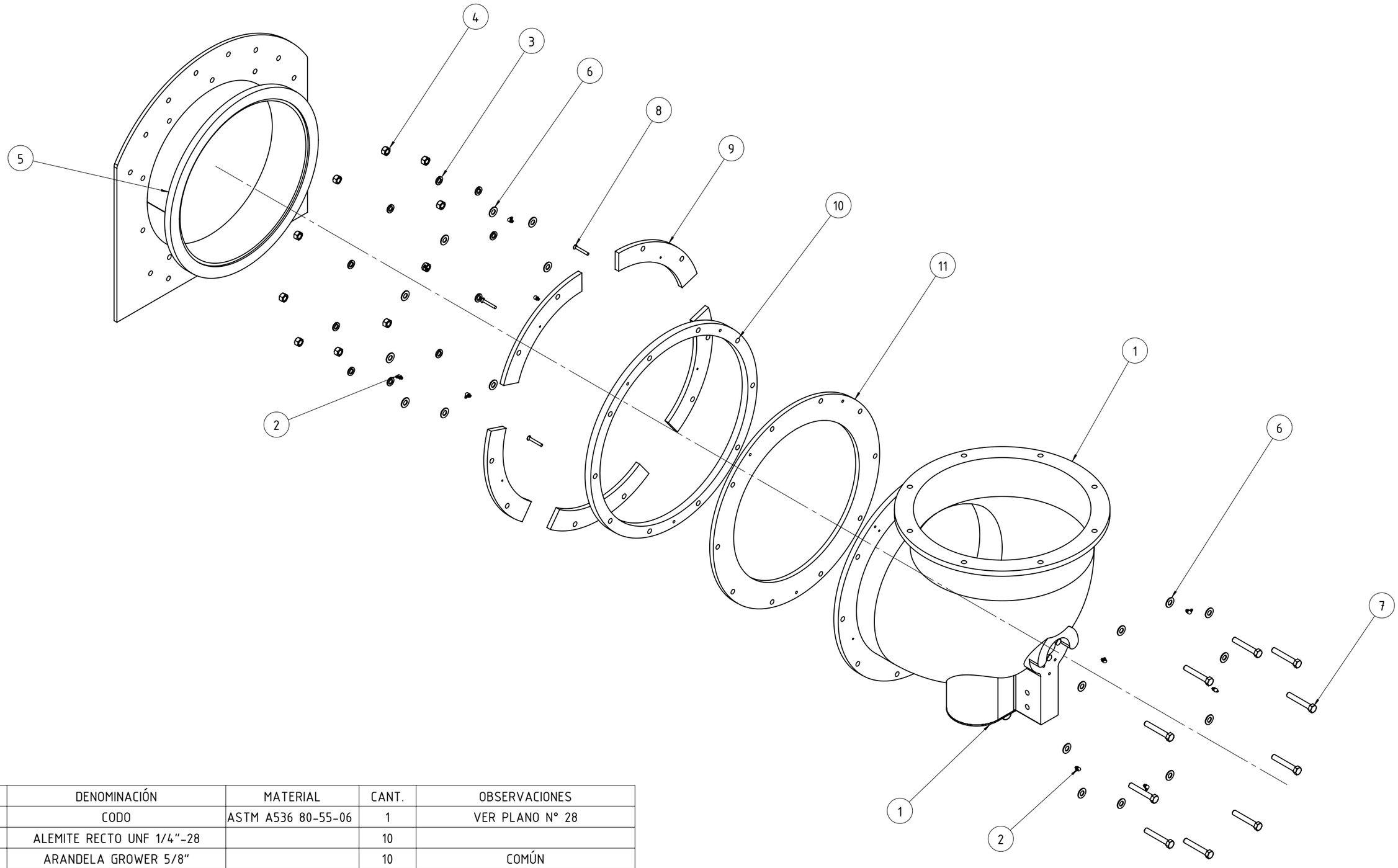
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PLACA ABULONABLE POSTIZO	AISI 1020	1	CHAPA 1/2"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

PLACA ABULONABLE POSTIZO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 8



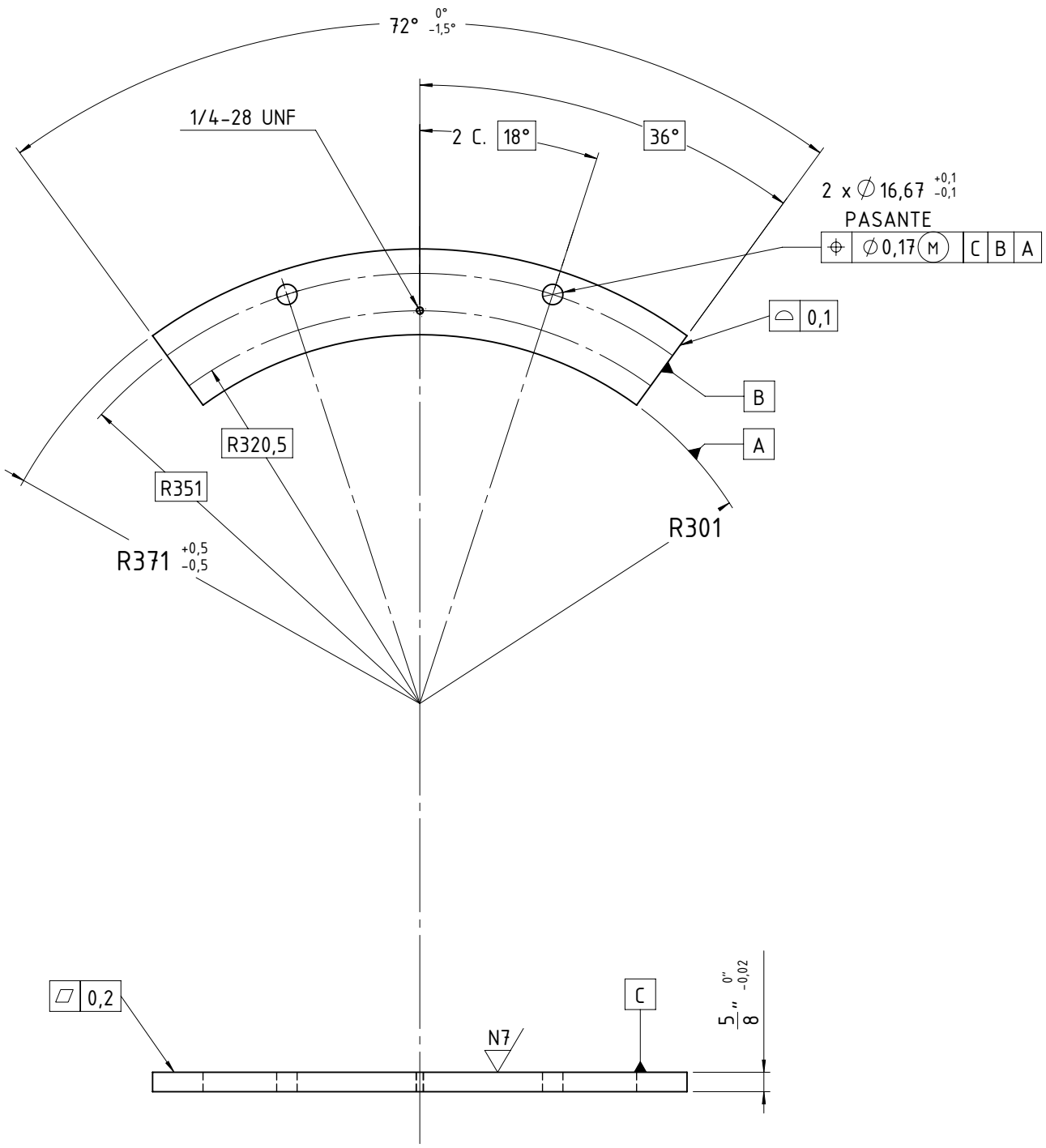
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CODO	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 28
2	ALEMITE RECTO UNF 1/4"-28		10	
3	ARANDELA GROWER 5/8"		10	COMÚN
4	TUERCA HEXAG. 5/8"-18		10	COMÚN
5	CONJUNTO POSTIZO FRENTE TOLVA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 5
6	ARANDELA PLANA 5/8"		20	COMÚN TIPO B
7	BULÓN HEXAG. 5/8"-18X4X1.5	GRADO 8	10	SAE J429-2014
8	TORNILLO 5/16"-18X2.25X0.875		3	PLANO AVELLANADO
9	PATÍN LADO TOLVA	AISI 1020	5	VER PLANO N° 10
10	SEPARADOR BRIDA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 11
11	PATÍN LADO CODO	AISI 1020	1	VER PLANO N° 12

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

EXPLOSIONADA CONJUNTO GUÍA-BRIDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:12
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 9



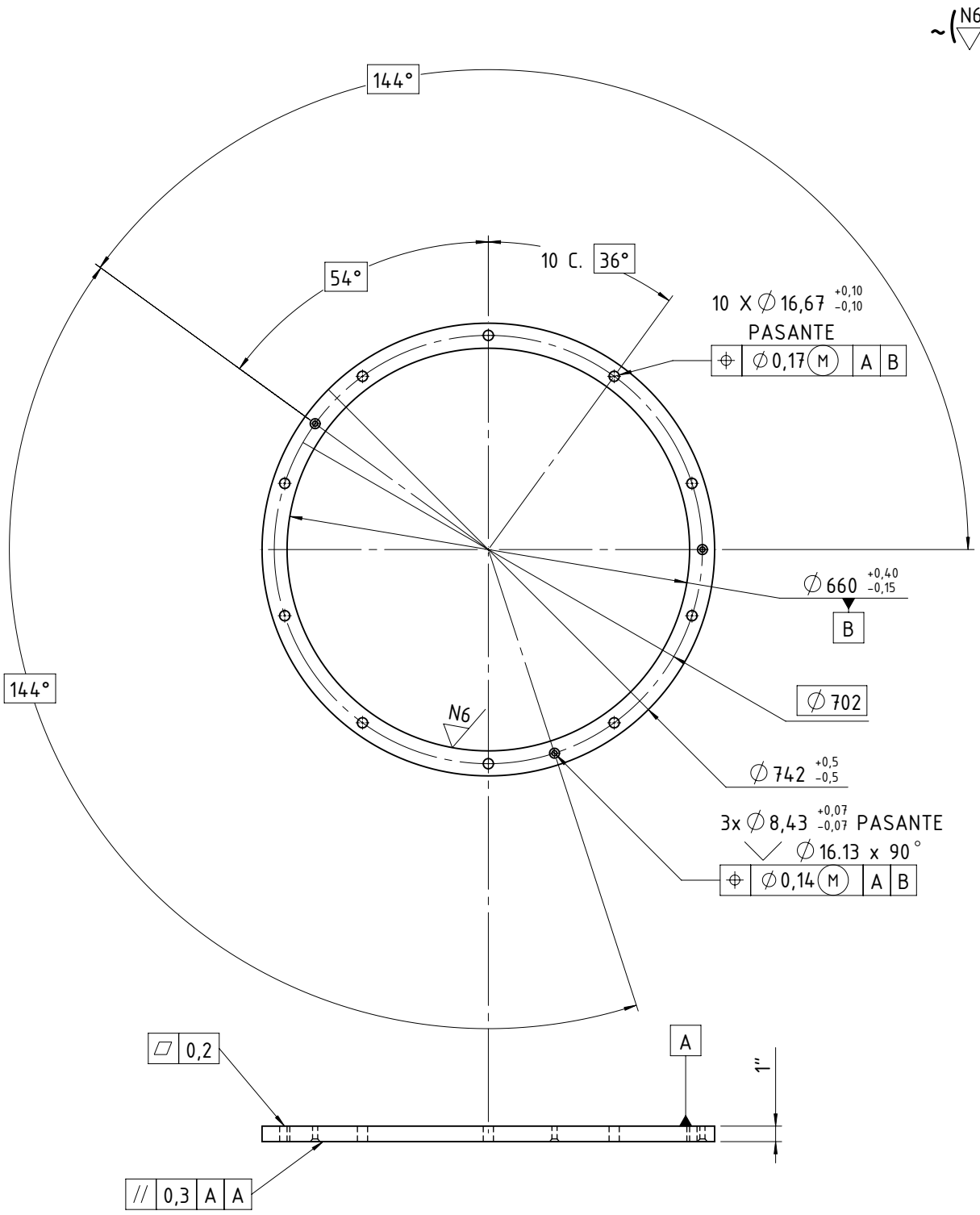
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PATÍN LADO TOLVA	AISI 1020	5	CHAPA 5/8"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

PATÍN LADO TOLVA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 10



Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	SEPARADOR BRIDA	AISI 1020	1	CHAPA 1"

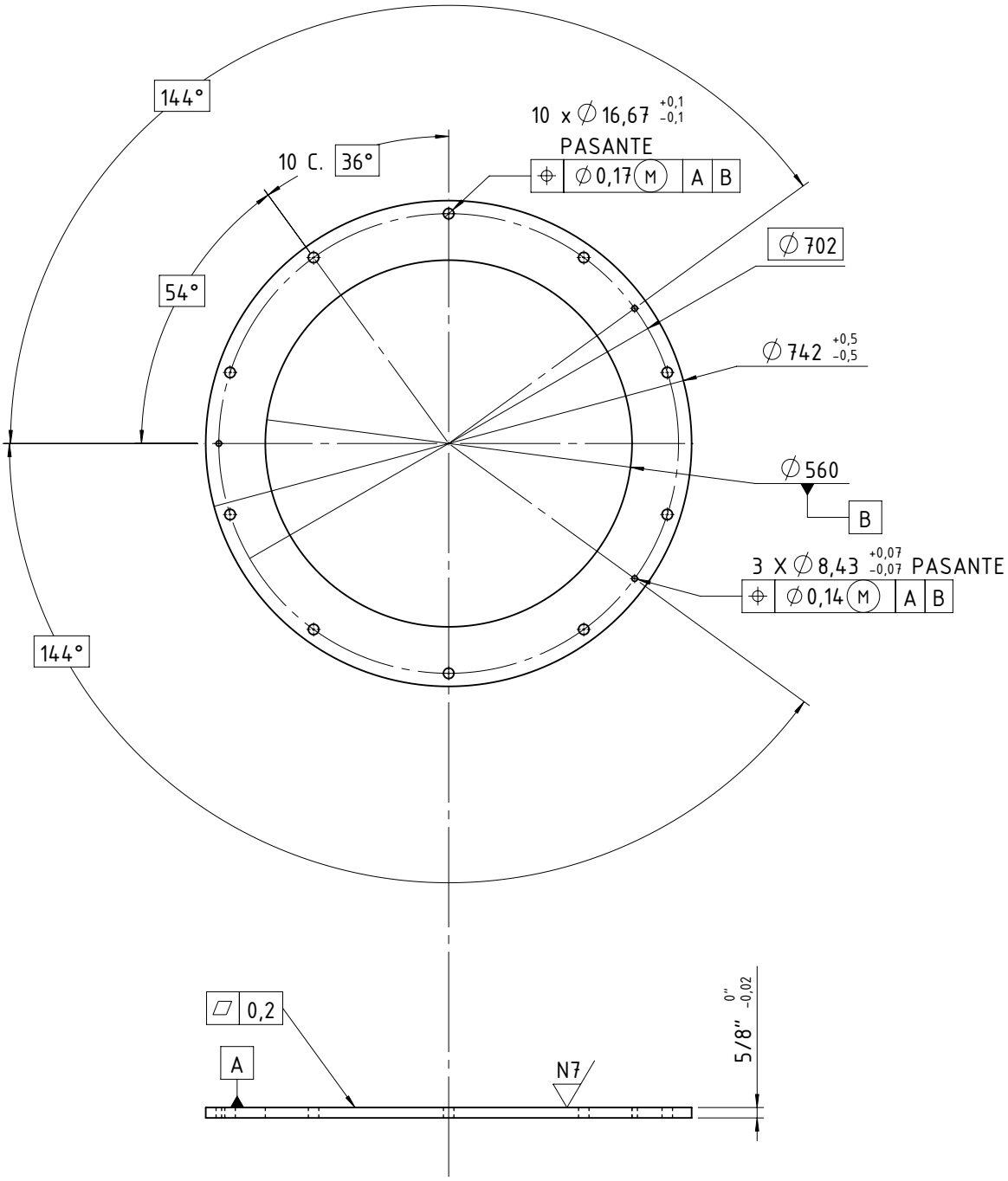
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

SEPARADOR BRIDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 11

~(N7)



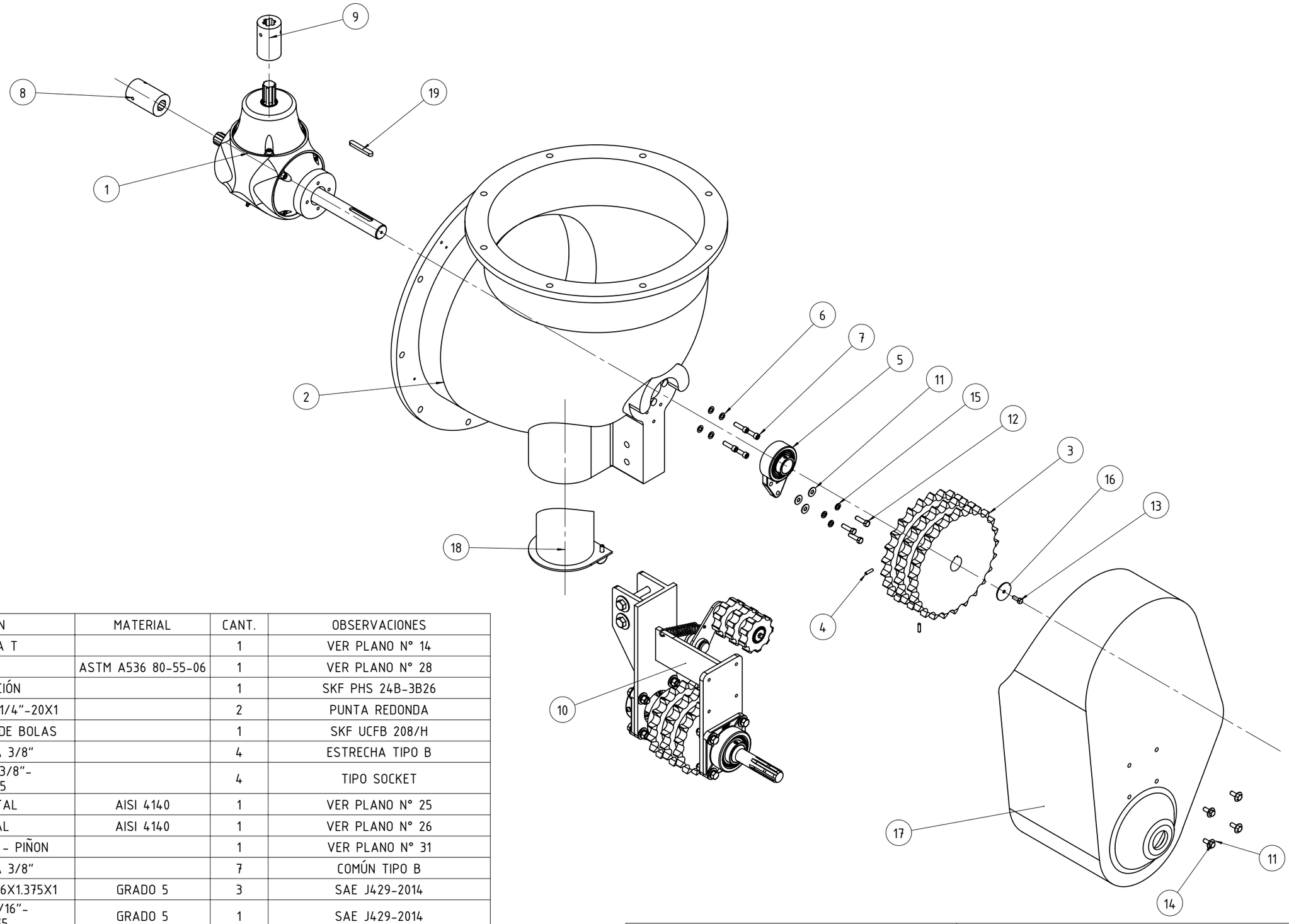
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PATÍN LADO CODO	AISI 1020	1	CHAPA 5/8"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

