

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL TRITURADO DE
MADERA**

**SERGIO RICARDO NIÑO MALDONADO
EDUARD FREDDY PÉREZ CORZO**

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

2011

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL TRITURADO DE
MADERA**

**SERGIO RICARDO NIÑO MALDONADO
EDUARD FREDDY PÉREZ CORZO**

Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**Director
LEONIDAS VÁSQUEZ CHAPARRO
Ingeniero Mecánico**

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

2011

DEDICATORIA

A Dios, creador de todo.

A mis Padres Luis Eduardo y Celina
por su amor, apoyo total y confianza.

A mi hermana Diana por su cariño y
motivación.

Eduard.

DEDICATORIA

A Dios, por darme la fortaleza para asumir cada reto.

A mis padres Ricardo y Saída, por darme esta oportunidad, por su confianza y apoyo incondicional.

A mi hermana Alba Lucía, por estar siempre brindándome una mano.

A mis demás familiares, por su preocupación, consejos y palabras de apoyo.

Sergio Ricardo Niño Maldonado

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Leonidas Vásquez Chaparro director del proyecto.

Al los profesores Alfredo Parada y Rómulo Niño de la Escuela de Ingeniería Mecánica

Al profesor Jaime González de la Escuela de Ingeniería Metalúrgica.

A Gonzalo Calderón.

A Henry Cruz

A Pedro Caldas de la División de Mantenimiento Tecnológico.

A la División de Planta Física.

A Olguita.

Por sus aportes, consejos y colaboración, y a todas las personas que de una u otra forma estuvieron involucradas en el desarrollo de este proyecto.

Los autores.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	28
1. OBJETIVOS	30
1.1 OBJETIVO GENERAL	30
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	30
2. GENERALIDADES DE LA MADERA	31
2.1 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA MADERA.	31
2.1.1 Anisotropía	31
2.1.2 Humedad	32
2.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA MADERA.	34
2.2.1 Elasticidad	34
2.2.2 Flexibilidad	34
2.2.3 Dureza	35
2.2.4 Cortadura	35
2.2.5 Hendibilidad	36
2.2.6 Resistencia al Choque	36
2.2.7 Resistencia a la tracción	36
2.2.8 Resistencia a la Compresión	37
2.3 FACTORES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DE LA MADERA.	39
2.3.1 Defectos de crecimiento	39
2.3.2 Influencia del contenido de humedad	39
2.3.3 Influencia de la temperatura	39
2.4 LA MADERA CONTRACHAPEADA	41
3. ESTADO DEL ARTE Y EQUIPOS	42

4. DISEÑO	46
4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.	46
4.2 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA	47
4.2.1 Pruebas para el cálculo de la fuerza de corte en la madera.	47
4.2.2 Mecanismo simulador del principio de funcionamiento.	49
4.2.3 Cálculo de la potencia para el modelo.	52
4.2.4 Conclusiones de la prueba.	56
5 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS	57
5.1 GRUPOS DE LA MÁQUINA	58
5.1.1 Grupo motriz.	59
5.1.2 Grupo triturador.	59
5.1.3 Grupo bastidor.	59
5.2 DISEÑO DE LOS DISCOS DE CORTE.	59
5.2.1 Diseño CAD y CAE de los discos de corte.	64
5.3 DISEÑO DE EJES LOS CONDUCTOR Y CONDUCIDO.	67
5.3.1 Cálculo de los ejes.	68
5.3.2 Análisis de las fuerzas actuantes.	68
5.3.3 Momentos resultantes máximos.	72
5.3.4 Cálculo de la resistencia a la fatiga (Sn).	73
5.3.6 Diseño CAD y CAE del eje.	76
5.4 DISEÑO DE LOS PANELES FRONTAL, INTERMEDIO, POSTERIOR Y LATERALES.	79
5.4.1 Diseño CAD y CAE de los paneles.	79
5.5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.	83
5.5.1 Diseño CAD y CAE del bastidor.	83
6. SELECCIÓN DE COMPONENTES	87
6.1 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.	87
6.1.1 Potencia del motorreductor.	87

6.2 SELECCIÓN DEL ACOPLÉ.	87
6.2.1 Acoples rígidos	88
6.2.2 Acoples flexibles. Se	88
6.2.3 Acople de cadena	88
6.2.4 Selección del acople de cadena.	89
6.3 SELECCIÓN DE CHUMACERAS.	92
6.3.1 Rodamientos montados.	92
6.4 SELECCIÓN DE ENGRANES.	96
6.4.1 Adquisición de los engranes.	98
7. CONSTRUCCIÓN	100
7.1 DISCOS DE CORTE.	100
7.2 EJES CONDUCTOR Y CONDUCTIDO.	101
7.3 ESPACIADORES.	103
7.4 PANELES FRONTAL, INTERMEDIO, LATERALES Y POSTERIOR.	103
7.5 ESTRUCTURA.	105
7.6 TOLVA DE ALIMENTACIÓN.	107
7.7 CARTER.	108
7.8 TUERCAS DE AJUSTE.	108
7.9 BUJES.	109
7.10 RASPADORES.	109
8. PRUEBAS.	111
8.1 FUNCIONAMIENTO.	111
8.2 RENDIMIENTO.	111
8.3 CONSUMO DE ENERGÍA.	112
9. CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	115
9.1 OPERACIÓN.	115
9.1.1 En arranque.	115

9.1.2 En servicio.	115
9.1.3 El material.	116
9.1.4 Las instalaciones.	116
9.1.5 El operario.	116
9.2 MANTENIMIENTO	117
9.2.1 Diario.	117
9.2.2 Mensual.	117
9.2.3 Trimestral.	117
9.2.4 Semestral.	118
9.2.5 Anual.	118
10. CONCLUSIONES	119
11. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES	121
BIBLIOGRAFÍA	122
ANEXOS	125

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Principales direcciones de la madera.	32
Figura 2. Variación de la resistencia con el contenido de humedad.	40
Figura 3. Orientación de las fibras en cada capa.	41
Figura 4. Trituradora de Madera Modelo E1. Industrias Unitool.	42
Figura 5. Trituradora de Madera Modelo M160. SSI Shredding Systems, Inc.	43
Figura 6. Trituradora de madera modelo LR 630.	44
Figura 7. Principio de funcionamiento.	46
Figura 8. Probeta y mecanismo para el ensayo de cortante.	48
Figura 9. Motorreductor usado en la simulación.	50
Figura 10. Perfil del disco prototipo.	50
Figura 11. Estructura de apoyo en la simulación.	51
Figura 12. Montaje para la prueba.	51
Figura 13. Valor máximo de corriente durante el arranque sin carga.	53
Figura 14. Valor máximo de corriente durante el trabajo.	53
Figura 15. Muestras de medición del volumen de triturado para un minuto.	56
Figura 16 Vista general de la Trituradora	58
Figura 17. Parámetros del disco.	60
Figura 18. Detalle del disco.	60
Figura 19. Modelos de discos de corte.	63
Figura 20. Diseño CAD de los discos de corte.	64
Figura 21. Diseño CAE de los discos de corte. Análisis de tensiones.	64
Figura 22. Diseño CAE de los discos de corte. Análisis de desplazamientos.	65
Figura 23. Diseño de CAE de los discos de corte. Análisis de deformaciones unitarias.	65
Figura 24. Diseño CAE de los discos de corte. Análisis de deformaciones.	66

Figura 25. Diseño CAE de los discos de corte. Factor de seguridad bajo carga estática.	66
Figura 26. Diseño CAE de los discos de corte. Factor de seguridad bajo fatiga.	67
Figura 27. Secciones del eje conductor.	67
Figura 28. Fuerzas y torques actuantes en el eje.	69
Figura 29. Fuerzas en el plano XZ (cotas en mm).	69
Figura 30. Fuerzas en el plano YZ (cotas en mm).	70
Figura 31. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.	71
Figura 32. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor en el plano YZ.	72
Figura 33. Gráfica S-N para el acero 4340 bonificado.	74
Figura 34. Diseño CAD del eje.	76
Figura 35. Diseño CAD del eje. Análisis de tensiones.	76
Figura 36. Diseño CAE del eje. Análisis de desplazamientos.	77
Figura 37. Diseño CAE del eje. Análisis de deformaciones unitarias.	77
Figura 38. Diseño CAE del eje. Análisis de deformaciones.	78
Figura 39. Diseño CAE del eje. Factor de seguridad bajo carga estática.	78
Figura 40. Diseño CAE del eje. Factor de seguridad bajo fatiga.	79
Figura 41. Diseño CAD del panel frontal y posterior.	79
Figura 42. Diseño CAD del panel lateral.	80
Figura 43. Diseño CAE de los paneles. Ensamble.	80
Figura 44. Diseño CAE de los paneles. Análisis de Tensiones.	81
Figura 45. Diseño CAE de los paneles. Análisis de desplazamientos.	81
Figura 46. Diseño CAE de los paneles. Análisis de deformaciones unitarias.	82
Figura 47. Diseño CAE de los paneles. Análisis de deformaciones.	82
Figura 48. Diseño CAE de los paneles. Factor de seguridad.	83
Figura 49. Diseño CAD de la estructura.	83
Figura 50. Diseño CAE de la estructura. Análisis de tensiones.	84
Figura 51. Diseño CAE de la estructura. Análisis de desplazamientos.	84
Figura 52. Diseño CAE de la estructura. Análisis de deformaciones unitarias.	85

Figura 53. Diseño CAE de la estructura. Análisis de deformaciones.	85
Figura 54. Diseño CAE de la estructura. Factor de seguridad.	86
Figura 55. Acople de cadena.	89
Figura 56. Sección longitudinal del acople.	91
Figura 57. Rodamiento con soporte tipo flanche.	93
Figura 58. Perfil involuta.	97
Figura 59. Engranés Fuller.	99
Figura 60. Discos de corte.	100
Figura 61. Detallado del hexágono.	101
Figura 62. Mecanizado de los ejes.	101
Figura 63. Eje conductor.	102
Figura 64. Detalle de la rosca del eje conductor.	102
Figura 65. Mecanizado del cuñero.	102
Figura 67. Espaciadores.	103
Figura 68. Panel frontal.	104
Figura 69. Panel intermedio.	104
Figura 70. Paneles laterales.	105
Figura 71. Panel posterior.	105
Figura 72. Soldado de la estructura.	106
Figura 73. Estructura terminada.	106
Figura 74. Base de la tolva.	107
Figura 75. Ensamble de la tolva.	107
Figura 76. Carter.	108
Figura 77. Tuercas de ajuste.	109
Figura 78. Bujes.	109
Figura 79. Platinas Base, dientes y platina galga.	110
Figura 80. Raspadores terminados.	110
Figura 81. Gráfica de la variación de la corriente durante una de las pruebas.	113
Figura 82: Registro de la corriente con la máquina en vacío.	113
Figura 83. Registros de corriente con la máquina trabajando.	114

Figura 84. Pico de corriente registrado durante el trabajo de la máquina.

114

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Propiedades de algunas especies de madera.	38
Tabla 2. Datos de la prueba utilizando la maquina universal de ensayos.	48
Tabla 3. Datos obtenidos con la pinza amperimétrica.	54
Tabla 4. Resultados del volumen triturado en un minuto.	55
Tabla 5. Número de frentes de corte en trabajo simultaneo.	61
Tabla 6. Relaciones de parámetros del disco de corte.	62
Tabla 7. Esfuerzo versus ciclos para el acero 4340 bonificado.	73
Tabla 8. Factor de servicio para el acople.	90
Tabla 9. Tamaño del acople según potencia requerida y velocidad.	90
Tabla 10. Dimensiones del acople.	91
Tabla 11. Cuñeros estándar.	92
Tabla 12. Catálogo SKF de rodamientos con soporte tipo flanche.	94
Tabla 13. Características del rodamiento con soporte tipo flanche de 50 mm.	95
Tabla 14. Características del rodamiento con soporte tipo flanche de 55 mm.	96
Tabla 15. Rendimiento de la máquina trituradora de madera.	112

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Tabla De Datos De La Pinza Amperimétrica Fluke 327.	126
Anexo B. Propiedades Del Acero 4340	127
Anexo C. Propiedades Del Acero 1020.	129
Anexo D. Propiedades Del Acero 1045	130
Anexo E. Propiedades del Acero Estructural.	132
Anexo F. Perfil Estructural Tubular Cuadrado Colmena.	133
Anexo G. Perfil Estructural Angular Fajobe.	134
Anexo H. Laminas Fajobe Laminadas En Frio.	135
Anexo I. Análisis Cae Del Eje Por Workbench (ANSYS).	136
Anexo J. Cotización De Componentes Eléctricos Necesarios Para Una Adecuada Instalación Y Funcionamiento De La Máquina Trituradora De Madera.	138
Anexo K. Prueba De Dureza Realizada A Los Engranés Fuller.	140
Anexo L. Comprobacion De La Capacidad De Los Engranés.	141
Anexo M. Lista De Tornillos Y Pernos De La Trituradora.	143
Anexo N. Planos	144

NOMENCLATURA

- L Traslape entre discos.
- C Punto de contacto entre la madera y los discos.
- Pot Potencia.
- V Voltaje.
- I Corriente.
- T Torque.
- ω Velocidad angular.
- η Eficiencia total.
- F Fuerza de corte.
- r Radio más lejano del perfil del disco de corte.
- F_y Componente vertical de la fuerza de corte.
- F_x Componente horizontal de la fuerza de corte.
- F_{tan} Fuerza tangencial en el engrane.
- F_r Fuerza radial en el engrane.
- M Momento flector.
- B_x Componente horizontal de la carga en el rodamiento de 50 mm.
- A_x Componente horizontal de la carga en el rodamiento de 55 mm.

- B_y Componente vertical de la carga en el rodamiento de 50 mm.
- A_y Componente vertical de la carga en el rodamiento de 55 mm.
- V_y Fuerza cortante en el plano XZ.
- M_y Momento en el plano XZ.
- V_x Fuerza cortante en el plano YZ.
- M_x Momento flector en el plano YZ.
- M_z Momento torsor en el plano XY.
- M_R Momento resultante.
- S_n Resistencia a la fatiga corregida para vida infinita (10^6 ciclos).
- S_f Resistencia a la fatiga para 10^3 ciclos.
- S_e Resistencia a la fatiga sin corregir para vida infinita (10^6 ciclos).
- S_{ut} Resistencia última a la tensión.
- m Pendiente de la recta.
- b Corte de una recta con el eje Y en el plano Cartesiano.
- C_t Factor de temperatura
- C_l Factor de carga
- C_s Factor de tamaño.
- C_r Factor de confiabilidad.
- D Diámetro del eje.

- N Factor de seguridad.
- K_t Factor concentrador de esfuerzos.
- S_y Resistencia a la fluencia.
- R_A Carga total en el rodamiento de 55 mm.
- R_B Carga total en el rodamiento de 50 mm.

GLOSARIO

Abono orgánico: Fertilizante que proviene de animales, humanos, restos vegetales, alimentos u otra fuente natural.

Disposición final de residuos: Es el proceso de aislar y confinar los residuos sólidos en especial los no aprovechables, en forma definitiva, en lugares especialmente seleccionados y diseñados para evitar la contaminación, y los daños o riesgos a la salud humana y al medio ambiente.

Cizalla: Herramienta manual para el corte de láminas de diferentes materiales.

Espiral: Línea curva generada por un punto que se va alejando progresivamente del centro a la vez que gira alrededor de él.

Residuos: Es cualquier objeto, material, sustancia o elemento sólido, semisólido, líquido o gaseoso resultante del consumo o uso de un bien en actividades domésticas, industriales, comerciales, institucionales o de servicios, que el generador abandona, rechaza o entrega y que es susceptible de aprovechamiento o transformación en un nuevo bien.

Plan de Gestión Integral de Residuos: Es el conjunto de operaciones y disposiciones encaminadas a dar a los residuos producidos el destino más adecuado desde el punto de vista ambiental, de acuerdo con sus características, volumen, procedencia, costos, tratamiento, posibilidades de recuperación, aprovechamiento y comercialización.

Reciclaje: Es la recuperación de aquellos residuos que mediante su reincorporación como materia prima o insumos sirven para la fabricación de nuevos productos.

Vida útil: Es la duración estimada que un objeto puede tener cumpliendo correctamente con la función para la cual ha sido creado.

Biodiversidad: el término por el que se hace referencia a la amplia variedad de seres vivos sobre la tierra.

Compostaje: El compostaje es el proceso biológico aeróbico, mediante el cual los microorganismos actúan sobre la materia rápidamente biodegradable (restos de cosecha, excrementos de animales y residuos urbanos), permitiendo obtener abono excelente para la agricultura.

CAD: Diseño asistido por computador, por sus siglas en inglés (computer-aided design).

CAE: Ingeniería asistida por computador, por sus siglas en inglés (computer-aided engineering).

Anisotropía: Propiedad general de la materia según la cual determinadas propiedades físicas y mecánicas varían según la dirección en que son examinadas.

Elasticidad: Es la propiedad de los materiales de volver a su posición inicial después de aplicada una carga.

Flexibilidad: Relación existente entre los esfuerzos aplicados debidos a la carga y los desplazamientos obtenidos.

Dureza: Propiedad mecánica de los materiales que consiste en la dificultad para rayar o crear marcas en la superficie mediante la micropenetración de una punta.

Deformación: Es el alargamiento de las fibras del material debido a la aplicación de carga.

Cortadura: Es el esfuerzo que soporta una pieza, cuando sobre ella actúan fuerzas.

Hendibilidad: Propiedad que presentan las maderas de poder romperse a lo largo de las fibras, por separación de éstas, mediante un esfuerzo de tensión.

Higroscopicidad: Propiedad de la madera para absorber o perder agua del o hacia el medio ambiente que la rodea

Pantógrafo: Instrumento que permite copiar el contorno de una figura, ya sea a escala real o una escala diferente.

Oxiacetileno: Es una mezcla de gases, acetileno y oxígeno, que se utiliza para cortar metales debido a la gran temperatura que alcanza la llama.

Eficiencia: Es una relación directa entre la energía que se utiliza para un proceso y el beneficio que se obtiene de este.

Rendimiento: Es la capacidad de una máquina de hacer su trabajo por unidad de tiempo.

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL TRITURADO DE MADERA*.

AUTORES Eduard Freddy Pérez Corzo.
 Sergio Ricardo Niño Maldonado **

PALABRAS CLAVES:

Abono orgánico, cizalla, disposición final, espiral, motorreductor, residuos, torque, trituradora.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto surge de la necesidad que la División de Planta Física de la Universidad Industrial de Santander tiene en el desarrollo del programa de manejo integral de residuos de aprovechar los residuos que lo permitan, logrando mediante procesos una nueva utilidad para estos. Con esto se reduce la cantidad de residuos generados en el campus y los costos por transporte y disposición final.

El objetivo principal es diseñar para la División de Planta Física una máquina trituradora capaz de reducir el tamaño de elementos fabricados en madera, como lo son, pupitres, sillas, puertas, escritorios, tableros, etc. que por el uso y el tiempo presentan deterioro y son retirados de servicio.

La máquina realiza su trabajo utilizando un principio similar al de la cizalla. Dos ejes provistos de discos de corte giran en sentido contrario y a baja velocidad para generar un torque capaz de triturar la madera. Un total de 31 discos, con dos frentes de corte cada uno, la disposición de los discos hace que los frentes de corte formen una doble espiral. Para realizar este trabajo se hace necesario un motorreductor de 12.5 caballos de potencia y 54 revoluciones por minuto en el eje de salida.

Las dimensiones y geometría del equipo de acuerdo a las necesidades, logran una operación fácil y segura, como también un valor optimo de potencia que está directamente relacionado con los costos de adquisición y de operación.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Leonidas Vasquez Chaparro

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A WOOD SHREDDER MACHINE*

AUTHORS: Eduard Freddy Pérez Corzo.
Sergio Ricardo Niño Maldonado **

KEY WORDS

Organic fertilizer, shearing, waste disposal, spiral, gearmotor, waste, torque, shredder.

DESCRIPTION

This project arises from the need of the División de Planta Física of Universidad Industrial de Santander to develop a comprehensive management program to re-use waste by processing it in order to achieve a new use for it. This reduces the amount of waste generated on campus and costs for transportation and disposal.

The main objective is to provide to the Division de Planta Física with a shredder machine capable of reducing the size of items made of wood, like desks, chairs, doors, desks, boards, etc. that have deteriorated over time and are removed from service, to produce organic fertilizer.

This machine works by using a principle similar to the shears. Two shafts equipped with cutting blades rotate in opposite directions at low speed to generate a torque that can shred the wood. 31 discs in total, with two cutting teeth each, the assembly of the discs causes the cutting teeth to form a spiral motion. To make this work requires a gearmotor with 12.5 horsepower and 54 revolutions per minute on the output shaft.

The dimensions and geometry of the equipment according to needs, achieve a safe and easy operation, as well as an optimal value of power directly related to acquisition costs and operating costs.

* Senior Thesis

** Physical-Mechanical Sciences Faculty. School of Mechanical Engineering. Director: Eng. Leonidas Vásquez Chaparro.

INTRODUCCIÓN

La producción de residuos por parte del ser humano ha sido una constante en cualquier época de la historia; con el transcurrir del tiempo y la evolución de las condiciones de vida, la cantidad de residuos generados por persona se ha venido incrementando.

El manejo adecuado de residuos es importante para evitar el impacto ambiental causado por contaminación y también el generado por la explotación indiscriminada de los recursos naturales.

La implementación de programas de manejo adecuado de residuos a nivel de ciudades e instituciones es el mecanismo para combatir estos fenómenos. La gestión integral de residuos es el conjunto de operaciones y disposiciones encaminadas a dar a los residuos producidos el destino más adecuado desde el punto de vista ambiental, de acuerdo con sus características, volumen, procedencia, costos, tratamiento, posibilidades de recuperación, aprovechamiento, comercialización y disposición final.

En este marco del manejo integral de los residuos sólidos, “aprovechamiento” se define como “el proceso mediante el cual los materiales recuperados se reincorporan al ciclo económico y productivo en forma eficiente, por medio de la reutilización, el reciclaje, la incineración con fines de generación de energía, el compostaje o cualquier otra modalidad que conlleve beneficios sanitarios, ambientales, sociales y/o económicos”.¹

¹ Tomado del Artículo 1. Decreto Nacional 1505 de 2003.

La Universidad Industrial de Santander tiene en marcha el PGIR (Plan de Gestión Integral de Residuos) a través de la División de Planta Física; la cual en ejercicio de una de sus funciones como lo es el manejo interno de los residuos producidos al interior del campus, ha identificado que la madera proveniente de sillas, escritorios, tableros, pupitres, puertas, etc. y que ha cumplido su “vida útil” conforma gran porcentaje de dichos residuos, por lo que requieren para la reducción de tamaño del material, una máquina trituradora de madera.

Los propósitos de la recuperación y aprovechamiento de residuos son:

- Racionalizar el uso y consumo de las materias primas provenientes de los recursos naturales.
- Reducir la cantidad y los costos de los residuos a los cuales es necesario dar disposición final adecuada.
- Disminuir los impactos ambientales, tanto por demanda y uso de materias primas como por los procesos de disposición final.
- Extender el tiempo de servicio de los rellenos sanitarios.
- Recuperar valores económicos y energéticos que hayan sido utilizados en los diferentes procesos productivos.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Generar una solución que le permita a la división de Planta física de la UIS aprovechar los residuos de madera generados en el campus, contribuyendo así con la visión de la Universidad en lo referente al aprovechamiento y uso sostenible de la biodiversidad y a las políticas de eficiencia en la utilización de los recursos.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar una máquina trituradora de madera haciendo uso de herramientas CAD (Solidworks) y CAE (Cosmosworks).
- Construir para la División de Planta Física de la Universidad Industrial de Santander una máquina para triturar madera con las siguientes características:
- Un sistema de trituración de discos bidentados.
- Dos ejes de baja rotación (54 rpm), en sentido opuesto y de alto torque (1600 N*m).
- Un motorreductor de 12.5 hp y 54 rpm en el eje de salida.
- Una tolva de alimentación.

2. GENERALIDADES DE LA MADERA

La madera ha desempeñado un papel muy importante en el avance de la raza humana. Ha sido empleada por la humanidad para proporcionarse abrigo, combustible, armas, transporte, y también otras muchas formas desde el inicio de la civilización. Es al mismo tiempo entre muchos de los materiales básicos importantes, el más y el menos conocido. Casi todos sabemos lo que es la madera, sin embargo, pocas personas tienen el conocimiento real de su estructura, sus propiedades y de sus muchos usos potenciales. La madera se usa de muchas maneras diferentes para dar servicio al hombre. Aún cuando grandes cantidades de madera se usan como leña, pulpa de madera para papel, durmientes para ferrocarril, trozas para chapa, etc., la madera aserrada es la forma más importante en la que se usa.

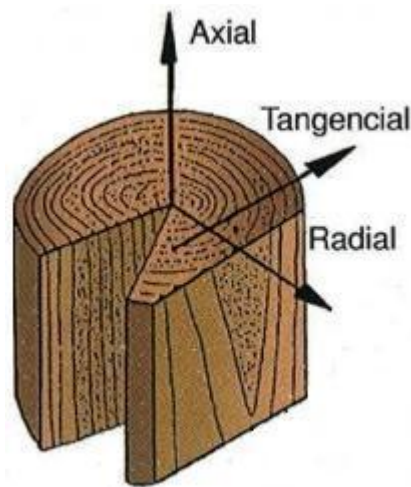
2.1 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA MADERA.

2.1.1 Anisotropía: Dado que la madera es un material formado por fibras orientadas en una misma dirección, es un material anisótropo, es decir, que ciertas propiedades físicas y mecánicas no son las mismas en todas las direcciones que pasan por un punto determinado, si no que varían en función de la dirección en la que se aplique el esfuerzo. Se consideran tres direcciones principales con características propias:

- Dirección axial: Paralela a las fibras y por tanto al eje del árbol. En esta dirección es donde la madera presenta mejores propiedades.

- Dirección radial: Perpendicular a la dirección axial, corta el eje del árbol en el plano transversal y es normal a los anillos de crecimiento aparecidos en la sección recta.
- Dirección tangencial: Localizada también en la sección transversal pero tangente a los anillos de crecimiento o también, normal a la dirección radial.

Figura 1. Principales direcciones de la madera.



Fuente: <http://quimicasthai.files.wordpress.com>

2.1.2 Humedad: Es la propiedad más importante, pues influye sobre todas las demás propiedades, físicas y mecánicas. El agua es el vehículo de transporte que utilizan las plantas para su alimento, esto, unido a la higroscopicidad de la madera, hace que esta tenga normalmente en su interior cierta cantidad de agua, que es necesario conocer antes de su uso. El agua en la madera, puede estar presente de tres formas diferentes.

- Agua de constitución o agua combinada: Es aquella que entra a formar parte de los compuestos químicos que constituyen la madera. Forma parte integrante de la materia leñosa (de su propia estructura), y no se puede eliminar si no es destruyendo al propio material (por ejemplo, quemándola).

- Agua libre: Es la que llena el lumen de las células o elementos vasculares dándole a la madera la condición de “verde”. Es absorbida por capilaridad. El agua libre, se va perdiendo por evaporación ya que es retenida por fuerzas capilares muy débiles y no puede ser recuperada a partir de la humedad atmosférica. Para recuperarla, habrá de ser por inmersión directa en el agua. Una vez perdida el agua libre se dice que la madera esta en el punto o zona de saturación de las fibras “PSF” que corresponde a un contenido de humedad entre el 21% y el 32% y sus paredes celulares están completamente saturadas pero sus cavidades están vacías. El agua libre no tiene más repercusión que la ocupación física de los huecos, y por consiguiente no influye en la hinchazón o merma de la madera ni en las propiedades mecánicas.
- Agua de impregnación o de saturación: Es la que impregna la pared de las células rellenando los espacios submicroscópicos y microscópicos de la misma. Durante el secado de la madera, cuando esta ha perdido su agua libre por evaporación y continúa el secando, la perdida de humedad ocurre con mayor lentitud hasta llegar a un estado de equilibrio higroscópico con la humedad relativa de la atmosfera circundante. Para la mayoría de las especies, el equilibrio higroscópico está entre el 12% y el 18% de contenido de humedad, dependiendo del lugar donde se realice el sacado.

El contenido de humedad CH se define como el peso de la cantidad de agua presente en una pieza de madera, expresado en función del peso de esa pieza en condición seca al horno o anhidra.

$$CH = \left(\frac{Ph - Ps}{Ps} \right) \times 100\% \quad (\text{ec. 2.0})$$

Donde:

CH – contenido de Humedad de la madera expresado como un porcentaje de su peso anhidro.

Ph - Peso de la madera en estado húmedo o peso inicial.

Ps – Peso de la madera en estado anhidro; peso final constante.

2.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LA MADERA.

La madera es un material anisótropo formado por tubos huecos con una estructura ideal para resistir tensiones paralelas a la fibra. La madera tiene una muy elevada resistencia a la flexión.

La relación resistencia/peso propio es 1.3 veces superior al acero y 10 veces superior al hormigón. La resistencia a la tracción y compresión paralelas a la fibra es buena en la madera. Las resistencias y módulos de elasticidad en la dirección paralela a la fibra son mucho más elevados que en la dirección perpendicular. Entre las propiedades mecánicas más importantes encontramos:

2.2.1 Elasticidad: Bajo cargas pequeñas, la madera se deforma de acuerdo con la ley de Hook, o sea, que las deformaciones son proporcionales a las tensiones. Cuando se sobrepasa el límite de proporcionalidad la madera se comporta como un cuerpo plástico y se produce una deformación permanente. Al seguir aumentando la carga, se produce la rotura. Este módulo dependerá de la clase de madera, del contenido de humedad, del tipo y naturaleza de las acciones, de la dirección de aplicación de los esfuerzos y de la duración de los mismos.

2.2.2 Flexibilidad: Es la propiedad que tienen algunas maderas de poder ser dobladas o ser curvadas en su sentido longitudinal, sin romperse. Si son elásticas recuperan su forma primitiva cuando cesa la fuerza que las ha deformado. La madera presenta especial aptitud para sobrepasar su límite de elasticidad por

flexión sin que se produzca rotura inmediata, siendo esta una propiedad que la hace útil para la curvatura (muebles, ruedas, cerchas, instrumentos musicales, etc.). La madera verde, joven, húmeda o calentada, es más flexible que la seca o vieja y tiene mayor límite de deformación. La flexibilidad se facilita calentando la cara interna de la pieza (produciéndose contracción de las fibras interiores) y, humedeciendo con agua la cara externa (produciéndose un alargamiento de las fibras exteriores) La operación debe realizarse lentamente. Actualmente esta propiedad se incrementa, sometiéndola a tratamientos de vapor.

- Maderas flexibles: Fresno, olmo, abeto, pino.
- Maderas no flexibles: Encina, arce, maderas duras en general.

2.2.3 Dureza: Es una característica que depende de la cohesión de las fibras y de su estructura. Se manifiesta en la dificultad que pone la madera de ser penetrada por otros cuerpos (clavos, tornillos, etc.) o a ser trabajada (cepillo, sierra, gubia, formón). La dureza depende de la especie, de la zona del tronco y de la edad. En general suele coincidir que las más duras son las más pesadas.

- Muy duras: Ébano, boj, encina.
- Duras: Cerezo, arce, roble, tejo.
- Semiduras: Haya, nogal, castaño, peral, plátano, acacia, caoba, cedro, fresno, teka.
- Blandas: Abeto, abedul, aliso, pino, okume.
- Muy blandas: Chopo, tilo, sauce, balsa.

2.2.4 Cortadura: Es la resistencia ofrecida frente a la acción de una fuerza que tiende a cortar la madera en dos partes cuando la dirección del esfuerzo es perpendicular a la dirección de las fibras. Si la fuerza es máxima en sentido perpendicular a las fibras será cortadura y si es mínima en sentido paralelo a las mismas será desgarramiento.

2.2.5 Hendibilidad: Es la resistencia ofrecida frente a la acción de una fuerza que tiende a cortar la madera en dos partes cuando la dirección de los esfuerzos es paralela a la dirección de las fibras. La madera tiene cierta facilidad para hendirse o separarse en el sentido de las fibras. Una cuña, penetra fácilmente en la madera, al vencer por presión la fuerza de cohesión de las fibras (no las corta). Es fácil observar esta propiedad al cortar madera para hacer leña, en la dirección de las fibras se separa en dos fácilmente. La madera verde es más hendible que la seca.

- Hendibles: Castaño, alerce y abeto.
- Poco hendibles: Olmo, arce y abedul.
- Astillables: Fresno.

2.2.6 Resistencia al Choque: Indica el comportamiento de la madera al ser sometida a un impacto. La resistencia es mayor en el sentido axial de las fibras y menor en el transversal o radial. En la resistencia al choque influyen el tipo de madera, el tamaño de la pieza, la dirección del impacto con relación a la dirección de las fibras, la densidad y la humedad de la madera, entre otros.

2.2.7 Resistencia a la tracción: La madera es un material muy indicado para trabajar a tracción (en la dirección de las fibras), viéndose limitado su uso únicamente por la dificultad de transmitir estos esfuerzos a las piezas. Esto significa que en las piezas sometidas a tracción los problemas aparecerán en las uniones. Si se realiza un esfuerzo de tracción en la dirección axial, la magnitud de la deformación producida será menor que si el esfuerzo es de compresión, sobre todo en lo que concierne a las deformaciones plásticas. Es decir que la rotura de la madera por tracción se puede considerar como una rotura frágil. La resistencia a la tracción de la madera presenta valores elevados. La resistencia de la madera a la tracción en la dirección de las fibras, se debe a las moléculas de celulosa que constituye, en parte, la pared celular. En la práctica existen algunos inconvenientes, que se han de tener en cuenta al someterla a este tipo de

esfuerzos; en la zona de agarre existen compresiones, taladros, etc., que haría romper la pieza antes de alcanzar la máxima carga permisible, con lo que no se aprovecharía la gran resistencia a la tracción. Por otra parte, los defectos de la madera, tales como nudos, inclinación de fibras, etc., afectan mucho a este tipo de sollicitación, disminuyendo su resistencia en una proporción mucho mayor que en los esfuerzos de compresión.

2.2.8 Resistencia a la Compresión: La madera en la dirección de las fibras resiste menos a compresión que a tracción, siendo la relación del orden de 0,50, aunque variando de una especie a otra de 0,25 a 0,7. La alta resistencia a la compresión es necesaria para cimientos y soportes en construcción. La resistencia a la flexión es fundamental en la utilización de madera en estructuras, como viguetas, travesaños y vigas de todo tipo. Muchos tipos de madera que se emplean por su alta resistencia a la flexión presentan alta resistencia a la compresión y viceversa; pero la madera de roble, por ejemplo, es muy resistente a la flexión pero más bien débil a la compresión, mientras que la de secuoya es resistente a la compresión y débil a la flexión.

Algunas de estas propiedades son registradas en tablas para varios tipos de maderas. Ver tabla 1.

Tabla 1. Propiedades de algunas especies de madera.

Especies	Condición	Densidad relativa	Flexión estática		Compresión paralela al grano; máxima resistencia a la compresión, psi*	Compresión perpendicular al grano; esfuerzo de fibra en el límite prop., psi*	Esfuerzo cortante paralelo al grano, máximo esfuerzo cortante, psi*
			Módulo de ruptura, psi*	Módulo de elasticidad, 10 ⁶ psi*			
Maderas duras:							
Olmo,	Verde	0,46	7200	1,11	2910	360	1000
Americano	Secado†	0,50	11 800	1,34	5520	690	1510
Nogal,	Verde	0,60	9800	1,37	3990	780	1480
hicora	Secado†	0,66	13 700	1,73	7850	1720	2080
Arce, rojo	Verde	0,49	7700	1,39	3280	400	1150
	Secado†	0,54	13 400	1,64	6540	1000	1850
Roble, blanco	Verde	0,60	8 300	1,25	3560	670	1250
	Secado†	0,68	15 200	1,78	7440	1070	2000
Maderas blandas:							
Abeto							
Douglas,	Verde	0,45	7700	1,56	780	380	900
costero	Secado†	0,48	12 400	1,95	7240	800	1130
Cedro,	Verde	0,31	5200	0,94	2770	240	770
rojo del	Secado†						
Oeste		0,32	7500	1,11	4560	460	990
Pino,	Verde	0,34	490	0,99	2440	220	680
blanco del	Secado†						
Oeste		0,35	8600	1,24	4800	440	900
Sequoia roja,	Verde	0,34	5900	0,96	3110	270	890
joven	Secado†	0,35	7900	1,10	5220	520	1110
crecimiento							

Fuente: Fundamentos de la ciencia e ingeniería de Materiales.