PATÍN LADO CODO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 12



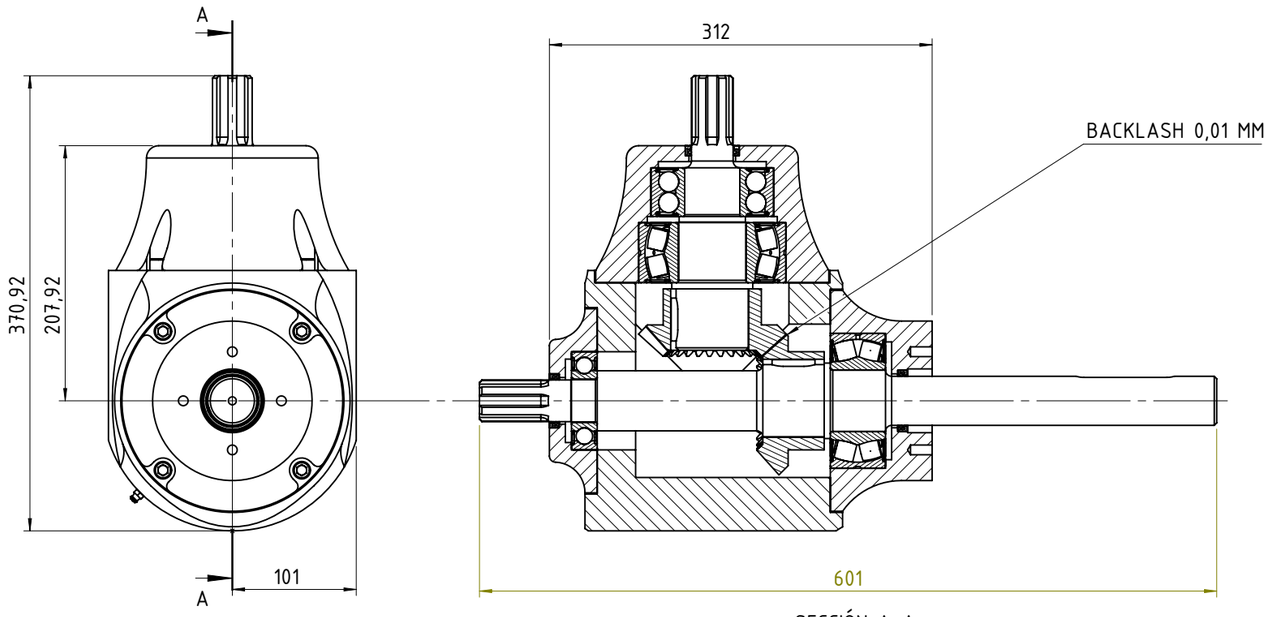
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CONJUNTO CAJA T		1	VER PLANO N° 14
2	CODO	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 28
3	CORONA REDUCCIÓN		1	SKF PHS 24B-3B26
4	TOR. FIJACIÓN ALLEN 1/4"-20X1		2	PUNTA REDONDA
5	UNIDAD RODAMIENTO DE BOLAS		1	SKF UCFB 208/H
6	ARANDELA PLANA 3/8"		4	ESTRECHA TIPO B
7	TORNILLO ALLEN 3/8"-16X1.375X1.375		4	TIPO SOCKET
8	CUBO HORIZONTAL	AISI 4140	1	VER PLANO N° 25
9	CUBO VERTICAL	AISI 4140	1	VER PLANO N° 26
10	CONJUNTO SOPORTE - PIÑON		1	VER PLANO N° 31
11	ARANDELA PLANA 3/8"		7	COMÚN TIPO B
12	BULÓN HEXAG. 3/8"-16X1.375X1	GRADO 5	3	SAE J429-2014
13	BULÓN HEXAG. 5/16"-18X0.875X0.875	GRADO 5	1	SAE J429-2014
14	BULÓN HEXAG. 3/8"-16X1X1	GRADO 1	4	SAE J429-2014
15	ARANDELA GROWER 3/8"		3	COMÚN
16	ARANDELA CORONA - CAJA	AISI 1020	1	VER PLANO N° 24
17	COBERTOR	ABS	1	VER PLANO N° 39
18	CONJUNTO TAPA AGUJERO CODO		1	VER PLANO N° 27
19	CHAVETA CORONA	AISI 1050	1	VER PLANO N° 23

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

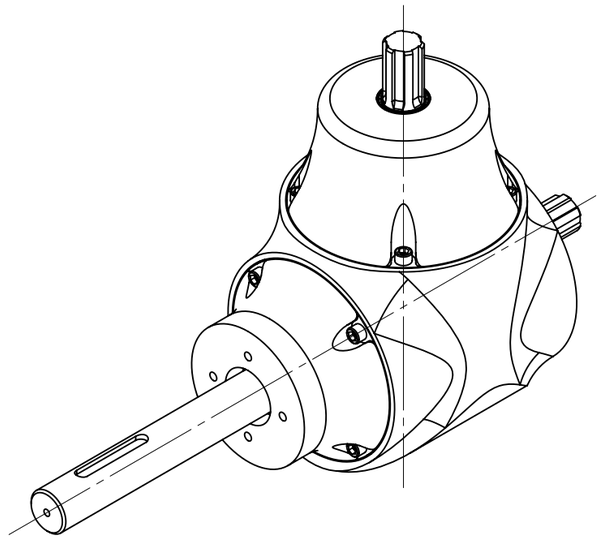
EXPLOSIONADA CAJA - CODO - REDUCCIÓN - COVERTOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

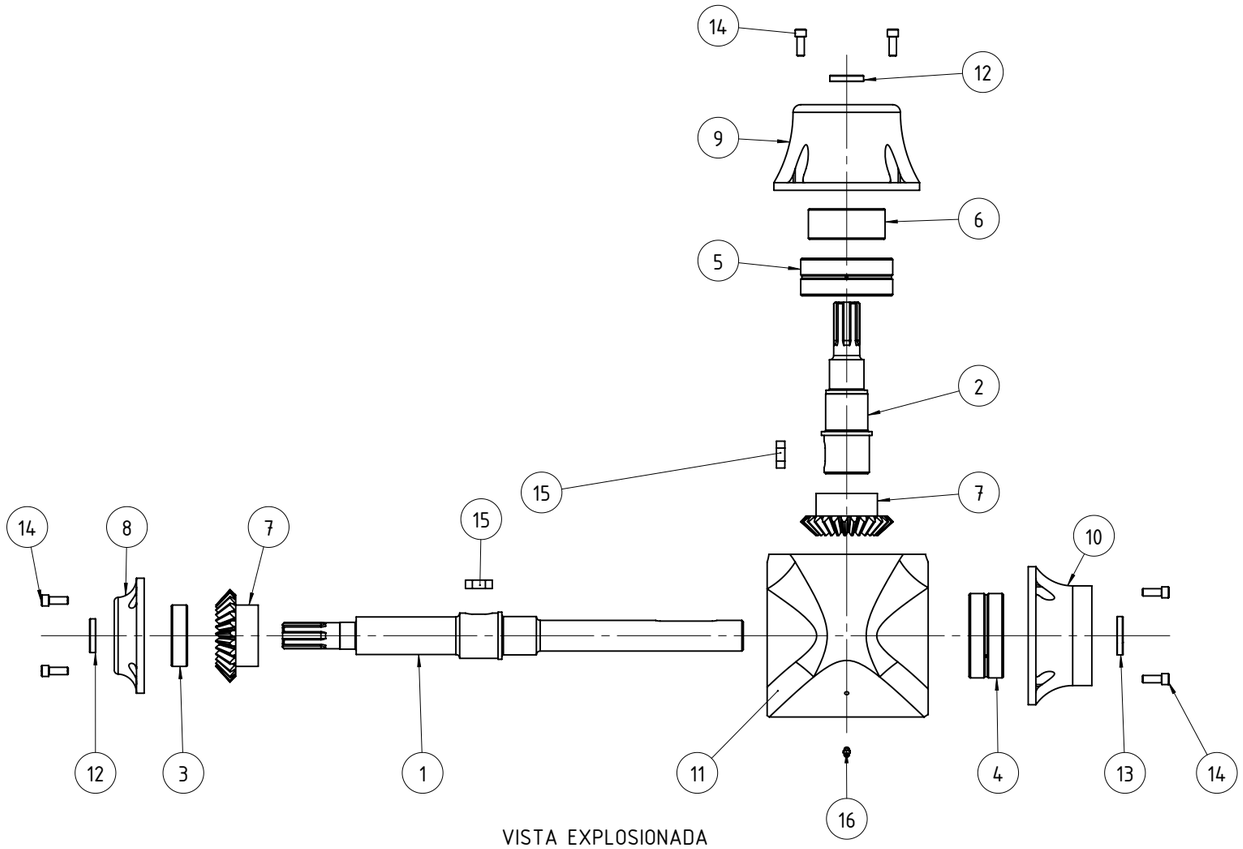
PLANO N° 13



SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA



VISTA EXPLOSIONADA
ESACALA 1:8

NOTAS:

PARA LAS JUNTAS UTILIZAR JUNTA LÍQUIDA LOCTITE 518

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE HORIZONTAL	AISI 4140	1	VER PLANO N° 15
2	EJE VERTICAL	AISI 4140	1	VER PLANO N° 16
3	RODAMIENTO BOLAS 1 HILERA		1	SKF 6307-2RS1
4	RODAMIENTO RODILLOS RÓTULA		1	SKF BS2-2310-2RS
5	RODAMIENTO RODILLOS RÓTULA		1	SKF BS2-2311-2RS
6	RODAMIENTO BOLAS 2 HILERAS		1	SKF 3309 A-2RS1
7	ENGRANAJE CÓNICO	AISI GRADE 18NI (350)	2	VER PLANO N° 17
8	BRAZO SALIDA HORIZONTAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 18
9	BRAZO SALIDA VERTICAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 19
10	BRAZO ENTRADA HORIZONTAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 20
11	CAJA CENTRAL	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 21
12	RETÉN		2	SKF 34X44X8-HMSA10-RG
13	RETÉN		1	SKF 40X50X8-HMSA10-RG
14	TORNILLO ALLEN 3/8"-16X1X1		12	TIPO SOCKET
15	CHAVETA ENGRANAJE	AISI 1050	2	VER PLANO N° 22
16	ALEMITE RECTO UNF 1/4"-28		1	

PROYECTO FINAL

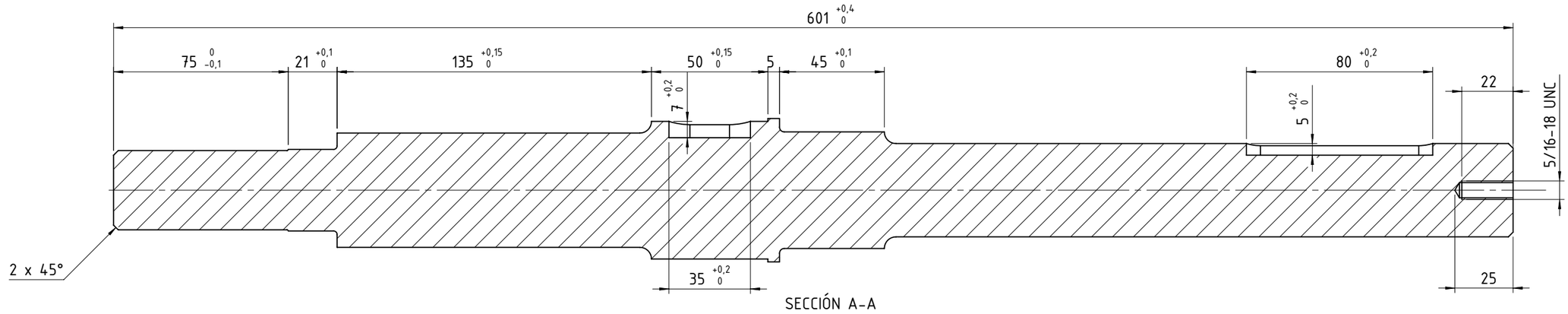
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CONJUNTO CAJA T

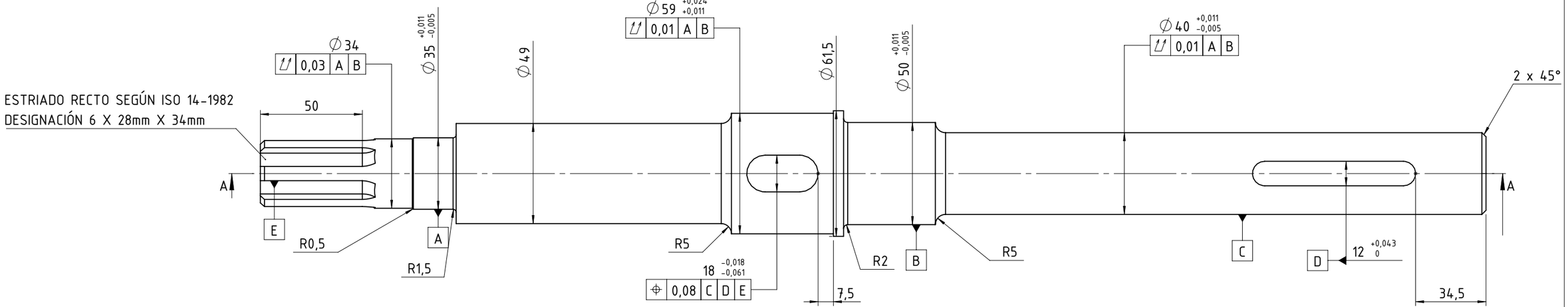
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

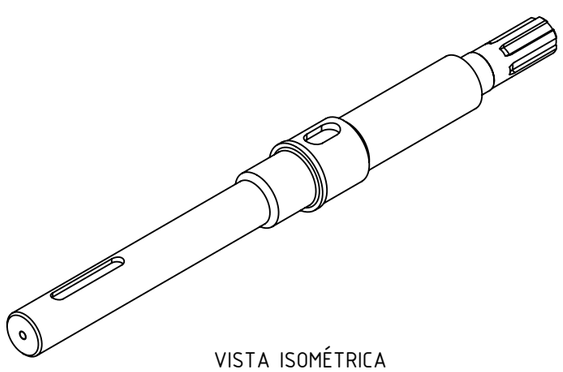
PLANO N° 14

N6 ()



SECCIÓN A-A





VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

NOTAS:
TRATAMIENTO TÉRMICO: NORMALIZADO 870°C - RECOCIDO 845°C- TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO 595°C
DUREZA SUPERFICIAL: 55 HRC
DUREZA CENTRO: 50 HRC

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE HORIZONTAL	AISI 4140	1	

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

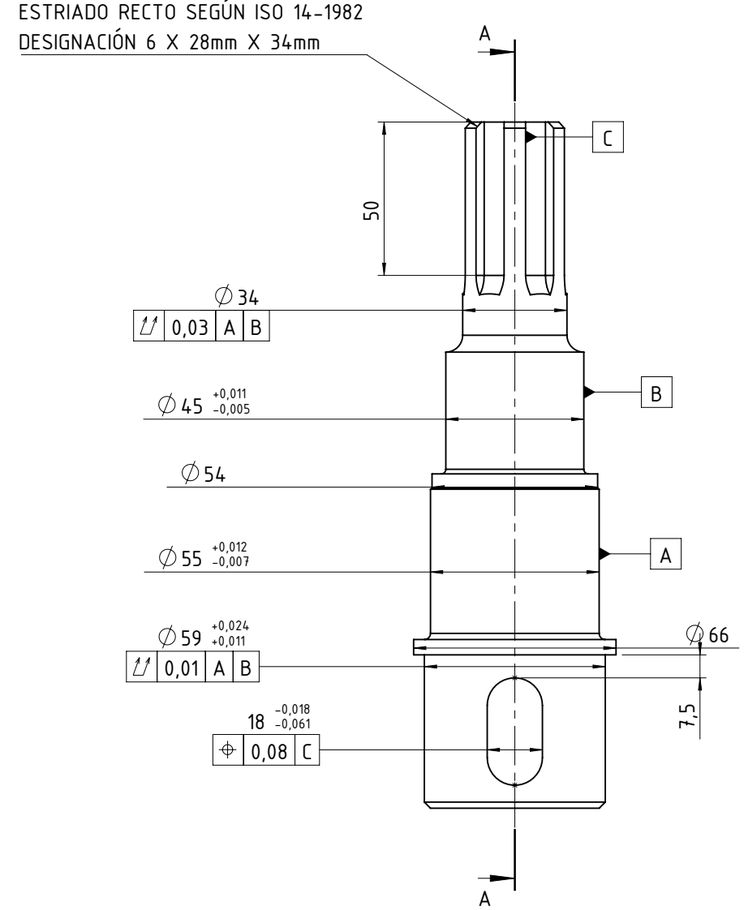
EJE HORIZONTAL

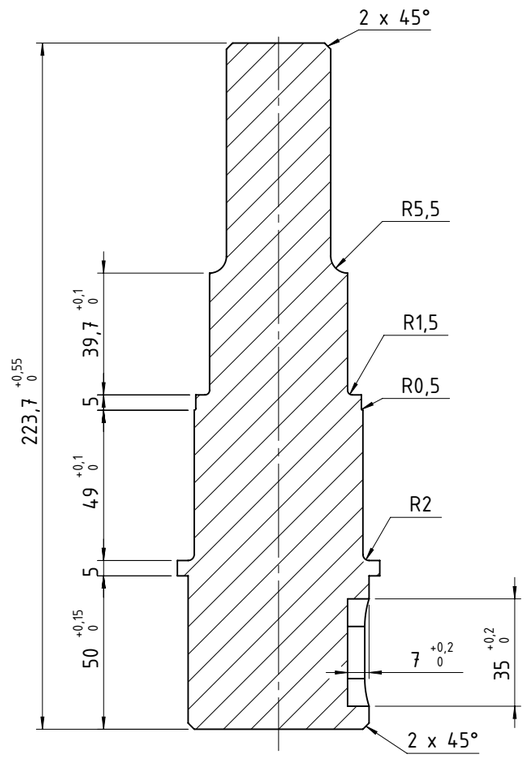
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	04/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 15

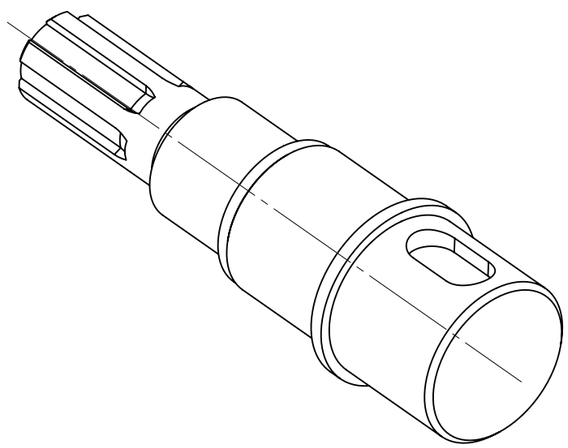
N6 ()

ESTRIADO RECTO SEGÚN ISO 14-1982
DESIGNACIÓN 6 X 28mm X 34mm





SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:
TRATAMIENTO TÉRMICO: NORMALIZADO 870°C - RECOCIDO 845°C- TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO 595°C
DUREZA SUPERFICIAL: 55 HRC
DUREZA CENTRO: 50 HRC

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE VERTICAL	AISI 4140	1	

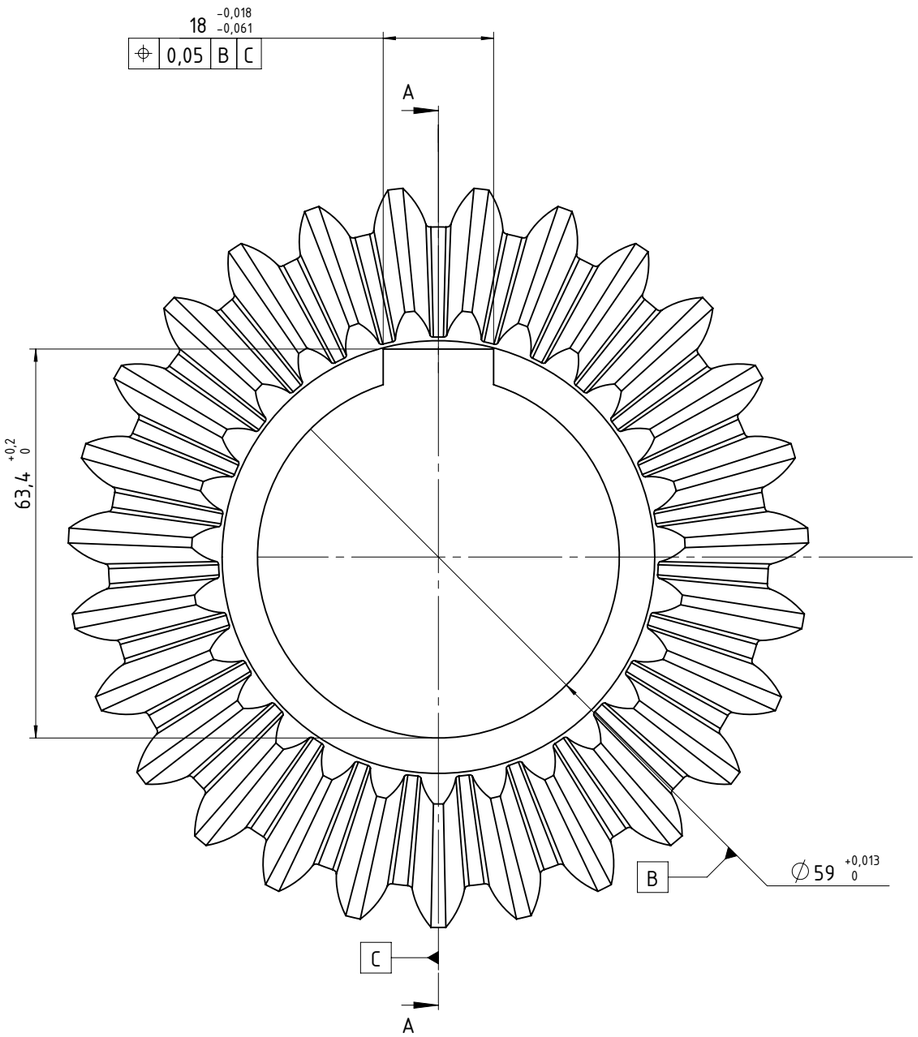
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

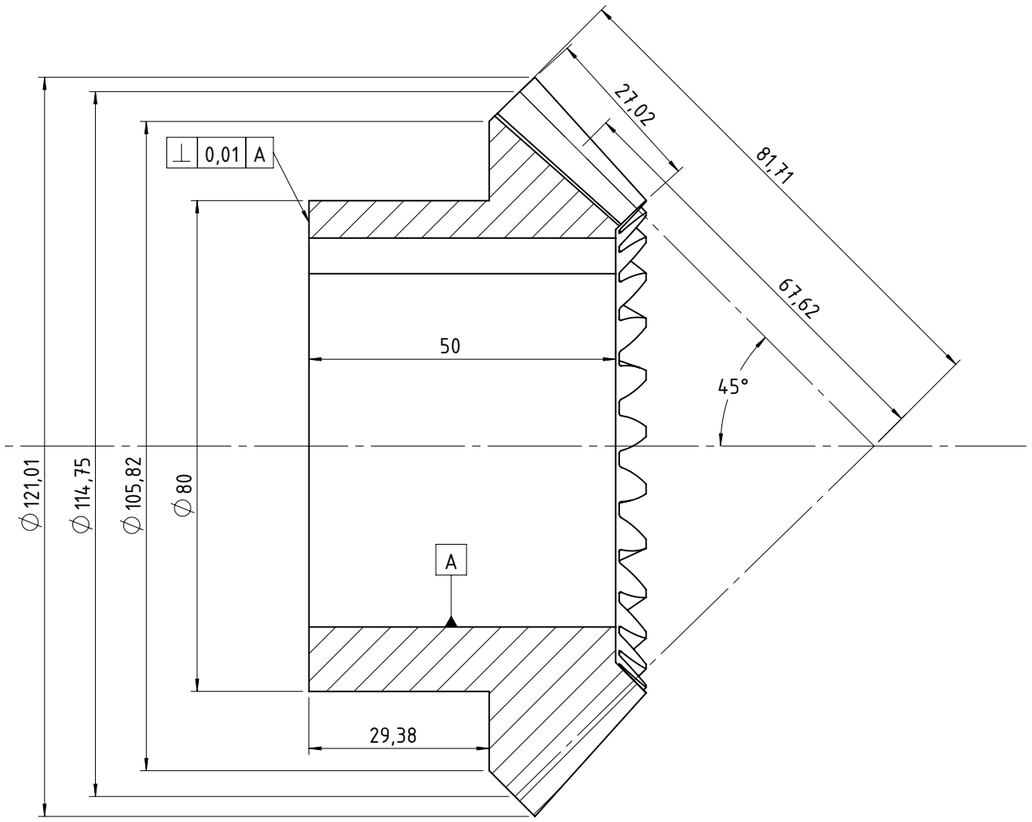
EJE VERTICAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

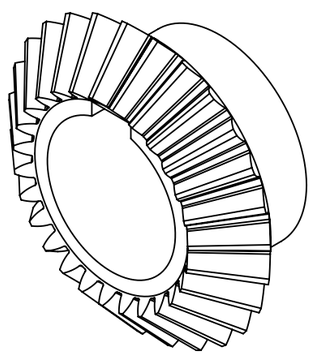
PLANO N° 16

N6 ()





SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2

DATOS	
MÓDULO	4,25
NÚMERO DE DIENTES	27
Dp	114,75
ÁNGULO CONO	45°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
NORMA	AGMA 2005-C96

NOTAS:
TRATAMIENTO TÉRMICO: ENVEJECIDO 540°C POR 6 HORAS
DUREZA SUPERFICIAL: 60 HRC
DUREZA CENTRO DIENTE: 56 HRC:

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	ENGRANAJE CÓNICO	AISI GRADE 18NI (350)	1	

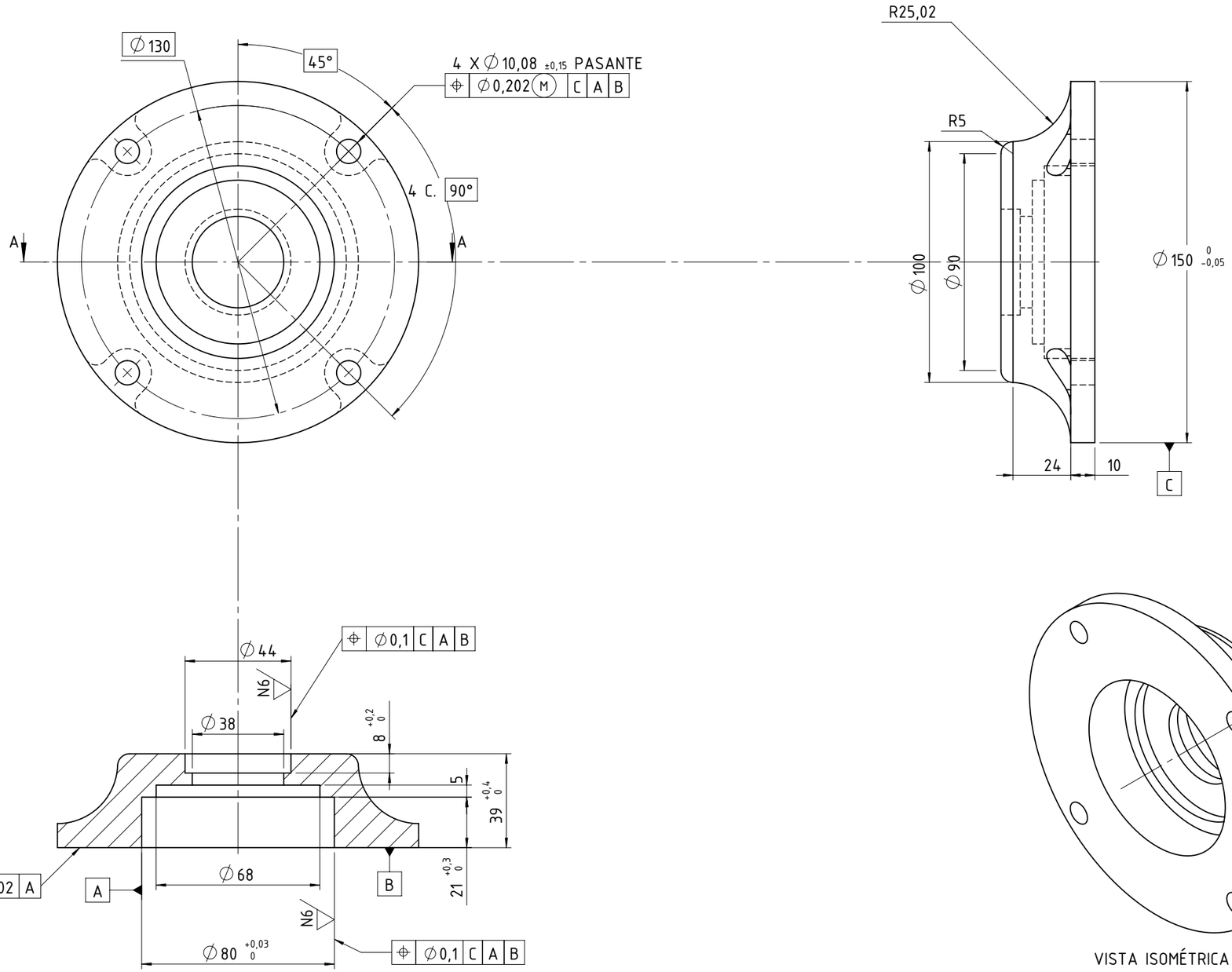
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

ENGRANAJE CÓNICO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 17

N8 (N6)



SECCIÓN A-A

VISTA ISOMÉTRICA

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TAPA SALIDA HORIZONTAL	ASTM A536 80-55-06	1	

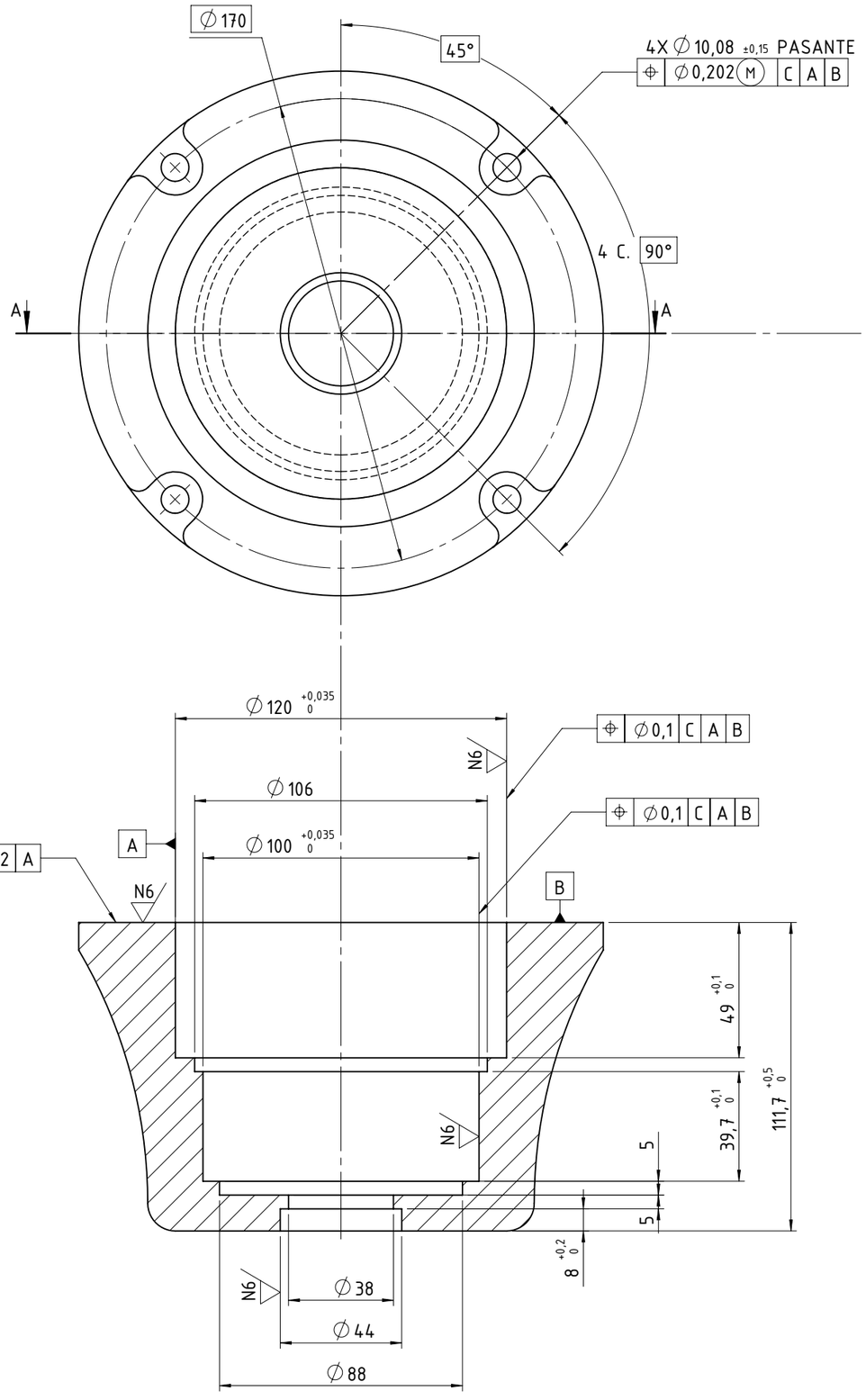
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

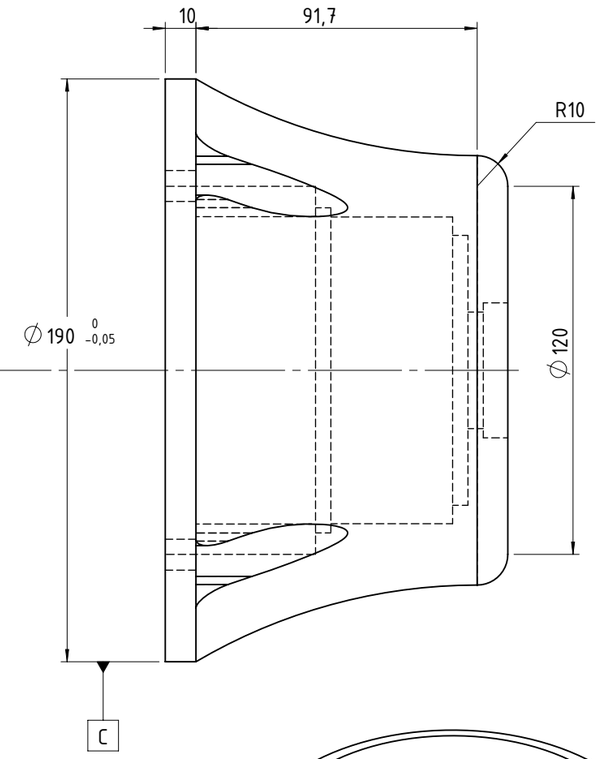
TAPA SALIDA HORIZONTAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

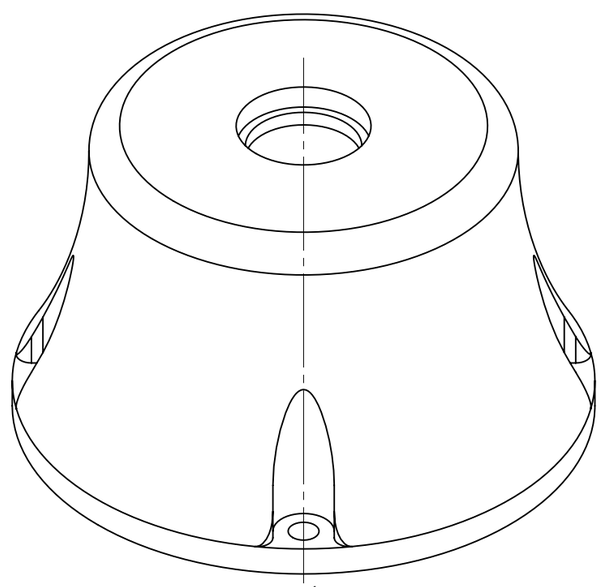
PLANO N° 18

N8 (N6)





SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TAPA SALIDA VERTICAL	ASTM A536 80-55-06	1	

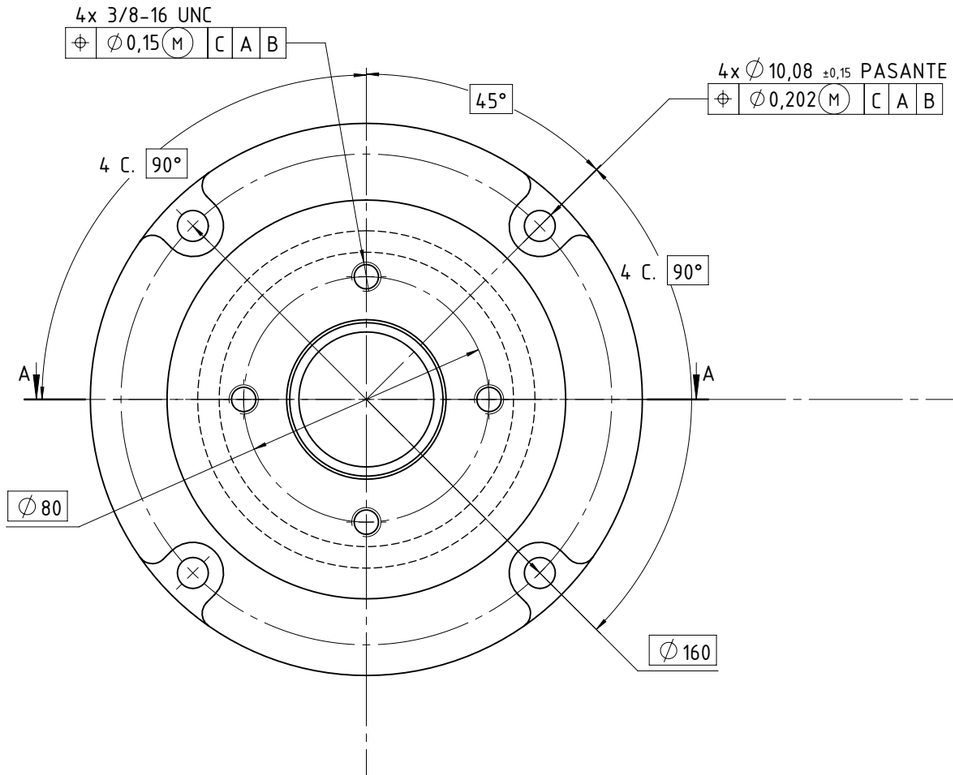
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

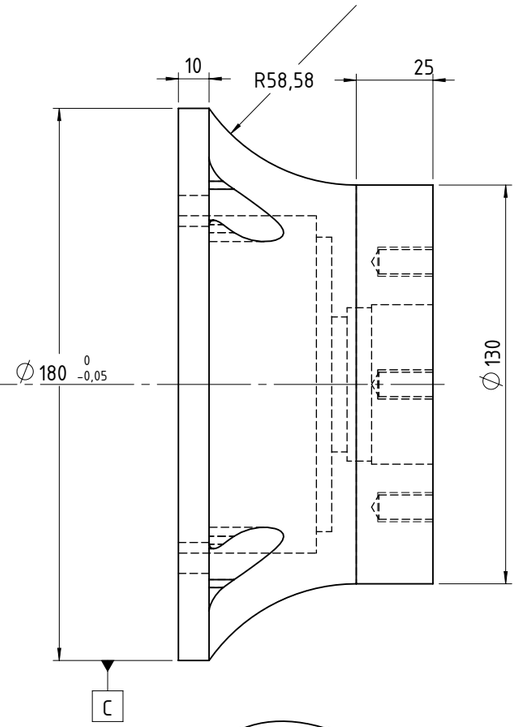
TAPA SALIDA VERTICAL

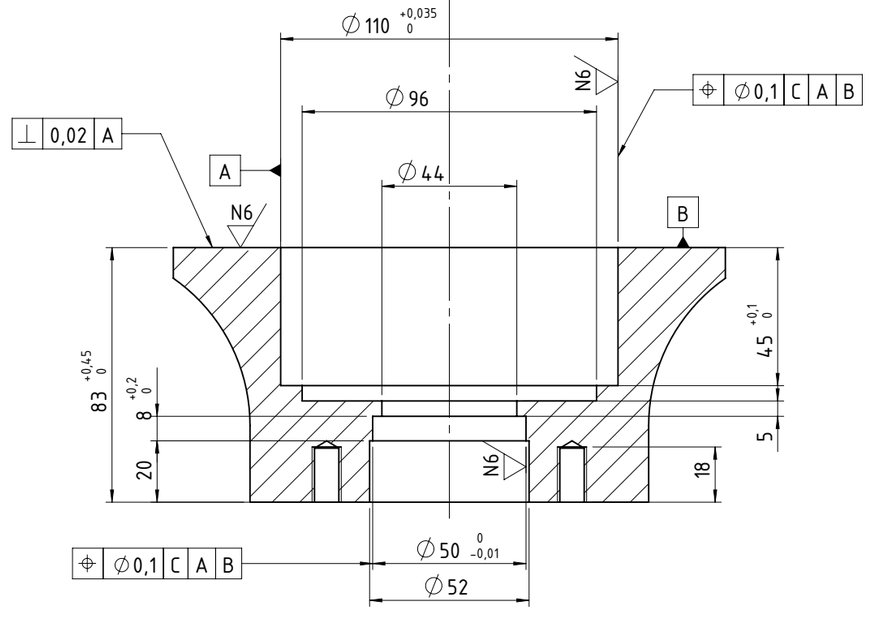
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 19

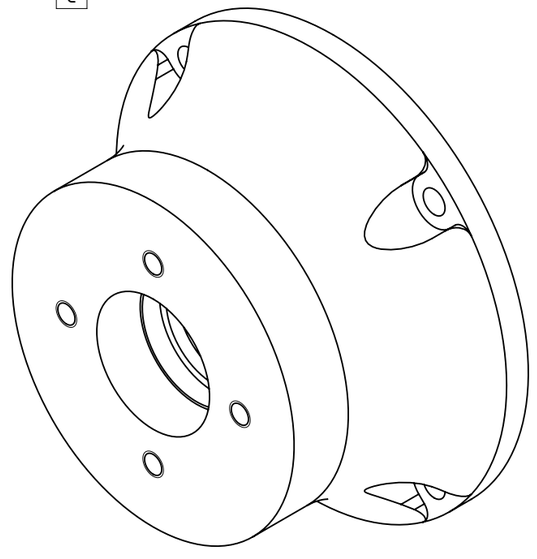
N8 (N6)







SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA

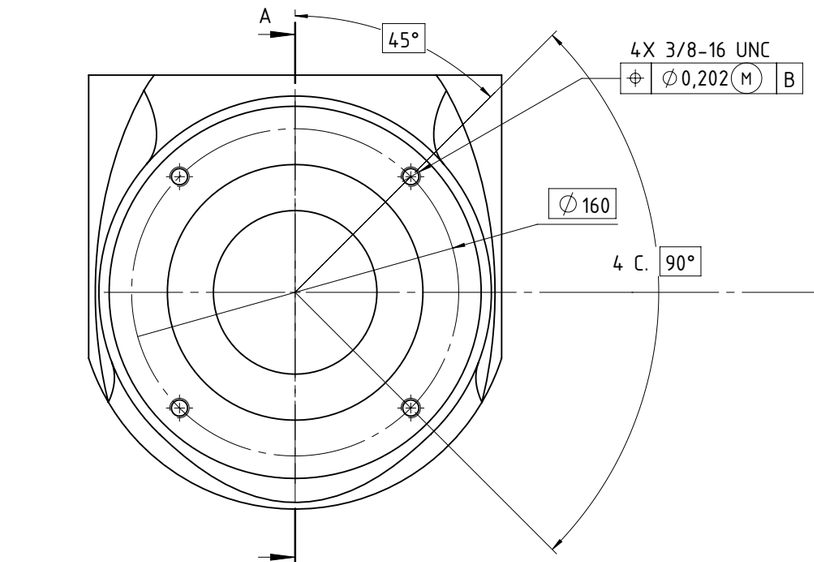
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TAPA ENTRADA HORIZONTAL	ASTM A536 80-55-06	1	