2.3 FACTORES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DE LA MADERA.

2.3.1 Defectos de crecimiento. Existen algunas características en la madera que han sido adquiridas o desarrolladas por el árbol durante su crecimiento, y por afectar el comportamiento o aspecto de la madera se les llama defectos de crecimiento. Los principales son: nudos, inclinación del grano, fallas de compresión, perforaciones y médula excéntrica.

Los nudos son discontinuidades en la parte leñosa del tronco producidas por el nacimiento y posterior desarrollo de las ramas. La influencia de los nudos en el comportamiento de elementos estructurales depende de la ubicación que estos tengan respecto a la distribución de esfuerzos. En zonas en tracción su influencia es muy importante no así en zonas en compresión, los nudos producen inclinaciones en la dirección del grano que son zonas débiles de la madera.

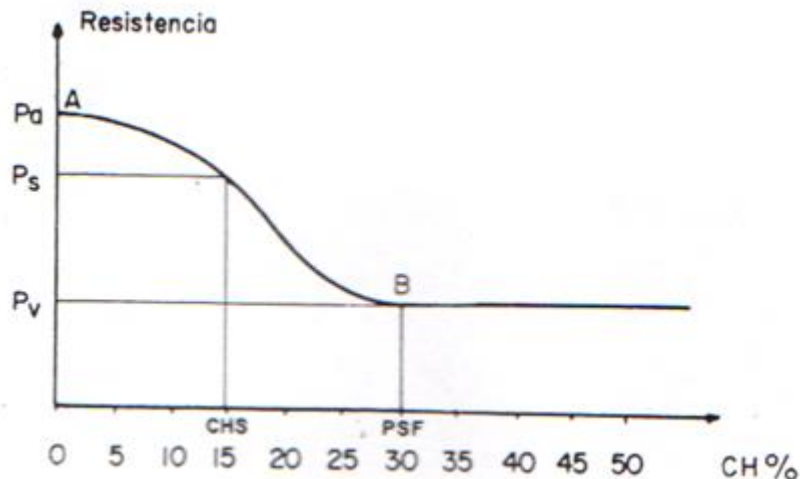
2.3.2 Influencia del contenido de humedad. La figura 2 representa la variación de la resistencia con el contenido de humedad para probetas pequeñas libres de defectos. En ella se puede observar como la madera pierde resistencia cuando aumenta el contenido de humedad, se puede observar también, que la resistencia permanece constante cuando el contenido de humedad varía por encima de PSF.

Un contenido de humedad del 12% es considerado como el valor que define la madera seca al aire, denominado CHS contenido de humedad en estado seco; hay un punto denominado PSF (punto de saturación de las fibras) el cual se puede considerar un contenido de humedad del 30% y a partir del cual la resistencia permanece constante.

2.3.3 Influencia de la temperatura. En general, las propiedades mecánicas de la madera disminuyen con el aumento de temperatura y aumentan con la disminución de esta. Estos efectos son inmediatos por que cuando la madera es

expuesta un tiempo prolongado a altas temperaturas se producen cambios irreversibles en sus propiedades. A un contenido de humedad constante y una variación en la temperatura de alrededor de 200°C la variación de las propiedades (con la temperatura) es aproximadamente lineal y los efectos reversibles.

Figura 2. Variación de la resistencia con el contenido de humedad.



Fuente: Manual de diseño para maderas del grupo Andino.

La curva resistencia-CH se idealiza por la siguiente expresión de tipo exponencial:

$$P = P_s \left(\frac{P_s}{P_v} \right)^{-k} \quad (\text{ec. 2.1})$$

$$k = \frac{CH - CHS}{PSF - CHS} \quad (\text{ec. 2.2})$$

Donde: P= valor de la propiedad a un CH dado

P_s = valor de la propiedad a un CHS.

P_v = valor de la propiedad en estado verde.

CH=contenido de humedad

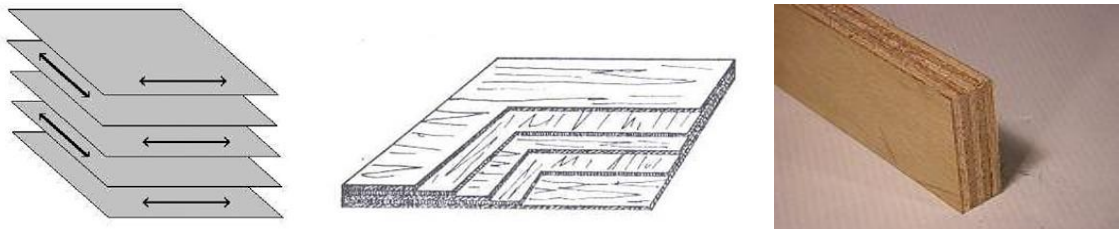
CHS=contenido de humedad en estado seco

PSF= punto de saturación de las fibras.

2.4 LA MADERA CONTRACHAPEADA

Se da el nombre de madera contrachapeada (triplay) a un panel de madera formado encolando a presión un número impar de capas u hojas de madera de enchapar o de ésta y madera común, en que las capas alternativas se colocan con sus fibras formando ángulos rectos. Al alternar la dirección de la fibra en capas adyacentes, se igualan la resistencia mecánica, la rigidez y los cambios en las dimensiones, en las dos direcciones de la cara.

Figura 3. Orientación de las fibras en cada capa.



Las dos láminas exteriores de chapa de un panel contrachapeado se conocen como caras, o bien, caras y reverso. La capa o capas interiores con la dirección de las fibras paralelas a la cara se llaman núcleo si solo es una, o centros si se utilizan más de una. Las capas interiores cuya fibra sea perpendicular a la de las caras son las de bandas cruzadas. Las hojas existentes de madera contrachapeada pueden tener de tres a siete capas y su espesor varía entre 3.2 a 30 milímetros.

La madera contrachapeada puede hacerse con láminas de enchapar cortadas de cualquier clase de madera; no obstante, las dificultades técnicas de compatibilidad con la cola y del corte de la madera de enchapar restringen a pocas clases de madera la producción de la contrachapeada.

3. ESTADO DEL ARTE Y EQUIPOS

A continuación se exponen algunas de los equipos que actualmente se encuentran en el mercado y que son utilizados para el mismo propósito. La información fue recopilada a través de la web en empresas nacionales y extranjeras.

Figura 4. Trituradora de Madera Modelo E1. Industrias Unitool.



Fuente: www.industriasunitool.com

Largo x ancho x alto x peso 1350 mm x 660 mm x 1390 mm x 385 Kg.

Máquina para el triturado exclusivo de madera, con opciones de motor a partir de 10 hp. Mecanismo de abastecimiento con engranaje de giro, controlado por el sistema hidráulico.

Conjunto de cuchillas rotatorias de 5mm de espesor x 57 unidades.

Ventajas:

- Es una máquina compacta, de dimensiones adecuadas para espacios reducidos de trabajo.
- Muy eficiente en el proceso de trituración gracias a su control hidráulico.
- La descarga del triturado se hace por medio de fuerza centrífuga.

Desventajas:

- Equipo con dos sistemas; eléctrico e hidráulico, lo que aumenta su complejidad, mantenimiento y costo.
- No posee sistema de almacenamiento de carga en la alimentación.
- Requiere reemplazo de las cuchillas de corte de alta velocidad, pues su desgaste reduce la capacidad del equipo e incrementa el consumo de energía.

Figura 5. Trituradora de Madera Modelo M160. SSI Shredding Systems, Inc.



Fuente: www.ssiworld.com

Largo x ancho x alto x peso 3105 mm x 1180 mm x 2551 mm 1900 Kg.

Equipo para trituración de múltiples materiales provisto de dos ejes de baja velocidad con discos bidentados de corte, con tolva para alimentación por gravedad. Accionada mediante motor eléctrico ó hidráulico de 30-40 hp según los requerimientos del proceso, con sistema de inversión de giro en caso de obstrucción.

Ventajas:

- Velocidad variable.
- Inversión de giro.
- Tolva de alimentación.
- Triturado de múltiples materiales.

Desventajas:

- Equipo de capacidad de triturado superior al requerido, grandes dimensiones y elevado costo.
- Requiere ser importado.

Figura 6. Trituradora de madera modelo LR 630.



Detalle del eje triturador



Fuente: www.untha.es

Equipo para triturado de madera de un eje con sistema hidráulico para aprisionamiento del material contra el eje. El eje está equipado con placas de corte intercambiables que Trituran el material a medida es que es presionado contra el cilindro de corte. El material cae a través de la criba, la cual determina el tamaño del granulado.

Largo x ancho x alto 1725 mm x 1219 mm x 1670 mm.

Ventajas:

- Posee placas de corte con ocho lados de trabajo para intercambiar por desgaste.
- Marcha suave y silenciosa debida a la transmisión flexible, por lo que también tiene buena absorción de impactos y a las vibraciones.
- El actuador hidráulico por presión progresiva hace que el sistema necesite menos fuerza y mejore su rendimiento y puede dar marcha atrás en caso obstrucción.

Desventajas:

- El cilindro que alberga las placas de corte es un sistema complejo debido a la gran cantidad de piezas que contiene.
- Equipo con dos sistemas; eléctrico e hidráulico, lo que aumenta su complejidad, mantenimiento y costo.
- Requiere ser importado.

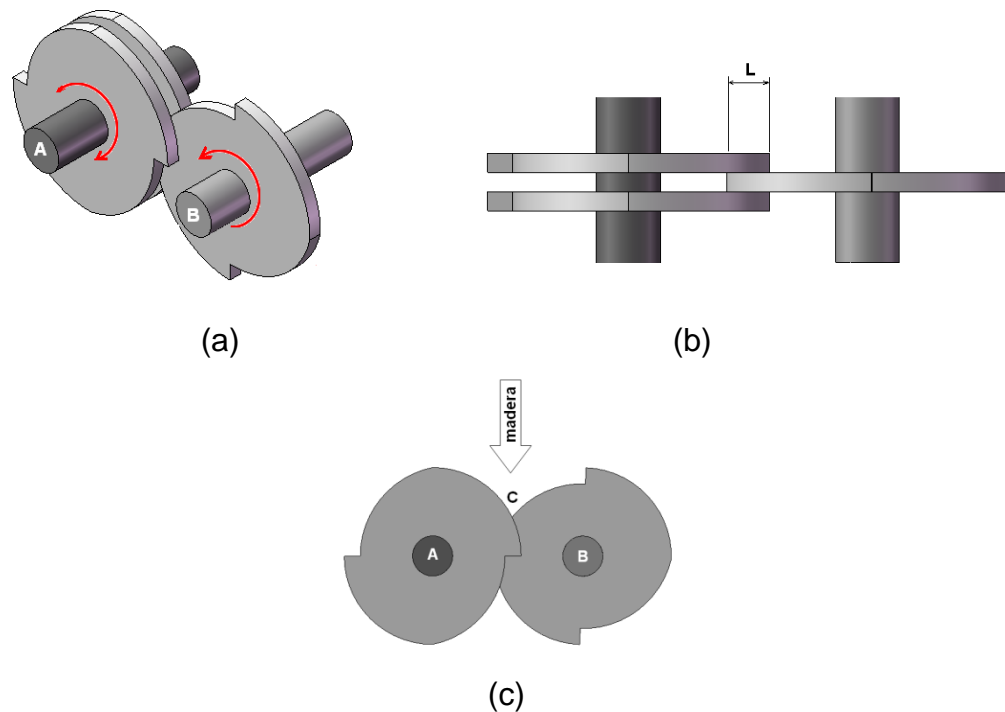
4. DISEÑO

4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

El principio de funcionamiento es similar al del corte por cizalla, el corte es realizado por unas puntas que se encuentran en los discos, los discos están montados en los ejes A y B que giran como muestra la figura 7a.

Los discos presentan un traslape L (ver figura 7b). La madera proveniente de la tolva de alimentación cae por gravedad y se acumula en el punto C (ver figura 7c), donde se produce el corte. Los discos montados en el eje A sirven de apoyo para la madera, mientras el disco del eje B realiza el corte.

Figura 7. Principio de funcionamiento.



Fuente: Autores

4.2 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA

4.2.1 Pruebas para el cálculo de la fuerza de corte en la madera. Sin duda el esfuerzo cortante de la madera contribuye en la determinación de la potencia requerida por la máquina. En los textos consultados suministran valores de propiedades para maderas de procedencia norteamericana no usadas en nuestro país, y en otros casos el valor del esfuerzo cortante es presentado en forma general como rango de valores: “La resistencia al corte paralelo varía entre 25 y 200 kg/cm² en promedio; perpendicular a las fibras la resistencia es de 3 a 4 veces mayor que en la dirección paralela”.²

Debido a esto se hizo necesaria la implementación de un mecanismo para la realización de una prueba que nos permitiera identificar un valor de esfuerzo dentro del rango.

En la prueba se utilizó solo madera en condición “seca” pues es la que presenta los valores de esfuerzos más altos comparados con la condición “verde” (ver tabla 1), además la resistencia mecánica aumenta con la disminución del contenido de humedad. Ver figura 2.

- **Características de la prueba.**

La probeta es un recorte de madera procesada de sección transversal rectangular con área 2.75cm².

El mecanismo usado (ver figura 8) tiene tres platinas de ½ pulgada de calibre, dos de las cuales son fijas y paralelas una al lado de la otra distanciadas 14mm y sirven de apoyo, la tercera se desplaza entre dos guías verticales.

² Manual de diseño para maderas del grupo Andino.

Figura 8. Probeta y mecanismo para el ensayo de cortante.



Fuente: Autores

Como banco de pruebas se utilizaron para esta prueba la prensa hidráulica con mecanismo manual de bombeo del taller y la Máquina Universal de Ensayos (INSTRON) del laboratorio de sistemas oleo neumáticos de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

- **Datos obtenidos.**

Tabla 2. Datos de la prueba utilizando la maquina universal de ensayos.

Área Resistente (plg ²)	ΔP (PSI)	Carga (Lbf)	Esfuerzo (PSI) (Kg/cm ²)
1.08	100	4050	3750 262.4
1.08	125	5062	4687 328
1.08	85	3442.5	3187 223
1.08	110	4455	4125 288
1.08	110	4455	4125 288
1.08	90	3645	3375 236

Fuente: Autores

Donde la carga se determina por: $P = \frac{F}{A}$ (ec. 4.0)

- **Observaciones y conclusiones.**

Después de la prueba la probeta queda dividida en dos trozos, donde se alcanza a observar una zona de aplastamiento y otra de falla por tracción.

Se esperaba que el corte produjera un tercer trozo entre las platinas fijas.

La fuerza es aplicada de forma lenta y progresiva gracias al flujo regulado por el sistema de control de la Máquina de Ensayos Universales, obteniendo una velocidad aproximada de la platina de corte de 0.2cm/s.

La prueba proporciona datos para el cálculo del esfuerzo cortante bajo las condiciones particulares de esta.

La baja velocidad evita las condiciones de impacto.

Es necesario realizar una prueba que represente el fenómeno de corte que incluya el perfil del disco y las condiciones dinámicas.

4.2.2 Mecanismo simulador del principio de funcionamiento. Para simular más acertadamente el principio de funcionamiento se hace necesario la construcción de un modelo que realice el corte haciendo uso de un disco prototipo con su perfil característico, un motorreductor como fuente de potencia y el elemento de apoyo.

- **Componentes del montaje.**

Motorreductor

Motorreductor helicoidal de 5 HP con relación 20:1 y 92 rpm a la salida.

Figura 9. Motorreductor usado en la simulación.



Fuente: Autores

Disco de corte.

Disco fabricado en lámina HR de calibre ½", cortado con pantógrafo y oxiacetileno y de la geometría mostrada en la figura.

Figura 10. Perfil del disco prototipo.



Fuente: Autores

La estructura de apoyo.

La estructura representa los discos que dan apoyo a la madera para el triturado y está fabricada con ángulo 2"X2"X1/4" y platinas de lámina HR de espesor 1/2", soldados con electrodos 7018.

Figura 11. Estructura de apoyo en la simulación.



Fuente: Autores

Figura 12. Montaje para la prueba.



Fuente: Autores

4.2.3 Cálculo de la potencia para el modelo. Con el registro de la corriente y voltaje que entra al motorreductor durante su trabajo y al usar diferentes tipos de madera orientada de forma aleatoria, se calcula la potencia eléctrica.

$$Pot = V * I * \text{Cos}(\phi) * \sqrt{3} \quad (\text{ec. 4.1})$$

Pot=Potencia eléctrica (KW)

V= Voltaje (KV)

I= Corriente (A)

$\text{Cos}(\phi)$ = Factor de potencia indicado por el fabricante.

Al relacionar la potencia eléctrica con la eficiencia del motorreductor permite calcular la potencia de salida del motorreductor.

$$\frac{Pot\ Salida}{Pot\ Eléctrica} = \eta_{total} \quad (\text{ec. 4.2})$$

Una vez calculada la potencia de salida del motorreductor se puede hallar el máximo torque necesario para un disco.

$$Pot\ Salida = T * \omega \quad (\text{ec. 4.3})$$

Para la medición de la corriente se usa una pinza amperimétrica Fluke 337, con el fin de calcular la potencia de entrada.

Durante el arranque sin carga del motor se registra un pico de corriente que es registrado con la función "In Rush" especial para el registro del valor máximo de corriente en arranque. El valor obtenido fue de 52.4 amperios.

Figura 13. Valor máximo de corriente durante el arranque sin carga.



Fuente: Autores

Figura 14. Valor máximo de corriente durante el trabajo.



Fuente: Autores

Tabla 3. Datos obtenidos con la pinza amperimétrica.

Toma	Corriente (A)	Voltaje (V)
1	14.5	217
2	15	216
3	12.7	215
4	14.3	217
5	11.0	218
6	17.4	216
7	13.8	216
8	15.9	217
9	12.3	216
10	15.6	216
11	16.5	217
12	16.2	217

Fuente: Autores

Cálculo de la máxima potencia eléctrica del motorreductor.

En base a la ecuación 4.1 y con:

$$V= 0.216 \text{ KV}$$

$$I= 17.4 \text{ A}$$

$$\text{Cos}(\phi)=0.78$$

Se halla que la potencia eléctrica es 5.08 KW=6.81HP.

- **Cálculo del torque máximo necesario.**

A partir de la ecuación 4.2, y sabiendo que:

$$\eta_{total} = \eta_{motor} \times \eta_{reductor} \quad (\text{ec. 4.4})$$

$$\eta_{total} = 0.85 \times 0.85 = 0.72$$

$$\text{Potencia Eléctrica}=5.08 \text{ KW}=6.81 \text{ HP}$$

Se calcula la potencia de salida del motorreductor

$$\text{Potencia salida}=3.66\text{KW}=4.9 \text{ HP}$$

Despejando el torque necesario de la ecuación 4.3 se tiene que:

$$T = \frac{3.66 \text{ KW} * 9550}{92 \text{ rpm}} = 380 \text{ N} * \text{m}$$

- **Cálculo del rendimiento del modelo.**

El rendimiento está sujeto a la velocidad de rotación del disco y al perfil de este.

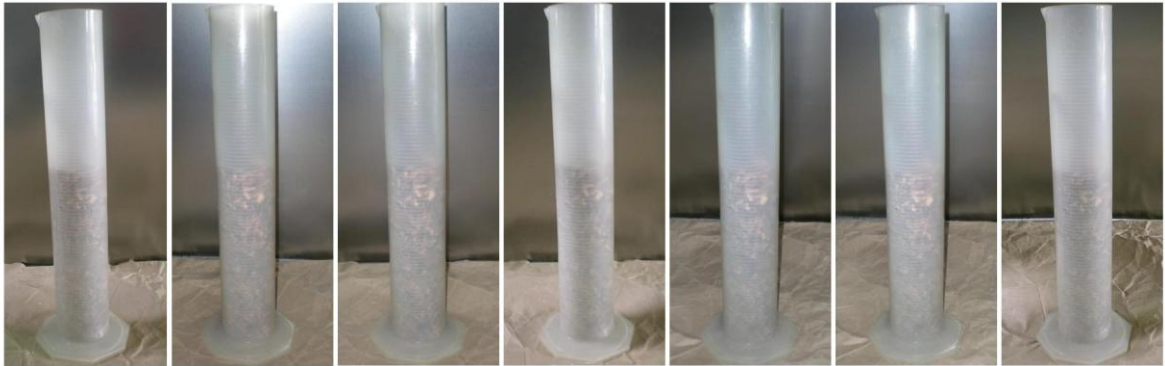
La siguiente tabla muestra los resultados de la prueba de rendimiento.

Tabla 4. Resultados del volumen triturado en un minuto.

RPM del Disco	Tiempo (min)	Volumen Triturado (cm ³)
92	1	2300
92	1	1800
92	1	2000
92	1	1700
92	1	1800
92	1	1900
92	1	1700
Promedio		1885

Fuente: Autores

Figura 15. Muestras de medición del volumen de triturado para un minuto.



Fuente: Autores

Calculo del rendimiento para un disco de corte a 92 rpm.

$$\text{Rendimiento} = \frac{1885 \text{ cc}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{10^6 \text{ cc}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 0.113 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

4.2.4 Conclusiones de la prueba.

- Se logró calcular el torque máximo requerido por un disco.
- Se percibe moderado impacto al contacto entre el disco y la madera debido a que el disco gira a 92 rpm, lo que indica la necesidad de reducir la velocidad de rotación.
- El rendimiento calculado bajo las condiciones de la prueba es un parámetro que permite el cálculo de rendimiento a otras velocidades de rotación y numero de discos.

5 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS

El diseño estará regido por parámetros como la capacidad ó rendimiento de la máquina, el tamaño del triturado, dimensiones y propiedades del material a triturar, mecanismo de carga; algunos de estos con incidencia directa en la potencia.

Los parámetros anteriormente mencionados tal como el tamaño del triturado; esta relacionado directamente con el perfil y dimensiones de los discos de corte, las características geométricas del material se relacionaran con una longitud óptima de sección trituradora.

- Características del material a triturar: Residuos en madera de mobiliario, el cual esta compuesto por, sillas universitarias, mesas, laminas, listones, butacas, tableros.
- Tamaño del triturado: El tamaño del triturado para el propósito han de ser trozos con volumen inferior a los 2cm^3 .
- Rendimiento de la maquina: De acuerdo con la cantidad promedio semanal de residuos de madera (3m^3) que son generados en el campus, un rendimiento entre los $0.2\text{ m}^3/\text{h}$ y los $0.5\text{ m}^3/\text{h}$ requieren por ejemplo un tiempo de operación de 15 horas/semanales y 6 horas/semanales respectivamente.
- Recolección del triturado: Este se puede realizar con recipiente ubicado bajo el grupo triturador, o mediante un ducto con inclinación que conduzca por gravedad el material a un foso de capacidad superior a la del recipiente.

5.1 GRUPOS DE LA MÁQUINA

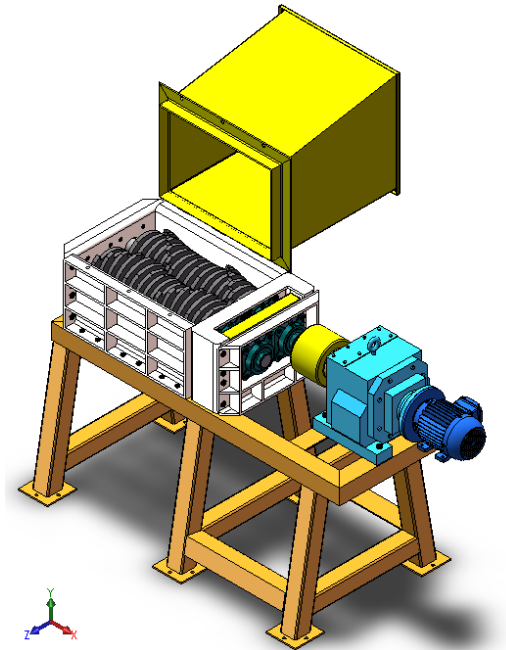
El diseño con propósito exclusivo hace que atendiendo a las necesidades como rendimiento necesario, tipo y características físicas geométricas del material a triturar en este caso madera procesada, se haga el dimensionado de la máquina y el cálculo de la potencia necesaria, haciendo un balance entre los requerimientos y el beneficio.

La máquina trituradora de madera está compuesta por cuatro grupos, que son:

- Grupo motriz
- Grupo Triturador
- Grupo Bastidor

La figura 16 es una vista general de la trituradora donde se pueden apreciar sus componentes.

Figura 16 Vista general de la Trituradora



Fuente: Autores

5.1.1 Grupo motriz. Este grupo incluye el motor eléctrico, la caja reductora, la brida de acople entre el motor y la caja reductora, el acople de cadena y su respectiva cuña, y los engranajes y sus respectivas cuñas.

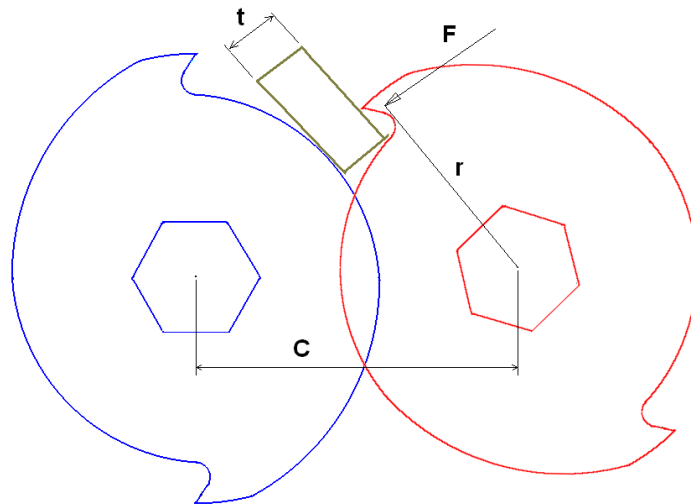
5.1.2 Grupo triturador. Este grupo incluye los ejes conductor y conducido, 31 discos, 31 espaciadores, dos tuercas de ajuste, y dos bujes.

5.1.3 Grupo bastidor. En este grupo incluye la estructura, los paneles frontal, intermedio, posterior y laterales, la tolva de alimentación, el cárter, los tornillos de fijación, cuatro chumaceras de 50 mm, dos chumaceras de 55 mm, los dos raspadores, los cuatro O-ring.

5.2 DISEÑO DE LOS DISCOS DE CORTE.

Los discos tienen forma particular de leva (ver figura 16), la cual en sus dos partes más altas tienen el frente de corte, las partes más bajas sirven de apoyo para la madera cuando los discos del eje que está en frente se encuentran trabajando. Esta configuración tiene la ventaja que permite atrapar madera de mayor dimensión, en comparación con la que atraparía si el perfil fuese circular.

Figura 17. Parámetros del disco.

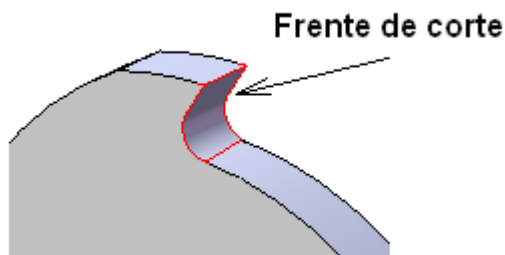


Fuente: Autores

Existe una dependencia entre las dimensiones del disco (r), su montaje (C) y el espesor de material (t) que puede aprisionar. Discos con " r " mayor pueden aprisionar material de mayor espesor " t ", lo que conlleva a un área de corte resistente mayor y con ello el incremento proporcional de la " F " requerida para el corte, todo esto implica un mayor consumo de potencia. Ver figura 16.

El perfil del disco tiene el frente de corte que es la zona encargada de realizar el trabajo (ver figura 17). El número de frentes de corte por disco tiene influencia directa en el rendimiento de la máquina y en la potencia requerida.

Figura 18. Detalle del disco.



Fuente: Autores

Los discos se montan sobre el tramo de sección hexagonal del eje, sin requerir cuña para la transmisión de potencia y permitiendo diferentes posiciones del frente de corte. Según el número de frentes de corte por disco se puede estimar la cantidad de frentes de corte en trabajo simultaneo por eje.

Tabla 5. Número de frentes de corte en trabajo simultaneo.

Número de frentes de corte por disco	Frentes de corte en trabajo simultáneo por eje
1	$\frac{\#discos\ por\ eje}{7}$
2	$\frac{\#discos\ por\ eje}{4}$
3	$\frac{\#discos\ por\ eje}{3}$

Fuente: Autores

El resultado de este cociente se aproxima al entero mayor.

Para nuestro caso la longitud trituradora se determinó de acuerdo a las dimensiones de residuos que se presentan con mayor frecuencia, siendo 54 cm una longitud optima; de acuerdo al espesor de los discos y los espaciadores en dicha longitud se pueden montar 16 discos.

Hallamos el número de frentes en trabajo simultáneo por eje para discos con 1, 2 y 3 frentes.

Para discos con un solo frente de corte: $16/7=2.28$ aproximando tenemos 3

Para discos con dos frentes de corte: $16/4=4$

Para discos con tres frentes de corte: $16/3=5.3$ aproximando tenemos 6

En la siguiente tabla observamos la razón del torque requerido con el volumen triturado para los tres casos.

Tabla 6. Relaciones de parámetros del disco de corte.

Número de frentes de corte por disco	Volumen triturado	Torque requerido. (por eje)	Razón T / V
1	V_0	3T	3
2	$2V_0$	4T	2
3	$3V_0$	6T	2

Fuente: Autores

Donde:

V_0 = El volumen triturado por discos con un solo frente de corte.

T= es el torque requerido por un frente de corte, calculado en la sección: 4.2.3

Los coeficientes de V_0 vienen dados por el número de frentes de corte en el disco.

Los coeficientes de T están dados por el número de frentes en trabajo simultáneo.

La mejor razón T/V es 2 y se obtuvo para los discos con 2 y 3 frentes de corte.

El torque total requerido para la maquina será el doble (para incluir el otro eje) de el "Torque requerido" en la tabla 6 para tener cuenta el otro eje.

Torque total de la máquina:

Con discos de dos frentes de corte:

$$T_{tm}=2 \times 4T = 8T= 8 \times 400 \text{ N*m} = 3200 \text{ N*m}$$

Con discos de tres frentes de corte:

$$T_{tm}= 2 \times 6T = 8T = 12 \times 400 \text{ N*m} = 4800 \text{ N*m}$$

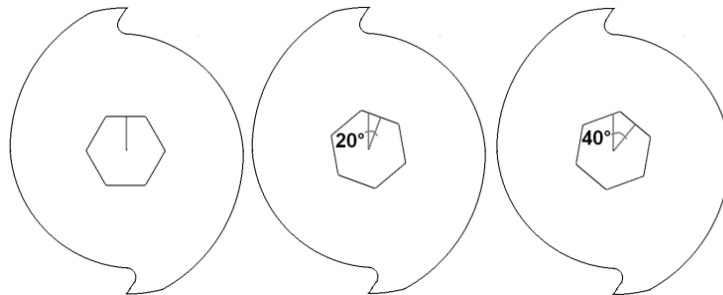
Seleccionamos el perfil de disco con dos frentes de corte, por requerir el menor torque. Sin embargo es un torque alto, una forma de reducir el valor del torque

total se obtiene con nuevos modelos de disco que permitan posiciones diferentes a las actuales reduciendo así el número de frentes de corte en trabajo simultáneo, conservando el número de frentes de corte por disco.

- **Modelos de discos.**

Los dos nuevos modelos de disco se logran desfasando el hexágono 20° y 40° respecto al hexágono del modelo inicial.

Figura 19. Modelos de discos de corte.



Fuente: Autores

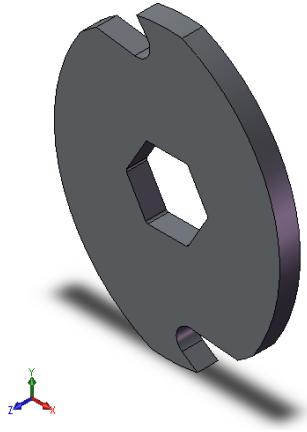
Ahora se reduce de 4 a 2 el número de frentes de corte en trabajo simultáneo por cada eje. Su disposición hace que los frentes de corten formen una doble espiral.

El nuevo torque requerido total requerido por la maquina es:

$$\# \text{ frentes en trabajo simultaneo} \times \# \text{ ejes} \times T = 2 \times 2 \times 400 \text{ N*m} = 1600 \text{ N*m}$$

5.2.1 Diseño CAD y CAE de los discos de corte.

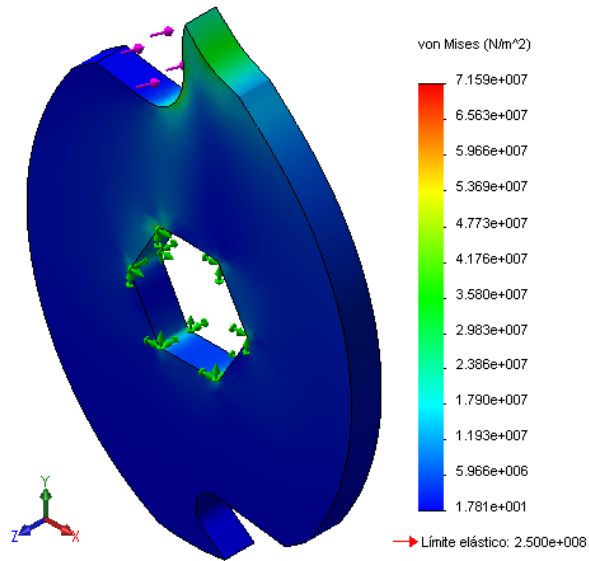
Figura 20. Diseño CAD de los discos de corte.



Fuente: Autores

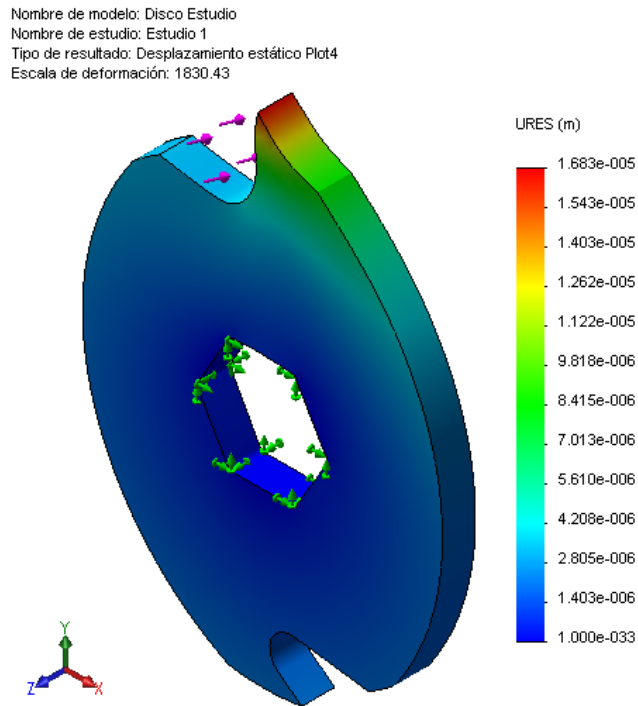
Figura 21. Diseño CAE de los discos de corte. Análisis de tensiones.

Nombre de modelo: Disco Estudio
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Plot1
Escala de deformación: 1830.43



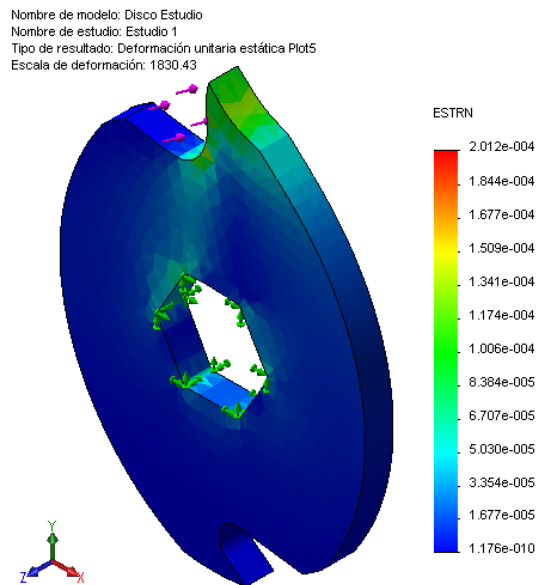
Fuente: Autores

Figura 22. Diseño CAE de los discos de corte. Análisis de desplazamientos.



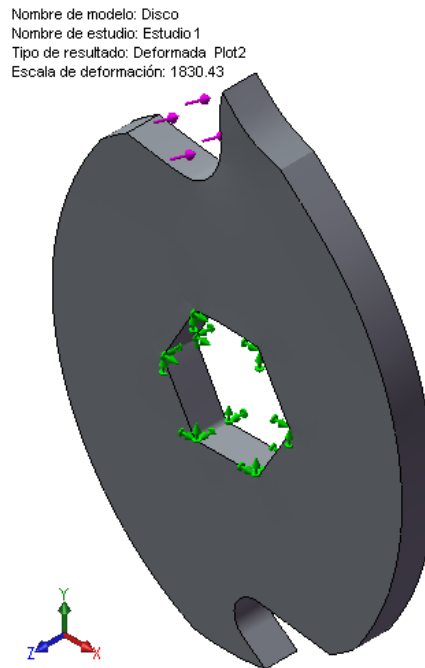
Fuente: Autores

Figura 23. Diseño de CAE de los discos de corte. Análisis de deformaciones unitarias.



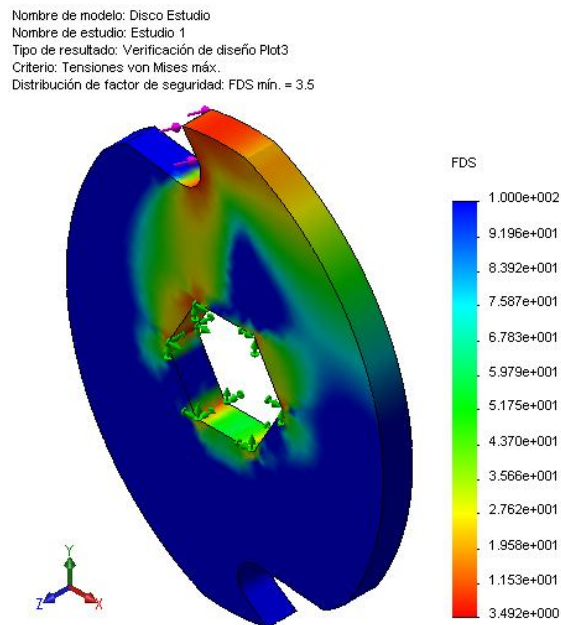
Fuente: Autores

Figura 24. Diseño CAE de los discos de corte. Análisis de deformaciones.



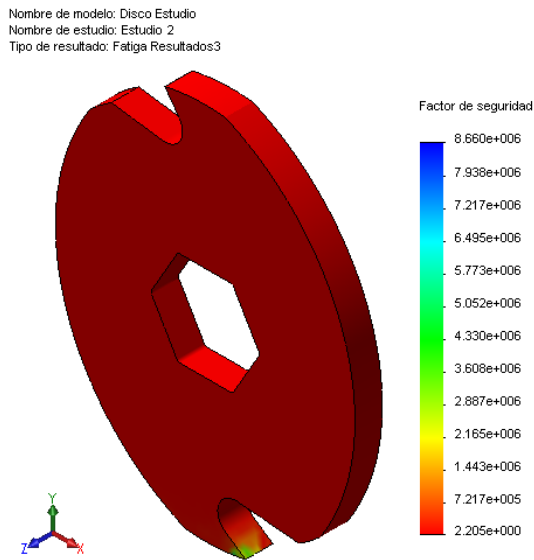
Fuente: Autores

Figura 25. Diseño CAE de los discos de corte. Factor de seguridad bajo carga estática.



Fuente: Autores

Figura 26. Diseño CAE de los discos de corte. Factor de seguridad bajo fatiga.

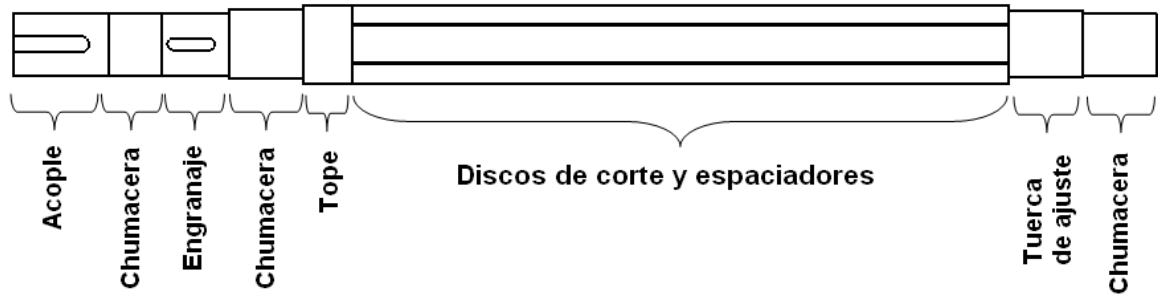


Fuente: Autores

5.3 DISEÑO DE EJES LOS CONDUCTOR Y CONDUCTIDO.

Ambos ejes tienen un tramo de sección hexagonal donde se montaran los discos y separadores, el resto del eje es circular con cambios de sección para el montaje de las chumaceras, engranes, y cuñero para el acople.

Figura 27. Secciones del eje conductor.



Fuente: Autores

5.3.1 Cálculo de los ejes. Aunque los ejes conductor y conducido son iguales, el eje conductor es el crítico debido a que tiene un momento torsor adicional proveniente del motorreductor, de modo que se analizará este eje para el diseño de la máquina y el eje conducido tendrá las mismas dimensiones.

5.3.2 Análisis de las fuerzas actuantes. El motorreductor entrega 1600 N*m, de los cuales 800 N*m pasan al eje conducido a través del engrane recto. De esta manera se tienen 800 N*m en cada eje para que puedan trabajar dos discos simultáneamente (cada disco requiere 400 N*m).

Se calcula la fuerza ejercida por cada disco con el torque y el brazo que es de 11 cm.

$$F = \frac{T}{r} = \frac{400 \text{ N} * \text{m}}{0.11 \text{ m}} = 3636.4 \text{ N}$$

Sin embrago esta fuerza tiene dos componentes rectangulares, ya que el disco ataca la madera con un ángulo de 45°.

$$F_y = 3635.4 \text{ N} * \text{Sen}(45^\circ) = 2571 \text{ N}$$

$$F_x = 3635.4 \text{ N} * \text{Cos}(45^\circ) = 2571 \text{ N}$$

La fuerza tangencial ejercida por el engrane recto se calcula a continuación:

$$F_{tan} = \frac{800 \text{ N} * \text{m}}{0.079 \text{ m}} = 10126 \text{ N}$$

Donde 800 N*m es el torque que se transmite a través del engrane recto y 0.079 m es el radio primitivo del engrane.

La fuerza radial se calcula a partir de la fuerza tangencial:

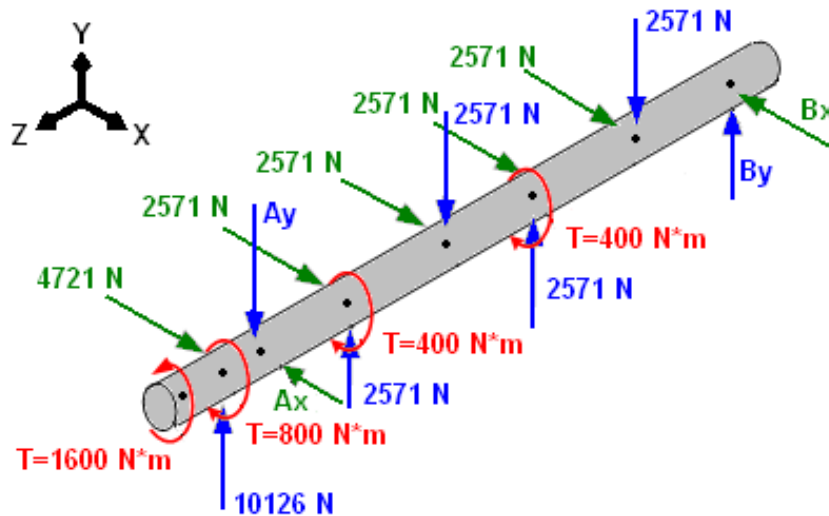
$$F_{rad} = F_{tan} * \tan(\phi)$$

$$F_{rad} = 10126 \text{ N} * \tan(25^\circ) = 4721 \text{ N}$$

Donde:

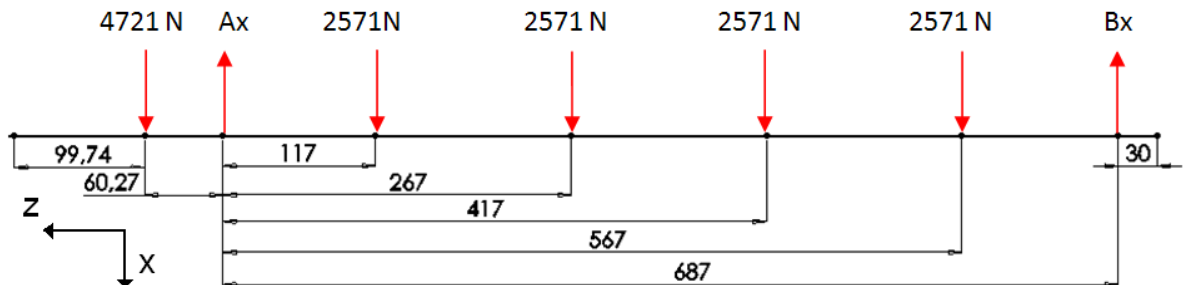
$\phi = \text{Ángulo de presión del engrane} = 25^\circ$.

Figura 28. Fuerzas y torques actuantes en el eje.



Fuente: Autores

Figura 29. Fuerzas en el plano XZ (cotas en mm).



Fuente: Autores

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(4721 \text{ N} \times 60.27 \text{ mm}) - (2571 \text{ N} \times 117 \text{ mm}) - (2571 \text{ N} \times 267 \text{ mm}) - (2571 \text{ N} \times 417 \text{ mm}) - (2571 \text{ N} \times 567 \text{ mm}) + (B_x \times 687 \text{ mm}) = 0$$

$$B_x = 4706 \text{ N}.$$

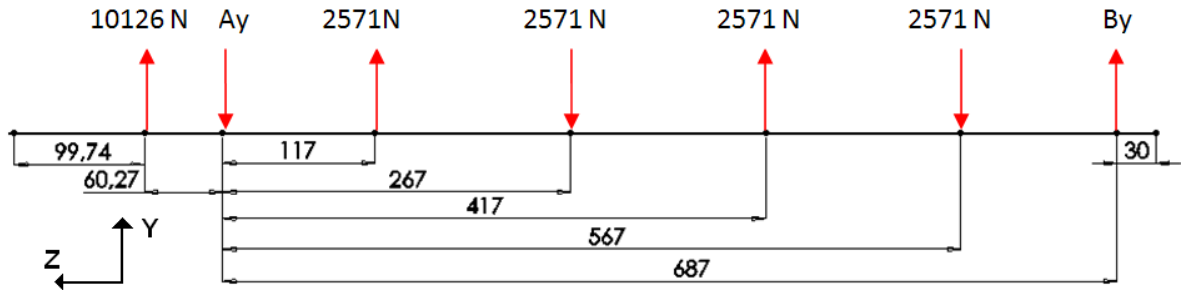
$$\Sigma F_x = 0$$

$$(4721 \text{ N}) - (A_x) + (2571 \text{ N} \times 4) - (B_x) = 0$$

$$(4721 \text{ N}) - (A_x) + (10284 \text{ N}) - (4706 \text{ N}) = 0$$

$A_x=10299 \text{ N}$.

Figura 30. Fuerzas en el plano YZ (cotas en mm).



Fuente: Autores

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(-10126 \text{ N} \times 60.27 \text{ mm}) + (2571 \text{ N} \times 117 \text{ mm}) - (2571 \text{ N} \times 267 \text{ mm}) + (2571 \text{ N} \times 417 \text{ mm}) - (2571 \text{ N} \times 567 \text{ mm}) + (B_y \times 687 \text{ mm})=0$$

$B_y=2011 \text{ N}$.

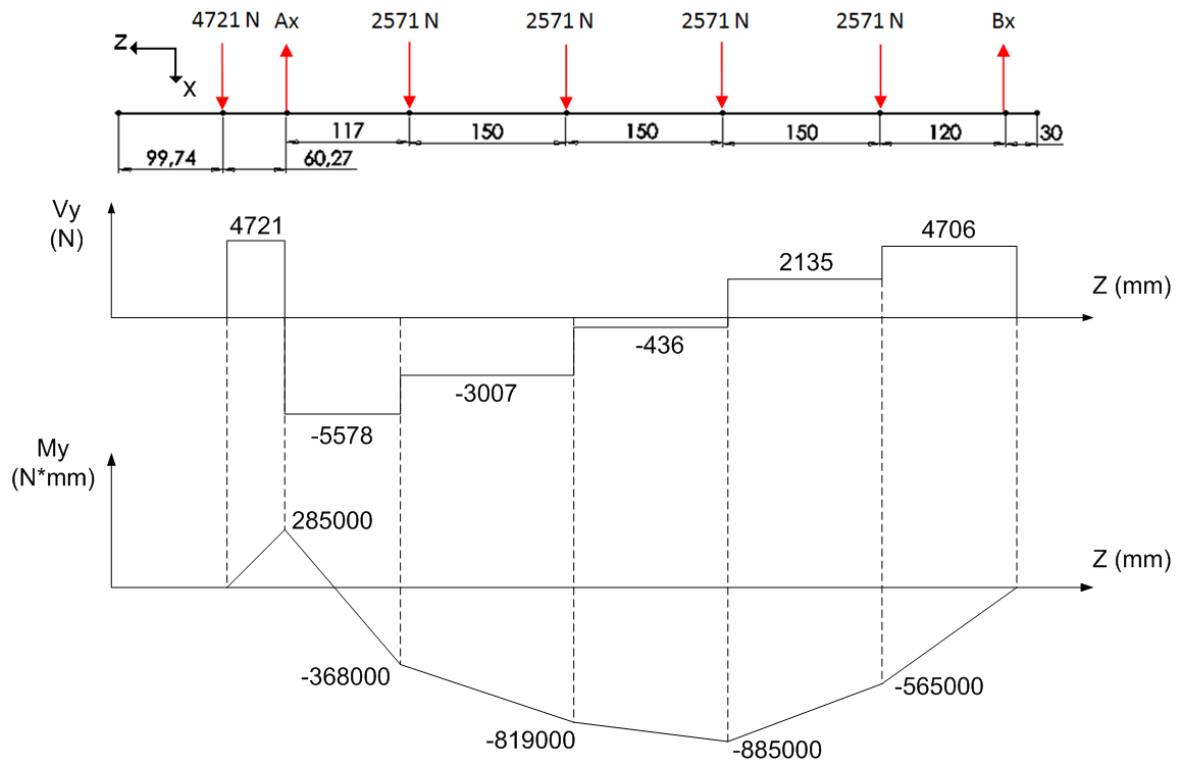
$$\Sigma F_y = 0$$

$$(10126 \text{ N}) - (A_y) + (2571 \text{ N}) - (2571 \text{ N}) + (2571 \text{ N}) - (2571 \text{ N}) + (B_y)=0$$

$$(10126 \text{ N}) - (A_y) + (2011 \text{ N})=0$$

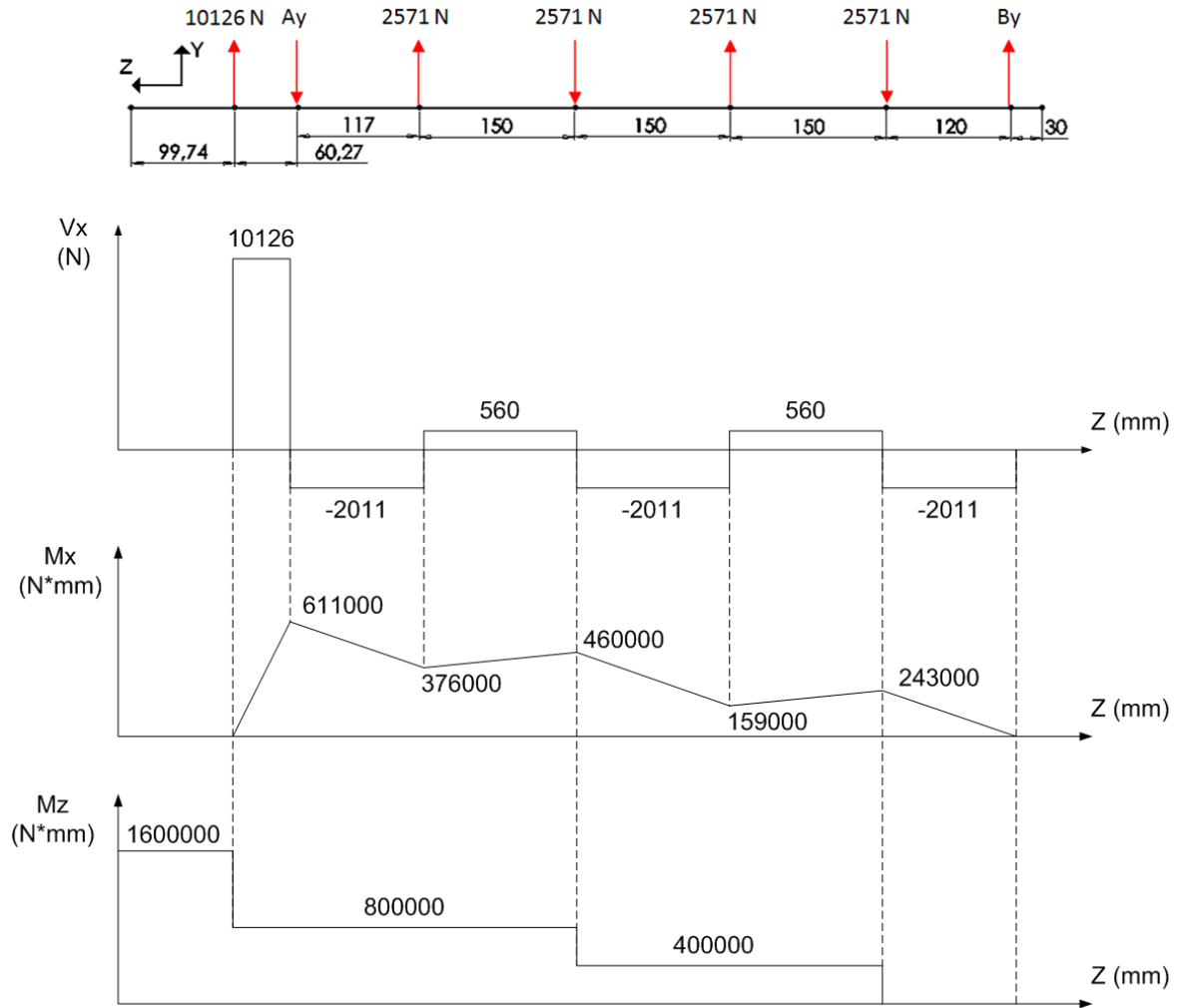
$A_y=12137 \text{ N}$.

Figura 31. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano XZ.



Fuente: Autores

Figura 32. Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor en el plano YZ.



Fuente: Autores

5.3.3 Momentos resultantes máximos. De acuerdo a los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor, se deben analizar tres puntos donde los valores son máximos, tales puntos son:

- Punto donde el momento flector es máximo en el plano XZ (M_{R1}).
- Punto donde el momento flector es máximo en el plano YZ (M_{R2}).
- Punto donde el momento torsor es máximo en el plano YZ (M_{torsor}).

Sin embargo en estos puntos se debe analizar el momento resultante y no su valor máximo en ese plano.

$$M_{R1} = \sqrt{(611 N * m)^2 + (285 N * m)^2} = 675 N * m.$$

$$M_{R2} = \sqrt{(159 N * m)^2 + (-885 N * m)^2} = 900 N * m.$$

$$M_{torsor} = 1600 N * m.$$

5.3.4 Cálculo de la resistencia a la fatiga (Sn). El acero seleccionado es el 4340 bonificado con resistencia a la tracción entre 90 y 110 Kg/mm².

Para todos los metales $S_f = 0.9 * S_{ut}$ en cargas flectoras y para $1 * 10^3$ ciclos.

Para los aceros $S_e = 0.5 * S_{ut}$ para $1 * 10^6$ ciclos siempre y cuando $S_{ut} \leq 200 \text{ ksi} = 141 \text{ Kg/mm}^2$.

De modo que se puede calcular:

$$S_f = 0.9 * 90 \text{ Kg/mm}^2 = 81 \text{ Kg/mm}^2 = 810 \text{ MPa}.$$

$$S_e = 0.5 * 90 \text{ Kg/mm}^2 = 450 \text{ Kg/mm}^2 = 450 \text{ MPa}.$$

La ecuación de la recta viene dada por: $Y = m * x + b$

Donde m es la pendiente de la recta.

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{810 - 450}{(1 * 10^3) - (1 * 10^6)} \approx -360$$

La intersección con el eje Y es b, el cual tiene el valor de S_f .

La ecuación queda de la forma: $Y = 810 - 360 * x$

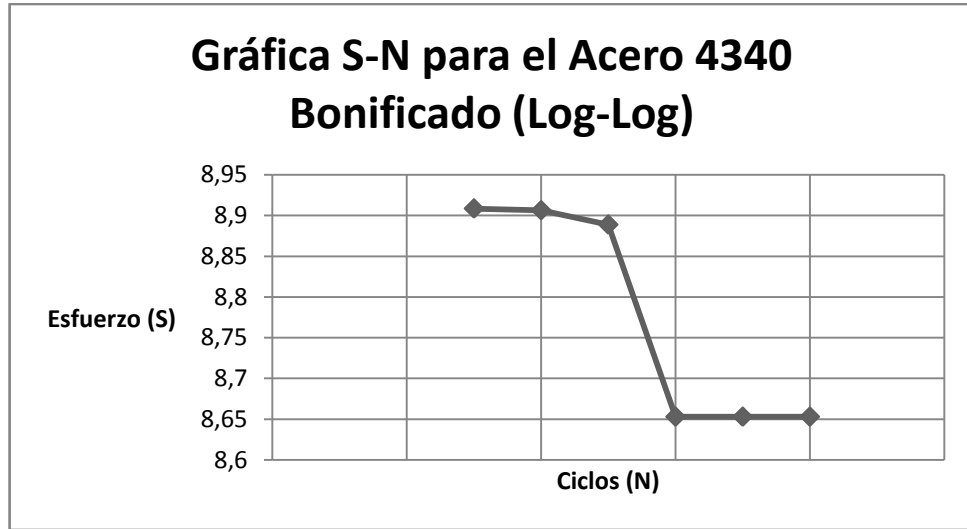
Obteniendo:

Tabla 7. Esfuerzo versus ciclos para el acero 4340 bonificado.

Esfuerzo (S)	Ciclos (N)
810 MPa	$1 * 10^3$
806 Mpa	$1 * 10^4$
774 MPa	$1 * 10^5$
450 MPa	$1 * 10^6$
450 MPa	$1 * 10^7$
450 MPa	$1 * 10^8$

Fuente: Autores

Figura 33. Gráfica S-N para el acero 4340 bonificado.



Fuente: Autores

$$S_n = C_l * C_t * C_s * C_r * S_e = 1 * 1 * 0.81 * 0.81 * 450 \text{ MPa} = 295 \text{ MPa}.$$

Donde C_l , C_t , C_s y C_r son los factores de carga, temperatura, tamaño y confiabilidad respectivamente.

5.3.5 Cálculo de los diámetros del eje. Se calcula el diámetro en base a la norma ANSI B106.1M-1985. Design of Transmission Shafting de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME).

$$D = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

D=diámetro del eje.

N=Factor de seguridad.

K_t =Factor concentrador de esfuerzos.

M=Momento flector máximo.

T=Torque máximo.

S_n =Resistencia a la fatiga.

S_y =Resistencia a la fluencia.

Con $K_t=2$, debido a la geometría de los cuñeros.

El factor de seguridad debe ser mayor que 2 en cargas que implican impacto, se toma $N=2.5$.

En el punto en el que el momento flector resultante es $675 \text{ N}\cdot\text{m}$, el momento torsor es de $800 \text{ N}\cdot\text{m}$.

$$D = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 675 \text{ N} * \text{m}}{295 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{800 \text{ N} * \text{m}}{450 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{1/3} = 0.049 \text{ m}$$

En el punto en el que el momento flector resultante es $900 \text{ N}\cdot\text{m}$, el momento torsor es de $400 \text{ N}\cdot\text{m}$.

$$D = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2 * 900 \text{ N} * \text{m}}{295 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{400 \text{ N} * \text{m}}{450 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{1/3} = 0.054 \text{ m}$$

En el punto en el que el momento torsor es máximo ($1600 \text{ N}\cdot\text{m}$), no hay momento flector.

$$D = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} * \left(\frac{1600 \text{ N} * \text{m}}{450 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{1/3} = 0.034 \text{ m}$$

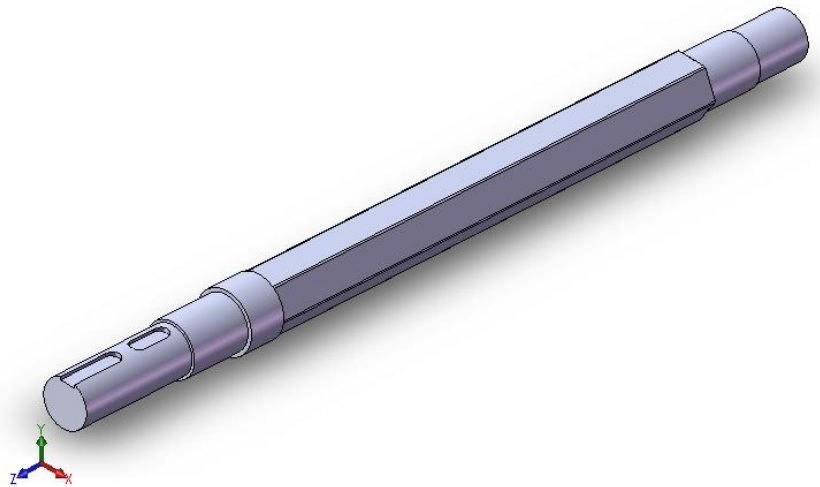
El diámetro crítico está en el punto donde van montados los discos de corte y su valor mínimo debe ser 54 mm para que cumpla con un factor de seguridad de 2.5.

El diámetro de la sección donde va el rodamiento cercano al engrane debe tener un valor mínimo de 49 mm .

El diámetro de la sección donde va montado el acople debe tener un valor mínimo de 34 mm.

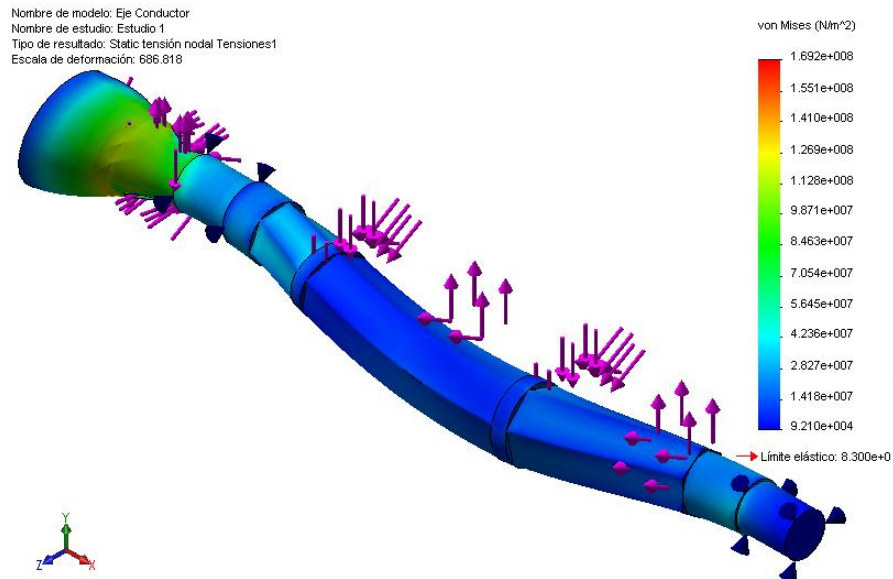
5.3.6 Diseño CAD y CAE del eje.

Figura 34. Diseño CAD del eje.



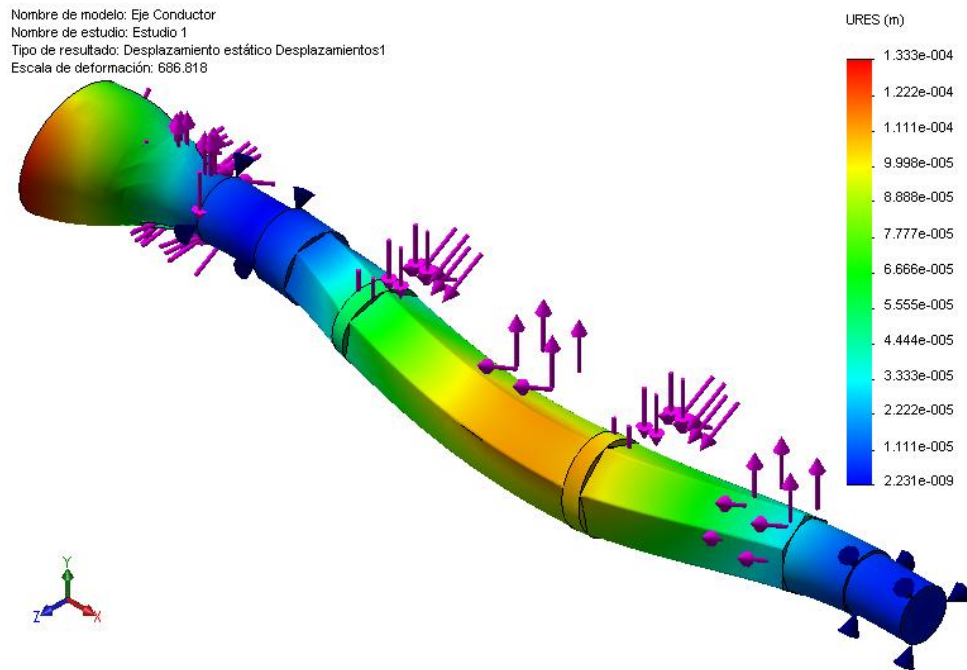
Fuente: Autores

Figura 35. Diseño CAD del eje. Análisis de tensiones.



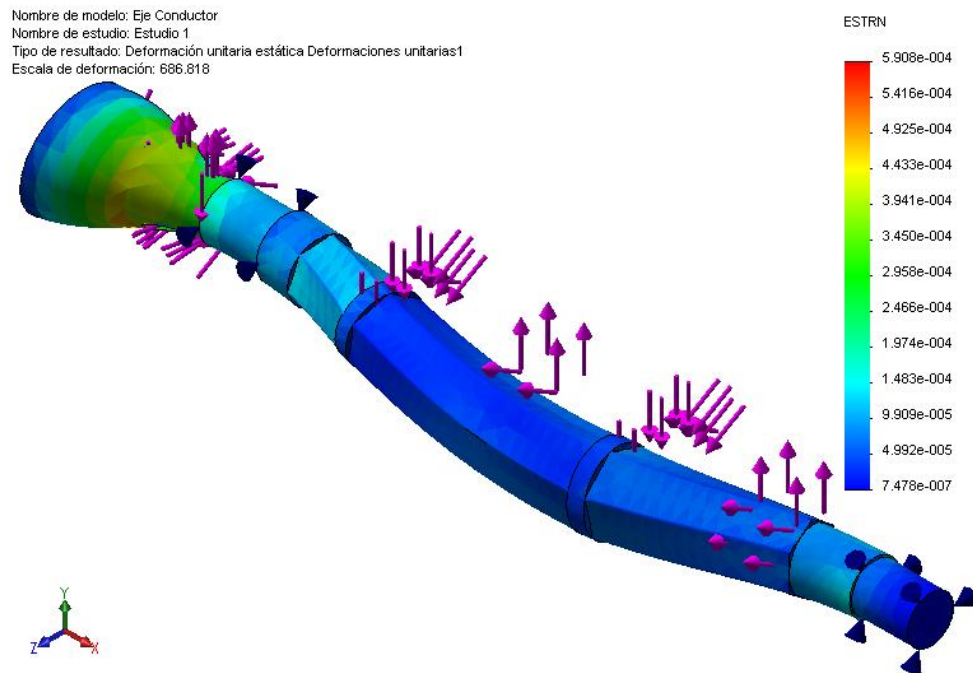
Fuente: Autores

Figura 36. Diseño CAE del eje. Análisis de desplazamientos.



Fuente: Autores

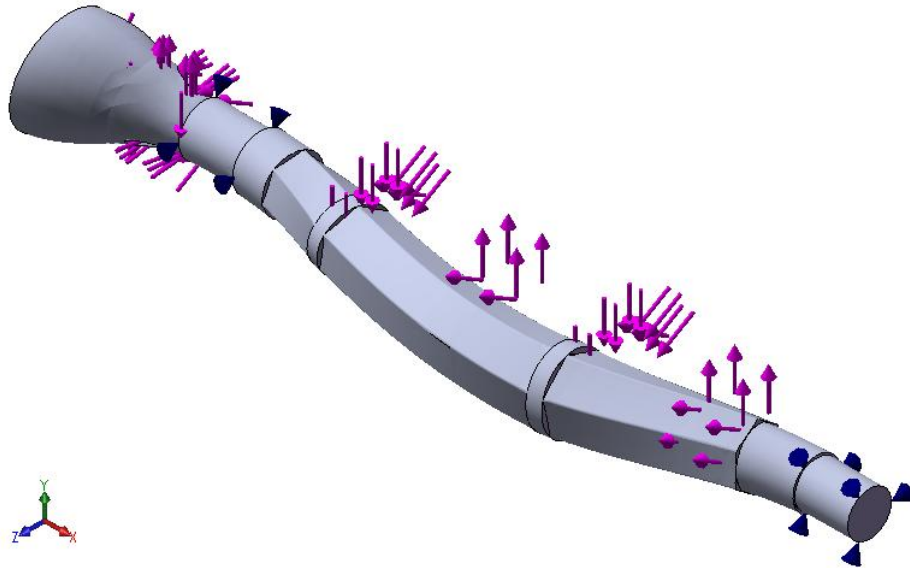
Figura 37. Diseño CAE del eje. Análisis de deformaciones unitarias.



Fuente: Autores

Figura 38. Diseño CAE del eje. Análisis de deformaciones.

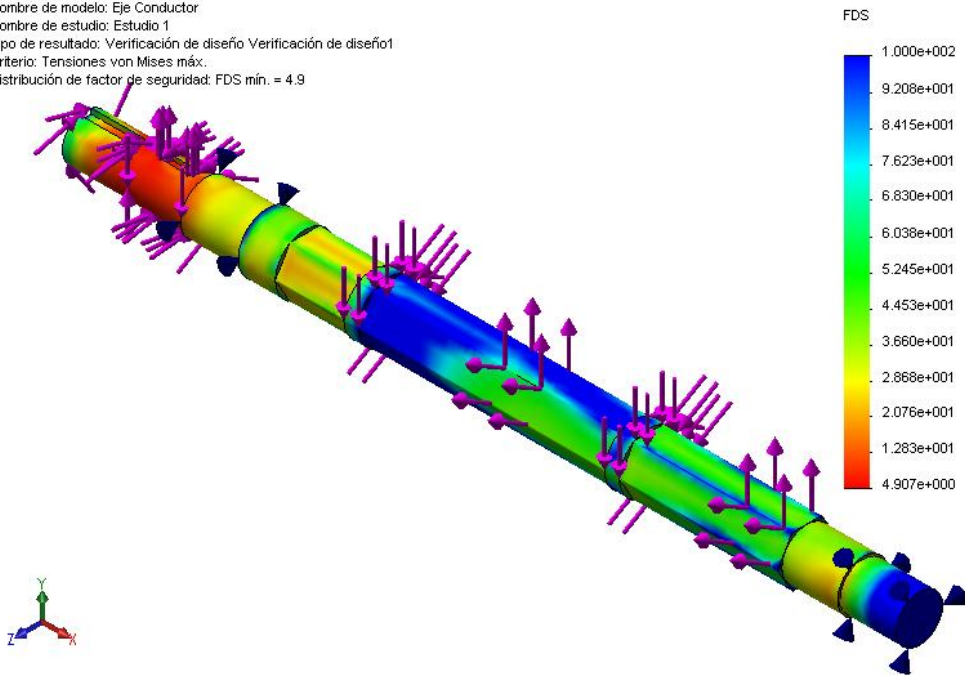
Nombre de modelo: Eje Conductor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformada Deformación1
Escala de deformación: 686.818



Fuente: Autores

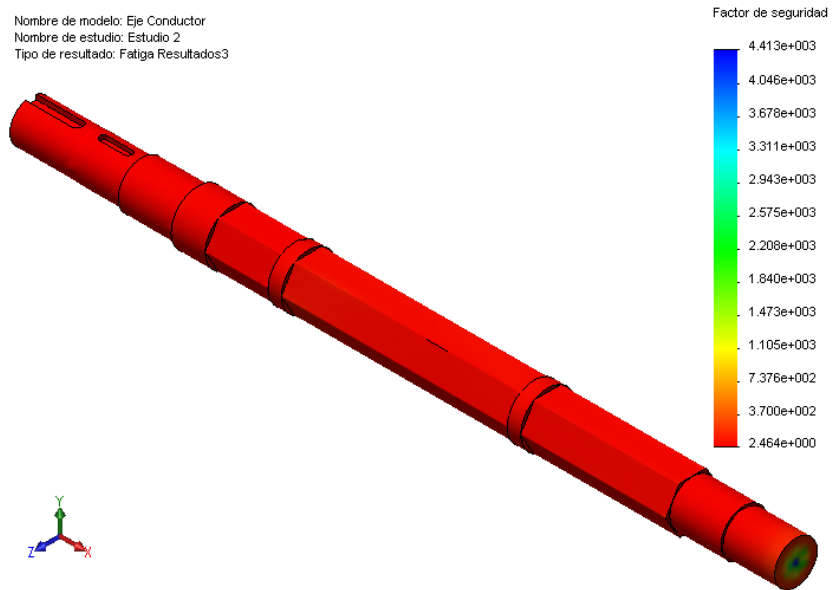
Figura 39. Diseño CAE del eje. Factor de seguridad bajo carga estática.