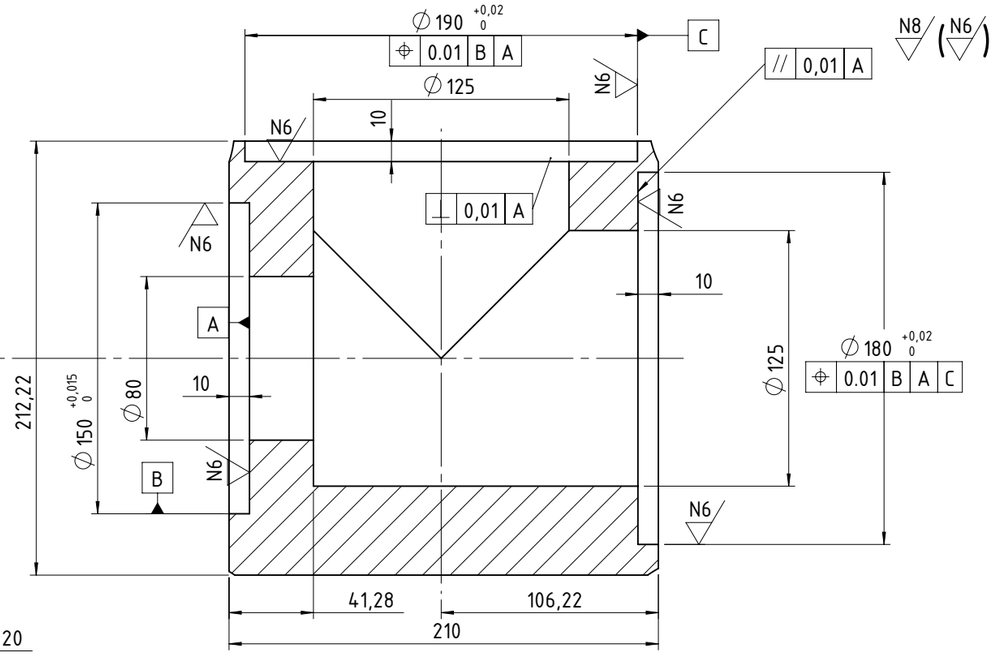
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

TAPA ENTRADA HORIZONTAL

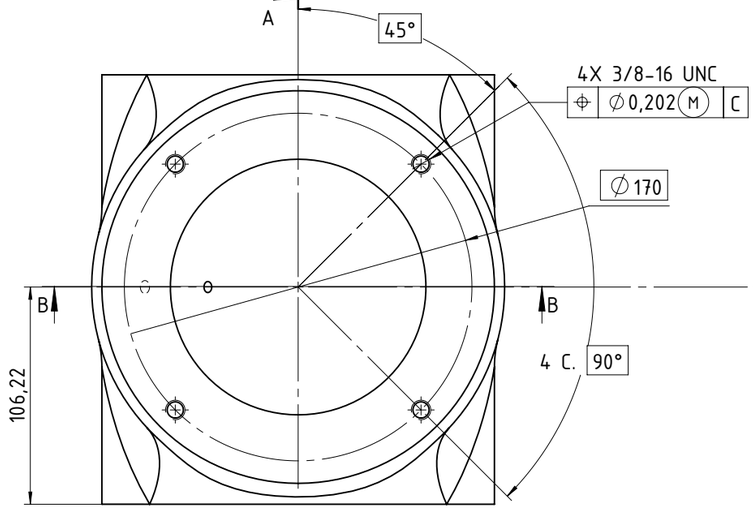
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

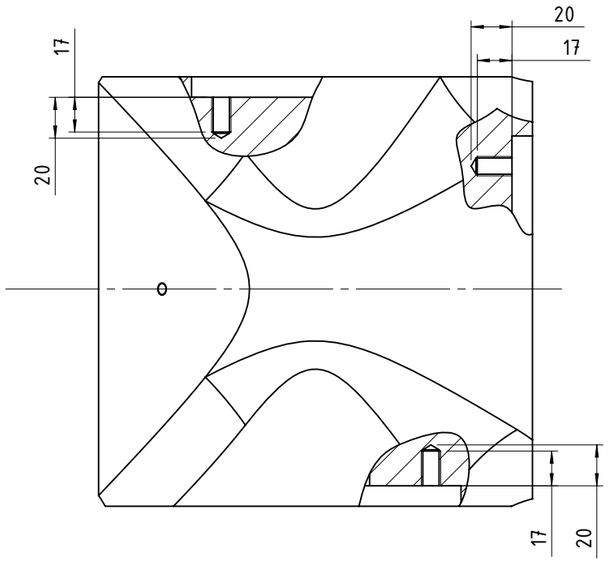
PLANO N° 20

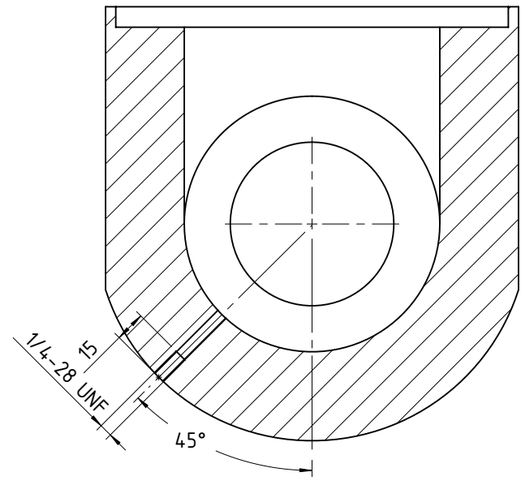




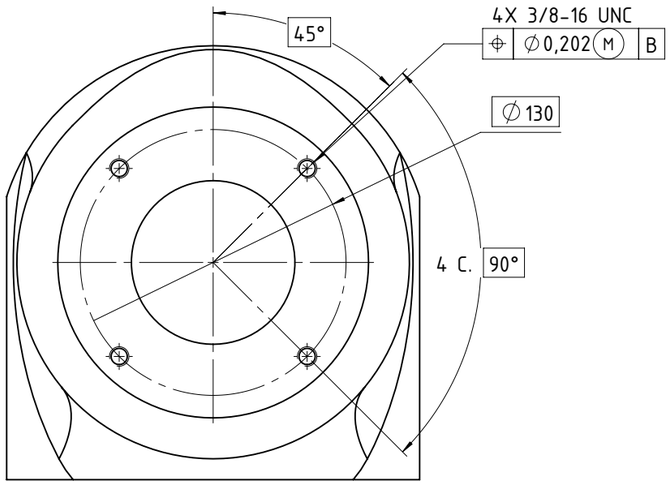
SECCIÓN A-A

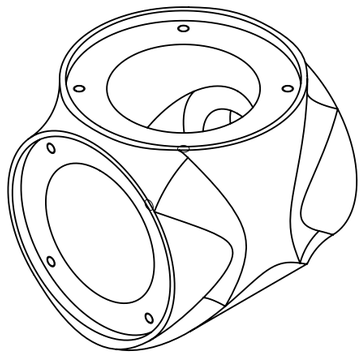






SECCIÓN B-B





VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CAJA CENTRAL	ASTM A536 80-55-06	1	

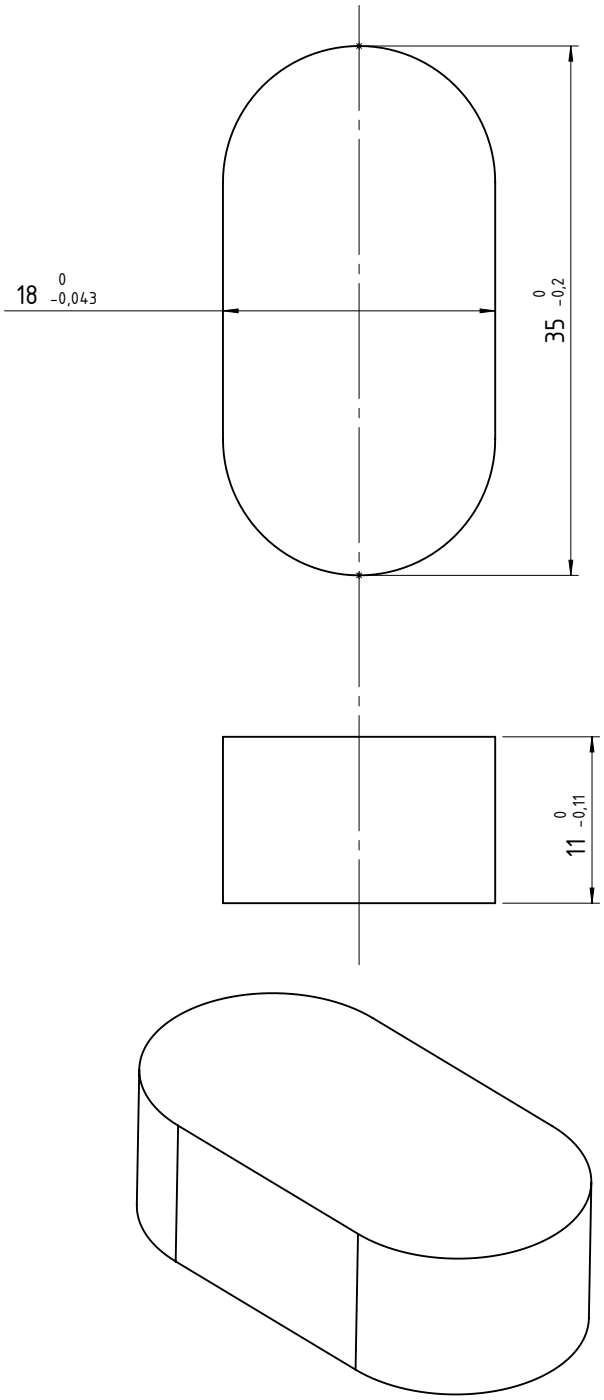
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CAJA CENTRAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:3
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 21

(~)



VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:
TRATAMIENTO TÉRMICO: TEMPLADO EN AGUA DESDE 830°C
DUREZA SUPERFICIAL: 26 HRC

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CHAVETA ENGRANAJE	AISI 1050	2	DIN 6885

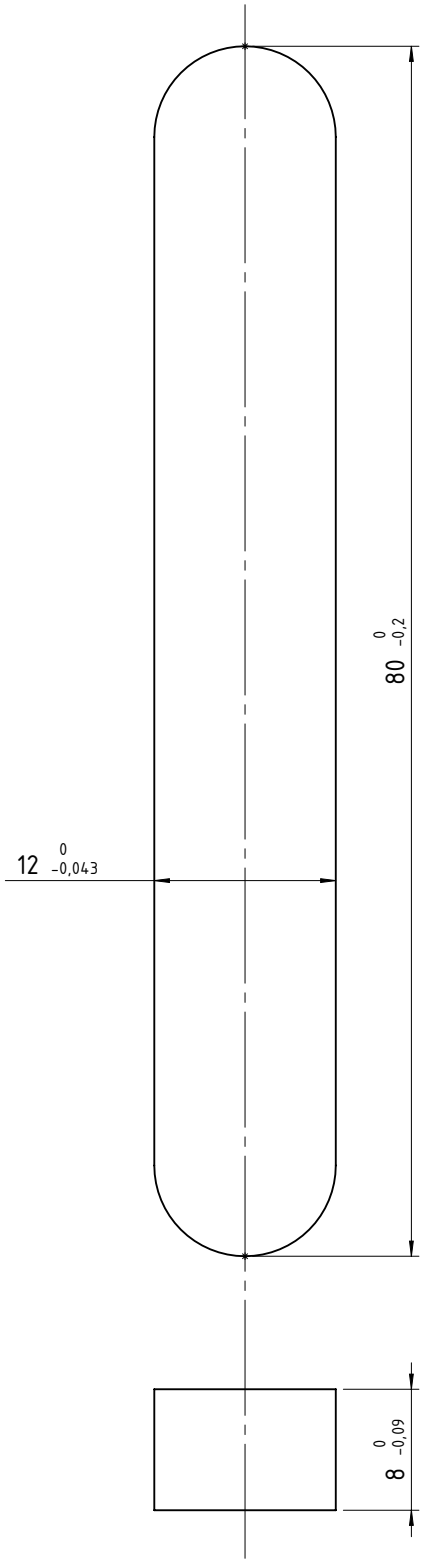
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CHAVETA ENGRANAJE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	2:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 22

(~)



NOTAS:

TRATAMIENTO TÉRMICO: TEMPLADO EN AGUA DESDE 830°C

DUREZA SUPERFICIAL: 26 HRC

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CHAVETA CORONA	AISI 1050	1	DIN 6558

PROYECTO FINAL

ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA

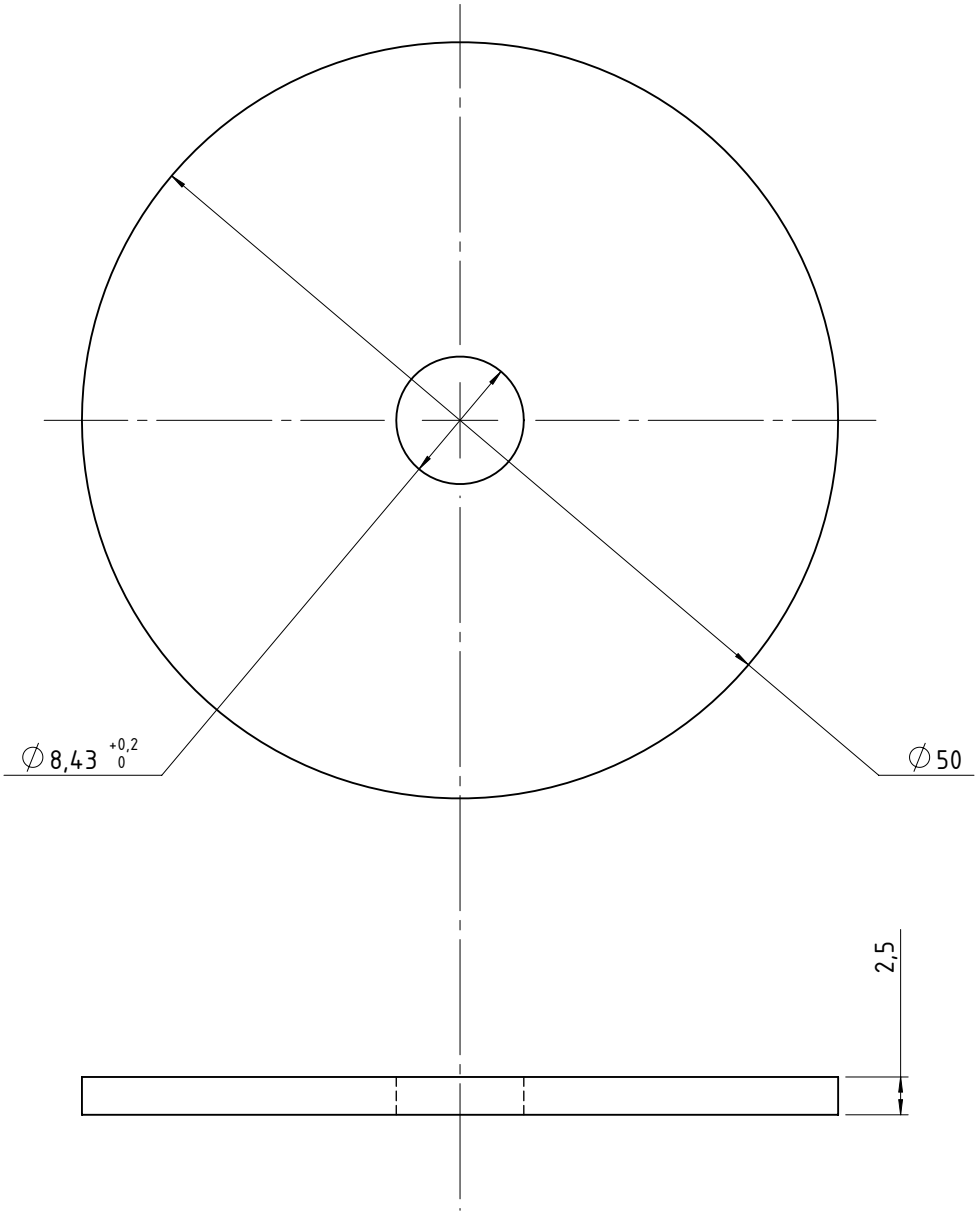
ROSARIO

CHAVETA CORONA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	2:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 23

(~)



Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	ARANDELA CORONA - CAJA	AISI 1020	1	

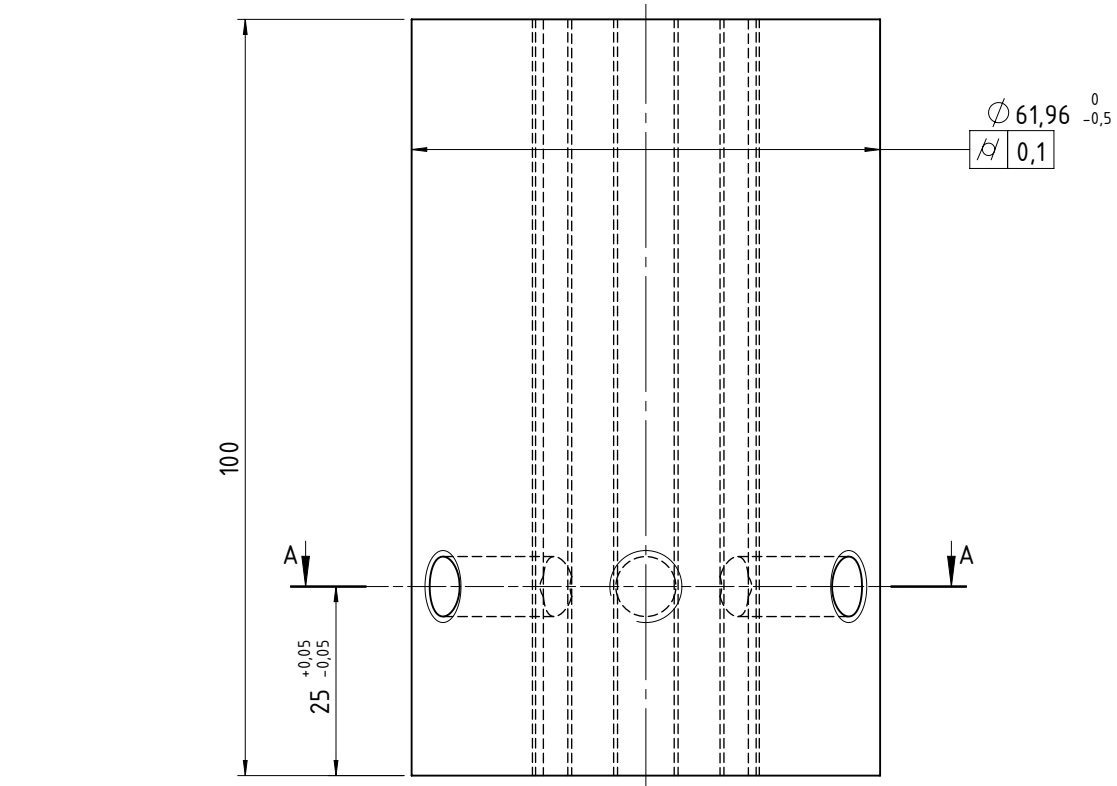
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

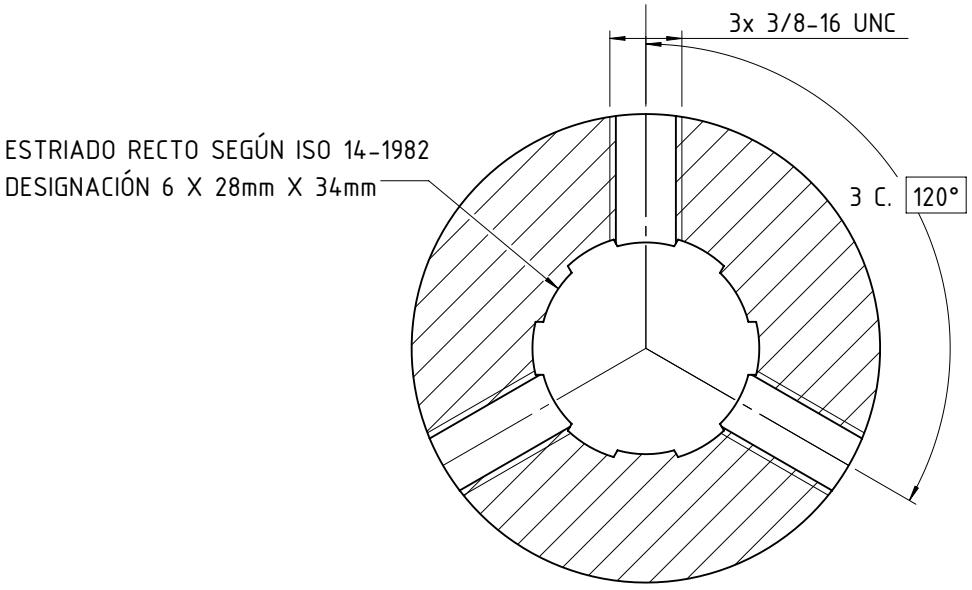
ARANDELA CORONA - CAJA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	2:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 24

N7 ()





SECCIÓN A-A

NOTAS:

TRATAMIENTO TÉRMICO: NORMALIZADO 870°C - RECOCIDO 845°C- TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO 595°C

DUREZA SUPERFICIAL: 55 HRC

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CUBO HORIZONTAL	AISI 4140	1	

PROYECTO FINAL

ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA

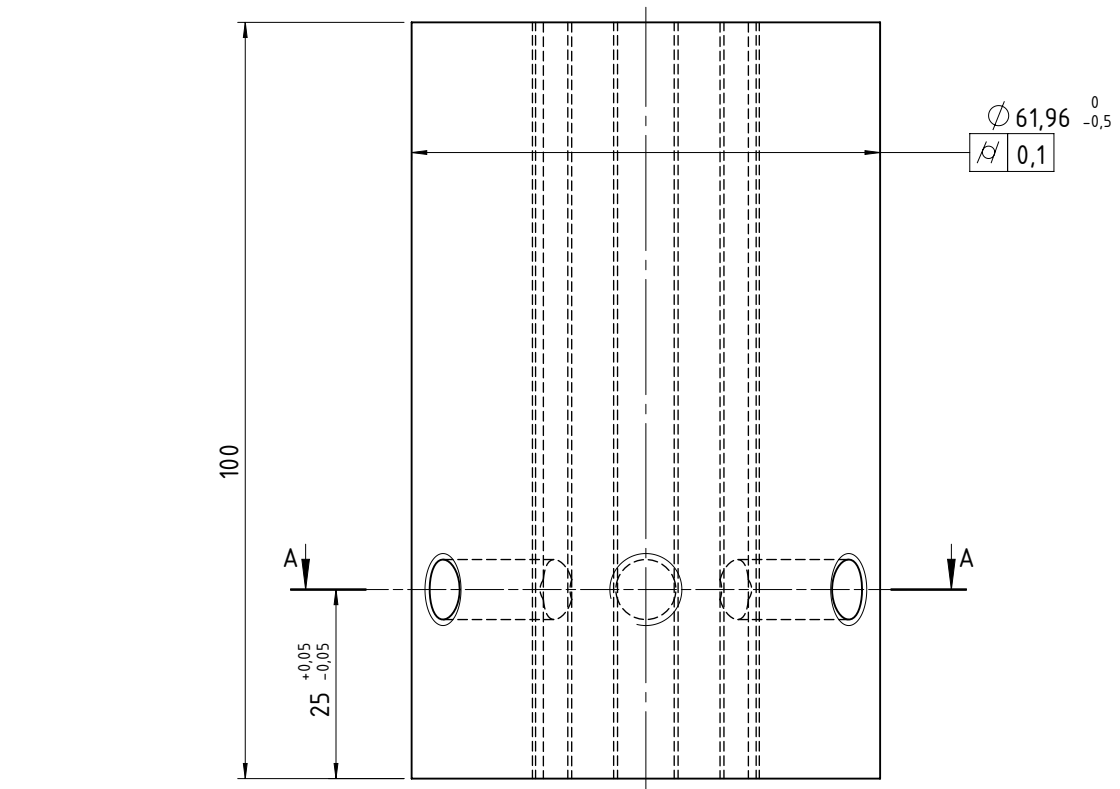
ROSARIO

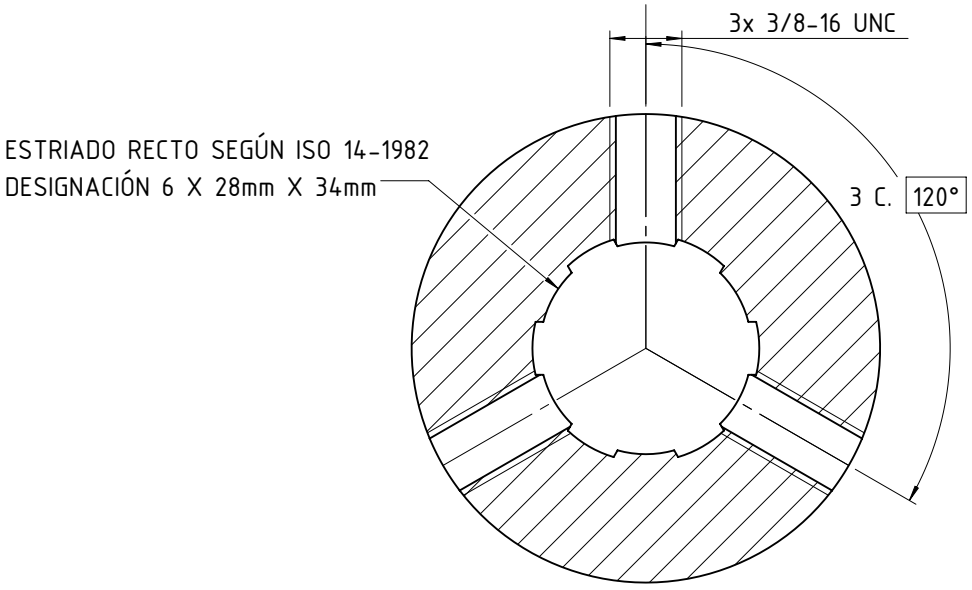
CUBO HORIZONTAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 25

N7 ()





SECCIÓN A-A

NOTAS:

TRATAMIENTO TÉRMICO: NORMALIZADO 870°C - RECOCIDO 845°C- TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO 595°C
DUREZA SUPERFICIAL: 55 HRC

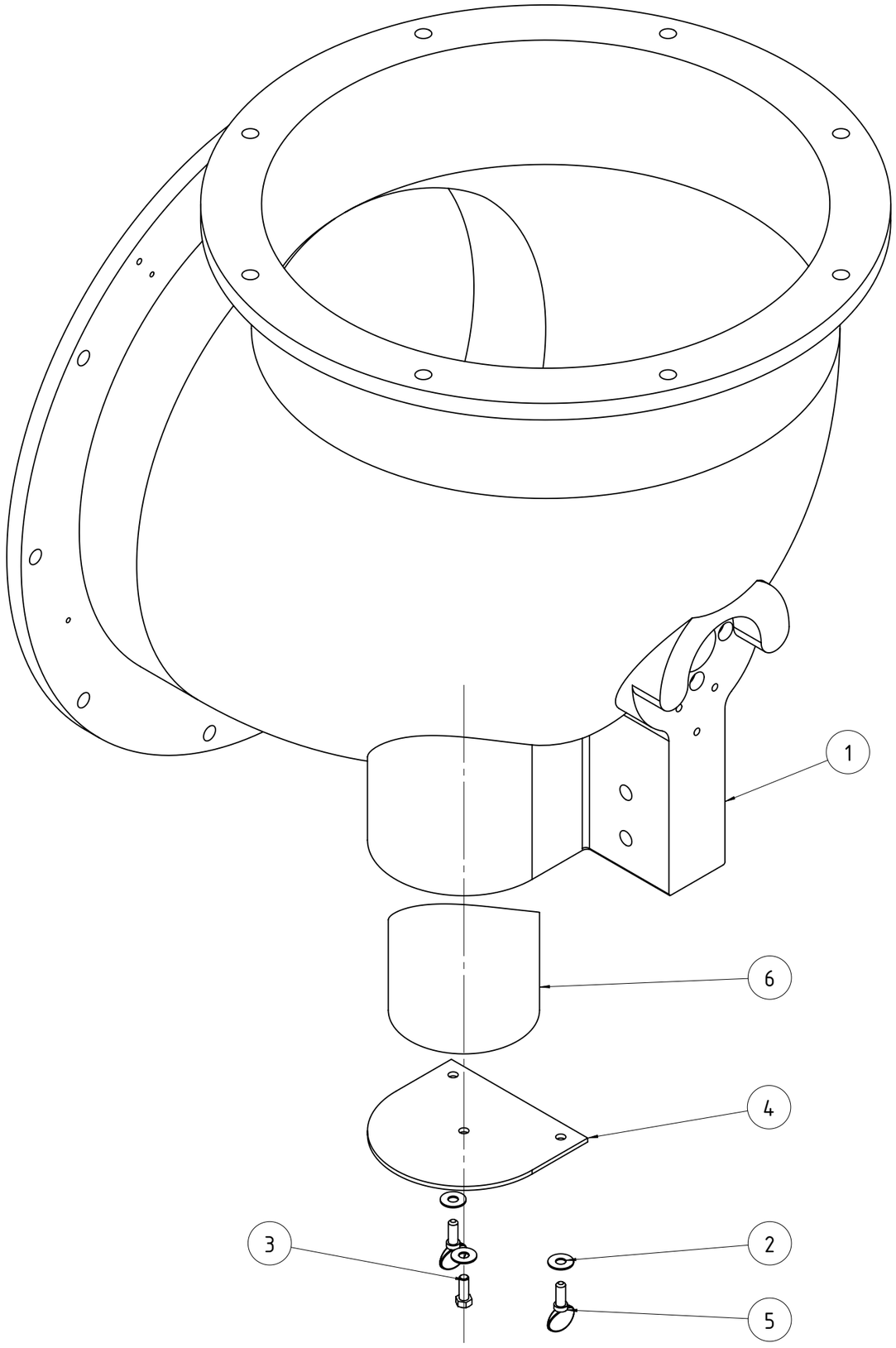
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CUBO VERTICAL	AISI 4140	1	

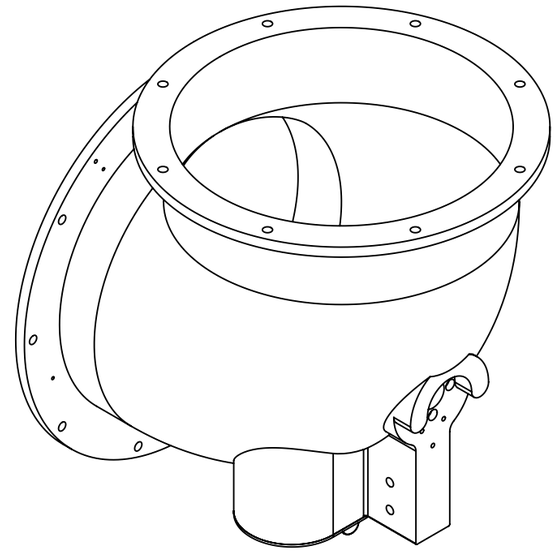
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CUBO VERTICAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 26





VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

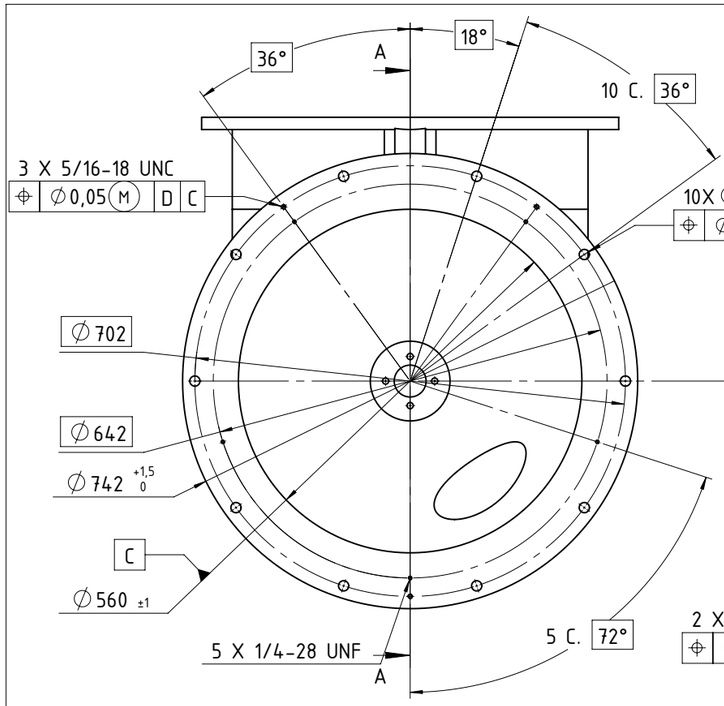
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CODO	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 28
2	ARANDELA PLANA 3/8"		3	COMÚN TIPO B
3	BULÓN HEXAG. 3/8"-16X1X1	GRADO 1	1	SAE J429-2014
4	TAPA CODO	AISI 1020	1	VER PLANO N° 29
5	TORNILLO PULGAR 3/8"		2	GRANDE
6	RELLENO TAPA	ASTM A536 80-55-06	1	VER PLANO N° 30

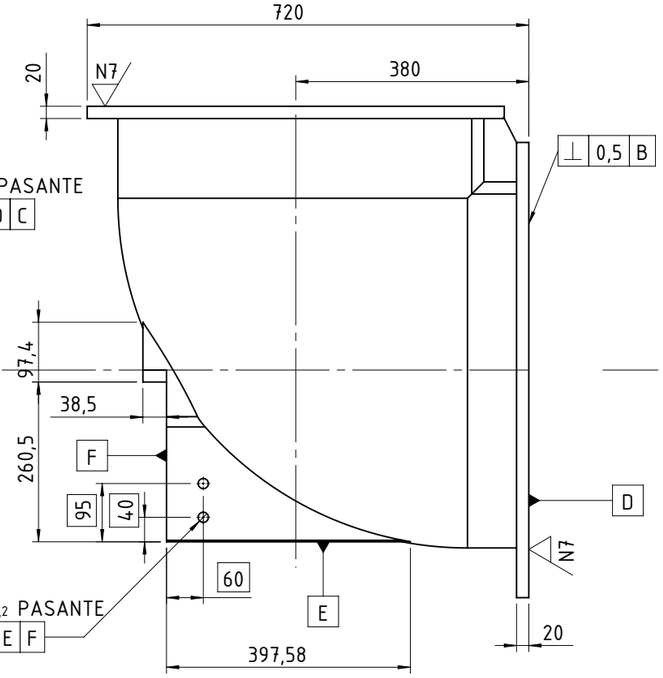
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

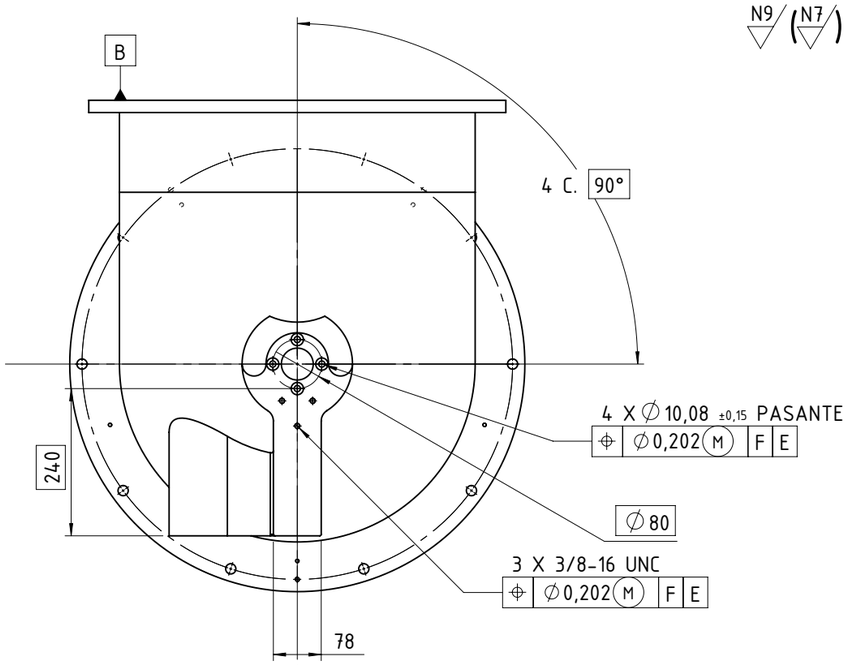
EXPLOSIONADA CODO

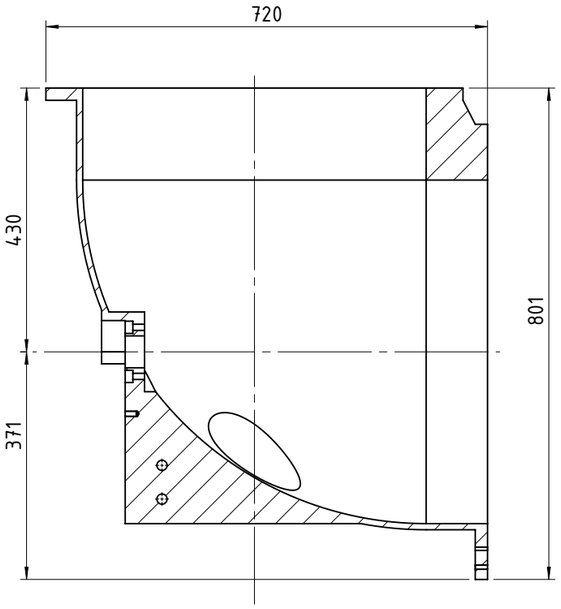
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 27

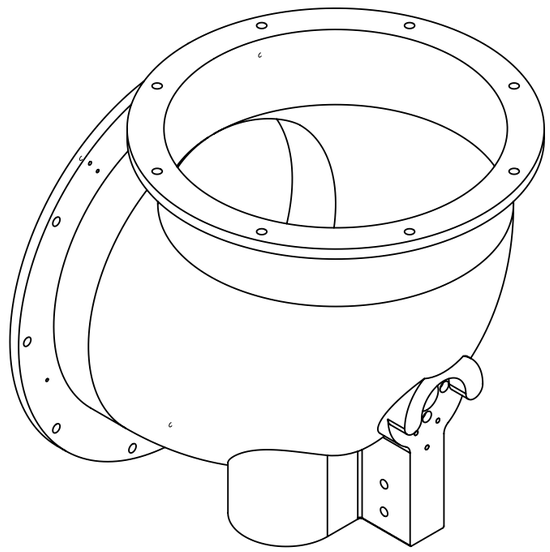




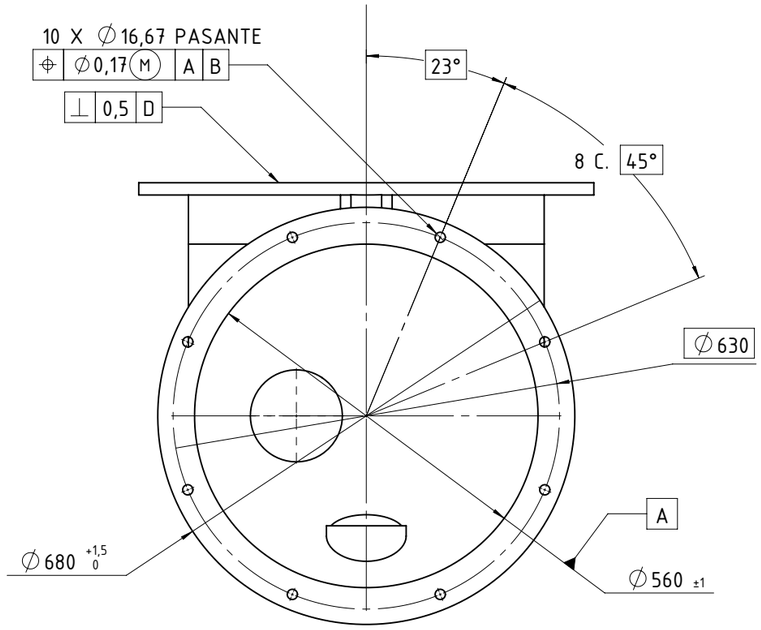




SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA



NOTAS:
ESTA PIEZA SE MANUFACTURA DESDE UNA BASE DE DATOS CAD, TODAS LAS DIMENSIONES SE DEBEN OBTENER DEL MODELO CAD

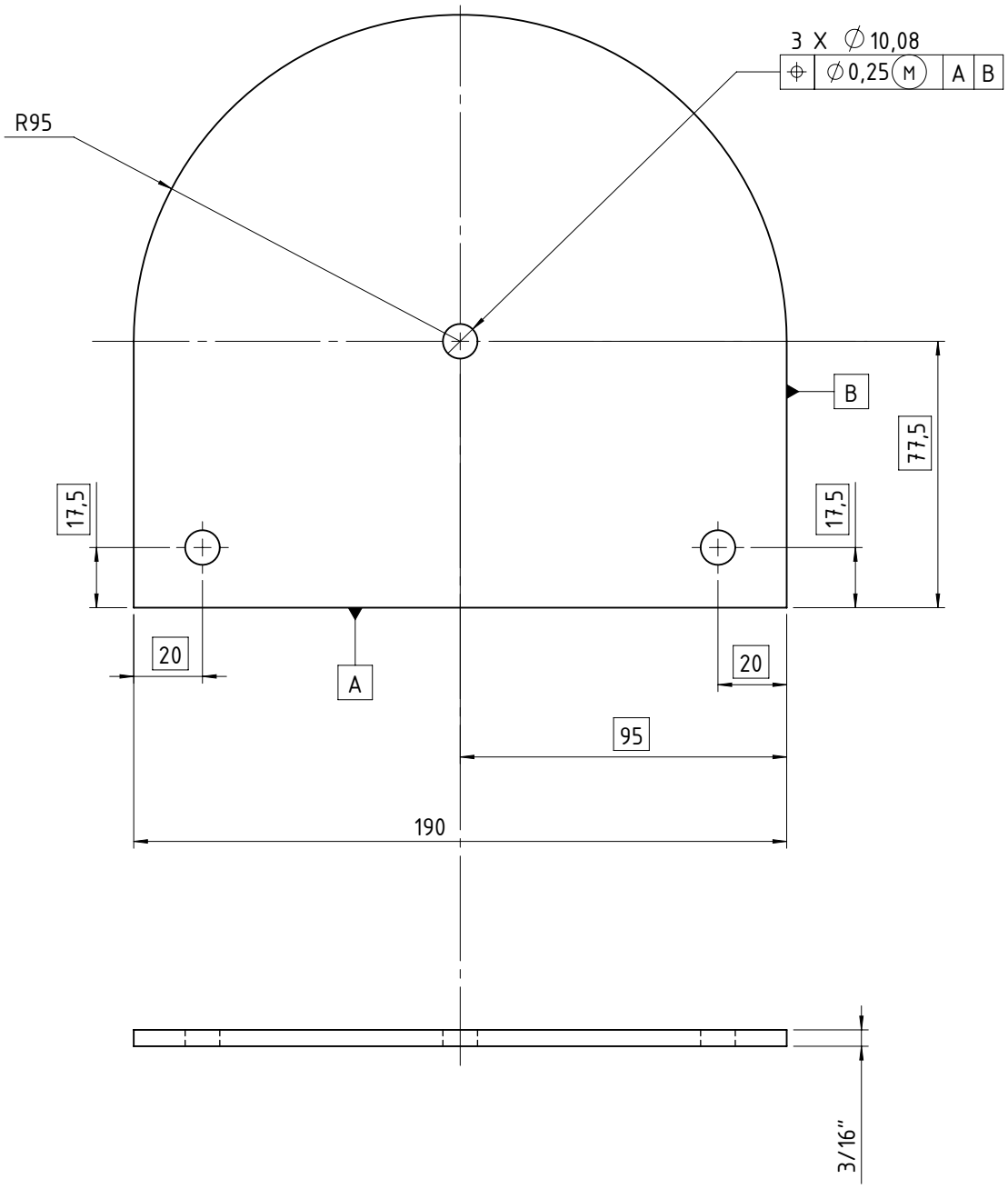
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CODO	ASTM A536 80-55-06	1	

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CODO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 28