Nombre de modelo: Eje Conductor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 4.9



Fuente: Autores

Figura 40. Diseño CAE del eje. Factor de seguridad bajo fatiga.

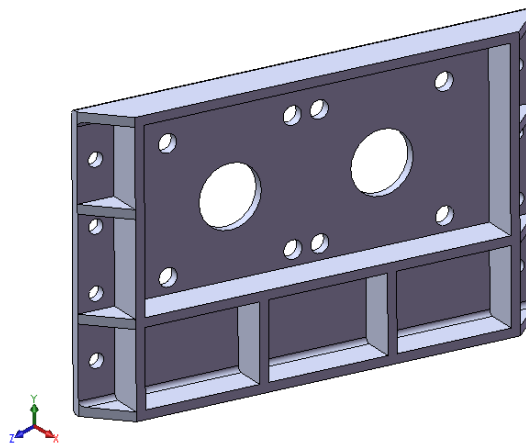


Fuente: Autores

5.4 DISEÑO DE LOS PANELES FRONTAL, INTERMEDIO, POSTERIOR Y LATERALES.

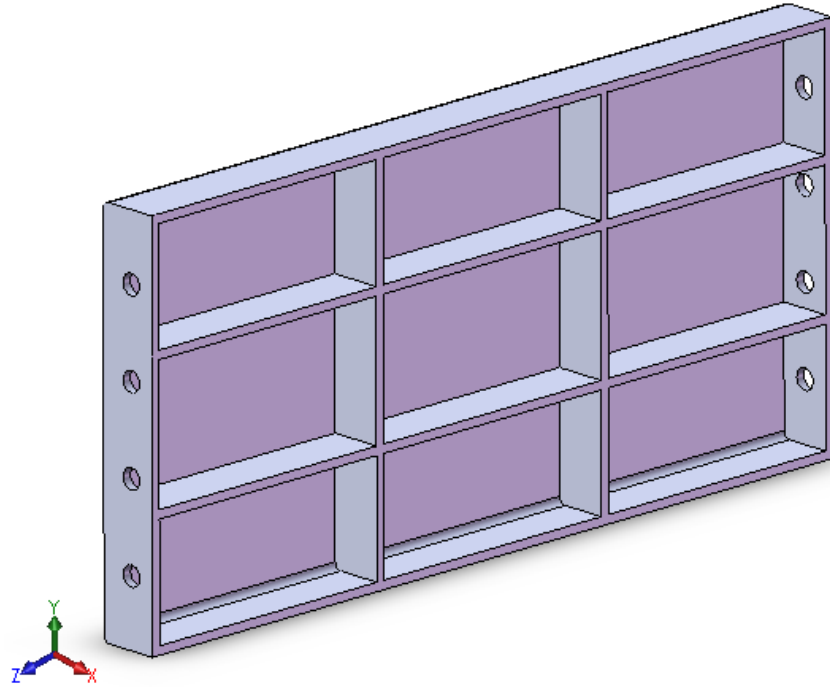
5.4.1 Diseño CAD y CAE de los paneles.

Figura 41. Diseño CAD del panel frontal y posterior.



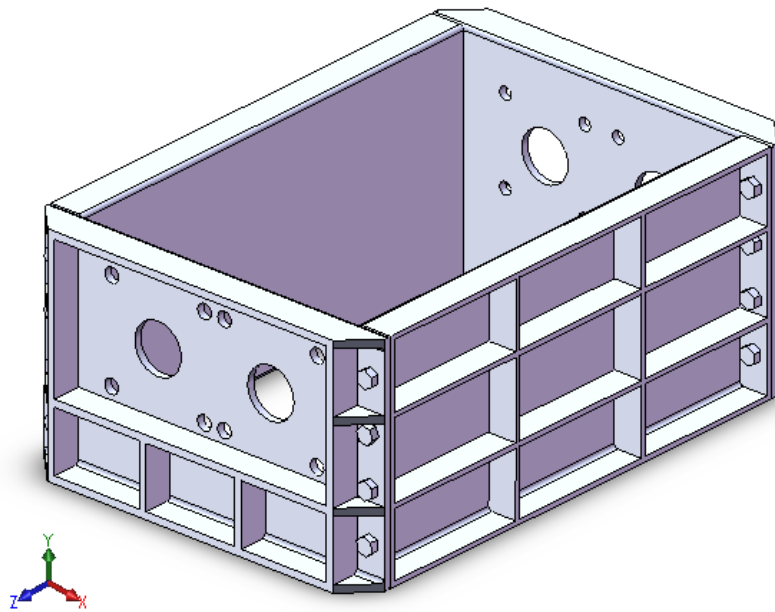
Fuente: Autores

Figura 42. Diseño CAD del panel lateral.



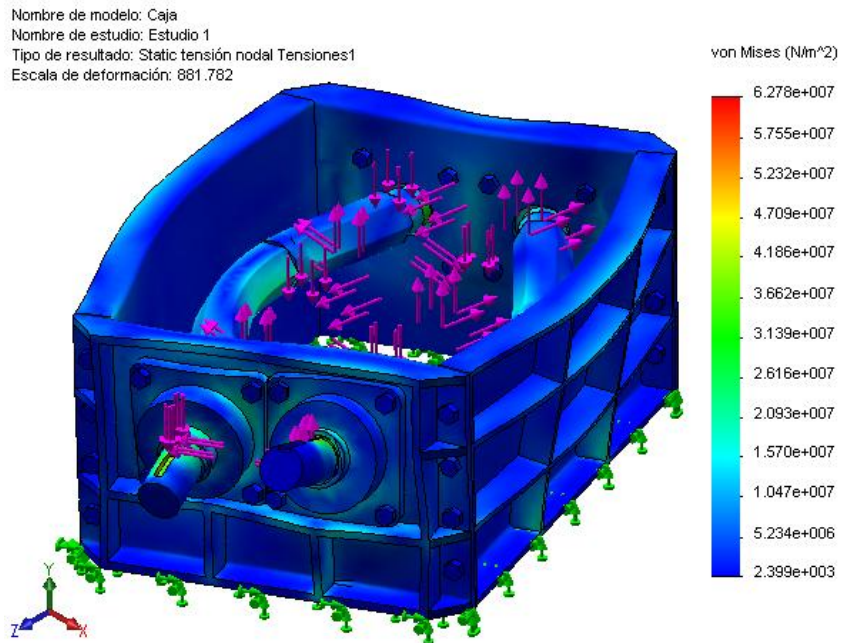
Fuente: Autores

Figura 43. Diseño CAE de los paneles. Ensamble.



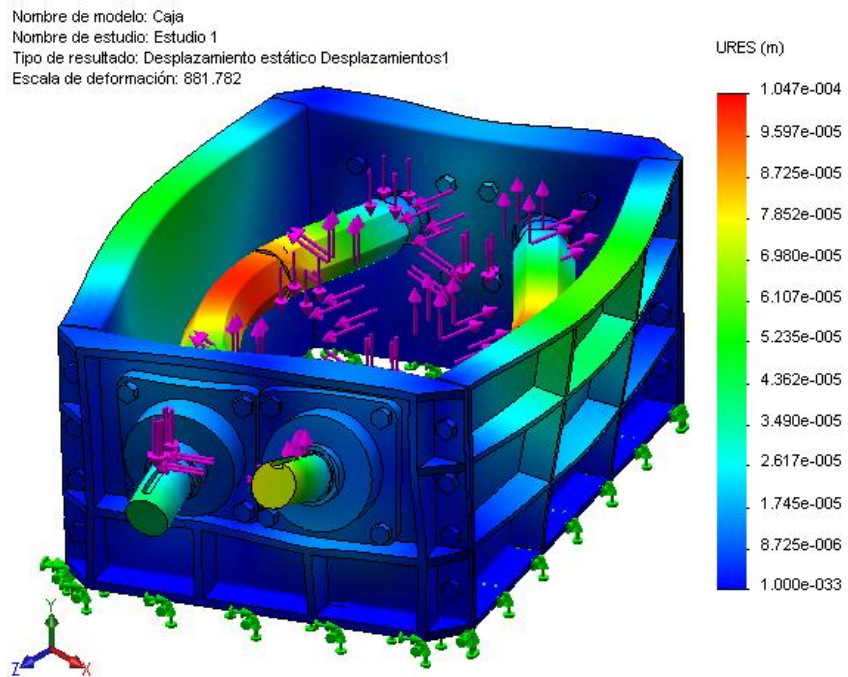
Fuente: Autores

Figura 44. Diseño CAE de los paneles. Análisis de Tensiones.



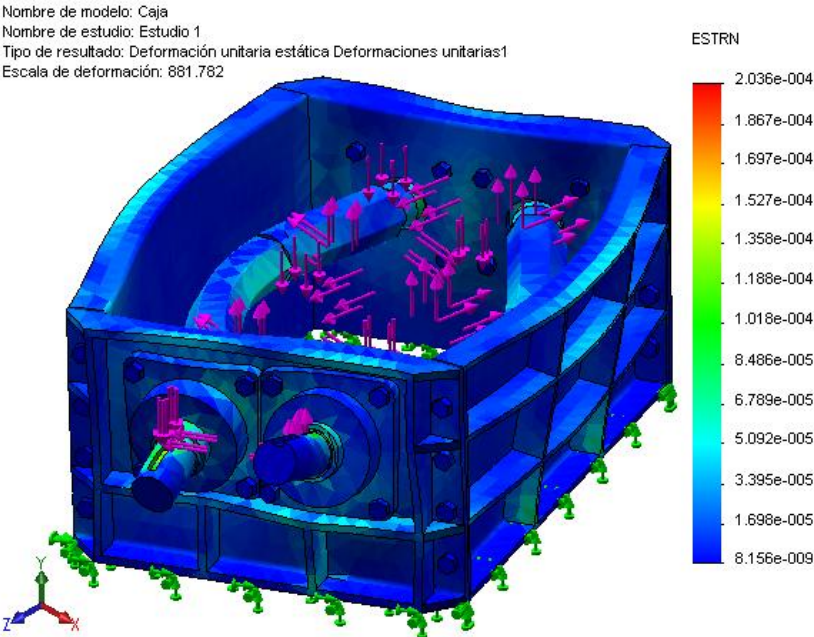
Fuente: Autores

Figura 45. Diseño CAE de los paneles. Análisis de desplazamientos.



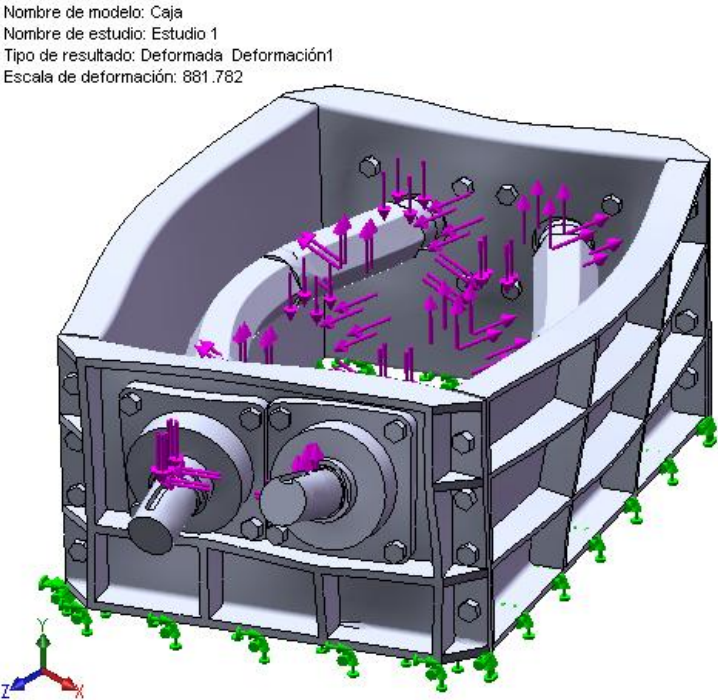
Fuente: Autores

Figura 46. Diseño CAE de los paneles. Análisis de deformaciones unitarias.



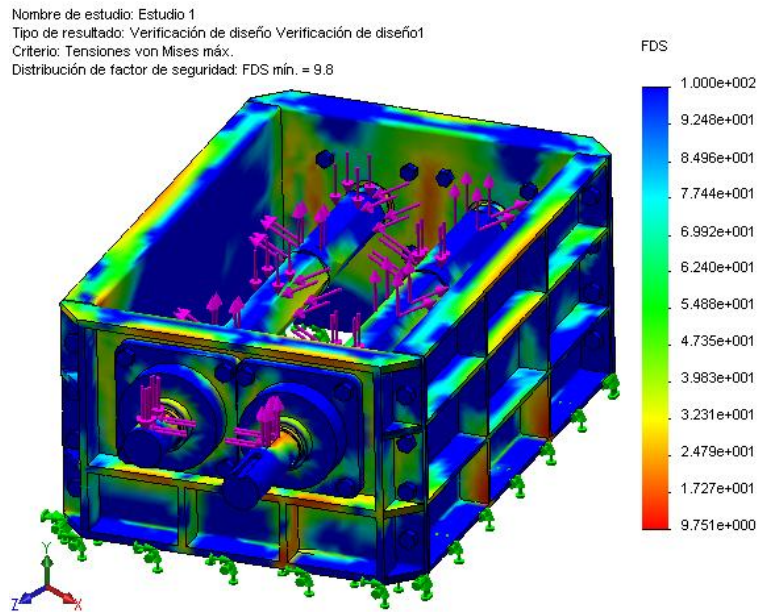
Fuente: Autores

Figura 47. Diseño CAE de los paneles. Análisis de deformaciones.



Fuente: Autores

Figura 48. Diseño CAE de los paneles. Factor de seguridad.

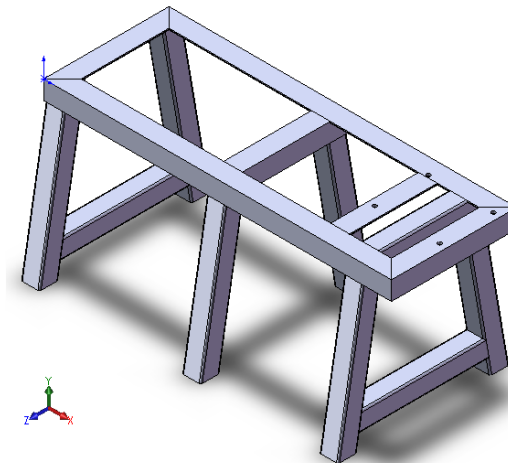


Fuente: Autores

5.5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

5.5.1 Diseño CAD y CAE del bastidor.

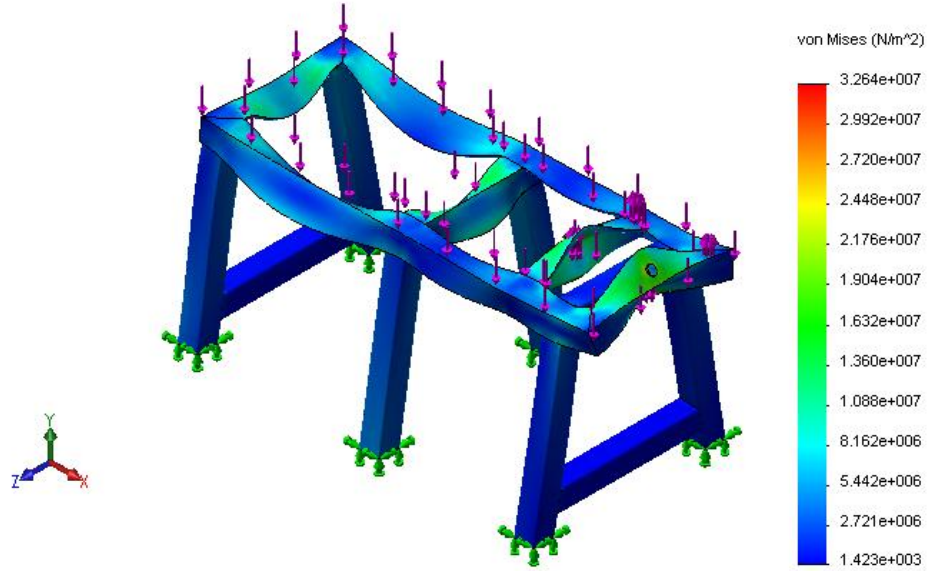
Figura 49. Diseño CAD de la estructura.



Fuente: Autores

Figura 50. Diseño CAE de la estructura. Análisis de tensiones.

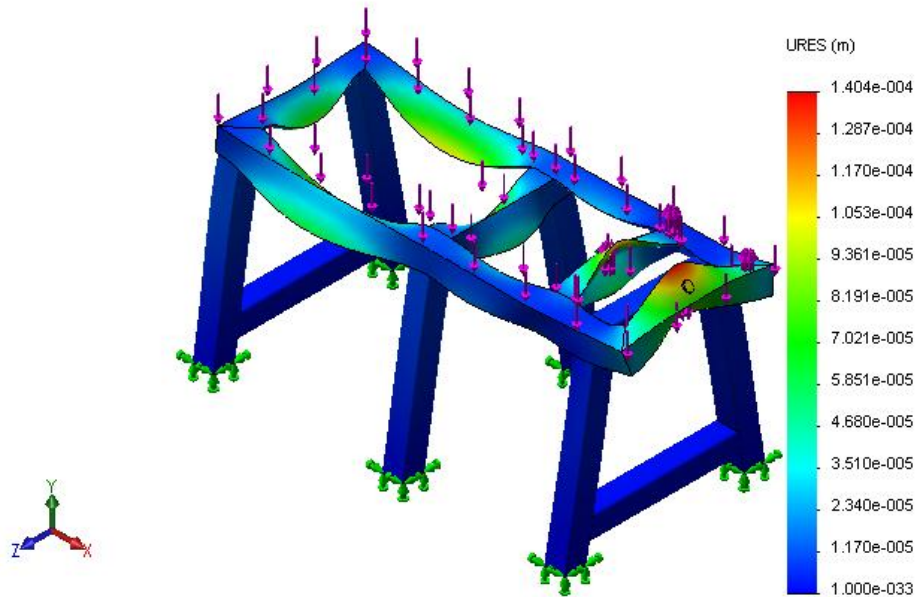
Nombre de modelo: Estudio Nuevo Bastidor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 994.747



Fuente: Autores

Figura 51. Diseño CAE de la estructura. Análisis de desplazamientos.

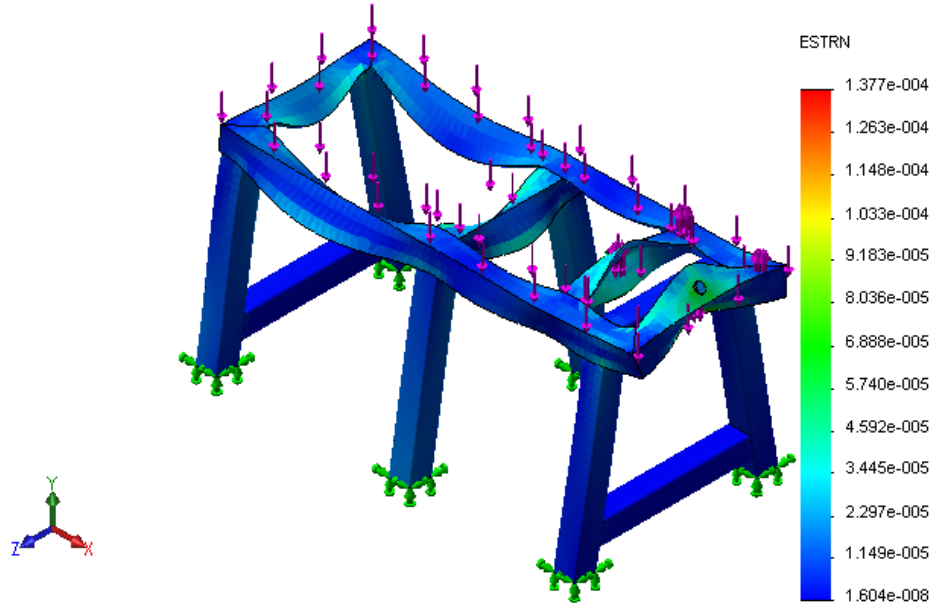
Nombre de modelo: Estudio Nuevo Bastidor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 994.747



Fuente: Autores

Figura 52. Diseño CAE de la estructura. Análisis de deformaciones unitarias.

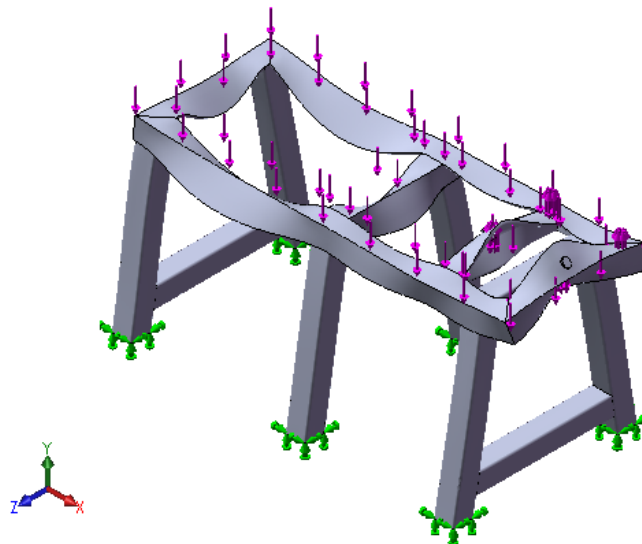
Nombre de modelo: Estudio Nuevo Bastidor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 994.747



Fuente: Autores

Figura 53. Diseño CAE de la estructura. Análisis de deformaciones.

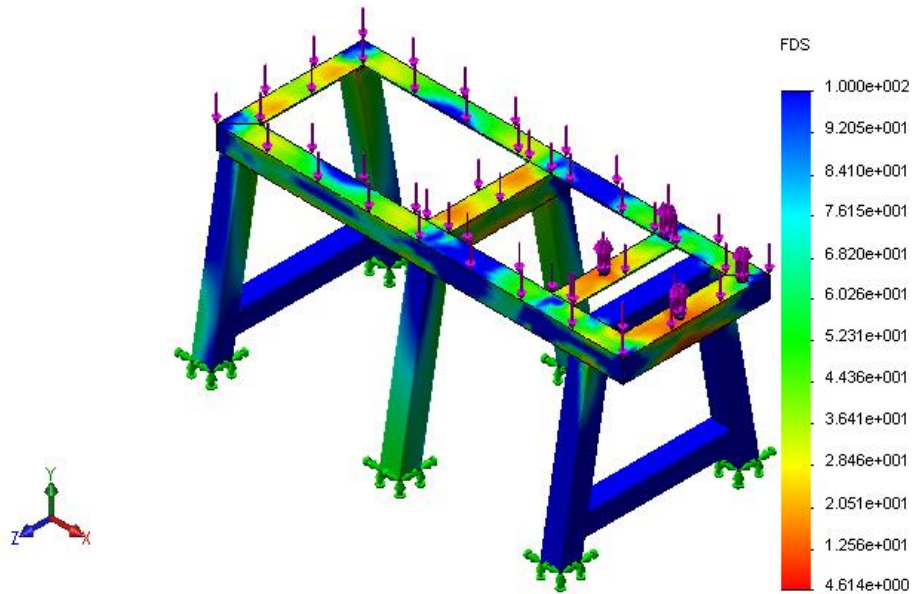
Nombre de modelo: Estudio Nuevo Bastidor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformada Deformación1
Escala de deformación: 994.747



Fuente: Autores

Figura 54. Diseño CAE de la estructura. Factor de seguridad.

Nombre de modelo: Estudio Nuevo Bastidor
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 4.6



Fuente: Autores

6. SELECCIÓN DE COMPONENTES

6.1 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.

Como se vio en la sección 4.3.3, el torque máximo que necesita un disco en el proceso de trituración es de 380 N*m y de acuerdo a la disposición de los discos van a trabajar simultáneamente máximo 4 de ellos, para lo que se requiere un torque de 1520 N*m (380 N*m x 4) y un porcentaje adicional para vencer la fricción generada por el contacto entre la madera y los discos de apoyo.

6.1.1 Potencia del motorreductor. Se espera que el motorreductor entregue un torque máximo cercano a 1600 N*m, a una velocidad ya fijada de 54 rpm.

$$Pot = \frac{T * \omega}{9550} = \frac{1600 \text{ N.m} * 54 \text{ rpm}}{9550} = 9.047 \text{ KW} = 12.128 \text{ HP}$$

Se requiere un motorreductor de 12.5 HP.

Para estos requerimientos de torque, en el mercado local se encuentra un motorreductor helicoidal de 12.5 Hp y 54 rpm a la salida.

6.2 SELECCIÓN DEL ACOPLER.

La misión del acople es asegurar la transmisión del movimiento y absorber las vibraciones en la unión entre los dos elementos. Las vibraciones son debidas a que los ejes no son exactamente coaxiales.

El termino acople se refiere a un dispositivo para conectar entre si dos ejes, en sus extremos, con objeto de transmitir potencia. Existen dos clases generales de acoples: rígidos y flexibles.

6.2.1 Acoples rígidos. Los acoples rígidos se diseñan para unir dos ejes firmemente entre sí, para que no pueda haber movimiento relativo entre ellos. Este diseño es conveniente para cierto tipo de equipos, donde se necesita y se puede dar un alineamiento preciso de los dos ejes. En esos casos, se debe diseñar el acople para poder transmitir el par torsional entre los ejes.

6.2.2 Acoples flexibles. Se diseñan para transmitir par torsional uniformemente, y al mismo tiempo permite cierto desalineamiento axial, radial y angular. La flexibilidad es tal que cuando se produce el desalineamiento, piezas del acople se mueven con poca o ninguna resistencia. En consecuencia, no se desarrollan esfuerzos axiales o flexionantes apreciables en el eje.

6.2.3 Acople de cadena. Los acoples flexibles Intermecc® de tipo cadena constan de dos piñones con dientes endurecidos y tallados especialmente para permitir buen desalineamiento angular y paralelo. Una cadena estándar doble, también endurecida, sirve de elemento de unión convirtiéndolo en un acople ideal para transmitir alto torque a medias y bajas velocidades. Provistos de la carcasa oleoactuante, trabajan en baño de aceite haciéndolos muy resistentes y durables.

Figura 55. Acople de cadena.



Fuente: <http://emerson-ept.com/>

6.2.4 Selección del acople de cadena.

- **Condiciones de operación.**

Acople para transmisión de potencia del motorreductor (eje $D=60$ mm @ 54 rpm y 12.5 Hp) al eje conductor de la trituradora ($D=50.5$ mm).

- **Factor de Servicio.**

De la siguiente tabla se encuentra que para la fuente de poder, características de la carga e intensidad horaria de trabajo el factor de servicio correspondiente es de 1.5.

Tabla 8. Factor de servicio para el acople.

Class	Characteristics of Driven Unit	Source of Power		
		Electric Motor or Steam Turbine	Steam Engine or Gasoline Engine 4 or more Cyl.	Diesel or Gas Engine
E	Even load - 8 hour/day service* Non-reversing - low torque starting	1	1 1/2	2
U	Uneven load - 8 hour/day service* Moderate shock or torsional loads - Non reversing - This is the most common type of service.	1 1/2	2	2 1/2
H	Heavy shock load - 8 hour/day service* High peak torsional loads - Reversing under load - Full load starting.	2	2 1/2	3

Fuente: <http://emerson-ept.com/>

- **Cálculo de la potencia requerida.**

Potencia requerida= Potencia X Factor de servicio=12.5 Hp X 1.5 = 18.75 Hp.

- **Tamaño del acople.**

De la tabla se selecciona el tamaño C 8018 para el cual la potencia a 54 rpm es (18.75 Hp), superior a la potencia requerida

Tabla 9. Tamaño del acople según potencia requerida y velocidad.

Coupling Size	Below 50 RPM Max. Torque	Horsepower at Indicated Speeds											Max. RPM with Cover*
		50	100	200	300	400	600	900	1200	1500	1800	3600	
C4012	113	1.08	2.15	3.43	4.52	5.57	7.56	10.45	13.10	15.70	18.20	33.10	5,000
C4016	200	1.90	3.81	6.07	8.00	9.86	13.40	18.50	23.20	27.80	32.20	58.50	5,000
C4020	308	2.93	5.86	9.26	12.32	15.01	20.41	28.50	35.18	42.22	49.61	88.67	4,000
C5016	384	3.66	7.32	11.70	15.35	18.90	25.70	35.53	44.50	53.30	61.90	112.00	4,000
C5018	525	5.00	10.00	15.00	21.00	25.00	33.00	48.58	57.00	67.00	79.00	145.00	4,000
C6018	910	8.70	17.30	27.60	36.38	44.90	60.90	84.20	105.00	126.00	147.00		3,000
C6020	1050	10.00	23.00	36.00	41.98	58.00	79.00	97.16	135.00	165.00	192.00		3,000
C8018	2027	19.30	38.60	61.40	81.05	99.80	135.00	187.57	234.00	281.00	326.00		2,000
C8020	2625	25.00	50.00	80.00	104.96	130.00	175.00	242.90	302.00	365.00	430.00		2,000
C10018	3644	34.70	69.40	111.00	145.70	180.00	244.00	337.30	422.00	506.00	587.00		1,800
C10020	4495	42.80	85.60	136.00	179.73	221.00	300.00	415.95	517.00	621.00	708.00		1,800

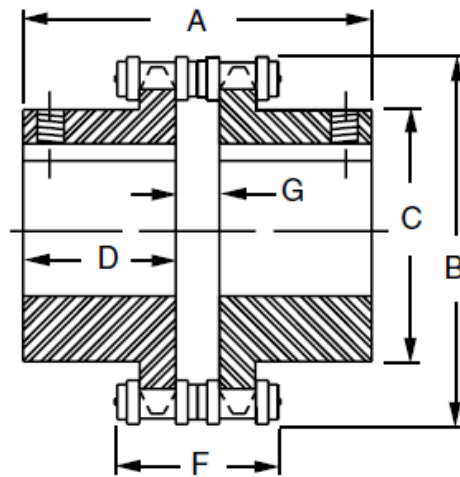
Fuente: <http://emerson-ept.com>

Tabla 10. Dimensiones del acople.

Coupling Ref. No.	Dimensions - Inches						Wt. Lbs. Half Cplg.
	A	B	C	D	F	G	
C4012	2 9/16	2 13/32	1 13/32	1 1/8	1.262	5/16	0.5
C4016	2 9/16	3 1/2	1 31/32	1 1/8	1.262	5/16	1.0
C5016	3 9/32	3 25/32	2 1/2	1 7/16	1.581	13/32	1.8
C5018	3 25/32	4 3/16	2 31/32	1 11/16	1.581	13/32	2.3
C6018	4 7/32	5	3 1/2	1 7/8	1.973	15/32	5.1
C6020	4 15/32	5 1/2	3 7/8	2	1.973	15/32	5.2
C8018	5 3/8	6 11/16	4 9/16	2 3/8	2.643	5/8	11.5
C8020	5 7/8	7 3/8	5 3/8	2 5/8	2.643	5/8	16.5
C10018	6 1/4	8 3/8	5 11/16	2 3/4	3.175	3/4	20.6
C10020	7	9 1/8	6 23/32	3 1/8	3.175	3/4	30.6

Fuente: <http://emerson-ept.com>

Figura 56. Sección longitudinal del acople.



Fuente: <http://emerson-ept.com>

- **Cuña y cuñero para el acople.**

Las dimensiones para la cuña y el cuñero del acople están indicadas según el diámetro de los ejes a acoplar tabla.

Tabla 11. Cuñeros estándar.

Bore Range	Keyway
1/2"	None
5/8 - 7/8	3/16" x 3/32"
1 - 1 1/4	1/4 x 1/8
1 3/8	5/16 x 5/32
1 7/16 - 1 3/4	3/8 x 3/16
1 7/8 - 2 1/4	1/2 x 1/4
2 3/8 - 2 3/4	5/8 x 5/16
2 7/8 - 3 1/4	3/4 x 3/8
3 3/8 - 4 1/2	1 x 1/2

Fuente: <http://emerson-ept.com>

6.3 SELECCIÓN DE CHUMACERAS.

El propósito de un cojinete es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina el termino cojinete con contacto de rodadura se refiere a una gran variedad de cojinetes llamados rodamientos, los cuales usan bolas esféricas o algún otro tipo de rodillos entre los elementos estacionario y móvil.

La presencia de las bolas permite una rotación muy uniforme, con poca fricción por parte del eje.

Las cargas radiales actúan hacia el centro del cojinete, a lo largo de un radio. Esas cargas son comunes a las que causan los elementos de trasmisión de potencia, como los engranes rectos, las poleas para bandas "V" y las transmisiones por cadena, en los ejes.

6.3.1 Rodamientos montados. En muchos tipos de maquinaria pesada, y en máquinas especiales producidas en pequeñas cantidades, se seleccionan

rodamientos montados, y no rodamientos sueltos. Los rodamientos montados proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa a la armazón de la máquina, con tornillos, y sin introducirlos en un hueco maquinado de una caja, como se requiere en el caso de, los rodamientos no montados.

La configuración más común de un rodamiento montado es la caja de chumacera. La caja se fabrica con orificios o ranuras para su fijación durante el ensamblado de la máquina.

Las unidades de brida se diseñan para que puedan ser montadas en los armazones laterales verticales de máquinas, y sujetan ejes horizontales.

Figura 57. Rodamiento con soporte tipo flanche.



<http://www.reidsupply.com/images/products/>

La selección de los rodamientos se hace en base al diámetro de los ejes, ya que este es el diámetro mínimo que deben tener para soportar las cargas durante el proceso de triturado, sin embargo se debe verificar si los rodamientos seleccionados cumplen con la carga máxima.

En el rodamiento de 55 mm la carga máxima aplicada es:

$$R_A = \sqrt{(10299 \text{ N})^2 + (12137 \text{ N})^2} = 15918 \text{ N}$$

En el rodamiento de 50 mm la carga máxima aplicada es:

$$R_B = \sqrt{(4706 N)^2 + (2011 N)^2} = 5118 N$$

Tabla 12. Catálogo SKF de rodamientos con soporte tipo flanche.

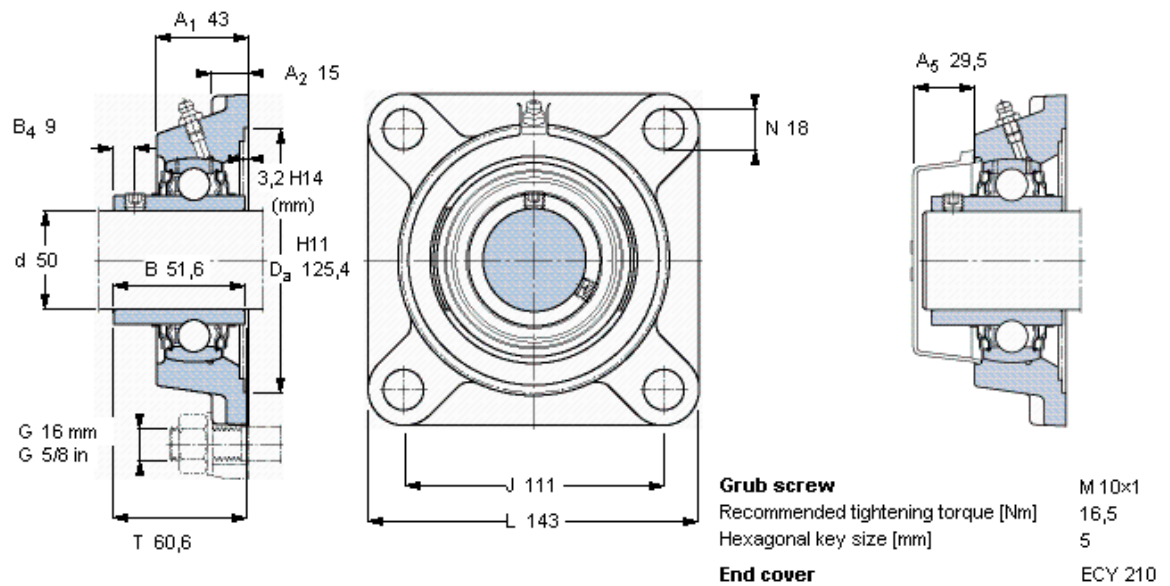
Y-bearing flanged units, cast housing, square flange, grub screw locking, metric bearings												
Product information												
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designations			
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀			Bearing unit	Housing	Bearing	
mm					kN		r/min	kg	-			
12	26	54	76	32,9	9,56	4,75	9500	0,47	FY 12 TF	FY 503 M	YAR 203/12-2F	
15	26	54	76	32,9	9,56	4,75	9500	0,45	FY 15 TF	FY 503 M	YAR 203/15-2F	
17	26	54	76	32,9	9,56	4,75	9500	0,44	FY 17 TF	FY 503 M	YAR 203-2F	
20	25,5	64	86	33,3	12,7	6,55	8500	0,65	FYJ 20 TF	FYJ 504	YAR 204-2F	
20	29,5	63,5	86	37,3	12,7	6,55	8500	0,60	FY 20 TF	FY 504 M	YAR 204-2F	
20	29,5	63,5	86	37,3	12,7	6,55	5000	0,60	FY 20 TR	FY 504 M	YAR 204-2RF	
25	27	70	95	35,8	14	7,8	7000	0,86	FYJ 25 TF	FYJ 505	YAR 205-2F	
25	30	70	95	38,8	14	7,8	7000	0,77	FY 25 TF	FY 505 M	YAR 205-2F	
25	30	70	95	38,8	14	7,8	4300	0,77	FY 25 TR	FY 505 M	YAR 205-2RF	
30	31	83	108	40,2	19,5	11,2	6300	1,2	FYJ 30 TF	FYJ 506	YAR 206-2F	
30	32,5	82,5	108	42,2	19,5	11,2	6300	1,1	FY 30 TF	FY 506 M	YAR 206-2F	
30	32,5	82,5	108	42,2	19,5	11,2	3800	1,1	FY 30 TR	FY 506 M	YAR 206-2RF	
35	34	92	118	44,4	25,5	15,3	5300	1,5	FYJ 35 TF	FYJ 507	YAR 207-2F	
35	34,5	92	118	46,4	25,5	15,3	5300	1,4	FY 35 TF	FY 507 M	YAR 207-2F	
35	34,5	92	118	46,4	25,5	15,3	3200	1,4	FY 35 TR	FY 507 M	YAR 207-2RF	
40	36	102	130	51,2	30,7	19	4800	1,8	FYJ 40 TF	FYJ 508	YAR 208-2F	
40	38,5	101,5	130	54,2	30,7	19	4800	1,9	FY 40 TF	FY 508 M	YAR 208-2F	
40	38,5	101,5	130	54,2	30,7	19	2800	1,9	FY 40 TR	FY 508 M	YAR 208-2RF	
45	38	105	137	52,2	33,2	21,6	4300	2,45	FYJ 45 TF	FYJ 509	YAR 209-2F	
45	39	105	137	54,2	33,2	21,6	4300	2,1	FY 45 TF	FY 509 M	YAR 209-2F	
45	39	105	137	54,2	33,2	21,6	2400	2,1	FY 45 TR	FY 509 M	YAR 209-2RF	
50	40	111	143	54,6	35,1	23,2	4000	3,15	FYJ 50 TF	FYJ 510	YAR 210-2F	
50	43	111	143	60,6	35,1	23,2	4000	2,5	FY 50 TF	FY 510 M	YAR 210-2F	
50	43	111	143	60,6	35,1	23,2	2200	2,5	FY 50 TR	FY 510 M	YAR 210-2RF	
55	43	130	162	58,4	43,6	29	3600	3,45	FYJ 55 TF	FYJ 511	YAR 211-2F	
55	47,5	130	162	64,4	43,6	29	3600	3,6	FY 55 TF	FY 511 M	YAR 211-2F	
55	47,5	130	162	64,4	43,6	29	1900	3,6	FY 55 TR	FY 511 M	YAR 211-2RF	
60	48	143	175	68,7	52,7	36	3400	4,5	FYJ 60 TF	FYJ 512	YAR 212-2F	
60	52	143	175	73,7	52,7	36	3400	4,6	FY 60 TF	FY 512 M	YAR 212-2F	
60	52	143	175	73,7	52,7	36	1800	4,6	FY 60 TR	FY 512 M	YAR 212-2RF	
65	50	149	187	72,9	57,2	40	3000	5,8	FYJ 65 TF	FYJ 513	YAR 213-2F	
65	52,5	149,5	187	76,9	57,2	40	3000	5,3	FY 65 TF	FY 513 M	YAR 213-2F	
70	50,3	152	193	70,7	62,4	44	2800	6,0	FYJ 70 TF	FYJ 514	YAR 214-2F	
75	53,6	159	200	80,1	66,3	49	2600	6,8	FYJ 75 TF	FYJ 515	YAR 215-2F	
80	54,5	165	208	81,7	72,8	53	2400	7,6	FYJ 80 TF	FYJ 516	YAR 216-2F	
85	58,5	175	220	86,8	83,2	62	2200	9,2	FYJ 85 TF	FYJ 517	YAR 217-2F	
90	63,4	187	235	94	95,6	72	2000	11,5	FYJ 90 TF	FYJ 518	YAR 218-2F	
100	70	210	265	107,5	124	93	1900	15,2	FYJ 100 TF	FYJ 520	YAR 220-2F	

Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

De acuerdo a la tabla anterior, se puede ver que los rodamientos seleccionados de 50 y 55 mm soportan las cargas del eje, tanto estáticas, como dinámicas.

Tabla 13. Características del rodamiento con soporte tipo flanche de 50 mm.

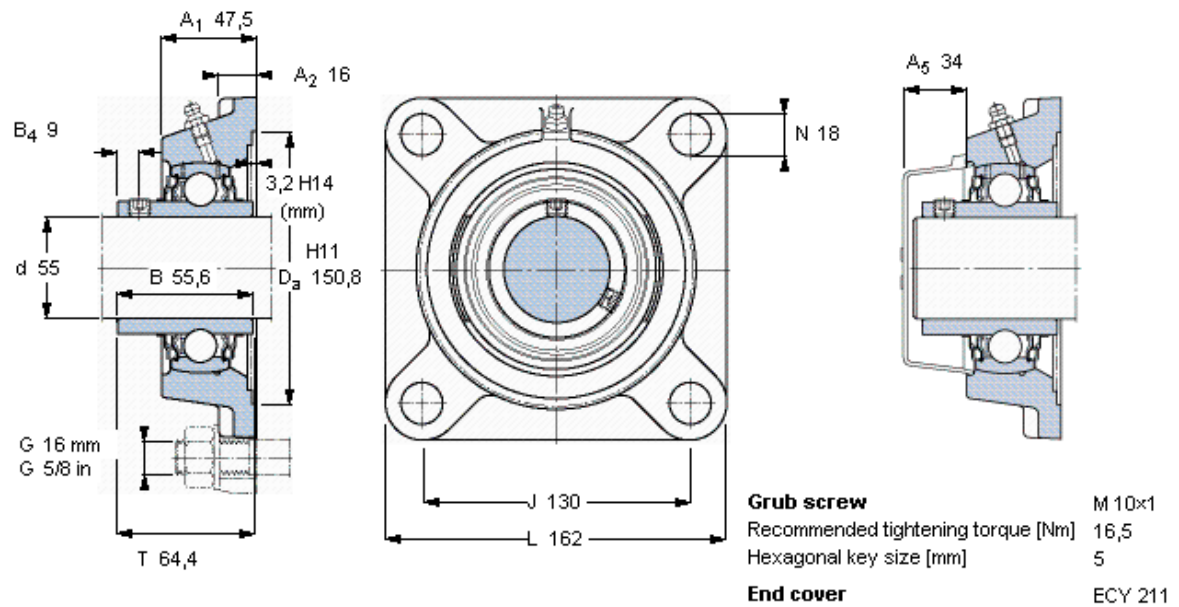
Y-bearing flanged units, cast housing, square flange, grub screw locking, metric bearings												
Product information												
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designations			
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀			Bearing unit	Housing	Bearing	
mm					kN		r/min	kg	-			
50	43	111	143	60,6	35,1	23,2	2200	2,5	-	FY 50 TR	FY 510 M	YAR 210-2RF



Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

Tabla 14. Características del rodamiento con soporte tipo flanche de 55 mm.

Y-bearing flanged units, cast housing, square flange, grub screw locking, metric bearings											
Product information											
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designations		
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀	with shaft tolerance h6	kg	Bearing unit	Housing	Bearing
mm					kN		r/min		-		
55	47,5	130	162	64,4	43,6	29	1900	3,6	FY 55 TR	FY 511 M	YAR 211-2RF



Fuente: <http://www.skf.com/portal/skf/home>

6.4 SELECCIÓN DE ENGRANES.

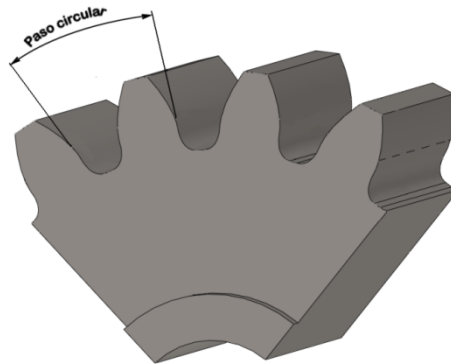
Los engranes son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. Los dientes de un engrane conductor engranan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido.

Los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engrane. Con esto se transmite un par torsional, y como el engrane es giratorio también se transmite potencia.

Los engranes rectos tienen dientes rectos y paralelos al eje del árbol que los sostiene. La forma curva de la cara de los dientes de engranes rectos tiene una geometría especial, llamada curva involuta. Con esta forma es posible que dos engranes trabajen juntos con una transmisión de potencia uniforme y positiva.

El perfil que más se usa en los engranes rectos es la forma involuta de profundidad total.

Figura 58. Perfil involuta.



Fuente: www.wikipedia.org

La involuta es uno de los tipos de curvas geométricas llamadas curvas conjugadas. Cuando dos dientes con esos perfiles engranan y giran, existe una relación constante de velocidad angular entre ellos: desde el momento del contacto inicial hasta el desengrane, la velocidad del engrane motriz está en una proporción constante respecto a la del engrane conducido. La acción que resulta de los dos engranes es muy uniforme. Si no fuera así, habría algo de aceleraciones y desaceleraciones durante el engrane y el desengrane, y las

aceleraciones resultantes causarían vibración, ruido y oscilaciones torsionales peligrosas en el sistema.

El paso de dos engranes engranados debe ser idéntico sea que el paso se indique como circular, diametral o modulo métrico.

La fuerza ejercida sobre un diente de engrane, durante la transmisión de potencia, actúa en dirección perpendicular al perfil de involuta del diente. Conviene, para el análisis de los ejes, considerar las componentes rectangulares de esta fuerza, las cuales actúan en dirección radial y tangencial.

6.4.1 Adquisición de los engranes. Una vez fijadas las dimensiones de los discos y ejes se tiene la distancia entre centros.

Para la adquisición de los engranajes se tienen dos opciones; la primera es la fabricación exclusiva de las piezas, la segunda es la búsqueda en el mercado local de componentes de fabricación estándar utilizados en otro tipo de equipos y que se encuentran en buen estado, cuyo costo es hasta 10 veces inferior al costo por fabricación.

En esta caso se encontró en el mercado un par de engranajes que tienen dimensiones cercanas a las requeridas en el proceso de diseño; debido a esto es necesario realizar un ajuste de dimensión de los discos, la distancia entre centros de los paneles frontal y posterior, y del diámetro del eje en la sección donde se va montado el engranaje.

Se trata de un par de engranajes rectos con 32 dientes, utilizados en la segunda marcha de una caja de velocidades FULLER 915 para vehículos pesados.

Figura 59. Engranés Fuller.



Fuente: Autores

7. CONSTRUCCIÓN

En este capítulo se va describir el proceso de fabricación de los componentes y posterior ensamble de la máquina.

7.1 DISCOS DE CORTE.

Fabricado en lámina de acero 1045 de 16,2 mm de espesor, el perfil del disco fue cortado con oxiacetileno. Los frentes de corte tienen recubrimiento con soldadura durowell 600, en la figura se pueden observar los discos de corte con soldadura en el frente de corte a la izquierda y posteriormente pulido a la derecha.

Figura 60. Discos de corte.



Fuente: Autores

Figura 61. Detallado del hexágono.



Fuente: Autores

Se realizó detallado manual del hexágono con motortool, fue necesaria la construcción de un molde hexagonal para la verificación del ajuste del agujero.

7.2 EJES CONDUCTOR Y CONDUCTIDO.

Figura 62. Mecanizado de los ejes.



Fuente: Autores

Para el mecanizado del tramo hexagonal y los cuñeros se utilizó la fresadora y el torno para los diferentes cambios de sección.

Figura 63. Eje conductor.



Fuente: Autores

Figura 64. Detalle de la rosca del eje conductor.



Fuente: Autores

Figura 65. Mecanizado del cuñero.



Fuente: Autores

7.3 ESPACIADORES.

Son anillos que se ubican entre los discos de corte y permiten mantener fija la distancia entre estos.

Figura 67. Espaciadores.



Fuente: Autores

7.4 PANELES FRONTAL, INTERMEDIO, LATERALES Y POSTERIOR.

Dos laterales, uno frontal, y uno posterior, los cuales se fijan entre si mediante tornillos, formando una estructura rectangular que da soporte a los elementos móviles del grupo triturador. Las chumaceras estan fijas en los páneles frontal, intermedio y posterior.

Para la fabricación de los paneles se hizo necesario el corte de las láminas, doblado, soldadura, perforado y roscado.

Figura 68. Panel frontal.



Fuente: Autores

Figura 69. Panel intermedio.



Fuente: Autores

Figura 70. Paneles laterales.



Fuente: Autores

Figura 71. Panel posterior.



Fuente: Autores

7.5 ESTRUCTURA.

Construido con perfiles unidos con soldadura, la estructura permite la fijación y acople de los grupos motriz y triturador.

Para la estructura se requirió corte de los perfiles, soldadura, pulido y perforado.

Figura 72. Soldado de la estructura.



Fuente: Autores

Figura 73. Estructura terminada.

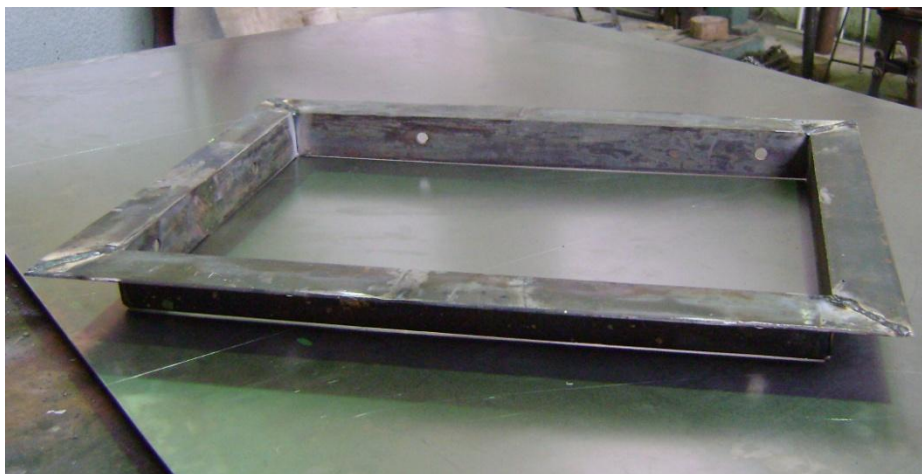


Fuente: Autores

7.6 TOLVA DE ALIMENTACIÓN.

Elemento que almacena y guía por gravedad el material hacia el grupo triturador.

Figura 74. Base de la tolva.



Fuente: Autores

Figura 75. Ensamble de la tolva.



Fuente: Autores

7.7 CARTER.

Figura 76. Carter.



Fuente: Autores

7.8 TUERCAS DE AJUSTE.

Las tuercas de ajuste son las encargadas de impedir el juego axial de los discos de corte.

Figura 77. Tuercas de ajuste.



Fuente: Autores

7.9 BUJES.

Figura 78. Bujes.



Fuente: Autores

7.10 RASPADORES.

Para la fabricación de los raspadores se requirieron platinas HR 2" x 3/8" para la base y 2" x 1/2" para los dientes raspadores, los cortes fueron hechos con tronzadora y oxiacetileno. A los dientes se le hizo un biselado utilizando la pulidora

con disco de desbaste en la cara a soldar sobre la platina base. Se mecanizó una platina cuyo espesor es el espacio entre dientes, y se usó como galga al momento de soldar cada diente para dar el espacio entre estos.

Figura 79. Platinas Base, dientes y platina galga.



Fuente: Autores

Figura 80. Raspadores terminados.



Fuente: Autores

8. PRUEBAS.

El objetivo de las pruebas es observar el funcionamiento, el rendimiento y el consumo energético de la trituradora.

8.1 FUNCIONAMIENTO.

Esta prueba se hace inicialmente sin carga, para dar los primeros ajustes. Se enciende la máquina y se hace una inspección visual y auditiva de su funcionamiento, como resultado de esta se percibe el contacto entre dos discos, para solucionar esto se verifica el ajuste de las tuercas de ajuste de los ejes y se desplaza el eje conducido.

Al verificar el funcionamiento con carga se observa entrapamiento de madera entre los discos, que se va acumulando y luego puede causar atascamiento de la máquina. Se requiere entonces de dos raspadores que retiren la madera que se queda entre los discos.

8.2 RENDIMIENTO.

Se realizaron diferentes pruebas para tiempos de dos minutos, en cada una de estas pruebas se calculó el volumen triturado, arrojando los siguientes resultados.

Tabla 15. Rendimiento de la máquina trituradora de madera.

Toma	Tiempo (minutos)	Volumen (litros)
1	2	80
2	2	76
3	2	84
4	2	65
5	2	81
6	2	78
7	2	68
8	2	82
9	2	74
10	2	67
Promedio		75.5 (0.0755 m³)

Fuente: Autores

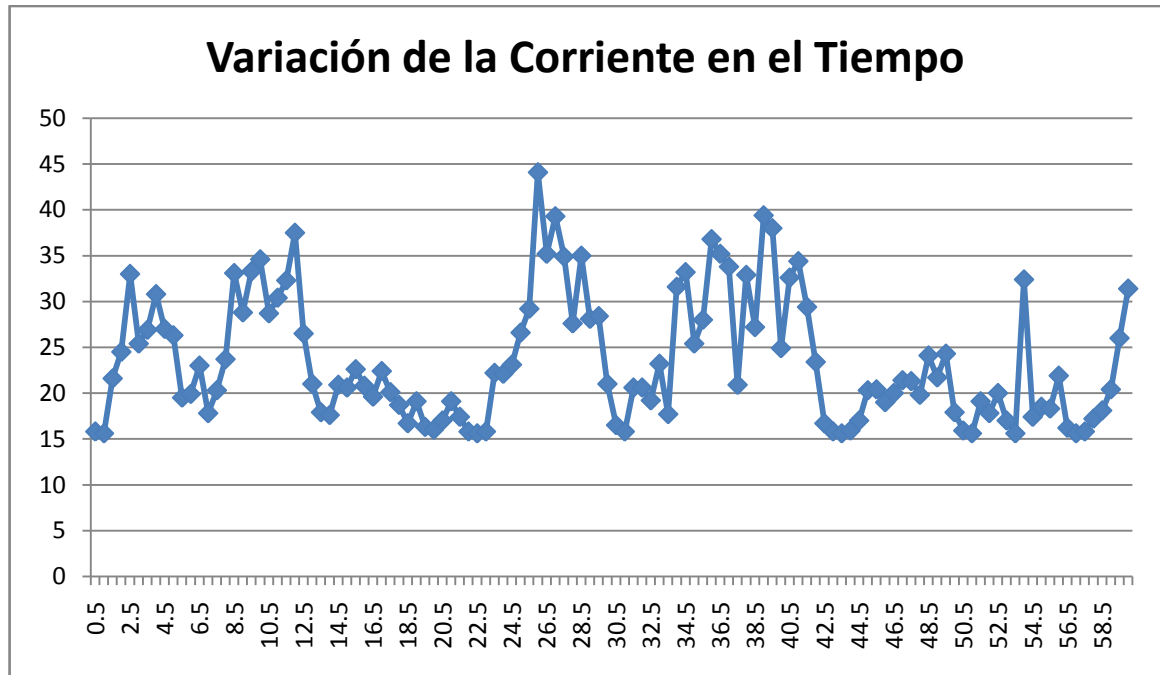
$$75.5 \text{ Lt} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ Lt}} = 0.0755 \text{ m}^3$$

$$\text{Rendimiento Total de la Máquina} = \frac{0.0755 \text{ m}^3}{2 \text{ min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 2.265 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

8.3 CONSUMO DE ENERGÍA.

Al mismo tiempo que se tomó la medida del volumen triturado, fue registrado el consumo de corriente con la pinza amperimétrica Fluke 337. La siguiente gráfica muestra la variación de corriente en una de las pruebas y durante un minuto.

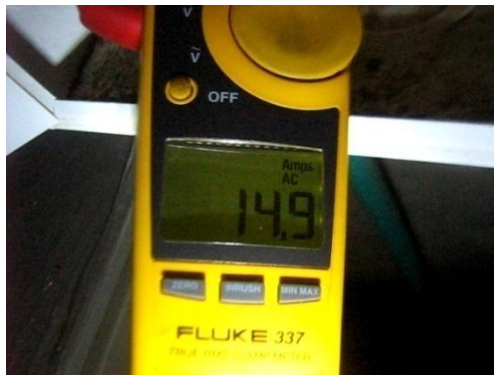
Figura 81. Gráfica de la variación de la corriente durante una de las pruebas.



Fuente: Autores

Se observa un comportamiento fluctuante de la corriente debido a los diferentes tipos de madera depositada en la tolva de alimentación, maderas más duras o de mayor espesor registrarán un mayor consumo de energía.

Figura 82: Registro de la corriente con la máquina en vacío.



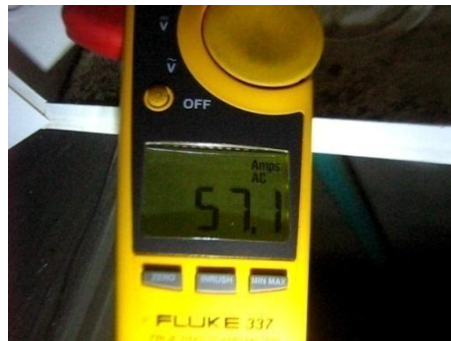
Fuente: Autores

Figura 83. Registros de corriente con la máquina trabajando.



Fuente: Autores

Figura 84. Pico de corriente registrado durante el trabajo de la máquina.



Fuente: Autores

9. CONDICIONES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

9.1 OPERACIÓN.

9.1.1 En arranque.

- Antes de arrancar el equipo observe y verifique los elementos de ajuste y acople, la tolva debe estar asegurada por los tornillos, asegúrese de que no haya objetos extraños o residuos en la zona trituradora. Revise el nivel de lubricante en el cárter.
- Arranque siempre la trituradora en vacío. Identifique los botones de encendido, parada y parada de emergencia. Encienda la trituradora y déjela funcionar por un minuto, preste atención a ruidos extraños ó funcionamiento anormal, si los hay apague el equipo e informe para que sea revisado por un técnico.
- Verifique el sentido de giro de los ejes, estos giran de tal forma que visto desde la parte superior, los frentes de corte convergen hacia el centro.

9.1.2 En servicio.

- No use ninguna herramienta para ayudar a la trituración.
- En caso de atascamiento de la trituradora, la protección eléctrica contra sobrecargas apagará el motor, luego el operario manipula el selector de giro que se encuentra en “normal” y lo cambia a “invertido” enciende la maquina y la deja funcionar por 10 segundos, apaga y retorna el selector de giro a “normal” y enciende nuevamente.
- No realice ninguna reparación o ajuste con la máquina en movimiento.
- Los palos, listones o varas se deben introducir a la tolva paralelos a los ejes trituradores.

9.1.3 El material. El material debe adecuarse previamente para el triturado:

- Clasifique la madera, saque cualquier otro objeto diferente como piedras ó varillas.
- Se deben retirar de la madera platinas de cualquier calibre, ganchos; puntillas y tornillos desde 1/8" de pulgada.
- Reduzca el tamaño de elementos que no entran por la boca de la tolva, para esto haga uso de herramientas como serrucho, hacha ó motosierra.
- El máximo espesor de las tablas o palos de madera a triturar es de 5 centímetros.

9.1.4 Las instalaciones.

- La trituradora debe estar bajo una cubierta para evitar la exposición de la trituradora al sol y a la lluvia.
- Debe contar con suministro de energía a 220V.
- Debe contar con góndolas para la recolección del triturado y la conducción a la zona de almacenamiento.
- El área donde el operario alimenta la trituradora debe tener una altura de tal forma que el operario manipule las cargas sin levantarlas más arriba del nivel de sus hombros.

9.1.5 El operario.

- Debe conocer las condiciones de operación de la máquina.
- Debe usar implementos de seguridad: Guantes, gafas de seguridad y botas.

9.2 MANTENIMIENTO

9.2.1 Diario. Cada vez que use la trituradora:

- Compruebe el apriete de los pernos, tornillos, y el estado de los componentes en general.
- Inspeccione y limpie la zona trituradora (asegúrese de que el equipo esté desenergizado).
- Compruebe el nivel de ruido y calentamiento de las chumaceras y engranes.
- Si el motor presenta calentamiento se debe revisar la corriente de consumo y verificar que las tres fases sean iguales.

9.2.2 Mensual.

- Inspeccione los frentes de corte de los discos, estos pueden volverse romos y perder capacidad de corte, los discos pueden reconstruirse agregando el recubrimiento que inicialmente traían (soldadura antidesgaste Durowell 600 u otra con propiedades similares), posteriormente se da la forma del frente de corte con pulidora.
- Si la maquina va a permanecer parada largos periodos rocíe aceite y ubique en un lugar cerrado.

9.2.3 Trimestral.

- Lubrique las chumaceras.
- Revise el estado de las cuñas y cuñeros, si el daño no es grave, pueden reconstruirse las puntas de los ejes, si por el contrario es grave, se debe fabricar el (los) eje(s).
- Verifique el nivel de aceite en el carter y en la caja reductora.

9.2.4 Semestral.

- Cambio de chumaceras.
- Cambio de aceite.
- Revise la bornera del motor.

9.2.5 Anual.

- Verifique si se hace necesario cambiar rodamientos en el motor o en la caja reductora.
- Verifique el estado de los piñones de la caja reductora.
- Retoque la pintura en los puntos donde haya necesidad de hacerlo (no pintar placas de motor, reductor o estructura).

10. CONCLUSIONES

Dar un nuevo uso a una materia o recurso no es el único beneficio del aprovechamiento de residuos, en nuestro caso particular tenemos la mejora de las condiciones de salubridad del entorno local.

Se logró construir la máquina trituradora de madera, con los procesos, materiales y dimensiones contenidos en este documento.

Se construyó una máquina trituradora de madera cumpliendo en gran medida con los parámetros que se dieron en la fase de diseño, otros parámetros fueron modificados con el fin de mejorar el desempeño de la máquina, facilidad de adquisición de componentes o materiales y reducir costos por adquisición y posterior operación.

La máquina trituradora de madera es capaz de reducir el tamaño de elementos como pupitres, sillas, escritorios, etc., con un buen rendimiento de acuerdo a las necesidades.

El diseño asistido por computador es una poderosa herramienta que facilita la labor del diseñador cuando se hace necesario modelar sistemas que actúan bajo carga o en la determinación de dimensiones precisas para que los elementos constitutivos de una máquina se muevan según lo planeado en el diseño. Sin embargo el diseñador debe saber interpretar los resultados que arroja el software para no caer en errores durante el modelado de un sistema.

La experiencia adquirida durante el proceso de diseño y construcción de esta máquina fue muy valiosa para nosotros, ya que nos vimos enfrentados a diversas

situaciones en las que la toma de decisiones fue fundamental para el desarrollo de este proyecto.

La necesidad de vincular al proceso de diseño la parte técnica y económica que hicieran viables su fabricación, montaje y adquisición, nos llevó a conocer más sobre las posibilidades y limitantes que tiene algunos procesos de fabricación, también sobre los requisitos y documentos que tiene que presentar un proveedor de bienes o servicios para contratar con una entidad pública.

Es necesario mencionar el excelente trabajo de la Universidad Industrial de Santander y de la Escuela de Ingeniería Mecánica en el proceso de formación de los futuros profesionales.

Como resultado de las pruebas se ve la necesidad de usar un raspador para retirar la madera atrapada entre los discos, esto se presenta especialmente con tableros de aglomerado.

11. RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

Las pruebas realizadas a la trituradora fueron hechas en la planta de compostaje de la Universidad Industrial de Santander.

Para arrancar el equipo se utilizó de forma provisional el arrancador “estrella-triángulo” con que operan el molino de martillos de la planta de compostaje.

Para un adecuado funcionamiento la trituradora y protección del motor se requiere instalar elementos de protección y conexiones exclusivas para la trituradora que le permitan entre otras funciones invertir manualmente el sentido de giro. Estos componentes están relacionados en el anexo 10. Se suministraron a la división de planta física las cotizaciones de dichos elementos realizadas por varios proveedores.

La orientación con que se introduce el material a la tolva de alimentación es importante para el mejor desempeño de la trituradora.

El operario juega un papel importante el momento de regular la alimentación de material para evitar el atascamiento.

Se puede cambiar el material de fabricación de los discos de corte por un acero antidesgaste como el Maxdur 400 de la Compañía General de Aceros.

BIBLIOGRAFÍA

- ANGURA CAMA, Enrique. “La Madera”. Barcelona S.E. 1953.
- BROWN, Nelson C. “La Industria Maderera”, Limusa 1987.
- COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS. “Propiedades mecánicas de los materiales”. www.cga.com.co
- CONTENT CENTRAL. “Descarga de archivos CAD de diferentes fabricantes a nivel mundial”. www.3dcontentcentral.com
- EMERSON. “Acoples para la transmisión de potencia”. <http://emerson-ept.com/>
- FAJOBÉ. “Catálogo de perfiles y láminas en acero”. www.fajobe.com
- FLUKE. “Manual de funcionamiento de pinzas amperimétricas”. www.myflukestore.com
- HAMROCK, B.J. And Jacobson, B. y Schmid, S.R. “Elementos de Máquinas”. Mc Graw Hill 2000.
- INDUSTRIAS UNITOOL. “Trituradoras de madera”. www.industriasunitool.com
- INDUSTRIAS RAMFE. “Catálogo de reductores”. www.ramfe.com.co

- INTERMEC. “Acoples para la transmisión de potencia”. <http://www.intermec.com.co/>
- MARKWARDT, L. J. “Wood as an Engineering Material”, Edgar Murburg Lecture. ASTM 1943.
- MATWEB. “Propiedades físicas y mecánicas de materiales”. www.matweb.com
- MOTORES Y MOTORES LC. “Catálogo de motores eléctricos”. www.motoresymotoreslc.com
- MOTT, Robert L. “Diseño de Elementos de Máquinas”. Ciudad de México: Pearson Prentice Hall 2006.
- NORTON, Robert L. “Diseño de Máquinas”, Mc Graw Hill 2000.
- PARADA, Alfredo. “Módulo de fatiga”. Bucaramanga.
- SIEMENS. “Catálogo de motores eléctricos”. www.siemens.com
- SHIGLEY, Joseph Edward. “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Ciudad de México: Mc Graw Hill, 1993.
- SKF. “Catálogo de rodamientos tipo flanche”. www.skf.com
- SSI. “Wood shredder machines”. www.ssiworld.com
- SHIGLEY, Joseph Edward. “Fundamentos de Diseño de Maquinas”. Tomo 3 "Engranajes y Engranajes". Ciudad de México: Mc Graw Hill, 1995.

- UNTHA. "Wood shredder machine". www.untha.es
- WEG. "Catálogo de motores eléctricos". www.weg.net/co

ANEXOS

Anexo A. Tabla De Datos De La Pinza Amperimétrica Fluke 327.

FLUKE®

Specifications (@23 °C + 5 °C RH 0 - 90%)

		Fluke 321	Fluke 322	Fluke 333	Fluke 334	Fluke 335	Fluke 336	Fluke 337
~ A	Range	0 - 400.0 A	0 - 40.00 A 40.0 - 400.0 A	0 - 400.0 A	0 - 600.0 A	0 - 600.0 A	0 - 600.0 A	0 - 999.9 A
	Accuracy	1.8% ± 5 counts (50 - 60 Hz) 3.0% ± 5 counts (60 Hz - 400 Hz)	1.8% ± 5 counts (50 - 60 Hz) 3.0% ± 5 counts (60 Hz - 400 Hz)	2% ± 5 counts (50 - 60 Hz)	2% ± 5 counts (50 - 60 Hz)	2% ± 5 counts (50 - 60 Hz)	2% ± 5 counts (10 - 100 Hz) 6% ± 5 counts (100 - 400 Hz)	2% ± 5 counts (10 - 100 Hz) 6% ± 5 counts (100 - 400 Hz)
	Crest Factor (50/60 Hz)	-	-	-	-	2.4 @ 500 A 2.0 @ 600 A add 2% for C.F.>2	3 @ 500 A 2.5 @ 600 A add 2% for C.F.>2	3 @ 500 A 2.5 @ 600 A 1.42 @ 1000 A add 2% for C.F.>2
	AC Response	Averaging	Averaging	Averaging	Averaging	True-rms	True-rms	True-rms
Inrush	Integration Time	-	-	-	100 mS	100 mS	100 mS	100 mS
- A	Range	-	-	-	-	-	0 - 600.0 A	0 - 999.9 A
	Accuracy	-	-	-	-	-	2% + 3 counts	2% + 3 counts
~ V	Range	0 - 400.0 V 0 - 600 V	0 - 400.0 V 0 - 600 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V
	Accuracy	1.2% + 5 counts (50 - 400 Hz)	1.2% + 5 counts (50 - 400 Hz)	1% + 5 counts (50/60 Hz)	1% + 5 counts (50/60 Hz)	1% + 5 counts (50/60 Hz)	1% + 5 counts (20 - 100 Hz) 6% + 5 counts (100 - 400 Hz)	1% + 5 counts (20 - 100 Hz) 6% + 5 counts (100 - 400 Hz)
	AC Response	Averaging	Averaging	Averaging	Averaging	True-rms	True-rms	True-rms
- V	Range	-	0 - 400.0 V 0 - 600 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V	0 - 600.0 V
	Accuracy	-	1% + 5 counts	1% + 5 counts	1% + 5 counts	1% + 5 counts	1% + 5 counts	1% + 5 counts
Ω	Range	0 - 400.0 Ω	0 - 400.0 Ω	0 - 600.0 Ω	0 - 600.0 Ω 601 - 6000 Ω	0 - 600.0 Ω 601 - 6000 Ω	0 - 600.0 Ω 601 - 6000 Ω	0 - 600.0 Ω 601 - 6000 Ω
	Accuracy	1% ± 5 counts	1% ± 5 counts	1.5% ± 5 counts	1.5% ± 5 counts	1.5% ± 5 counts	1.5% ± 5 counts	1.5% ± 5 counts
Hz	Continuity	≤ 30 Ω	≤ 30 Ω	≤ 30 Ω	≤ 30 Ω	≤ 30 Ω	≤ 30 Ω	≤ 30 Ω
	Range	-	-	-	-	-	-	5.0 - 400.0 Hz
	Accuracy	-	-	-	-	-	-	0.5% ± 5 counts
Size	Height	7.5"	7.5"	9.375"	9.375"	9.375"	9.875"	9.875"
	Width	2.5"	2.5"	3.125"	3.125"	3.125"	3.125"	3.125"
	Depth	1.4"	1.4"	1.625"	1.625"	1.625"	1.625"	1.625"
Weight	Jaw Opening	1"	1"	1.2"	1.2"	1.2"	1.7"	1.7"
	Weight	8 oz.	8 oz.	11 oz.	11 oz.	11 oz.	11 oz.	11 oz.
MIN/MAX		No	No	No	No	No	No	Yes
Backlight		No	No	No	No	Yes	Yes	Yes
Display Hold		Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes

Models 321 and 322

Operating temperature

-14 °F to 122 °F
(-10 °C to 50 °C)

Altitude

2,000 meters

Battery life

(2) AAA carbon zinc approximately 100 hours continuous, automatic low battery indicator

Safety rating

IEC 1010-2-031, 600 V CAT III

Temperature de-rating

< 18 °C, > 28 °C add 0.1 x specified accuracy / °C

Storage temperature

-22 °F to 140 °F (-30 °C to 60 °C)

Warranty

Two years

Models 333, 334, 335, 336 and 337

Operating temperature

-14 °F to 122 °F
(-10 °C to 50 °C)

Altitude

2,500 meters

Battery life

(2) AA alkaline approximately 150 hours continuous, automatic low battery indicator

Safety rating

IEC 1010-2-031, 600 V CAT III

Temperature de-rating

Add 0.1 x specified accuracy for each °C above 28 °C or below 18 °C

Storage temperature

-40 °F to 140 °F
(-40 °C to 60 °C)

Warranty

Three years

Need Technical Assistance?