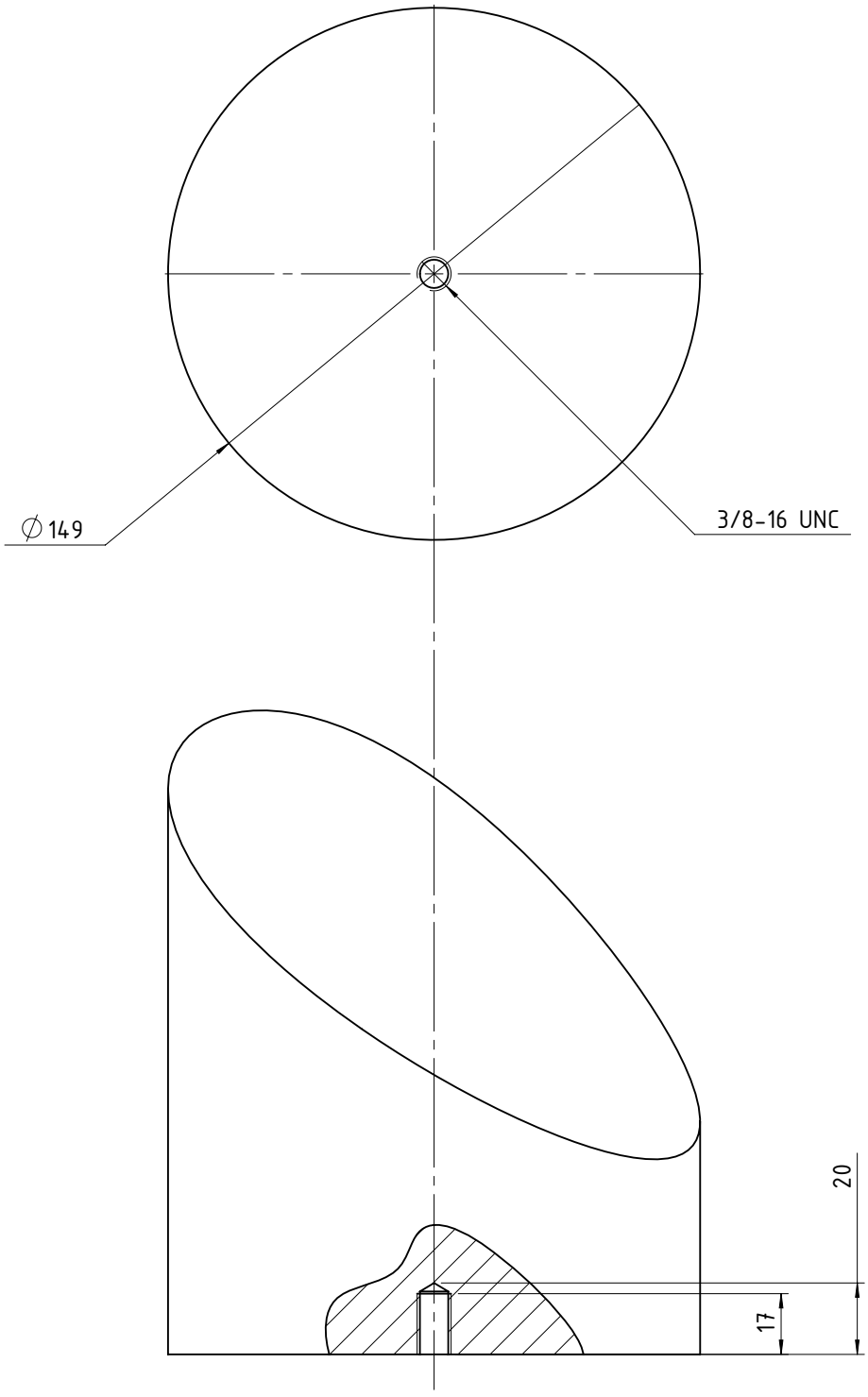
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TAPA CODO	AISI 1020	1	CHAPA 3/16"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

TAPA CODO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 29



NOTAS:
ESTA PIEZA SE MANUFACTURA DESDE UNA BASE DE DATOS CAD, TODAS LAS DIMENSIONES SE DEBEN OBTENER DEL MODELO CAD

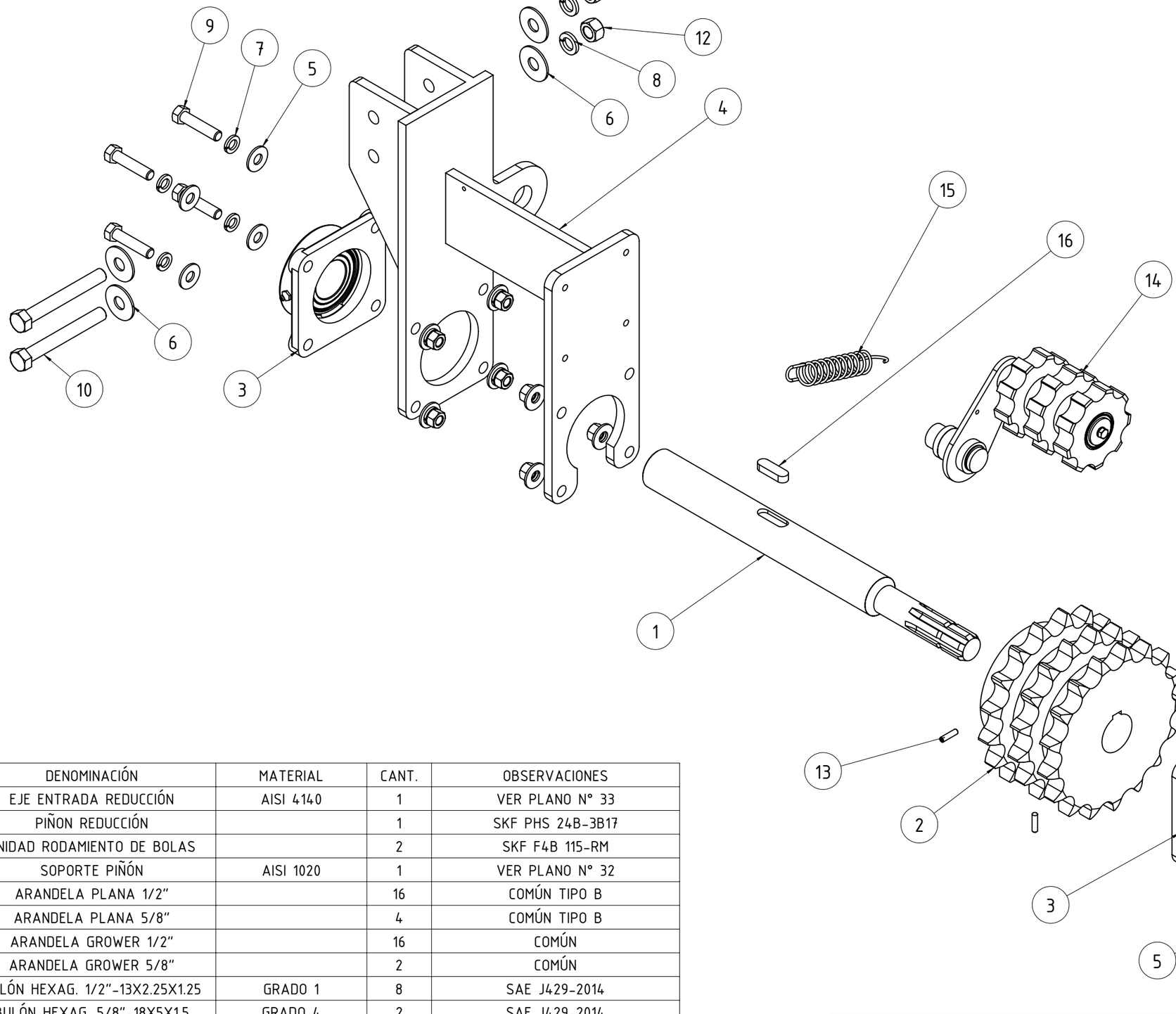
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	RELLENO TAPA	ASTM A536 80-55-06	1	

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

RELLENO TAPA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 30



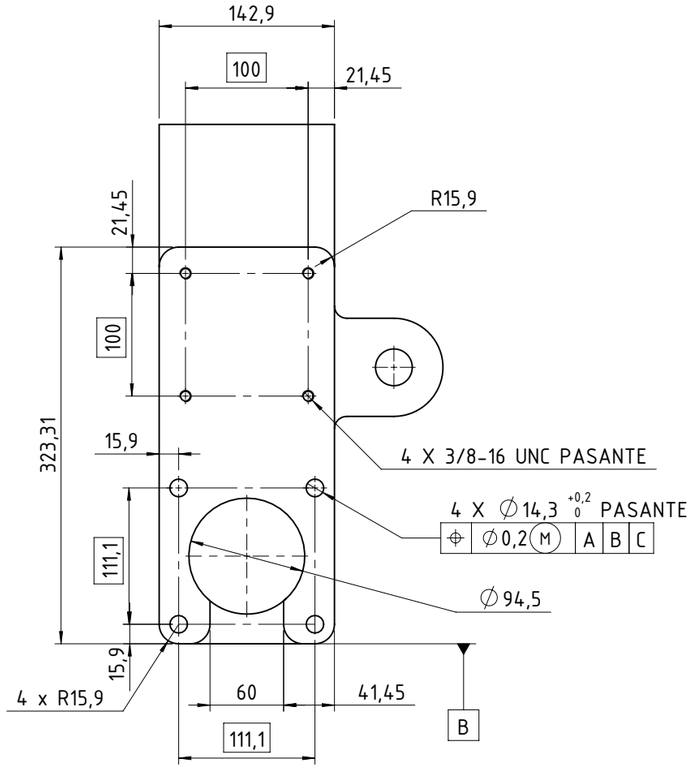
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE ENTRADA REDUCCIÓN	AISI 4140	1	VER PLANO N° 33
2	PIÑON REDUCCIÓN		1	SKF PHS 24B-3B17
3	UNIDAD RODAMIENTO DE BOLAS		2	SKF F4B 115-RM
4	SOPORTE PIÑÓN	AISI 1020	1	VER PLANO N° 32
5	ARANDELA PLANA 1/2"		16	COMÚN TIPO B
6	ARANDELA PLANA 5/8"		4	COMÚN TIPO B
7	ARANDELA GROWER 1/2"		16	COMÚN
8	ARANDELA GROWER 5/8"		2	COMÚN
9	BULÓN HEXAG. 1/2"-13X2.25X1.25	GRADO 1	8	SAE J429-2014
10	BULÓN HEXAG. 5/8"-18X5X1.5	GRADO 4	2	SAE J429-2014
11	TUERCA HEXAG. 1/2"-13		8	COMÚN
12	TUERCA HEXAG. 5/8"-18		2	COMÚN
13	TOR. FIJACIÓN ALLEN 1/4"-20X1		2	PUNTA REDONDA
14	CONJUNTO TENSOR		1	VER PLANO N° 35
15	RESORTE	ASTM A228	1	AWY20-125
16	CHAVETA PIÑÓN	AISI 1050	1	VER PLANO N° 34

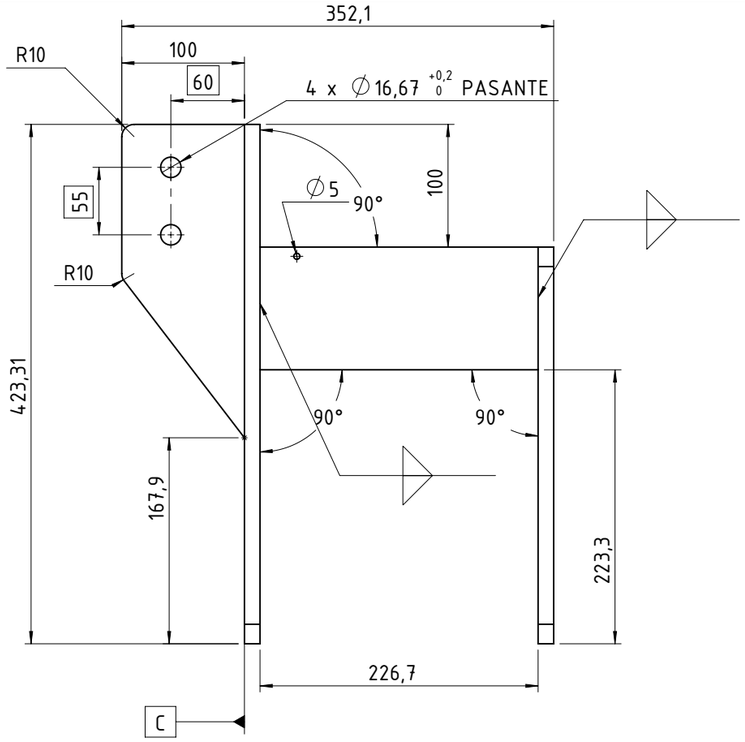
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

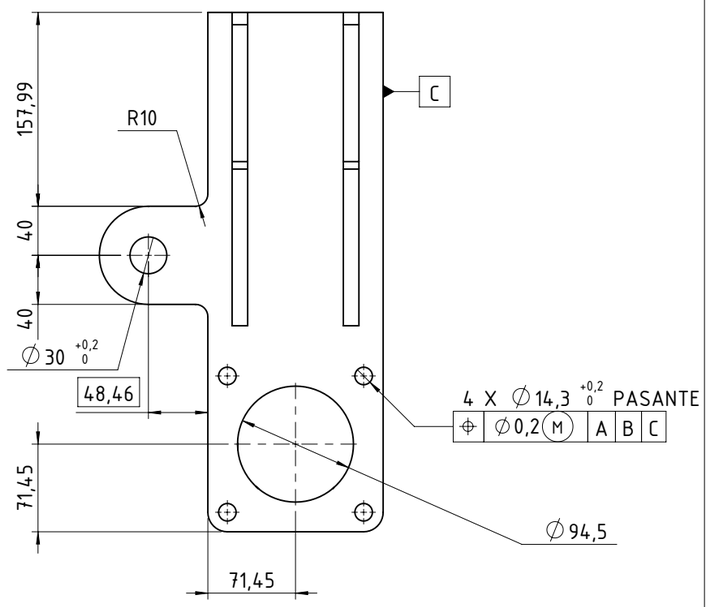
EXPLOSIONADA SOPORTE-PIÑÓN

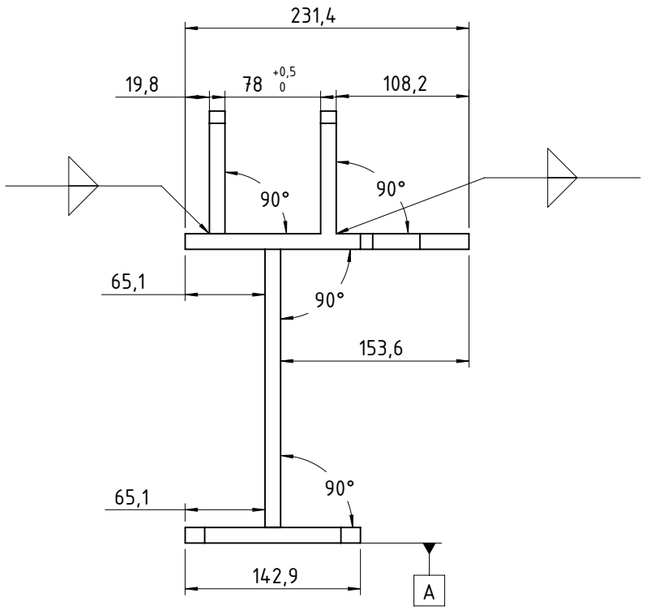
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

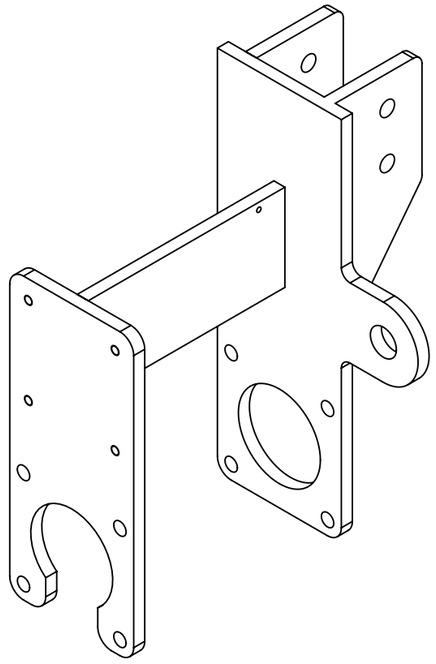
PLANO N° 31











VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:
SOLDADURAS SEGÚN NORMA AWS A2.4
CORDÓN CONTINUO Y ANCHO DE 5 mm

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	SOPORTE PIÑÓN	AISI 1020	1	CHAPA 1/2"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

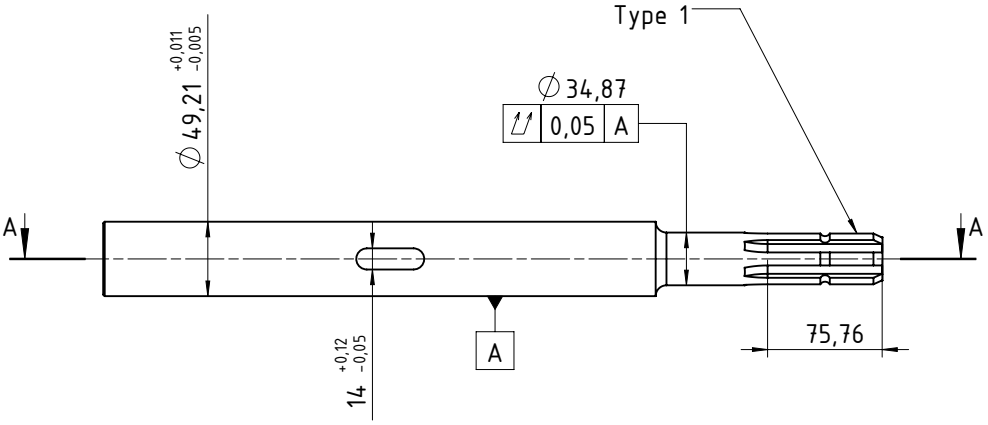
SOPORTE PIÑÓN

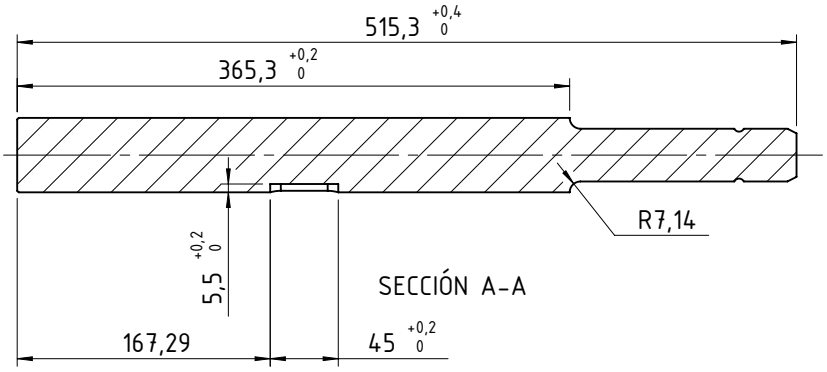
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

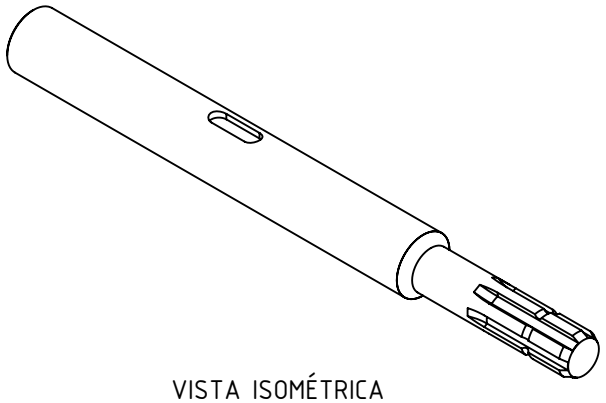
PLANO N° 32

N6 ()

ESTRIADO ISO 500-3:2014







VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:

TRATAMIENTO TÉRMICO: NORMALIZADO 870°C - RECOCIDO 845°C- TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO 595°C

DUREZA SUPERFICIAL: 55 HRC

DUREZA CENTRO: 50 HRC

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE ENTRADA REDUCCIÓN	AISI 4140	1	

PROYECTO FINAL

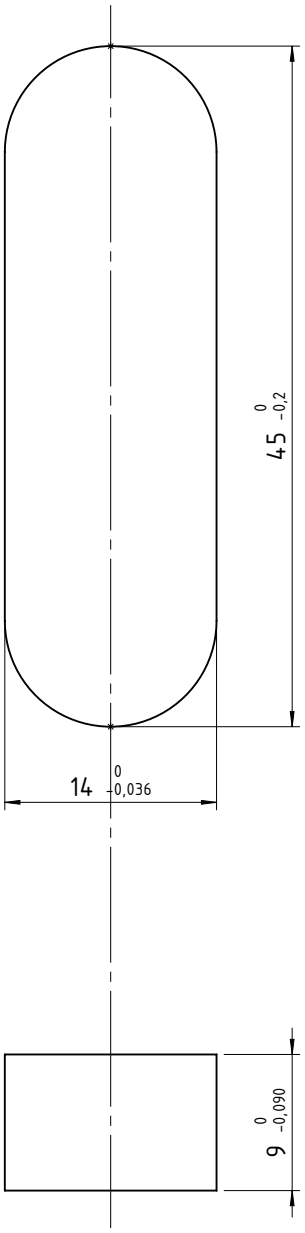
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO

EJE ENTRADA REDUCCIÓN

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 33

(~)