Call 1-800-44-FLUKE toll free in the U.S. or (800) 36-FLUKE in Canada or (425) 446-5500 in other countries.



Fluke. Keeping your world up and running.

Optimum Energy Products Ltd.
#333, 11979 40th Street S.E.
Calgary, AB, CANADA T2Z 4M3

For more information call:
Toll free in North America
1-877-766-5412

Main line:
(403) 256-3636

Fax line:
(403) 256-3431
or e-mail us at:

infor@optimumenergy.com

Anexo B. Propiedades Del Acero 4340

ACERO SAE 4340

DIN 40Cr Ni Mo 7
 AFNOR 38NC D6
 CENIM F 1272
 SAE 4340

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al cromo-níquel-molibdeno que se caracteriza por su gran combinación de ductilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga en piezas de gran sección sometidas a altos esfuerzos dinámicos. No presenta fragilidad de revenido razón por la cual mantiene una adecuada resistencia mecánica hasta 400°C. Se puede aumentar la resistencia mecánica por medio de tratamiento térmico. Su buena penetración de dureza se ve reflejada en excelentes propiedades de torque. Se suministra en estado bonificado y libre de tensiones internas, lo que significa que las barras no se flexionan o deforman durante el maquinado. Se recomienda para trabajo pesado o de alta resistencia.

COMPOSICIÓN QUÍMICA

COMPOSICIÓN QUÍMICA	C %	Mn %	P máx.%	S máx.%	Si máx.%	Cr %	Mo %	Ni %
Análisis típico en %	0.38 0.43	0.6 0.8	0.035	0.04	0.15 0.35	0.7 0.9	0.2 0.3	1.65 2.0

Estado de suministro: Bonificado
 Dureza de suministro: 270 - 300 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 g/cm³.
- Punto de fusión → 1500°C.
- Coeficiente de expansión térmica / °C → 20 a 100°C = 12.3 x 10⁻⁶
20 a 600°C = 14.5 x 10⁻⁶
- Conductividad térmica → W/(m·°C).
20 a 100°C = 45
- Calor específico J/kg°C:
20 a 200°C = 473
- Módulo de elasticidad → 2x10¹¹ Pa
(29x10⁶ PSI)
- Coeficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
a 50°C = 30
a 300°C = 48



PROPIEDADES MECÁNICAS A TEMPERATURA AMBIENTE					
Estado de Suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en Caliente	620 - 750	441	20	50	210 - 240
Calibrado	750 - 850	635	10	30	240 - 260
Bonificado	850 - 1080	785	19	45	260 - 320

Nota: Estas propiedades mecánicas son tomadas sobre redondos de 25 mm. Para mayores o menores dimensiones hay que considerar el efecto de masa.

ENSAYO CHARPY A BAJA TEMPERATURA, JOULES (ENTALLA EN "V")				
Dureza del material	Temperatura del ensayo			
	20°C	- 10°C	- 40°C	- 70°C
40 HRC	16.8	10	8.7	6.5
35 HRC	110.9	111.6	118.1	104.8
28 HRC	126.9	105.8	101.4	48.8

TRATAMIENTOS TÉRMICOS

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850-1100	Cancha O arena
Temple	820-860	Aceite
Normalizado	850-870	Aire
Recocido	690-720	Horno
Revenido	540-660	Aire

DIAGRAMA TTT (TIEMPO-TEMPERATURA-TRANSFORMACIÓN)

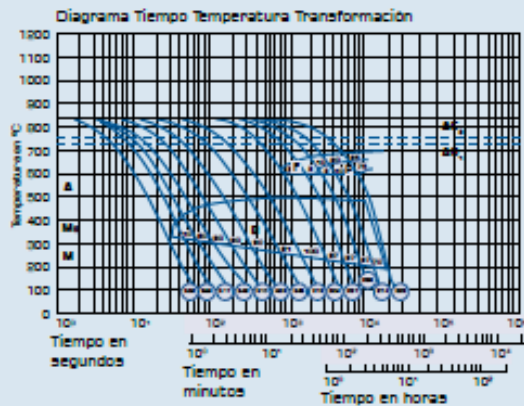
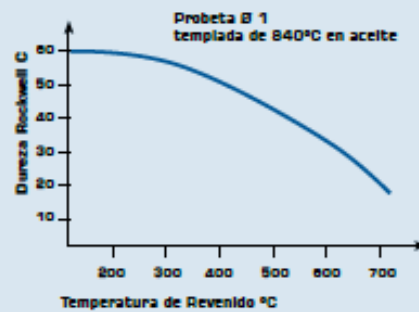


Diagrama de Revenido



TEMPLABILIDAD DEL ACERO 4340

Diámetro crítico: Dimensiones máximas en las que se consigue un temple aceptable en el centro de la pieza (50% de martensita):

- 180 mm de diámetro con enfriamiento en aceite
- 35 mm de diámetro con enfriamiento en aire

Anexo C. Propiedades Del Acero 1020.

SAE 1020 Y SAE 1045

ACERO SAE 1020

DIN	CK - 20
UNI	C - 20
AFNOR	XC - 20
SAE	1020

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18 0.23	0.3 0.6	0.04	0.05	0.15 0.3

Estado de suministro: Recocido
Dureza de suministro: 150 - 160 HB

PROPIEDADES MECÁNICAS					
Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	195	25	45	140 / 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 688	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	688 - 833	441	15	45	-----

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880 - 920	Aire
Recocido	650 - 780	Horno
Cementación	900 - 930	Horno de agua
Temple capa cementada	850 - 900	Agua
Revenido capa cementada	180 - 240	Aire

APLICACIONES

Se usa principalmente para partes de maquinaria que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos como ejes, eslabones para cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, bridas, piñones para transmisión de cadenas a bajo esfuerzo, clavos para ferrocarril, grapas, etc.



Anexo D. Propiedades Del Acero 1045

ACERO SAE 1045

DIN	CK - 45
UNI	C - 45
AFNOR	XC - 45
SAE	1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templeabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 180 - 200 (Brinell)

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 g/cm³.
- Módulo de elasticidad → 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·°K) → 460
- Coeficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
 - a 32°F = 16,2
 - a 212°F = 22,3
- Coeficiente de dilatación térmica / °C
 - (20 - 100°C) 12,3 x 10⁻⁶
 - (20 - 200°C) 12,7 x 10⁻⁶
 - (20 - 400°C) 13,7 x 10⁻⁶

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO			
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm			
Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	419	419	379
% de elongación	28	28	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	180	190	180

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN ACEITE - REDONDO DE 25 MM
(Temple en aceite desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)

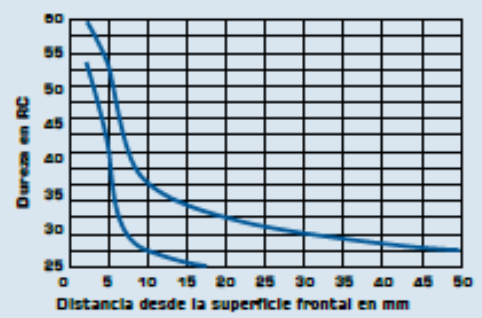
Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción MPa	Punto de fluencia MPa	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)
320	965	655	11	34	278
430	875	621	15	39	257
540	793	558	18	45	228
650	703	482	23	51	203
705	641	452	25	55	195



PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN AGUA - REDONDO DE 25 MM
(Temple en agua desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción N/mm²	Punto de fluencia N/mm²	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)	Impacto kcal ft - lb
320	1034	786	8	33	313	15
430	965	731	13	43	281	24
540	827	621	19	52	242	38
650	717	503	24	60	210	61
705	669	455	27	62	198	70

BANDA DE TEMPLABILIDAD



TRATAMIENTOS TÉRMICOS

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Fornia	850 - 1100	arena seca
Normalizado	855 - 900	Aire
Recocido total	815 - 865	Horno
Recocido posterior al trabajo en frío	595 - 662	Horno luego aire
Temple (T)	815 - 870	Agua - aceite
Revenido		Aire

* El enfriamiento en aceite minimiza la deformación sin garantizar la máxima dureza.
Hasta 12 mm de diámetro con enfriamiento en aceite se consigue un temple aceptable en el centro de la pieza.

Anexo E. Propiedades del Acero Estructural.



Cia. General de Aceros S.A.

50 años

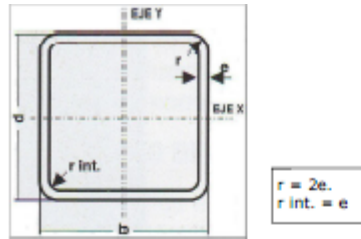
Láminas y planchas **HOT ROLLED**

Acero **ESTRUCTURAL**

Aplicaciones	DESIGNACION		COMPOSICION QUIMICA				PROPIEDADES MECANICAS			
	ASTM	C	Mn	Si	S máx	P máx	Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Alargamiento %	
									200mm	50mm
Estructuras en General	A-36	0.29 máx	0.8-1.2	0.2	0.05	0.05	41-56kg/mm ²	23-25kg/mm ²	20	23
Tanques almacenamiento	A-283 Gr. C	0.18 máx	0.5 - 0.9	0.3	0.03	0.03	39-46 kg/mm ²	21kg/mm ²	20	23
Construcción naval en general	A-131 Gr.A	0,26	0.7-1.35	0.35	0.04	0.04	41-50 kg/mm ²	23kg/mm ²	21	24
Recipientes a presión para servicios a temperatura intermedias y altas.	A-516 Gr. 70	0.28 máx *	0.85 - 1.2 máx	0.15 - 0.40	0.035	0.035	49-63 kg/mm ²	26.5kg/mm ²	17	21
Lámina de alto límite elástico (Maxdur A-690)	A-514 Gr. D	0.20-0.24	1.60 máx	0.5	Cr / Ni	Mo / Cu	78-96 kg/mm ²	71kg/mm ²	14	
					1.5 / 1.35	0.6 / 0.5				
A 572	A-572 Gr 50	0.23 máx	1.35 máx	0.4 máx	0.05	0.04	49 kg/mm ²	35kg/mm ²	18	21

* Para espesores hasta 2 pulgadas.

Anexo F. Perfil Estructural Tubular Cuadrado Colmena.



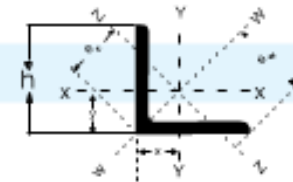
PERFILES TUBULARES CUADRADOS

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACION							PROPIEDADES ESTÁTICAS						UND.
TAMAÑO NOMINAL		REAL		Espesor pared e mm.	PESO P Kg/m.	AREA A cm ²	FLEXION			TORSION		Empaque	
Pulg.	mm.	d mm	b mm				Momento Inercia Ix=Iy cm ⁴	Módulo Sección Sx=Sy cm ³	Radio de Giro rx=ry cm.	Módulo Elástico Zx=Zy cm ³	Momento Inercia J cm ⁴		Módulo Elástico B cm ³
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,194	0,72	0,91	0,69	0,62	0,87	0,74	113	0,94	100
7/8x7/8	22x22	22,10	22,10	1,499	0,90	1,14	0,81	0,73	0,84	0,89	1032	1,07	
1x1	25x25	26,70	26,70	1,778	0,88	1,12	1,26	0,94	1,06	1,12	2,04	1,42	100
1x1	25x25	26,70	26,70	1,194	1,31	1,67	1,71	1,28	1,01	1,55	2,83	1,89	
1x1	25x25	26,70	26,70	2,032	1,50	1,91	1,87	1,40	0,99	1,72	3,22	2,15	
1x1	25x25	26,70	26,70	2,286	1,66	2,11	2,01	1,51	0,98	1,88	3,45	2,23	
1½x1½	40x40	38,10	38,10	1,194	1,33	1,70	3,87	2,03	1,51	2,37	6,12	3,06	64
1½x1½	40x40	38,10	38,10	1,499	1,68	2,13	4,70	2,47	1,48	2,90	7,54	3,68	
1½x1½	40x40	38,10	38,10	2,032	2,25	2,86	6,01	3,15	1,45	3,77	9,91	4,70	
1½x1½	40x40	38,10	38,10	2,489	2,72	3,47	6,98	3,66	1,42	4,45	11,80	5,47	30
2x2	50x50	51,60	51,60	1,499	2,29	2,92	12,20	4,73	2,05	5,50	19,33	7,07	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,032	3,10	3,95	15,84	6,14	2,00	7,22	25,63	9,18	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,286	3,44	4,38	17,45	6,76	2,00	8,00	28,27	10,22	
2x2	50x50	51,60	51,60	2,489	3,74	4,77	18,68	7,24	1,98	8,61	30,80	10,84	25
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	1,778	3,78	4,82	38,17	10,77	2,82	12,46	59,70	16,18	
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	2,032	4,32	5,50	42,98	12,12	2,79	14,09	68,31	18,15	
2¾x2¾	70x70	70,90	70,90	2,489	5,26	6,70	51,25	14,46	2,77	16,92	82,60	21,66	36
3x3	75x75	76,20	76,20	3,175	7,21	9,01	78,93	20,72	2,96	24,44	129,27	31,11	
3x3	75x75	76,20	76,20	4,762	10,65	13,02	108,18	28,39	2,83	34,33	186,32	42,96	
3x3	75x75	76,20	76,20	6,350	13,91	16,70	131,36	34,48	2,80	42,77	234,06	52,84	
3½x3½	90x90	90,20	90,20	2,032	5,57	7,10	90,77	20,13	3,58	23,22	142,66	30,15	12
3½x3½	90x90	90,20	90,20	2,286	6,27	7,98	100,94	22,38	3,56	25,91	159,62	33,54	
3½x3½	90x90	90,20	90,20	2,489	6,81	8,67	108,89	24,14	3,54	28,02	173,05	36,19	25
4x4	100x100	101,60	101,60	3,175	9,69	12,24	195,49	38,42	3,98	44,85	313,59	57,75	
4x4	100x100	101,60	101,60	4,762	14,38	17,86	274,46	54,03	3,92	64,12	456,15	81,43	
4x4	100x100	101,60	101,60	6,350	18,88	23,16	341,94	67,31	3,84	81,39	592,47	102,19	
5x5	125x125	127,00	127,00	3,175	12,17	15,47	391,86	61,71	5,03	71,40	620,57	92,58	16
5x5	125x125	127,00	127,00	4,762	18,12	22,70	557,86	87,85	4,96	103,13	909,28	132,16	16
5x5	125x125	127,00	127,00	6,350	23,85	29,61	705,26	111,06	4,82	132,31	1.186,72	167,86	16
6x6	150x150	152,40	152,40	4,762	21,86	27,54	989,59	129,87	5,99	151,35	1.591,90	195,17	9
6x6	150x150	152,40	152,40	6,350	28,82	36,06	1.262,94	165,74	5,92	195,51	2.084,23	249,88	

Los Perfiles Cuadrados **COLMENA®** cumplen con la Norma ASTM A 500 GRADO C — Esfuerzo de Fluencia $F_y=3.500,00 \text{ Kg/cm}^2$ (50.000,00 PSI)

Anexo G. Perfil Estructural Angular Fajobe.

ANGULOS TIPO AMERICANO DE LADOS IGUALES

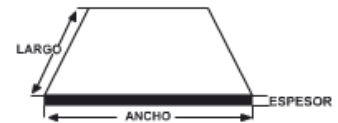


PERFILES EN L

Dimensiones y propiedades para el diseño

DESIGNACION	DIMENSIONES			DISTANCIAS DE LOS EJES			AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS							
	ALTURA = ALA		RADIOS	x-y	w	z			EJE X-X-Y-Y			EJE W-W		EJE Z-Z		
	h	s	r1						Ix	Sx	x	Iw	w	Iz	Sz	rz
mm	mm	mm	cm	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm	cm ⁴	cm ³	cm			
L 1/4" X 2"	50,80	6,35	6,30	1,50	3,58	2,10	6,06	4,75	14,57	4,10	1,55	22,47	1,93	5,82	2,77	0,99
L 1/4" X 2 1/2"	63,50	6,35	6,30	1,83	4,49	2,54	7,68	6,10	29,14	6,39	1,96	45,36	2,43	11,65	4,58	1,24
L 1/4" X 3"	76,20	6,35	7,80	2,13	5,38	2,97	9,29	7,29	51,60	9,50	2,36	76,66	2,94	20,39	6,86	1,49
L 1/4" X 4"	101,60	6,35	9,50	2,77	7,18	3,91	12,52	9,82	124,90	17,20	3,18	191,89	3,96	48,10	12,30	2,00
L 5/16" X 2"	50,80	7,94	6,30	1,55	3,58	2,18	7,42	5,83	17,46	4,82	1,52	25,63	1,90	7,07	3,24	0,99
L 5/16" X 2 1/2"	63,50	7,94	6,30	1,88	4,49	2,64	9,48	7,44	35,38	7,87	1,93	55,35	2,41	14,56	5,51	1,24
L 5/16" X 3"	76,20	7,94	7,80	2,21	5,38	3,04	11,48	9,08	62,90	11,60	2,34	96,98	2,92	24,97	8,21	1,47
L 5/16" X 4"	101,60	7,94	9,50	2,84	7,18	4,01	15,48	12,20	154,40	21,10	3,15	239,33	3,93	61,60	15,36	2,00
L 3/8" X 2"	50,80	9,53	6,30	1,83	3,58	2,30	8,77	6,99	19,96	5,74	1,50	30,80	1,87	8,32	3,61	0,99
L 3/8" X 2 1/2"	63,50	9,53	6,30	1,93	4,49	2,71	11,16	8,78	40,79	9,34	1,91	64,09	2,38	17,06	6,29	1,24
L 3/8" X 3"	76,20	9,53	7,80	2,26	5,38	3,14	13,61	10,72	73,30	13,60	2,31	112,79	2,80	29,55	9,41	1,47
L 3/8" X 4"	101,60	9,53	9,50	2,89	7,18	4,03	18,45	14,58	181,90	24,90	3,12	283,03	3,91	73,25	18,17	1,98
L 3/8" X 5"	127,00	9,53	12,70	3,53	8,96	4,97	23,29	18,30	363,80	39,70	3,96	579,60	4,99	148,00	29,60	2,52
L 3/8" X 6"	152,40	9,53	12,70	4,16	10,76	5,88	28,13	22,17	640,60	57,80	4,78	1.018,60	6,02	262,60	44,70	3,05
L 1/2" X 3"	76,20	12,70	7,80	2,36	5,38	3,32	17,74	13,99	92,40	17,50	2,29	142,76	2,84	38,29	11,53	1,47
L 1/2" X 4"	101,60	12,70	9,50	2,99	7,18	4,21	24,19	19,05	231,40	32,30	3,10	361,28	3,86	94,48	22,44	1,98
L 1/2" X 5"	127,00	12,70	12,70	3,63	8,96	5,12	30,65	24,11	468,30	51,60	3,91	746,50	4,94	190,10	37,20	2,49
L 1/2" X 6"	152,40	12,70	12,70	4,27	10,76	6,03	37,10	29,17	828,70	75,50	4,72	1.325,10	5,97	331,30	54,80	2,99
L 5/8" X 4"	101,60	15,88	9,50	3,12	7,18	4,39	29,74	23,36	277,20	39,30	3,05	433,71	3,81	115,71	26,35	1,98
L 5/8" X 6"	152,40	15,88	12,70	4,39	10,76	6,20	45,87	36,01	1.005,60	92,80	4,67	1.604,80	5,92	406,40	65,60	2,98
L 3/4" X 6"	152,40	19,05	12,70	4,82	10,76	6,38	64,46	42,71	1.171,70	109,10	4,66	1.859,20	6,85	484,20	75,90	2,98

Anexo H. Laminas Fajobe Laminadas En Frio.



LAMINAS DE ACERO LAMINADAS EN FRIO

Especificaciones técnicas

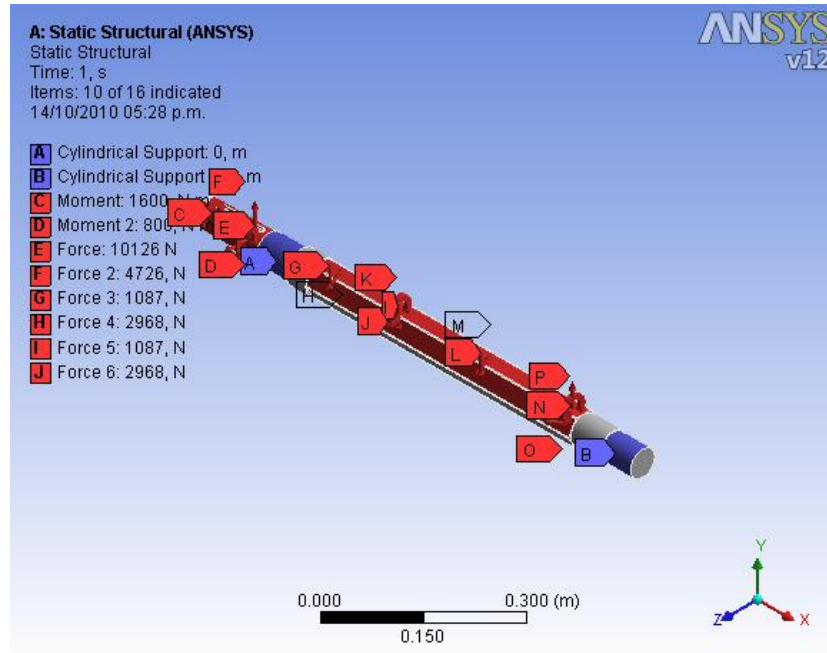
CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICION QUIMICA						PROPIEDADES MECANICAS				APLICACIONES MAS FRECUENTES		
ASTM	JIS G 3141	L	C	MN	P	S	SI	LIMITE ELASTICO		RESISTENCIA A LA TRACCION	% ALARGA		DUREZA	
A366	SPCC	MIN						-	-	-	-	32	-	General comercial
		MAX	0.12	0.50	0.04	0.05		-	-	28Kg/mm2	-	39	-	
A619	SPCD	MIN						-	-	-	-	34	-	Estampado profundo
		MAX	0.10	0.45	0.04	0.04		-	-	28Kg/mm2	-	41	-	
A620	SPCE	MIN						-	-	-	-	36	-	Estampado extraprofundo
		MAX	0.08	0.40	0.03	0.03		-	-	28Kg/mm2	-	43	-	

DIMENSIONES Y PESOS DE LAMINAS COMERCIALES

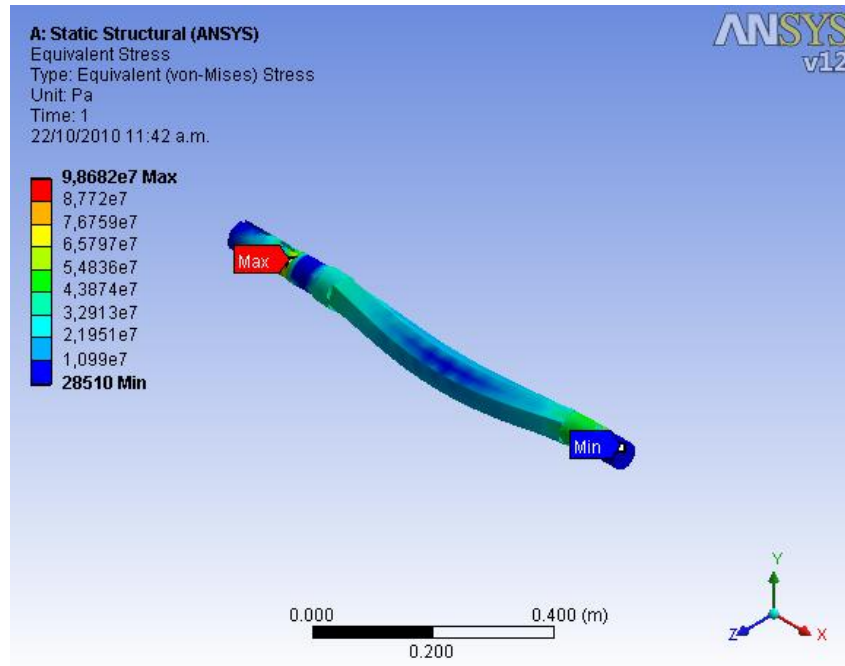
	ESPESOR M.S.G.		M2	1.0 x 2.0 MTS	1.20 x 2.44 MTS	1.22 x 2.44 MTS	ESPESOR U.S.G.		M2	1.0X2.0 MTS	1.20X2.44 MTS	1.22X2.44 MTS
	CALIBRE	MILIMETRO					CALIBRE	MILIMETRO				
L A M I N A S			Kg.	Kg.	Kg.	Kg.			Kg.	Kg.	Kg.	Kg.
	30.00	0.31	2,45	4,91	7,18	7,30	30,00	0,318	2,50	4,99	7,31	7,43
	29.00	0.34	2,76	5,52	8,08	8,21	29,00	0,357	2,80	5,60	8,21	8,34
	28.00	0.38	3,04	6,08	8,90	9,05	28,00	0,397	3,12	6,23	9,12	9,28
	27.00	0.42	3,35	6,71	9,82	9,98	27,00	0,437	3,43	6,86	10,04	10,21
	26.00	0.46	3,66	7,32	10,71	10,89	26,00	0,476	3,74	7,47	10,94	11,12
	25.00	0.53	4,27	8,54	12,50	12,71	25,00	0,556	4,36	8,73	12,78	12,99
	24.00	0.61	4,88	9,76	14,29	14,53	24,00	0,635	4,98	9,97	14,59	14,84
	23.00	0.68	5,49	10,98	16,08	16,35	23,00	0,714	5,60	11,21	16,41	16,68
	22.00	0.76	6,10	12,21	17,87	18,17	22,00	0,794	6,23	12,46	18,25	18,55
	21.00	0.88	7,04	14,09	20,63	20,97	21,00	0,883	6,93	13,86	20,29	20,63
	E N	20.00	0.91	7,33	14,67	21,47	21,83	20,00	0,952	7,47	14,95	21,88
19.00		1.06	8,54	17,08	25,01	25,42	19,00	1,111	8,72	17,44	25,53	25,96
18.00		1.21	9,76	19,52	28,58	29,06	18,00	1,27	9,97	19,94	29,19	29,68
17.00		1.37	10,99	21,99	32,19	32,72	17,00	1,429	11,22	22,43	32,84	33,39
16.00		1.52	12,21	24,43	35,77	36,36	16,00	1,588	12,46	24,93	36,50	37,11
15.00		1.71	13,74	27,49	40,24	40,91	15,00	1,786	14,02	28,04	41,05	41,73
F R I O	14.00	1.90	15,25	30,51	44,67	45,41	14,00	1,984	15,57	31,15	45,60	46,36
	13.00	2.28	18,32	36,64	53,64	54,53	13,00	2,381	18,69	37,38	54,72	55,64
	12.00	2.66	21,37	42,73	62,56	63,60	12,00	2,778	21,81	43,61	63,85	64,91
	11.00	3.04	24,43	48,86	71,53	72,72	11,00	3,175	24,92	49,84	72,97	74,19

Anexo I. Análisis Cae Del Eje Por Workbench (ANSYS).

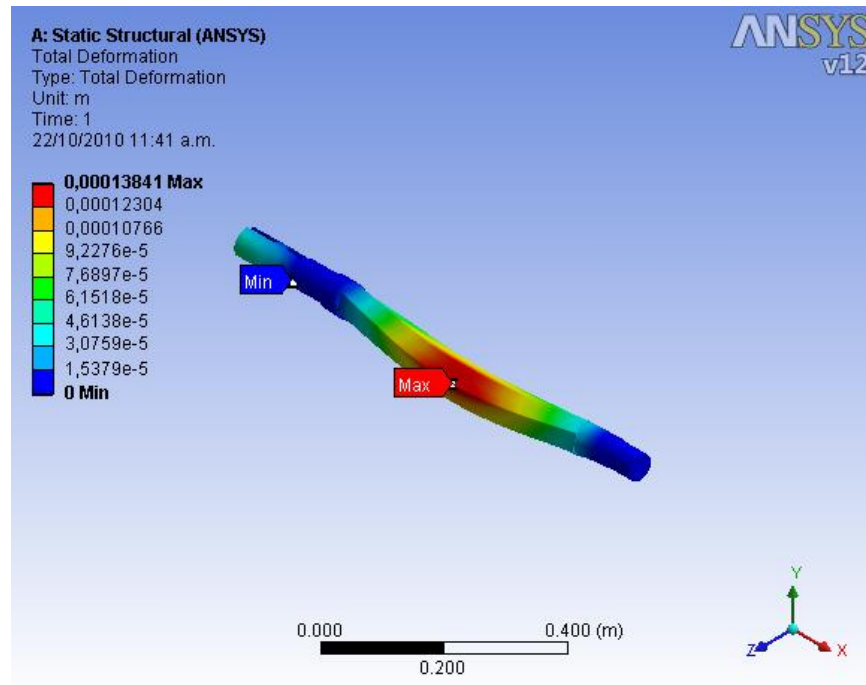
Fuerzas y momentos aplicados en el eje.



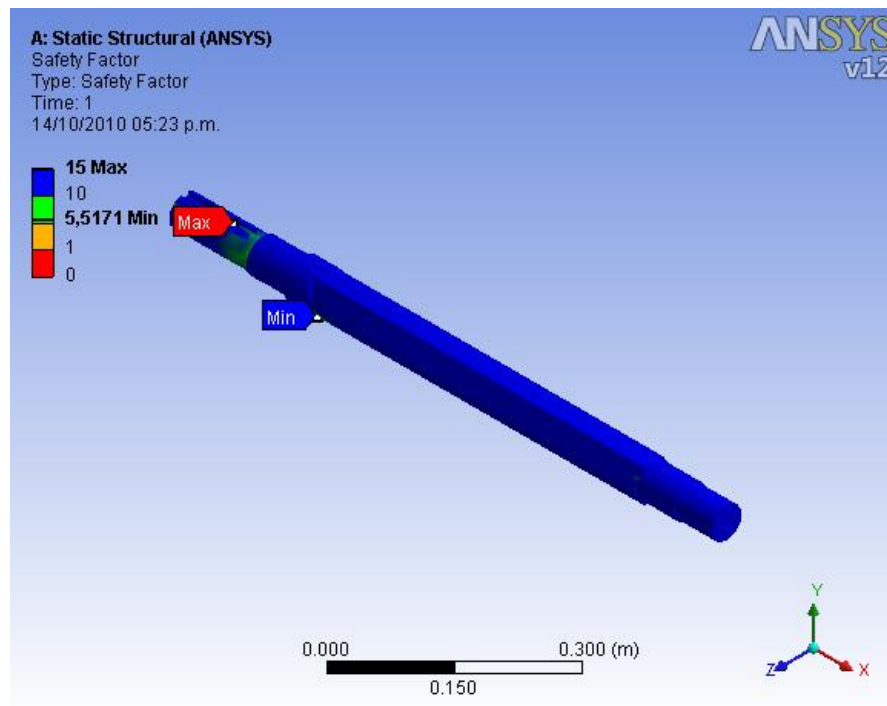
Análisis de esfuerzos.




Análisis de deformaciones.




Factor de seguridad bajo carga estática.



Anexo J. Cotización De Componentes Eléctricos Necesarios Para Una Adecuada Instalación Y Funcionamiento De La Máquina Trituradora De Madera.





Transformando energía
en soluciones

No.: COTS6137

VALLE 36 No. 21 - 33 TEL 6450625 6342207 FAX 6452171 <electrico@telebucaramanga.net.co> Nit 890207230-7

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ATN. DIVISION PLANTA FISICA
BUCARAMANGA

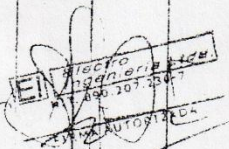
FECHA: 13/10/2010

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT.	V UNITARIO	V TOTAL
	COTIZAMOS :				0
1	MOTOR DE 12,5HP TRIFASICO/1800 + BRIDA WEG		1	1.076.000	1.076.000
2	CAJA REDUCTORA FLENDER HELICOIDAL , REL: SALIDA 54 RPM 180° PARA MOTOR DE 12.5 HP ANCLAJE POR PATAS.		1	4.204.000	4.204.000
3	INTERRUPTOR DW 160B-63 WEG		1	109.000	109.000
4	ARRANCADOR SUAVE SW07045T5SZ WEG		1	1.521.000	1.521.000
5	CONTACTOR CWM5011L MARCA WEG		2	248.500	497.000
6	SELECTOR DE 2 POSICIONES FIJAS CSW2F WEG		2	22.000	44.000
7	PULSADOR DE EMERGENCIA CON RETENCION REF: CSWR MARCA WEG		1	29.500	29.500
8	BLOQUE DE CONTACTO 1NA REF: BCXMF10 WEG		1	6.900	6.900
9	BLOQUE DE CONTACTO 1NA REF: BCXMF01 WEG		1	6.900	6.900
				SUBTOTAL	7.494.300
				IVA 16%	1.199.088
				TOTAL	8.693.388

PLANTA FISICA

Entregado: 10/10/2010

Fecha: 13/10/2010



TERMINACIONES:

SOMOS REGIMEN COMUN
NO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES

GLORIA STELLA DIAZ



Transformando energía
en soluciones

No.: CT-6169-1

CALLE 36 No. 21 - 33 TEL. 6450625 6342207 FAX 6452171 <electroi@telebucaramanga.net.co> Nit 890207230-7

ENORES:
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIVISION PLANTA FISICA
Ciudad:
Teléfono:

FECHA: 02/11/2010

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT.	V. UNITARIO	V. TOTAL
	COTIZAMOS :				
1	COFRE 70X50X25 REBRA CON SEGURO		1	201600	201.600
2	CANAleta RANURADO 60X40 MARCA DEXSON		1	13520	13.520
3	RIEL OMEGA DE 1 MT.		1	3570	3.570
4	BORNERAS PARA CABLE #8 CBD.6 CABUR		6	2340	14.040
5	BORNERAS PARA CABLE #16 CBD.35 CABUR		10	9720	97.200
6	FRENOS PARA BORNERAS BT4 CABUR		3	2820	8.460
7	BORNERA PORTAFUSIBLE SFR4 CABUR		1	8400	8.400
8	CAJA PLASTICA PARA PULSADORES 4 HUECOS		1	6390	6.390
9	MEMBRANA WEG PARA PULSADOR WEF		3	7200	21.600
10	TERMINAL DE PUNTA PARA CABLE #18 TELEMEC.		1	21280	21.280
11	PILOTO DE 22MM ELECTRONICO VERDE VCP		1	5460	5.460
12	PULSADORES NO ABIERTOS 22MM WEG		2	13500	27.000
13	PULSADORES NC CERRADO 22MM WEG		1	13500	13.500
14	CABLE #8 THHN NEXANS		9	2272	20.448
15	CABLE VEHICULO #18 NEXANS		20	330	6.600
16	CABLE ENCAUCHETADO #16 NEXANS		3	1980	5.940
FORMA DE PAGO:				SUBTOTAL	475.008
30 DIAS				IVA 16%	76.001
VALIDEZ DE LA OFERTA:				TOTAL	551.009
15 DIAS					
PLAZO DE ENTREGA:					
2 DIAS A PARTIR PUESTA ORDEN DE COMPRA					




Entregó
Recibió
Fecha: 02/08/2010 Hora: 2:55pm
PLANIA FISICA

Electro Ingnieria Ltda
Nit. 890.207.230-7
Escripción Autorizada

OBSERVACIONES:

SOMOS REGIMEN COMUN
NO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES

Anexo K. Prueba De Dureza Realizada A Los Engranés Fuller.

 IMATT LTDA.	<h3 style="margin: 0;">INFORME DE LABORATORIO</h3>	 Certificado CO05/990 Servicios de tratamiento térmico, mecanizado industrial y laboratorio metalográfico.			
	COD. FRLM-01 FECHA: 02/08/05	REV. No. 02 PAG 4 de 4			
INFORME No. 046		FECHA: Noviembre 17 del 2010			
CLIENTE: EDUARD PEREZ					
DESCRIPCIÓN DE LA PIEZA : Piñón D=165 mm Z=32 dientes					
PRUEBA(S) SOLICITADA(S): Prueba de dureza en escala Rockwell 30N					
IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA: 20976					
CANTIDAD DE PIEZAS CUBIERTAS POR ESTE INFORME: 1					
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS: Los cinco puntos de dureza corresponden a uno de los dientes escogido al azar.					
Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4	Punto 5	Promedio
HR30N/HRC	HR30N/HRC	HR30N/HRC	HR30N/HRC	HR30N/HRC	HR30N/HRC
75/57	76.5/58.5	75.5/57.5	79/61	78/60	76.8/58.8
HRC : Equivalencia en escala Rockwell C.					
Equipo Utilizado : Durometro MITUTOYO Carga : 30 Kg Palpador : Cono de diamante					
Patrón de verificación : Placa MITUTOYO EP0686 901					
CONCLUSIONES					
OBSERVACIONES:					
ELABORADO POR					
					
Ing. FABIO ALBERTO GARZON Director de Tratamiento Térmico					

Anexo L. Comprobacion De La Capacidad De Los Engranés.

Comprobación de capacidad de los engranajes.

Caracterización de los engranes.

Se tienen dos engranes con las siguientes características:

Diámetro exterior: 165 mm

Diámetro de paso: 158.5 mm = 6.24 in

Diámetro de raíz: 145.1 mm

Ancho cara diente: 28.2 mm

Ancho cubo: 38 mm

Numero de dientes: $n=32$

$$\text{Módulo: } M = \frac{D_p}{n} = \frac{158.5}{32} = 4.95 \approx 5$$

$$\text{Paso diametral: } P_d = \frac{n}{D_p} = \frac{32}{6.24} = 5.128 \rightarrow \text{Normalizado} = 5$$

Se realizó ensayo de dureza en la cabeza del diente (ver anexo)

Siguiendo a Mott:

Del apéndice 19 (Tabla de conversión de durezas) 58.7HRC = 627 Brinell

Esta dureza no conduce a concluir que tenemos engranes cementados.

Las graficas que relacionan los esfuerzos flexionante admisible (S_{at}) y de contacto admisible (S_{ac}) con la dureza brinell, (figuras 9-10 y 9-11 respectivamente) están definidas hasta un valor máximo de dureza brinell 400, estos valores se toman entonces de la tabla 9-3.

$S_{at} = 65$ Ksi. $S_{ac} = 225$ Ksi.

Para falla por flexión:

$$\frac{W_t P_d}{FJ} K_0 K_s K_m K_b K_v < S_{at} \frac{Y_N}{SF K_R}$$

W_t = Fuerza tangencial

P_d = paso diametral

F = ancho de cara del engrane

J = factor por geometria para esfuerzo flexionante

K_0 = factor por sobrecarga

$K_s =$ factor por tamaño

$K_m =$ factor de alineamiento

$K_b =$ factor de borde

$K_v =$ factor de velocidad

$K_R =$ factor de confiabilidad

$SF =$ factor de seguridad.

$Y_N =$ factor por número de ciclos de esfuerzo flexionante

$$\frac{2185,5 \times 5 \times 1,25 \times 1 \times 1,29 \times 1,3 \times 1,1}{1,13 \times 0,36} < 65000 \times 1,01$$

$$61940 < 65650$$

Por picadura

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_0 K_s K_m K_b K_v}{F D_p I}} < S_{ac} \frac{Z_n C_h}{(SF) k_R}$$

$Z_n =$ Factor de resistencia a la picadura por numero de ciclos

$C_h =$ Factor de relación de durezas.

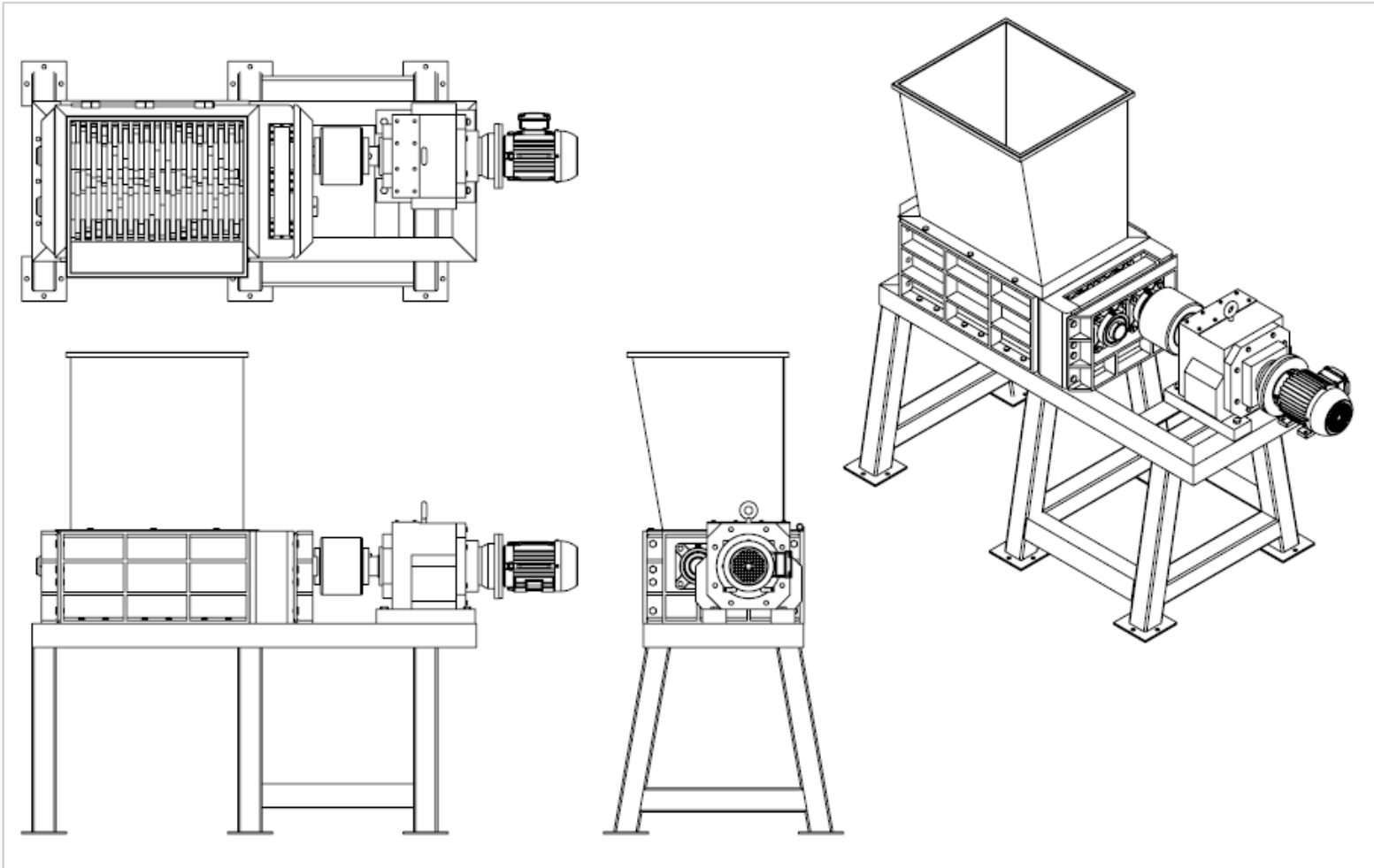
$$2300 \sqrt{\frac{2185 \times 1,5 \times 1 \times 1,29 \times 1,1}{1,13 \times 6,24 \times 0,08}} < 225000 \frac{1,001 \times 1}{1 \times 1}$$

$$208840 < 225225$$

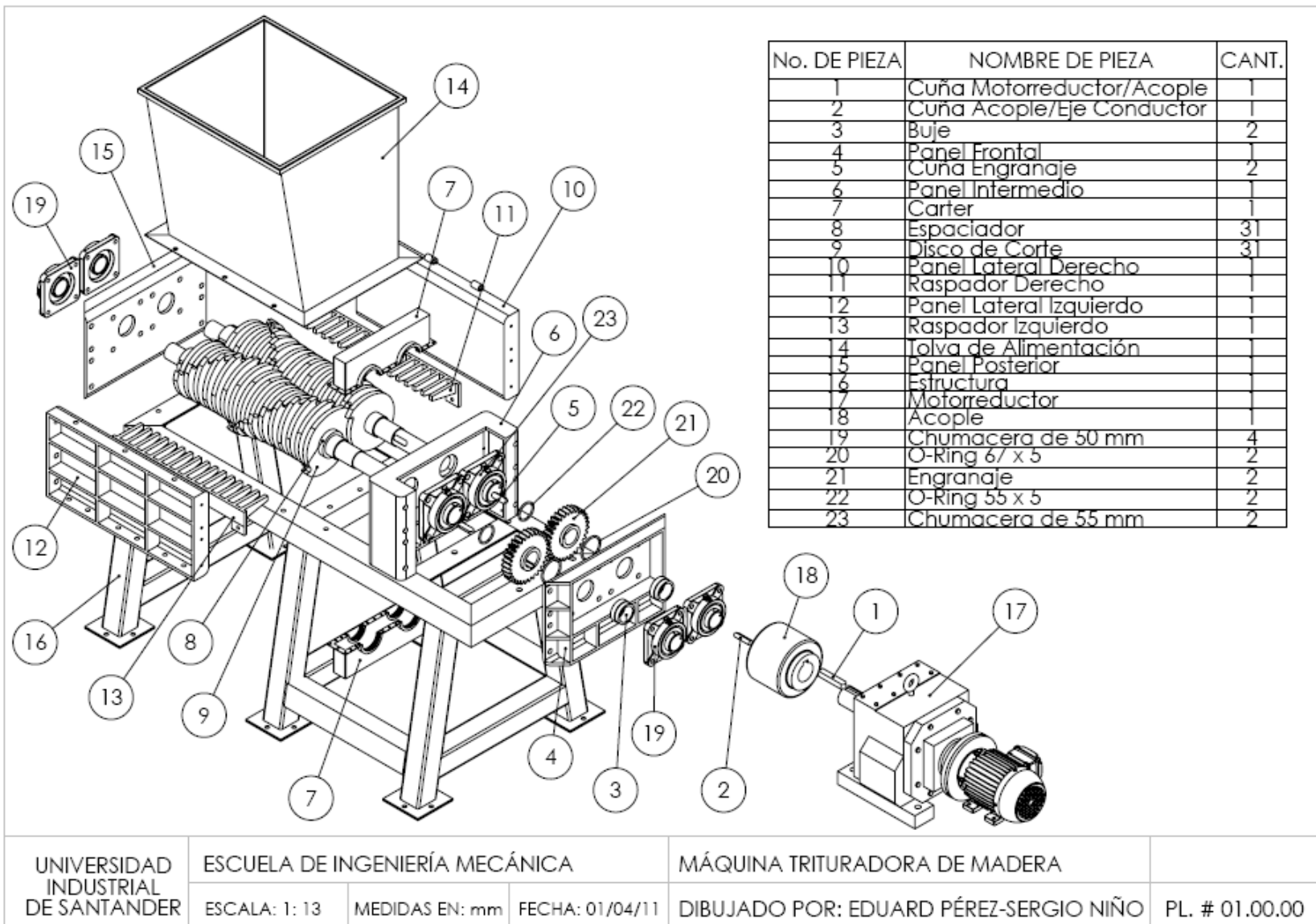
Anexo M. Lista De Tornillos Y Pernos De La Trituradora.

Dimensión del Tornillo	Grado del Tornillo	Cantidad	Elementos que une
5/8" x 3"	5	4	Motorreductor / Estructura
1/2" x 1"	5	3	Tolva / Panel Lateral Izquierdo
1/2" x 1*1/2"	5	20	Todos los Paneles / Estructura
5/8" x 1*1/2"	5	8	Panel Frontal / Panel Intermedio
5/8" x 1*1/2"	5	8	Paneles Laterales / Panel Posterior
Bristol 1/4" x 1*1/2"	5	8	Paneles Laterales / Panel Intermedio
5/8" x 2"	5	8	Chumaceras de 55 mm / Panel Intermedio
1/2" x 2"	5	16	Chumaceras de 50 mm / Paneles Frontal y Posterior
Bristol 1/8" x 1"	5	20	Lado Superior del Carter / Lado Inferior del Carter

Anexo N. Planos



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			MÁQUINA TRITURADORA DE MADERA	
	ESCALA: 1: 15	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.00.00.00



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÁQUINA TRITURADORA DE MADERA

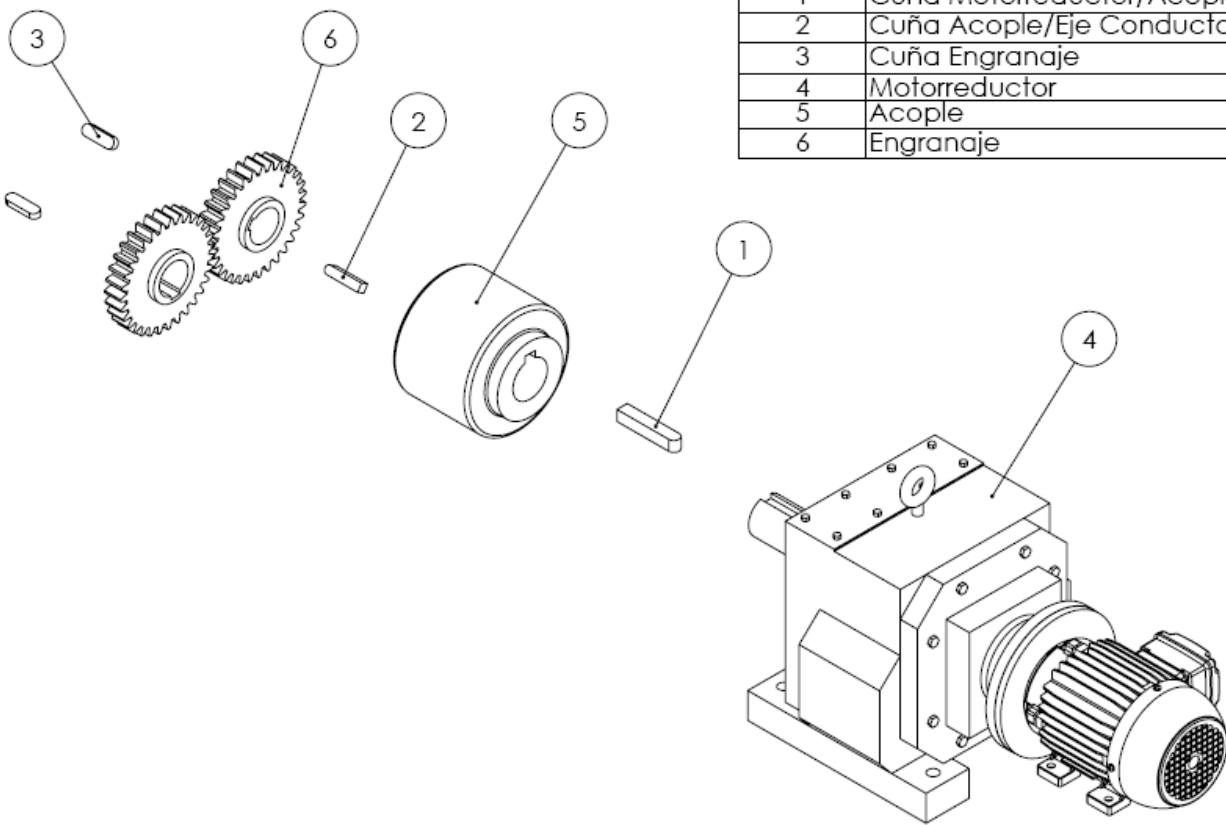
ESCALA: 1: 13

MEDIDAS EN: mm

FECHA: 01/04/11

DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO

PL. # 01.00.00

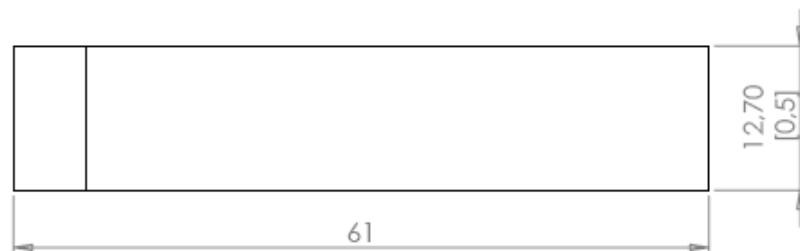


No. DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
1	Cuña Motorreductor/Acople	1
2	Cuña Acople/Eje Conductor	1
3	Cuña Engranaje	2
4	Motorreductor	1
5	Acople	1
6	Engranaje	2

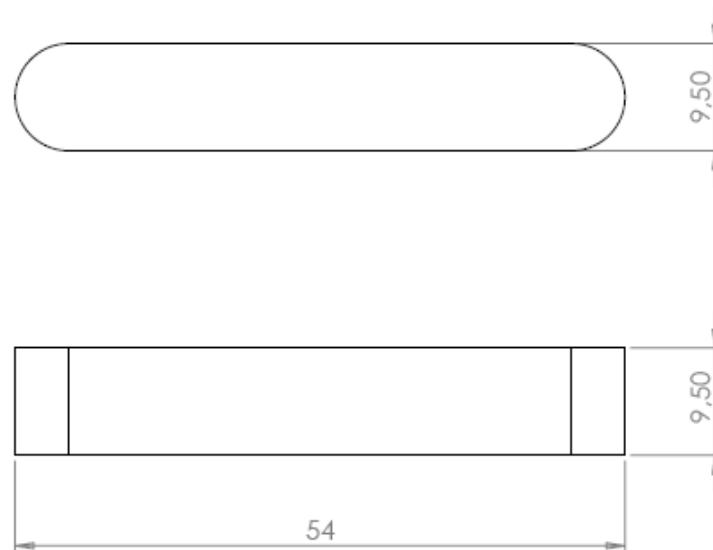
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			GRUPO MOTRIZ	
	ESCALA: 1: 7	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.01.00



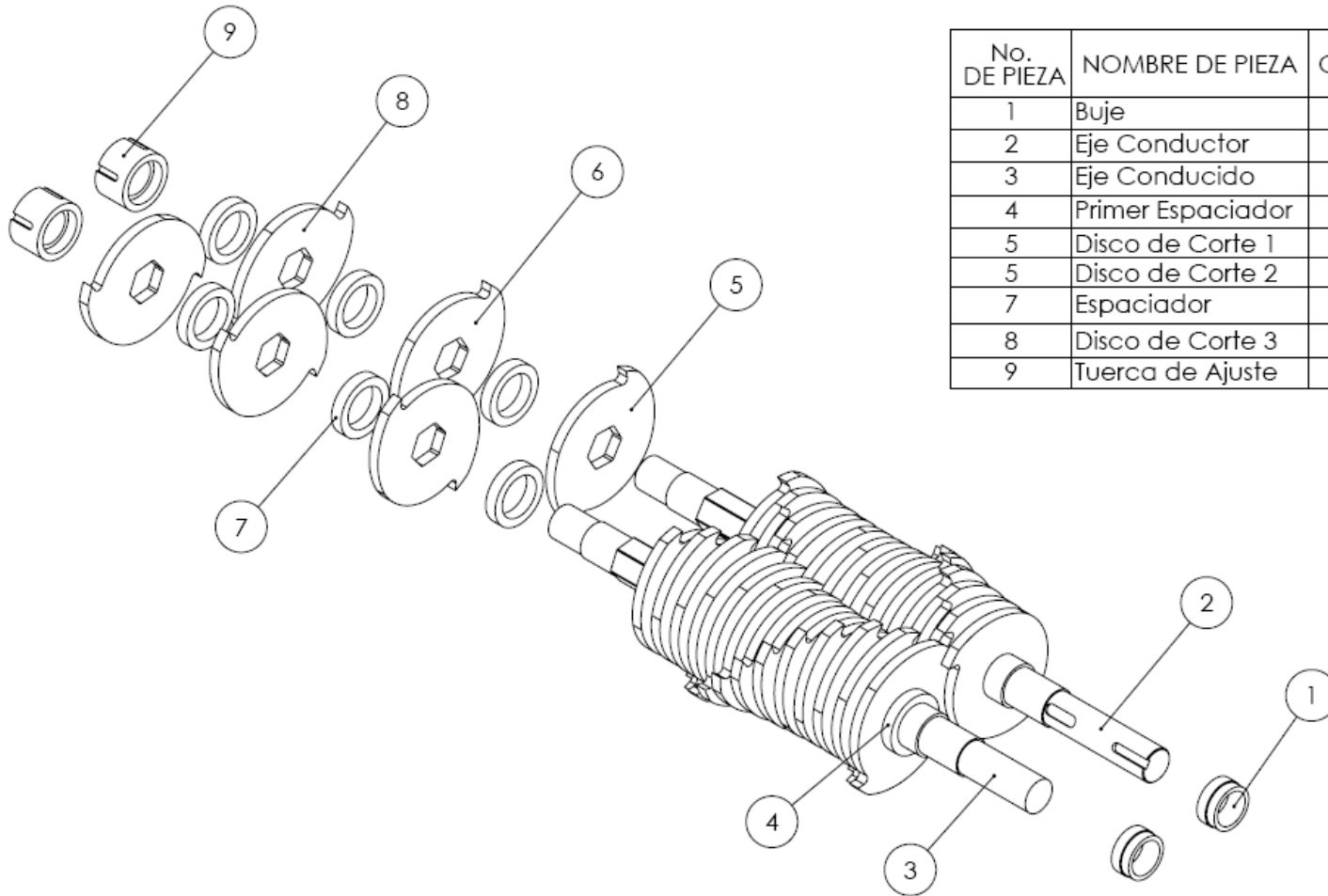
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			CUÑA REDUCTOR/ACOPLE	SAE 1045
	ESCALA: 2: 1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.01.01



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			CUÑA ACOPLE/EJE CONDUCTOR	SAE 1045
	ESCALA: 2: 1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.01.02

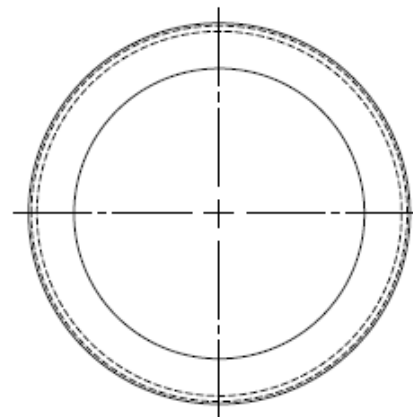
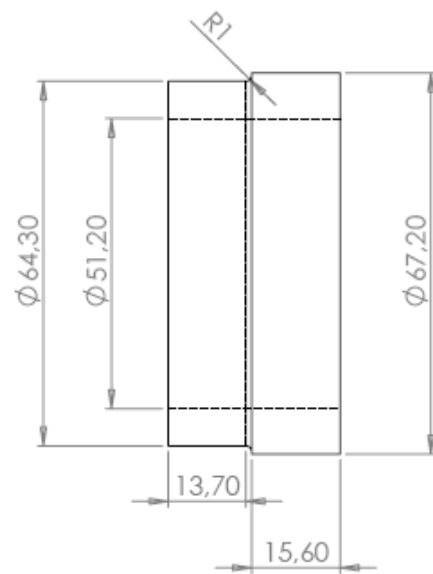


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			CUÑA DE ENGRANES	SAE 1045
	ESCALA: 2:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.01.03

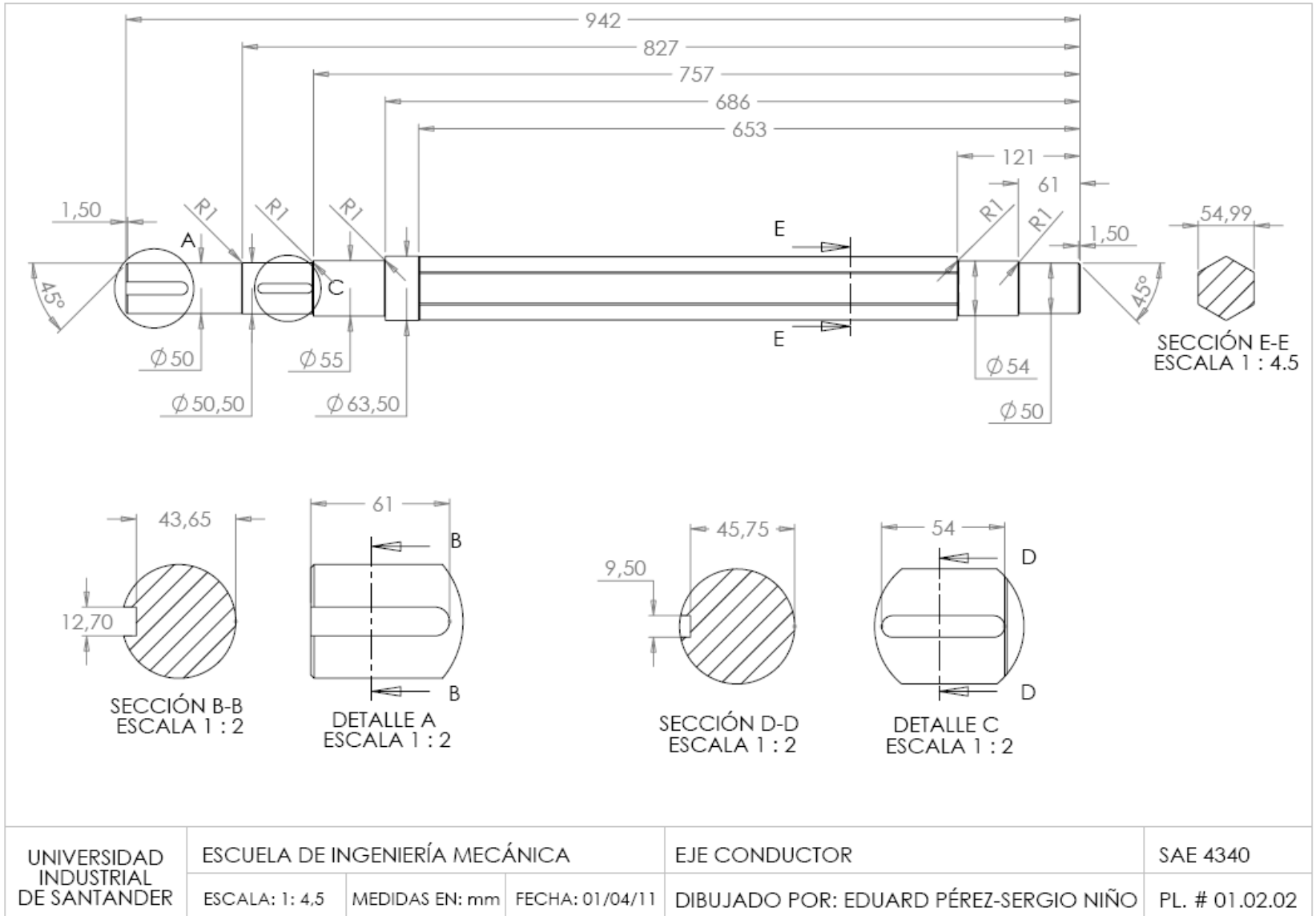


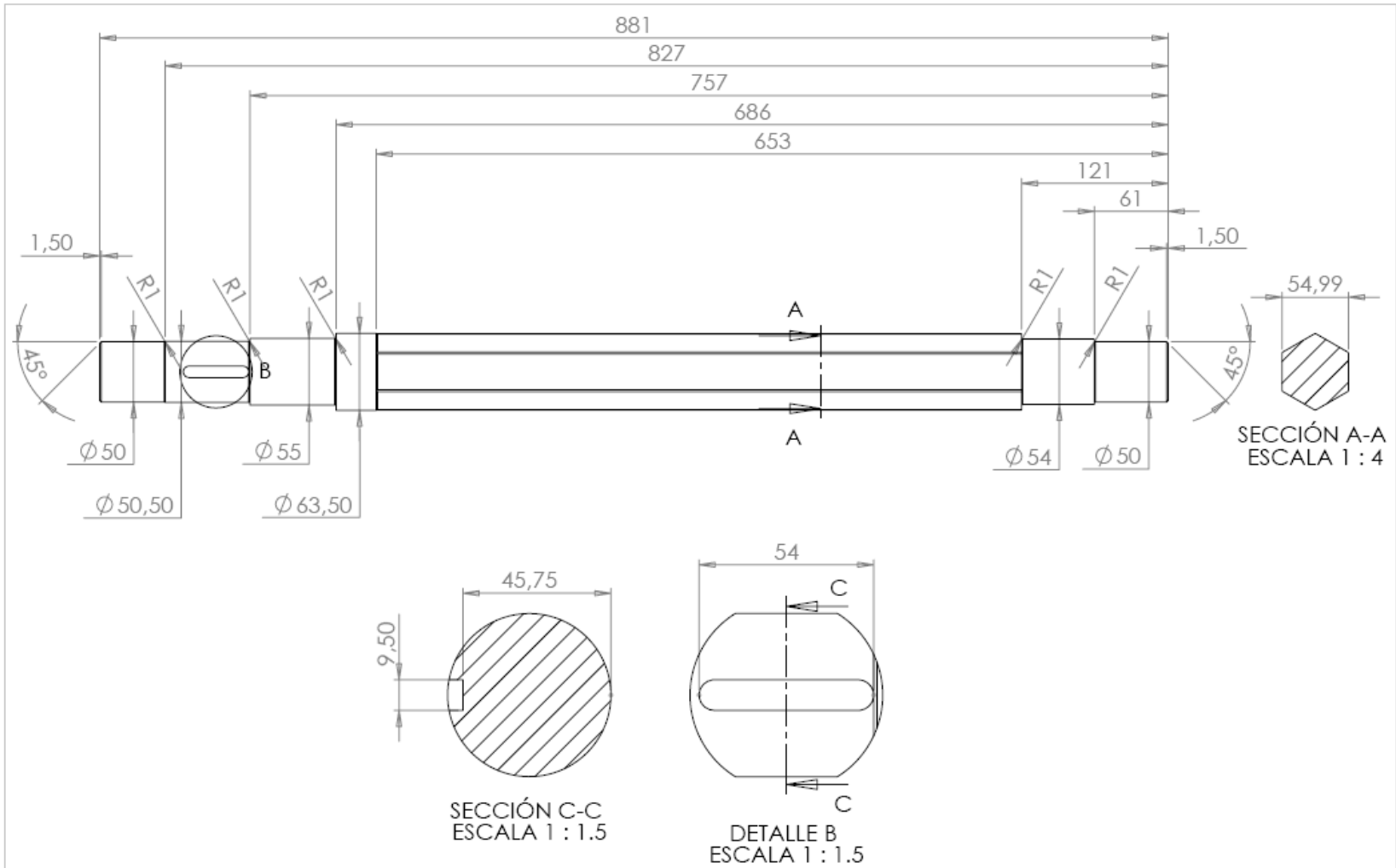
No. DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
1	Buje	2
2	Eje Conductor	1
3	Eje Conducido	1
4	Primer Espaciador	1
5	Disco de Corte 1	10
5	Disco de Corte 2	10
7	Espaciador	30
8	Disco de Corte 3	11
9	Tuerca de Ajuste	2

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			GRUPO TRITURADOR	
	ESCALA: 1: 7	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.00

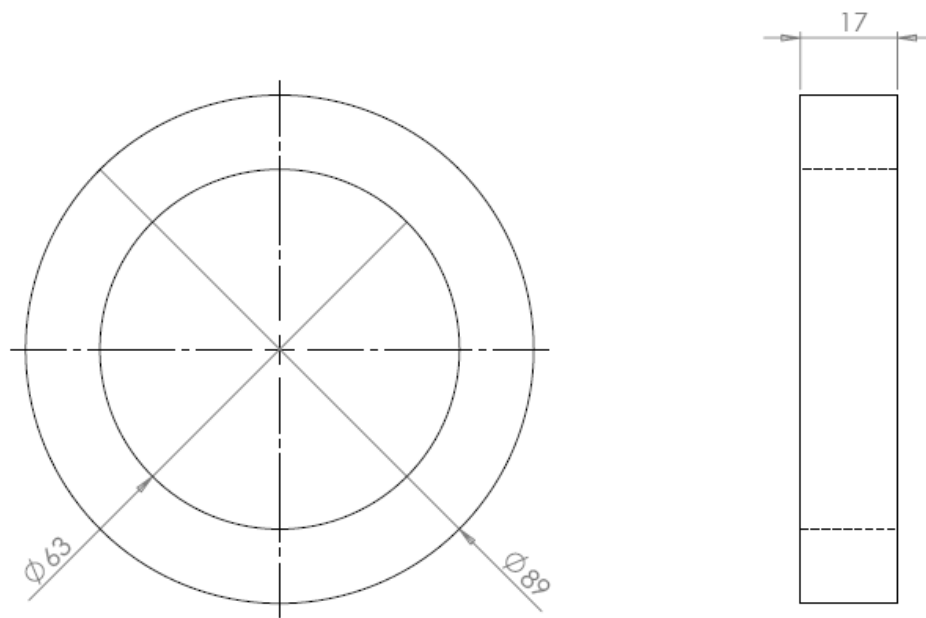


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			BUJE	SAE 1020
	ESCALA: 1: 1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.01