NOTAS:
TRATAMIENTO TÉRMICO: TEMPLADO EN AGUA DESDE 830°C
DUREZA SUPERFICIAL: 26 HRC

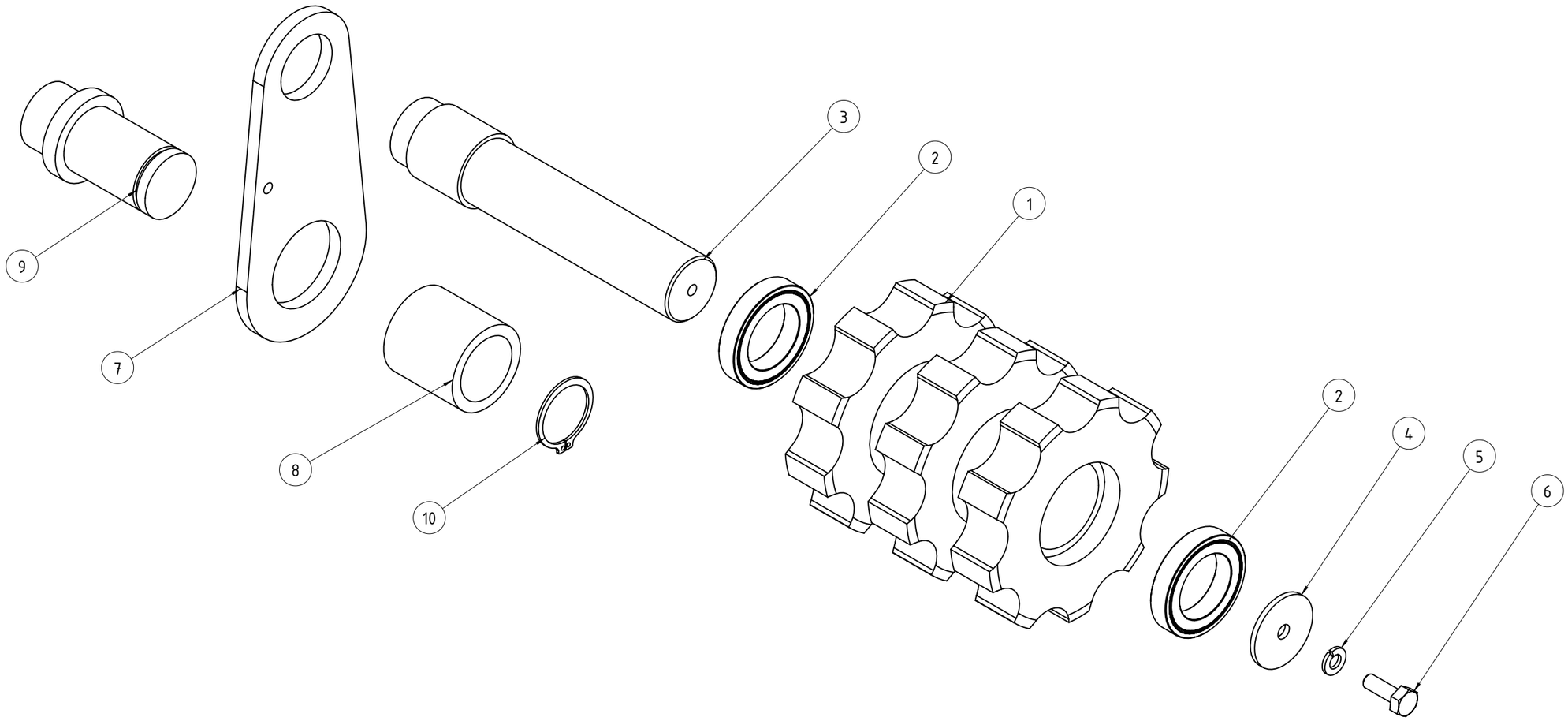
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CHAVETA PIÑÓN	AISI 1050	1	DIN 6885

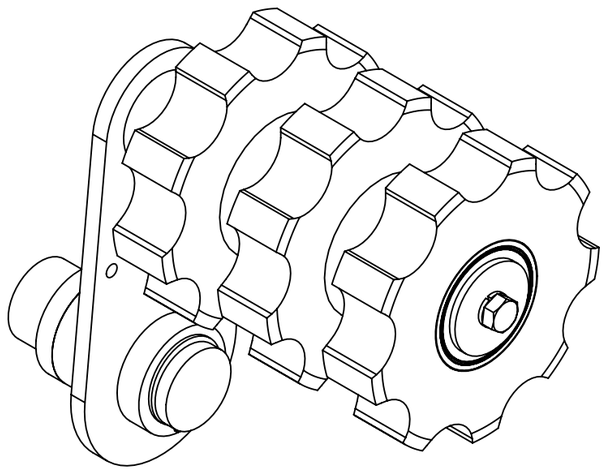
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CHAVETA PIÑÓN

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	2:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 34





VISTA ISOMÉTRICA

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PIÑÓN TENSOR		1	SKF 24B-3B9 (PARA TENSOR)
2	RODAMIENTO BOLAS 1 HILERA		2	SKF 61906-2RS1
3	EJE PIÑON TENSOR	AISI 1020	1	VER PLANO N° 36
4	ARANDELA TOPE	AISI 1020	1	VER PLANO N° 38
5	ARANDELA GROWER 1/4"		1	COMÚN
6	BULÓN HEXAG. 1/4"-20X0.75X0.75	GRADO 1	1	SAE J429-2014
7	ESTRUCTURA TENSOR	AISI 1020	1	VER PLANO N° 36
8	BUJE	AISI 1020	1	VER PLANO N° 36
9	TENSOR EJE INFERIOR	AISI 1020	1	VER PLANO N° 37
10	ANILLO SEEGER B27.1 - NA1-112		1	COMÚN

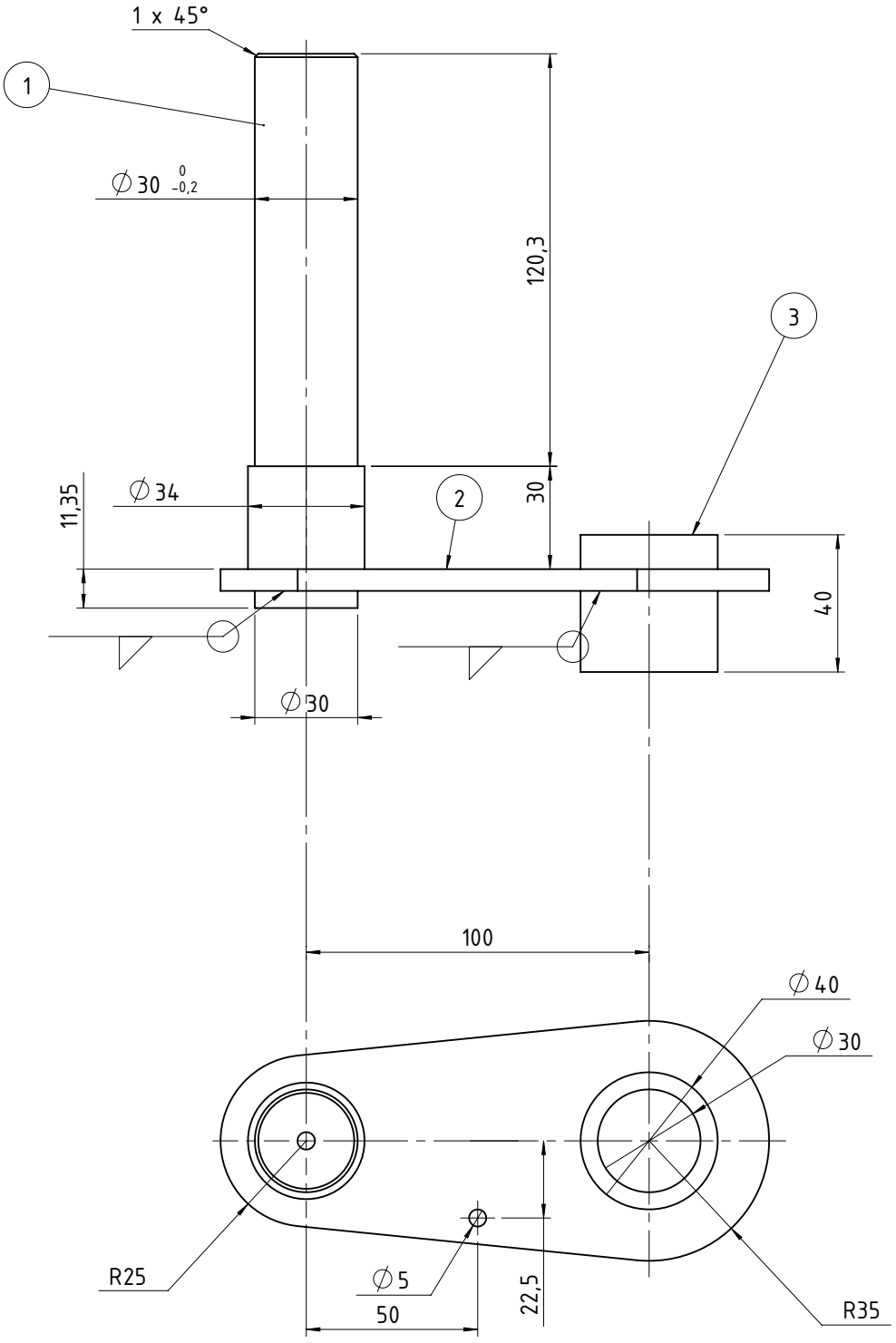
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

EXPLOSIONADA CONJUNTO TENSOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 35

(~)



NOTAS:
SOLDADURAS SEGÚN NORMA AWS A2.4
CORDÓN CONTINUO Y ANCHO DE 5 mm

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	EJE PIÑON TENSOR	AISI 1020	1	
2	ESTRUCTURA TENSOR	AISI 1020	1	
3	BUJE	AISI 1020	1	

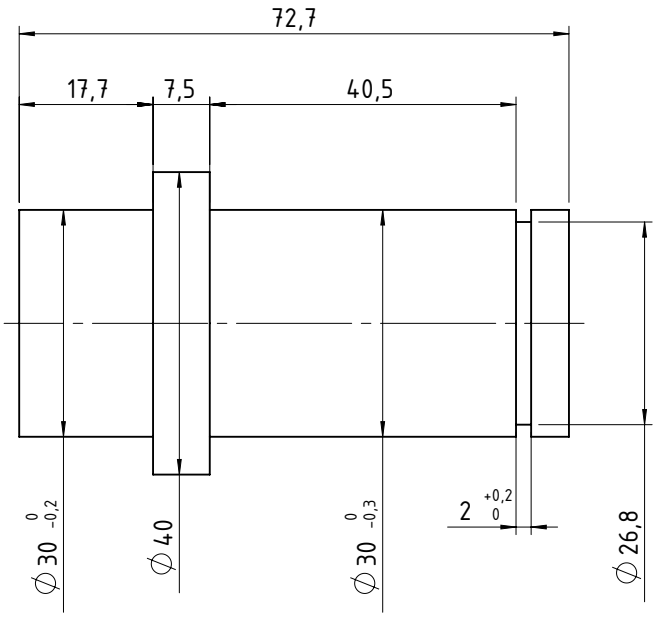
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

TENSOR ESTRUCTURA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:2
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 36

N7 ()



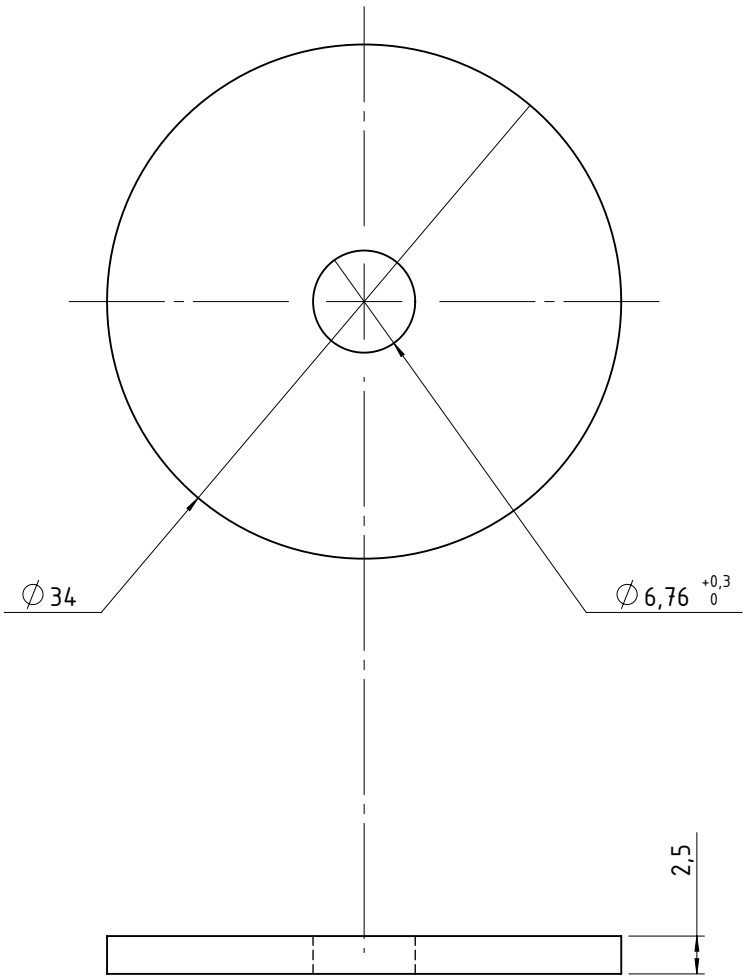
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TENSOR EJE INFERIOR	AISI 1020	1	

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

TENSOR EJE INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 37



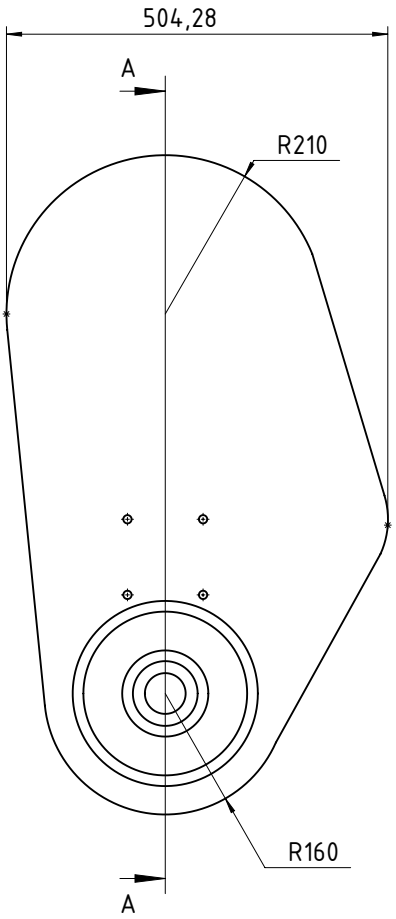
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	ARANDELA TOPE	AISI 1020	1	

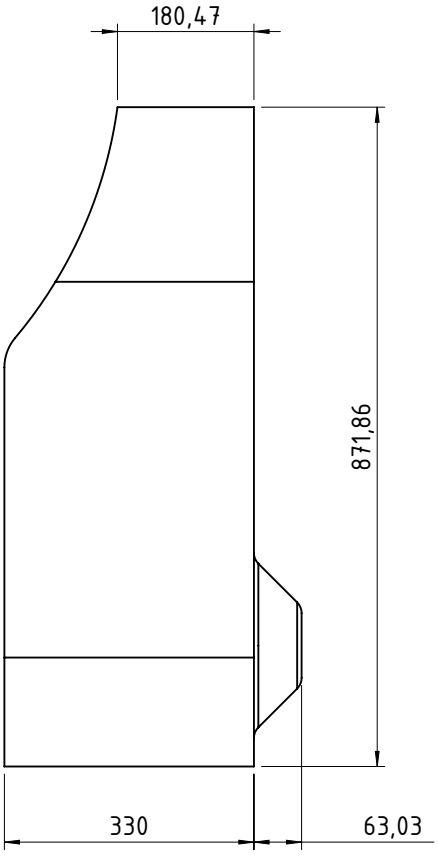
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

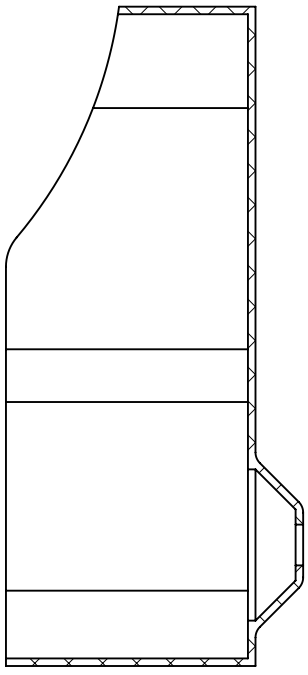
ARANDELA TOPE

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	2:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 38







SECCIÓN A-A

NOTAS:
ESTA PIEZA SE MANUFACTURA DESDE UNA BASE DE DATOS CAD, TODAS LAS DIMENSIONES SE DEBEN OBTENER DEL MODELO CAD

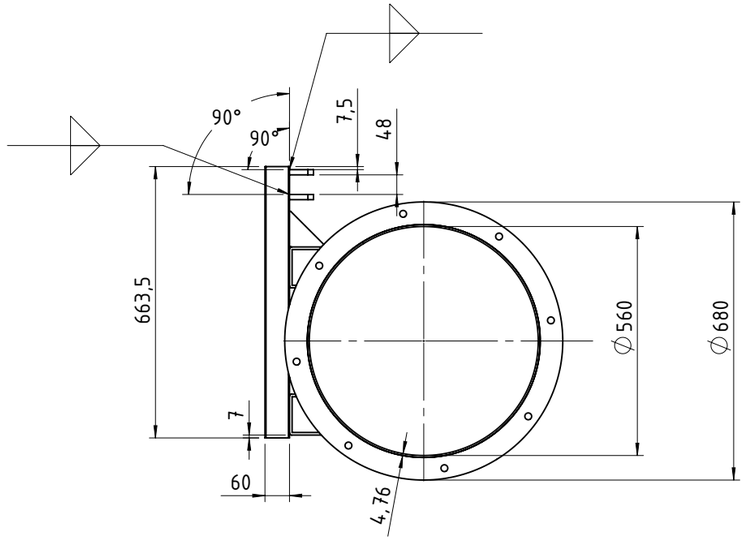
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	COBERTOR	ABS	1	

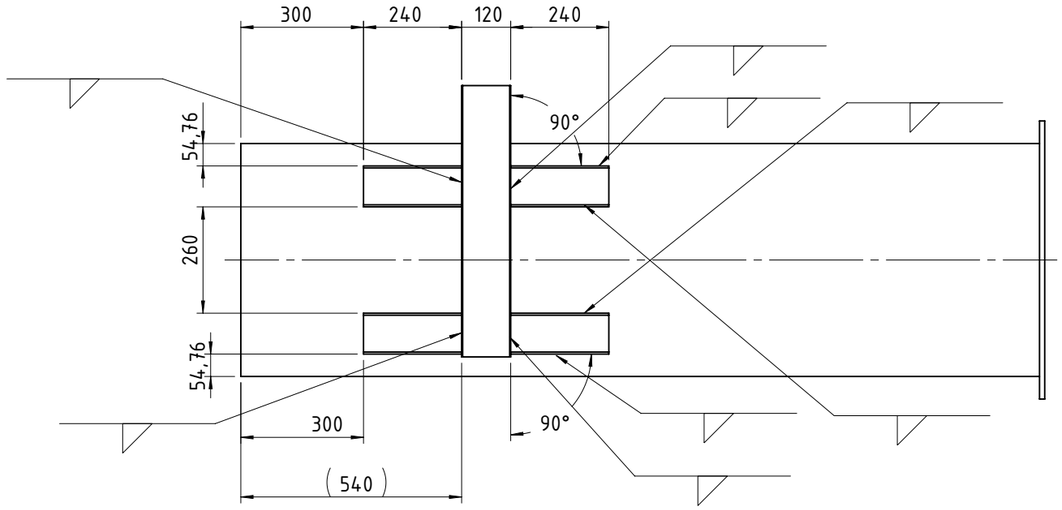
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

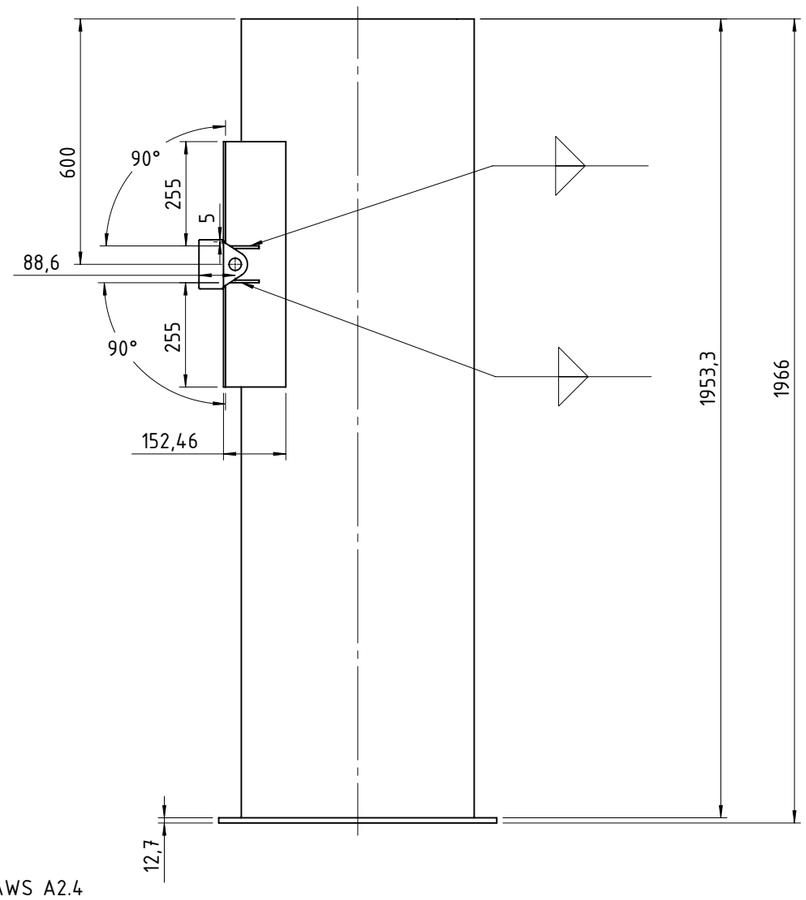
COBERTOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 39







NOTAS:
SOLDADURAS SEGÚN NORMA AWS A2.4
CORDÓN CONTINUO Y ANCHO DE 5 MM
ESTE PLANO INDICA LA UBICACIÓN DONDE DEBE IR EL SOPORTE, UTILIZAR PLANO DEL TUBO DE DESCARGA PARA DIMENSIONAMIENTO DEL MISMO

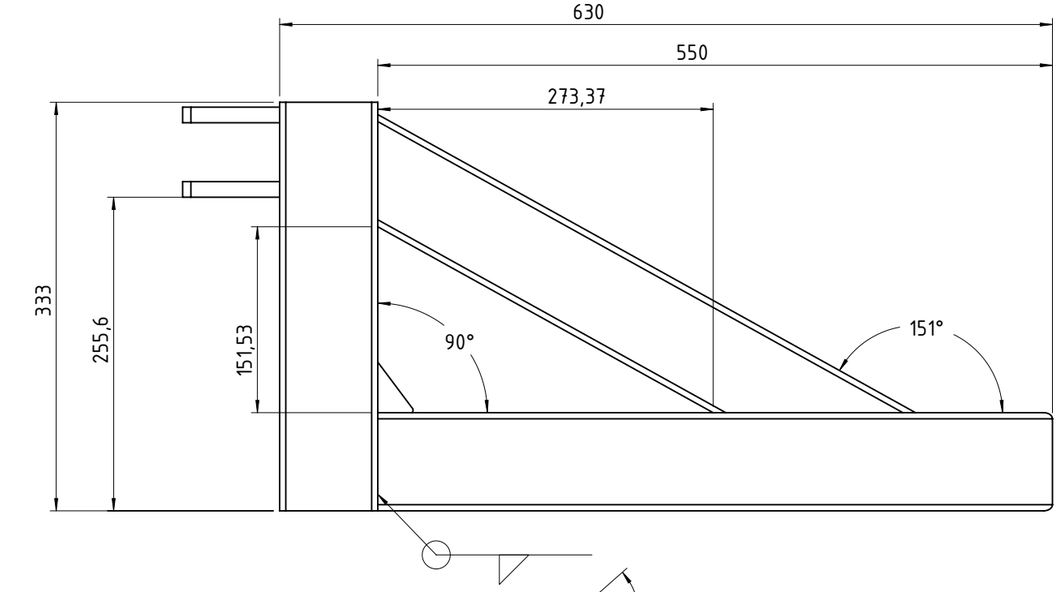
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TUBO DESCARGA TRAMO INFERIOR	AISI 1020	1	

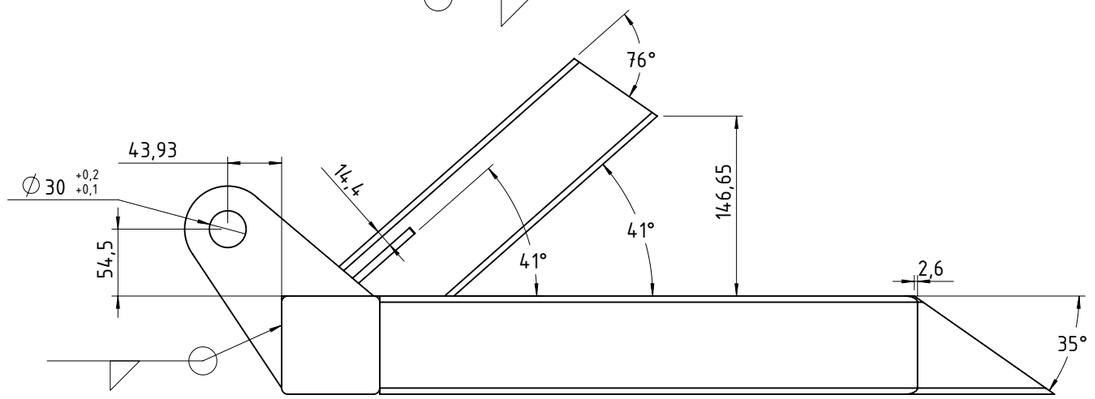
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

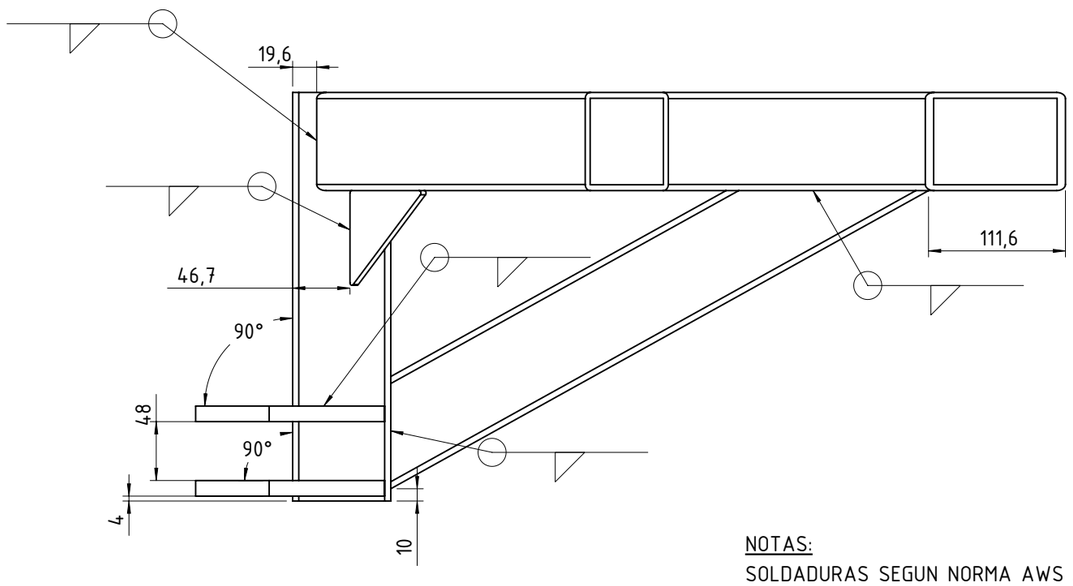
TUBO DESCARGA TRAMO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:15
APROBO			Tol . DIN 2768

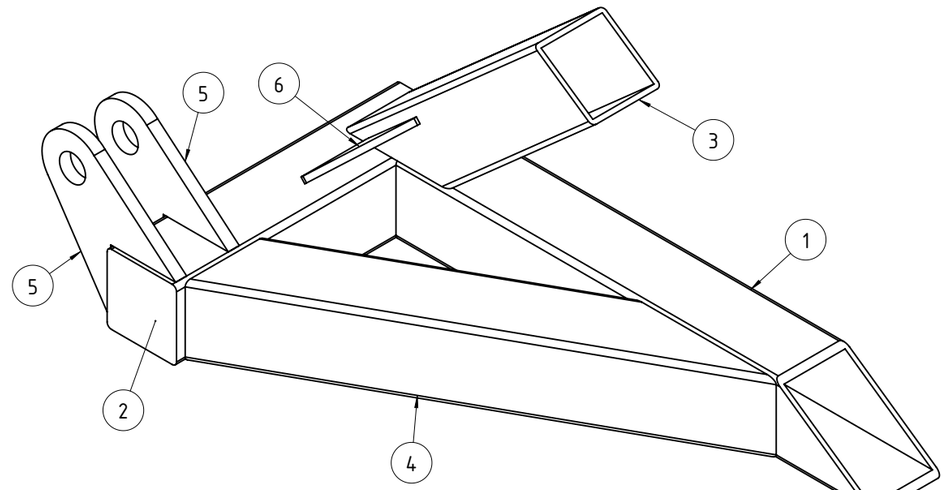
PLANO N° 40







NOTAS:
SOLDADURAS SEGUN NORMA AWS A2.4
CORDÓN CONTINUO Y ESPSOR DE 5 mm



VISTA ISOMÉTRICA

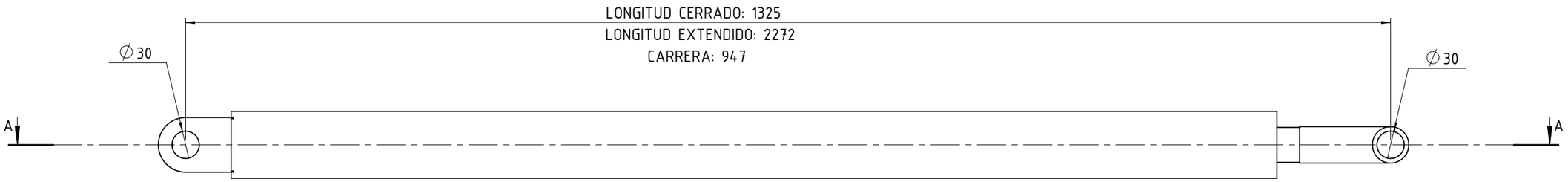
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	TUBO 1	AISI 1020	1	TUBO 80X80X4,76
2	TUBO 2	AISI 1020	1	TUBO 80X80X4,76
3	TUBO 3	AISI 1020	1	TUBO 80X80X4,76
4	TUBO 4	AISI 1020	1	TUBO 80X80X4,76
5	ANCLAJE CILINDRO	AISI 1020	2	CHAPA 1/2"
6	REFUERZO	AISI 1020	1	CHAPA 1/4"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

ANCLAJE CILINDRO LADO CHASIS

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 41





SECCIÓN A-A

NOTAS:
PLANO DE ESPECIFICACIÓN SOBRE REQUERIMIENTOS DEL CILINDRO HIDRAÚLICO PARA CAMBIODE LADO

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	CILINDRO HODRAÚLICO		1	CONDICIONES EN PLANO

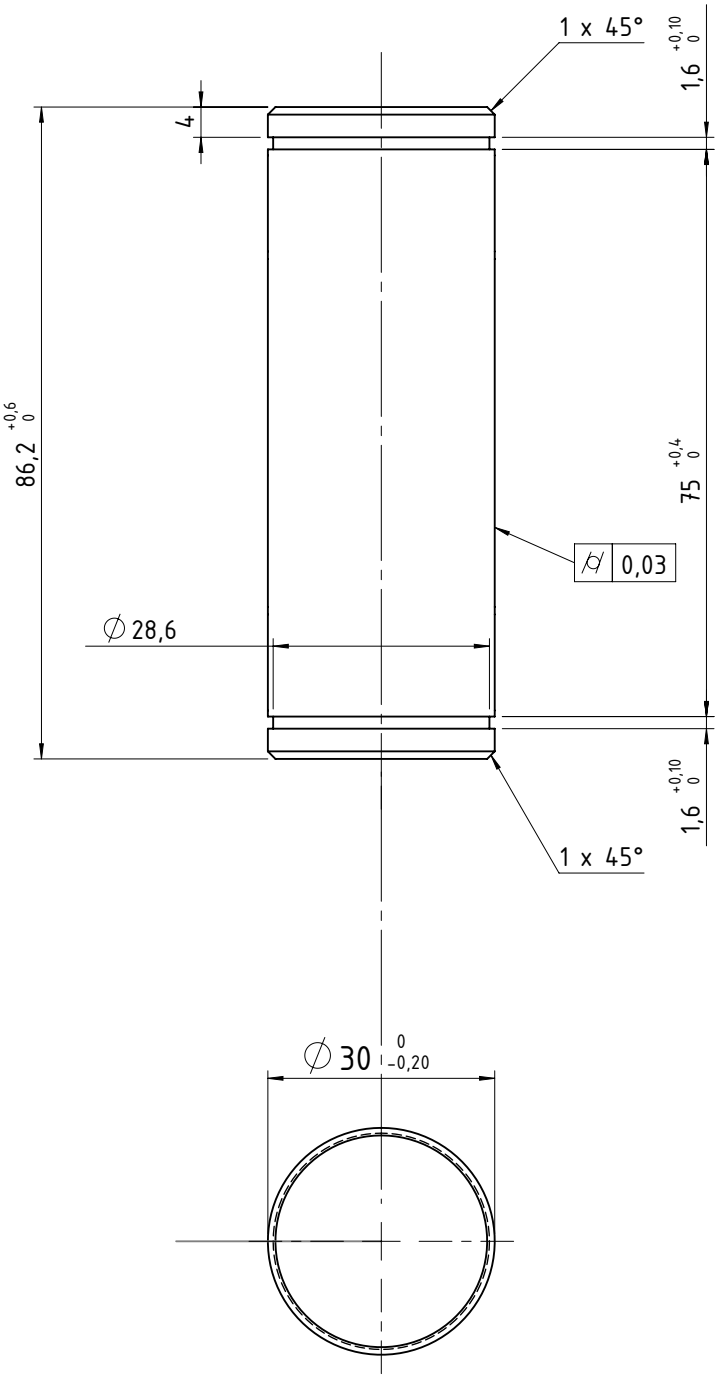
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

CILINDRO HIDRAÚLICO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:5
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 42

N7 ()



Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	PERNO CILINDRO	AISI 1045	2	

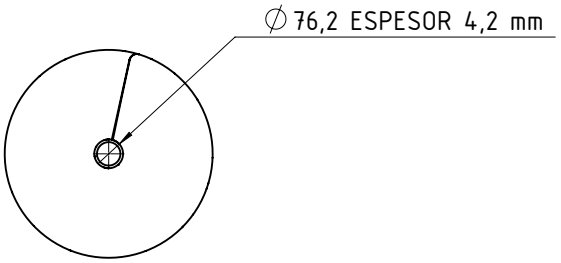
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

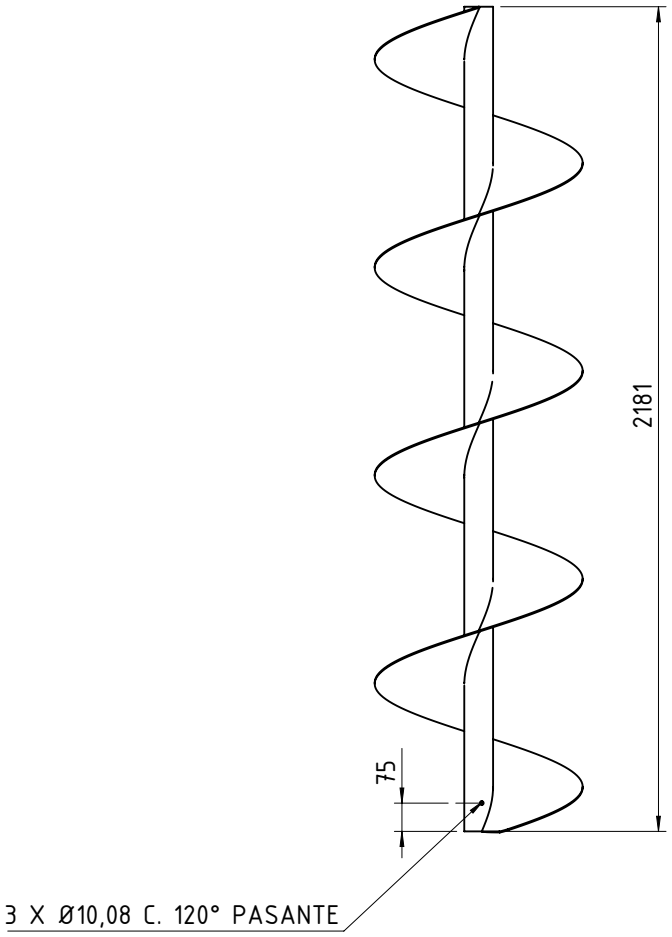
PERNO CILINDRO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:1
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 43

(~)





LARGO: 2181 mm
PASO: 350 mm
DIÁMETRO: 350 mm

NOTAS:
VER POSICIONAMIENTO DE AGUJEROS EN MODELO CAD

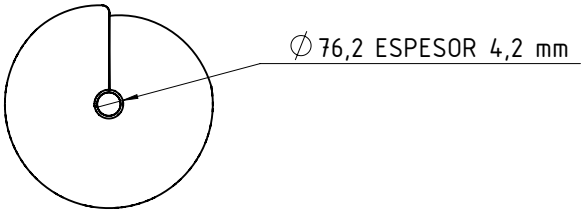
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	SIN FIN DESCARGA INFERIOR	AISI 1010	1	BASARSE EN DISEÑO DE LA MARCA

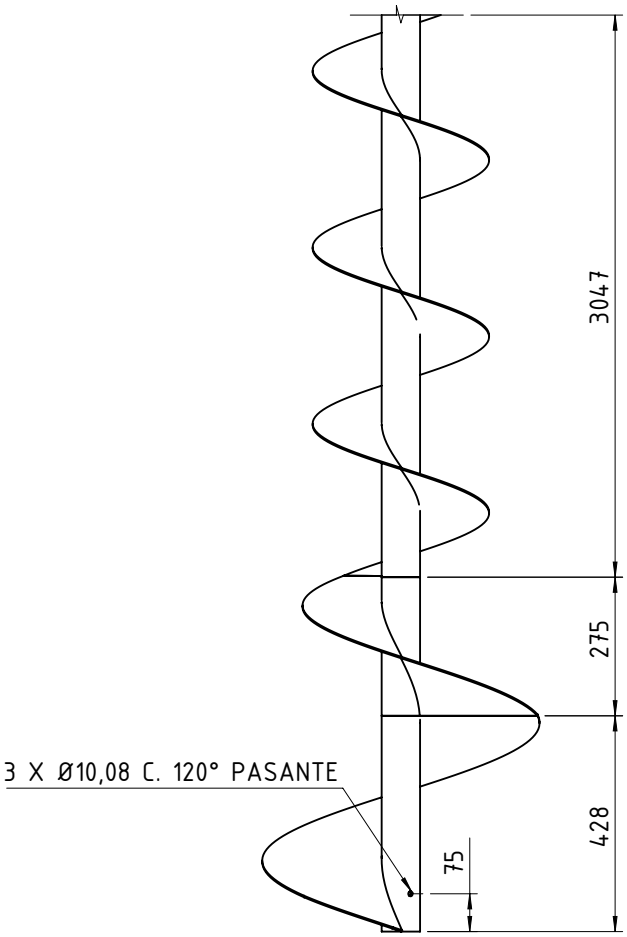
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

SIN FIN DESCARGA INFERIOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:20
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 44





PRIMER TRAMO
LARGO: 3047 mm
PASO: 350 mm
DIÁMETRO: 350 mm

SEGUNDO TRAMO
LARGO: 275 mm
PASO: VARIABLE DE 350 mm A 550 mm
DIÁMETRO: VARIABLE 350 mm A 550mm

TERCER TRAMO
LARGO: 428 mm
PASO: 550 mm
DIÁMETRO: 550 mm

NOTAS:
VER POSICIONAMIENTO DE AGUJEROS EN MODELO CAD

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	SIN FIN DESCARGA INFERIOR	AISI 1010	1	BASARSE EN DISEÑO DE LA MARCA

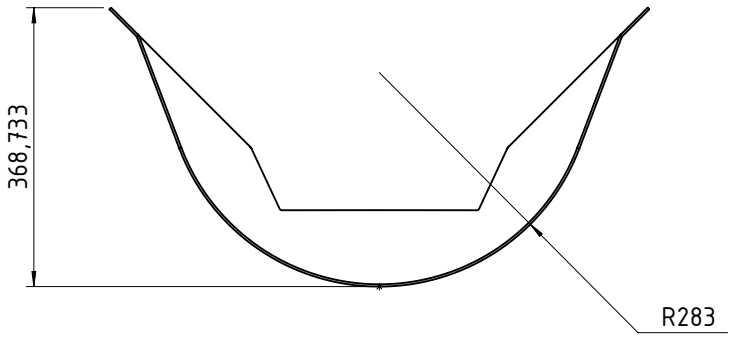
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

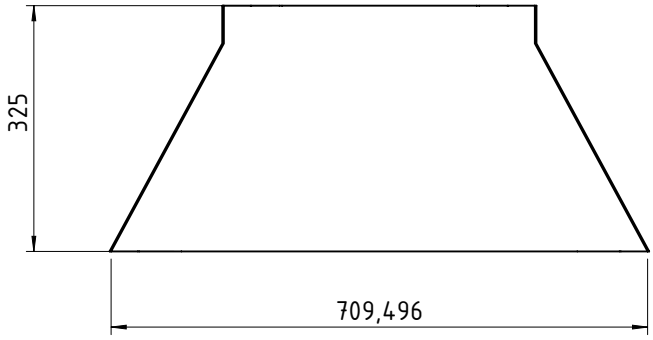
SIN FIN BARREDOR

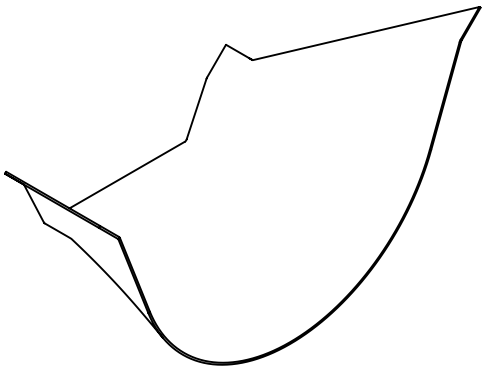
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:15
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 45

(~)







VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:

PIEZA REALIZADA POR CONFORMADO, REFERIR AL MODELO CAD PARA OBTENER DISEÑO DE LA HERRAMIENTA

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
1	FONDO TOLVA	AISI 1010	1	

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA
ROSARIO

FONDO TOLVA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	06/12/24	FUEYO - PISTELLI	1:10
APROBO			Tol . DIN 2768

PLANO N° 46