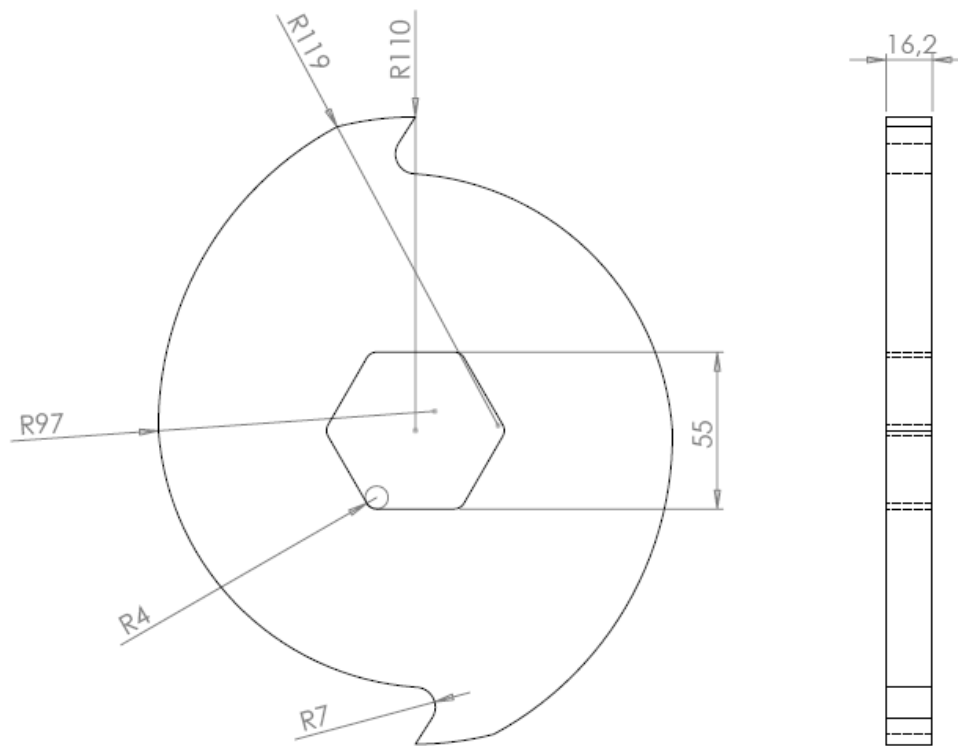




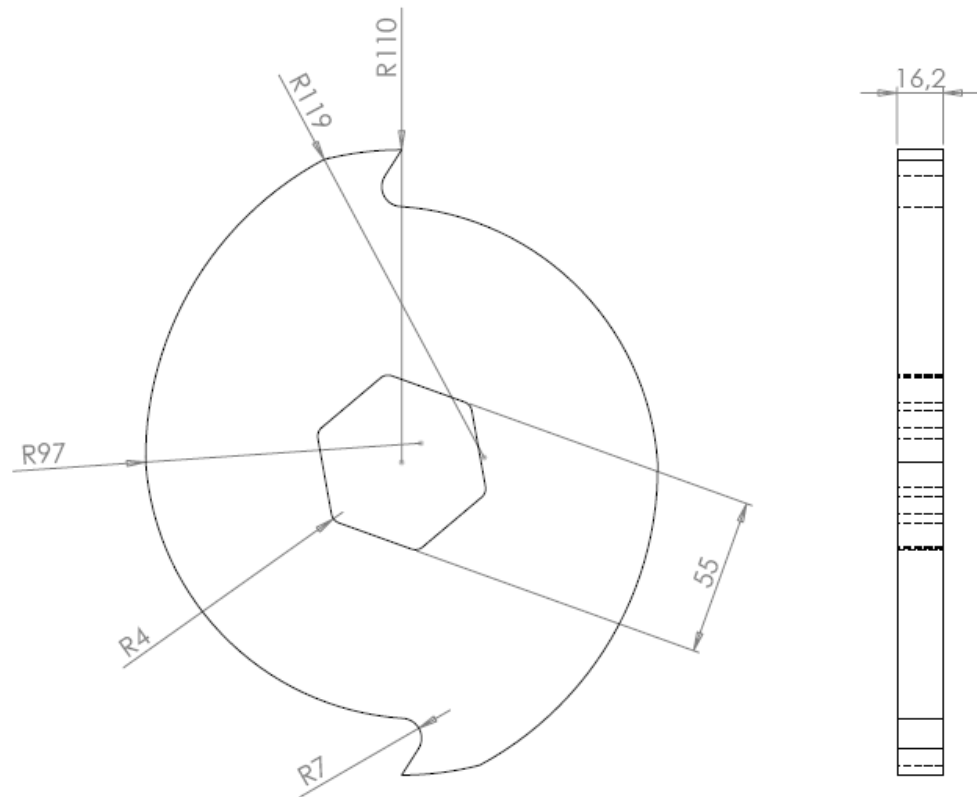
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			EJE CONDUcido		SAE 4340
	ESCALA: 1 : 4	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO		PL. # 01.02.03



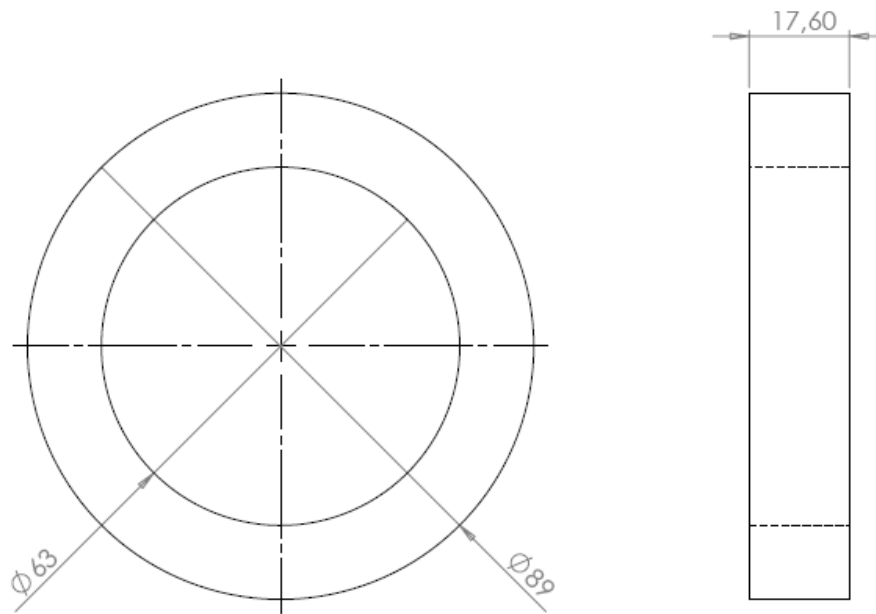
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			PRIMER ESPACIADOR (EJE CONDUCTOR)	SAE 1020
	ESCALA: 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.04



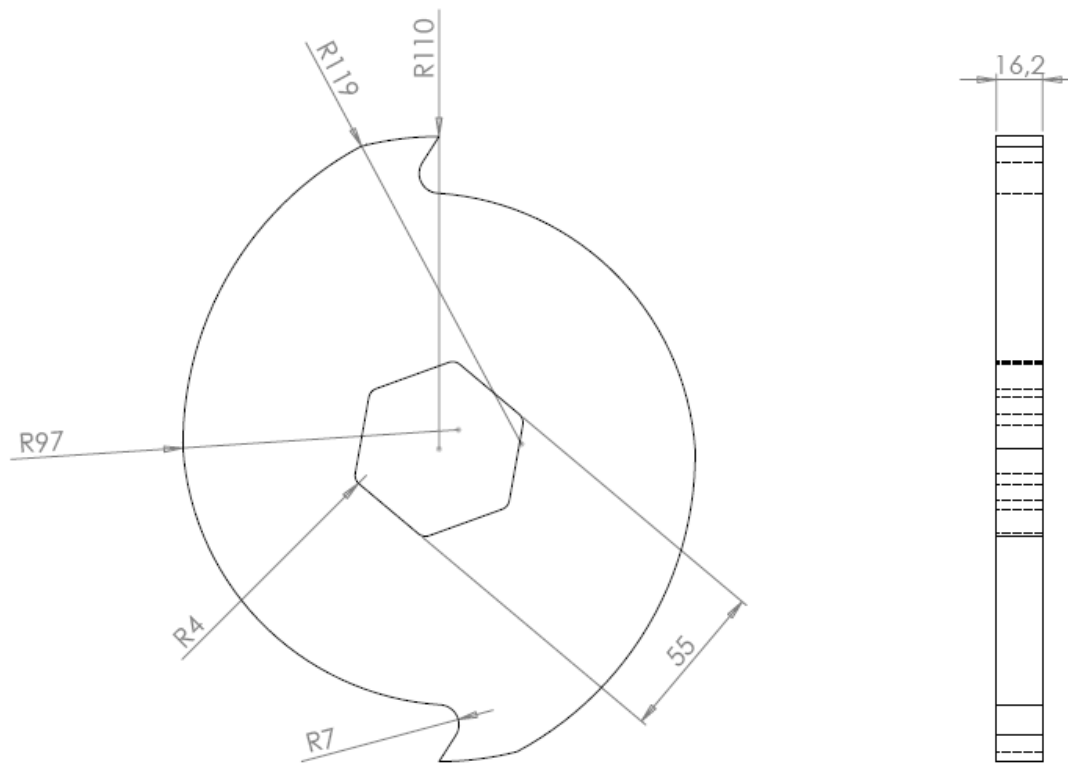
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DISCO DE CORTE 1		SAE 1045
	ESCALA: 1: 2	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.05



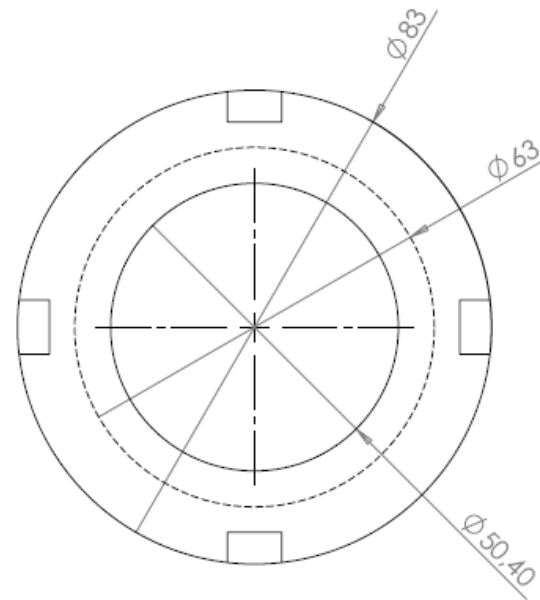
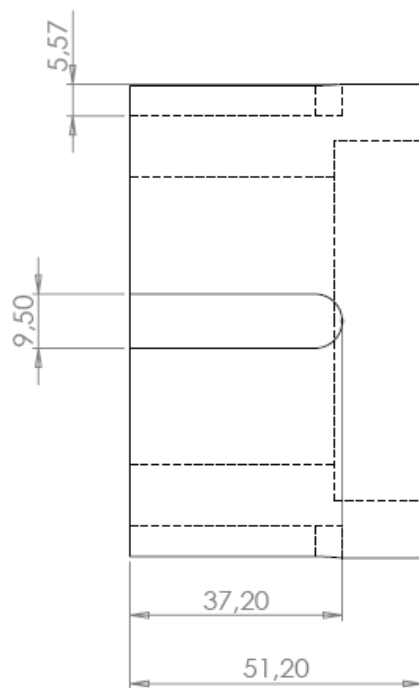
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISCO DE CORTE 2	SAE 1045
	ESCALA: 1: 2	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.06



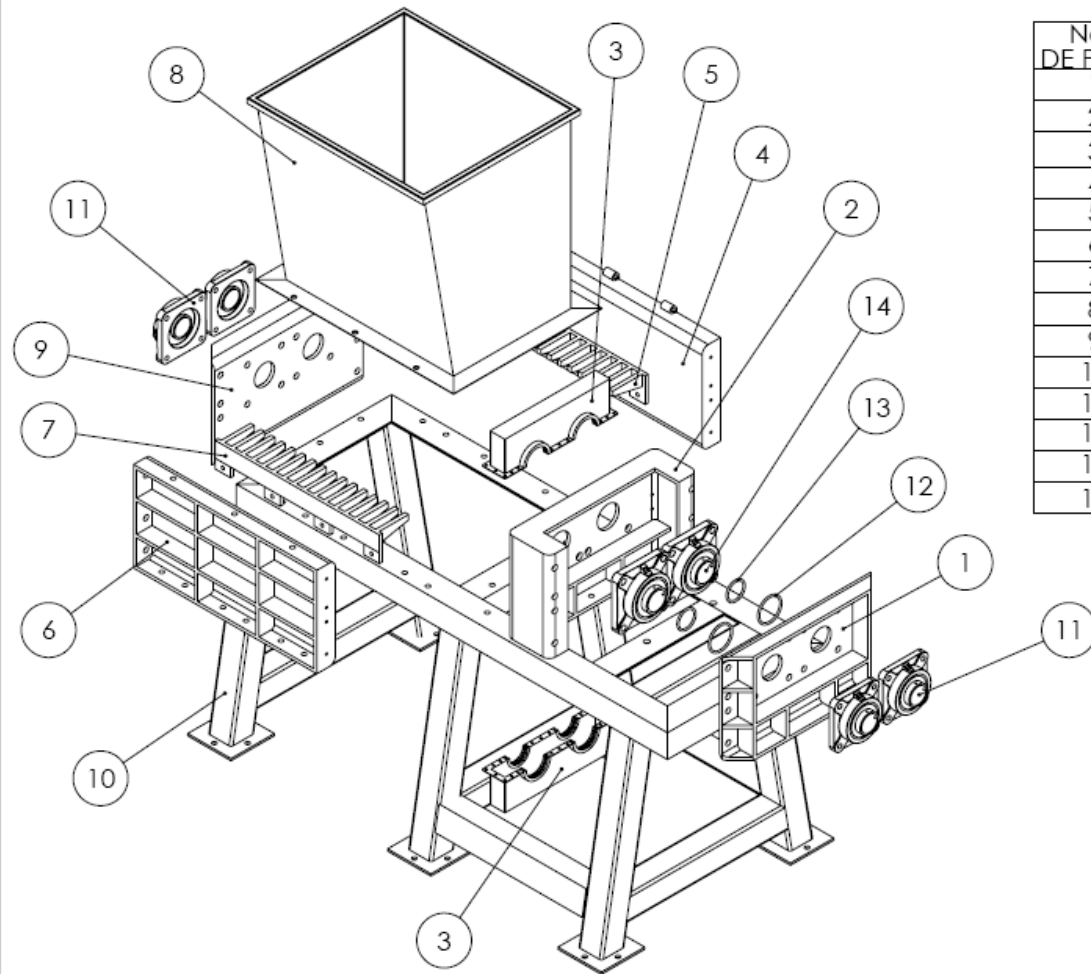
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			ESPACIADOR	SAE 1020
	ESCALA: 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.07



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			DISCO DE CORTE 3	SAE 1045
	ESCALA: 1: 2	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.08

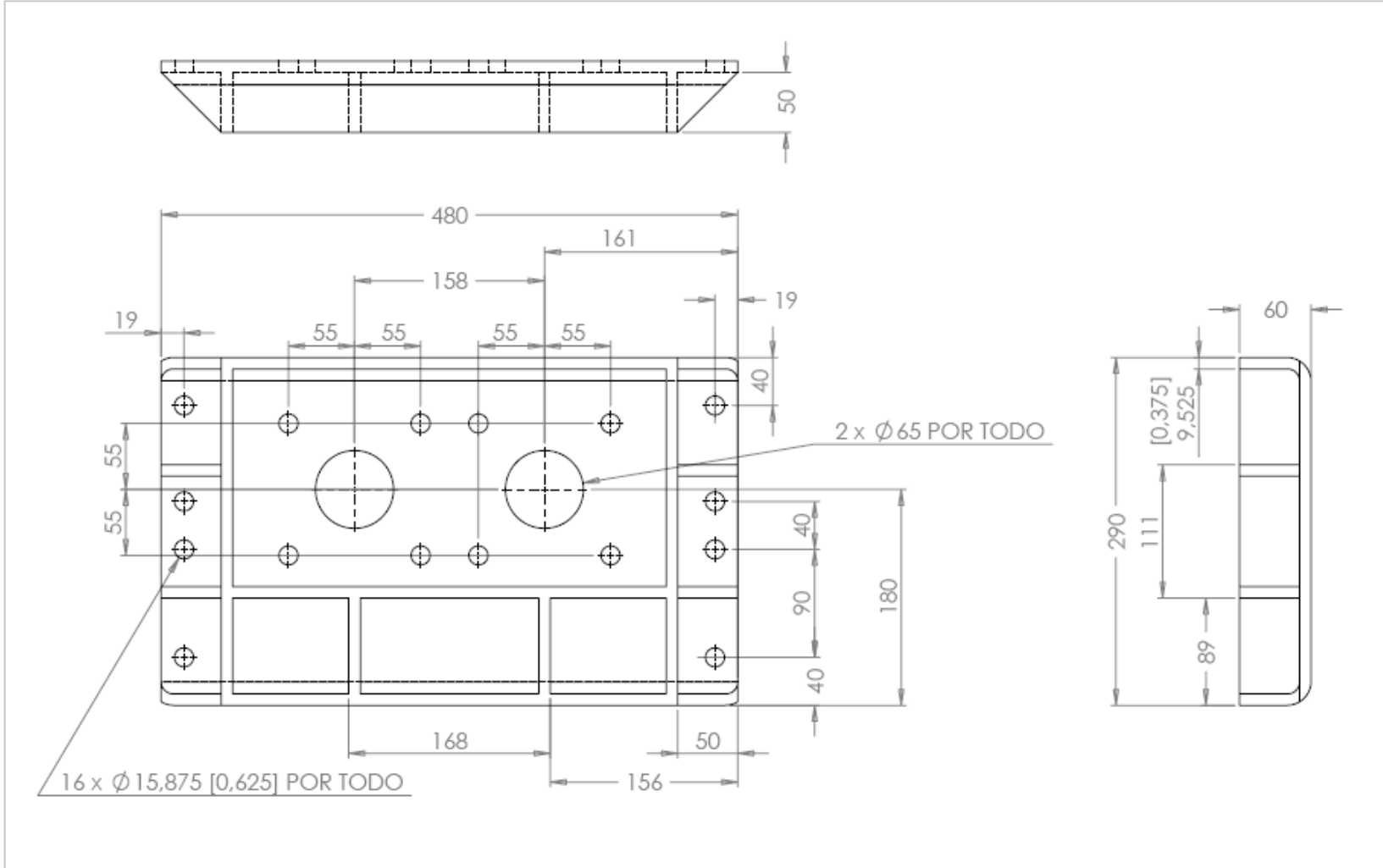


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			TUERCA DE AJUSTE	SAE 1020
	ESCALA: 1: 1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.02.09

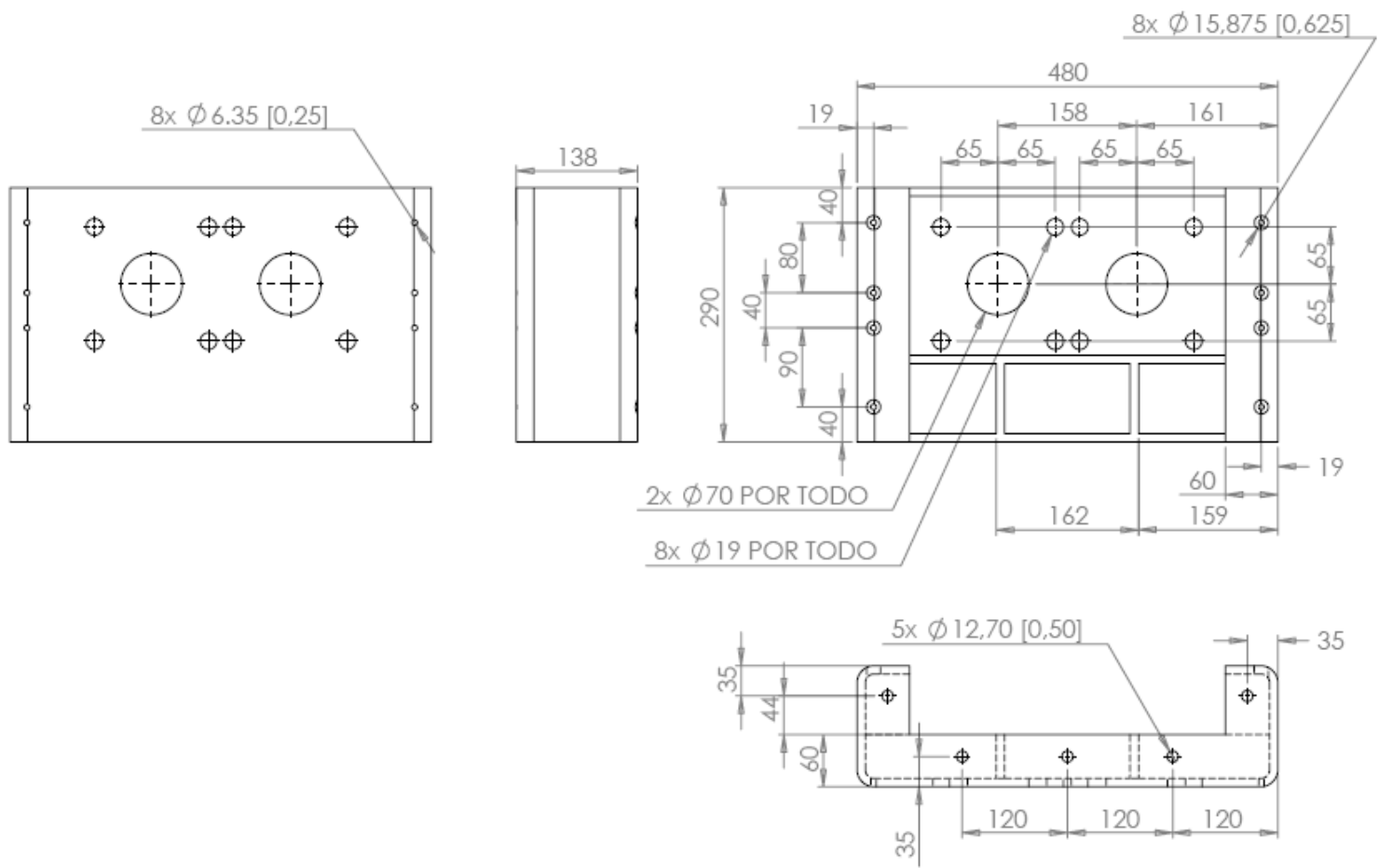


No. DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	CANT.
1	Panel Frontal	1
2	Panel Intermedio	1
3	Carter	1
4	Panel Lateral Derecho	1
5	Raspador Derecho	1
6	Panel Lateral Izquierdo	1
7	Raspador Izquierdo	1
8	Tolva de Alimentación	1
9	Panel Posterior	1
10	Estructura	1
11	Chumacera de 50 mm	4
12	O-Ring 67 x 5	2
13	O-Ring 55 x 5	2
14	Chumacera de 55 mm	2

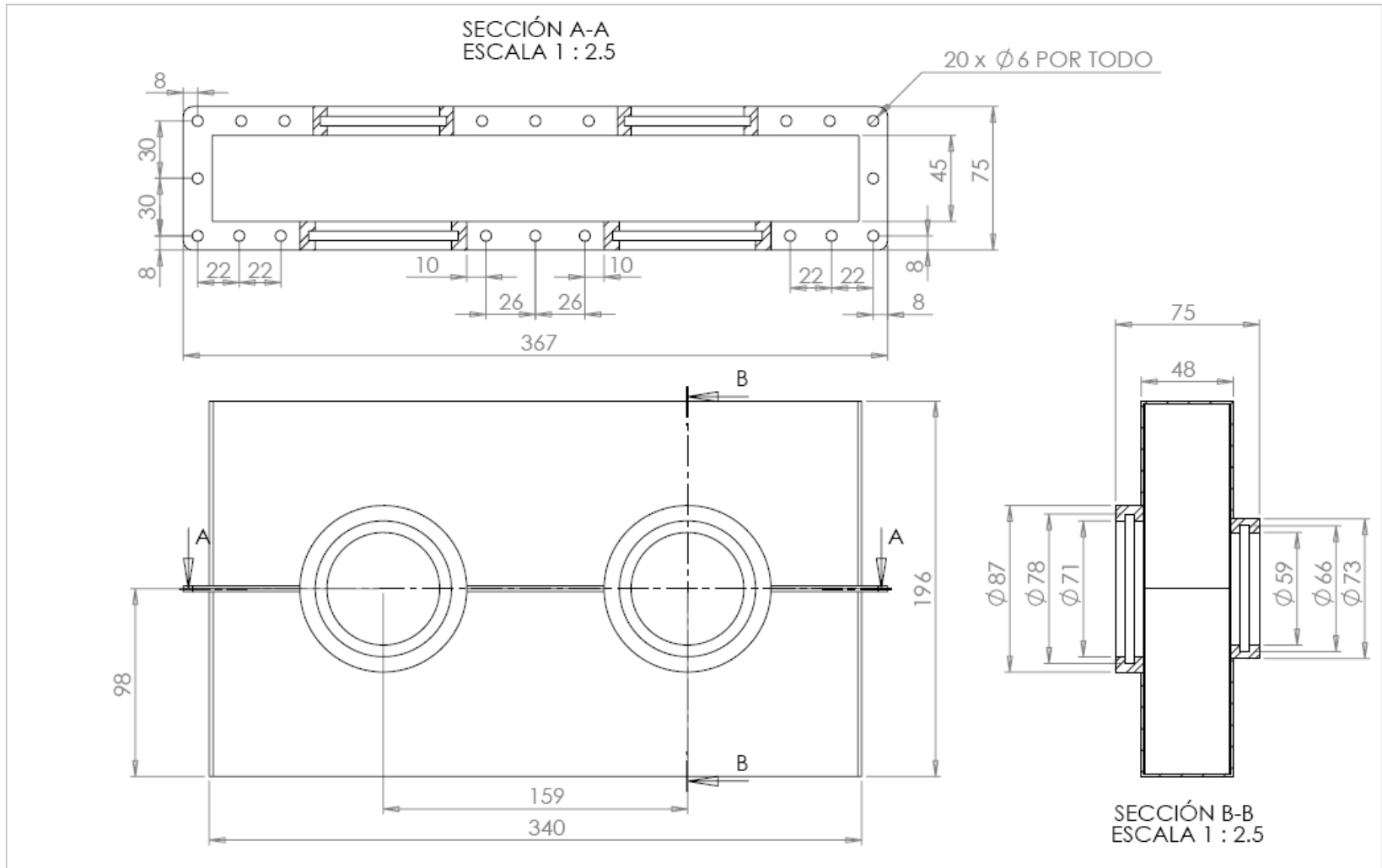
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			GRUPO BASTIDOR	
	ESCALA: 1: 13	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.00



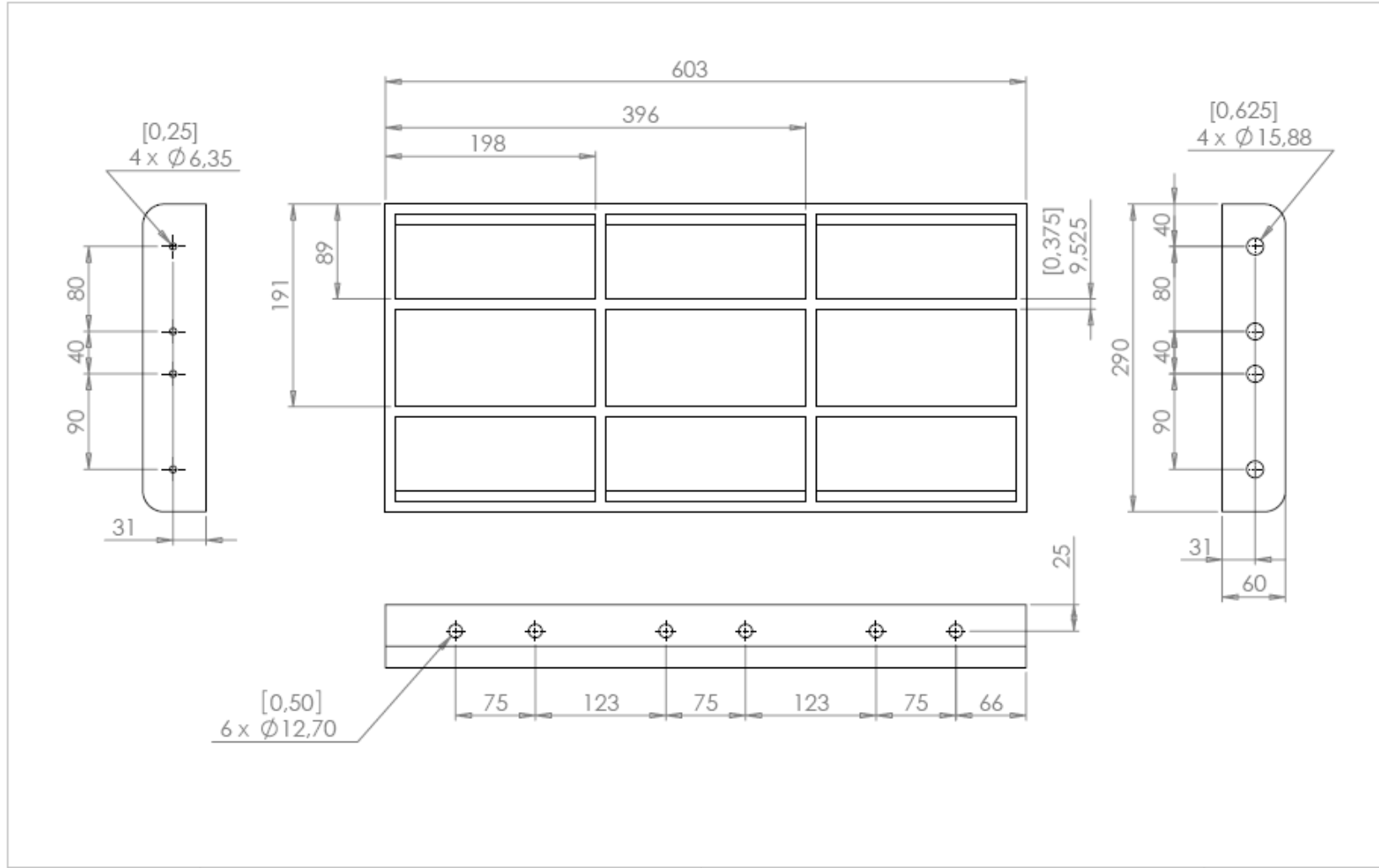
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			PANEL FRONTAL	A36
	ESCALA: 1: 4	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.01



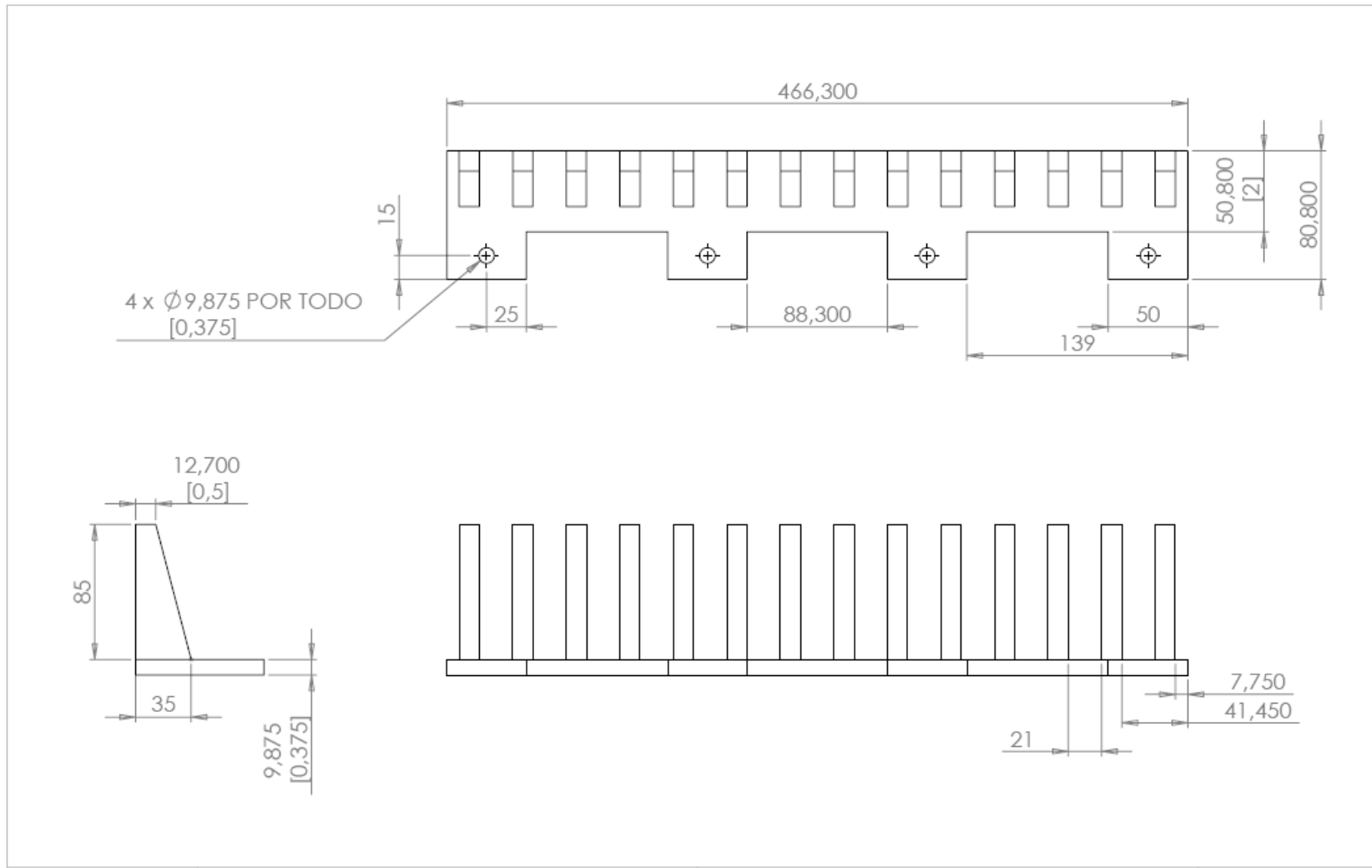
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			PANEL INTERMEDIO	A36
	ESCALA: 1: 6	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.02



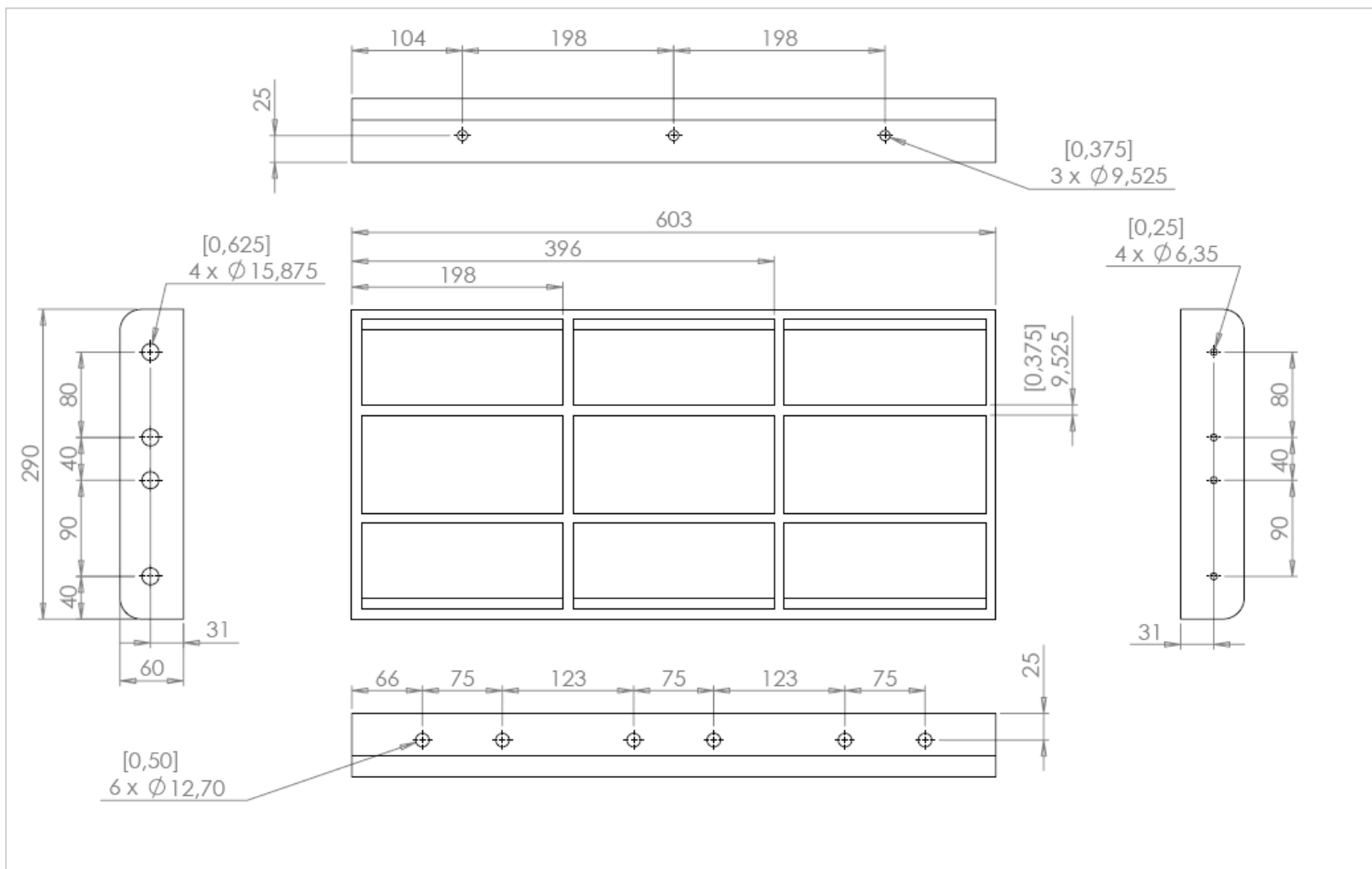
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			CARTER	AISI 304
	ESCALA: 1: 2.5	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.03



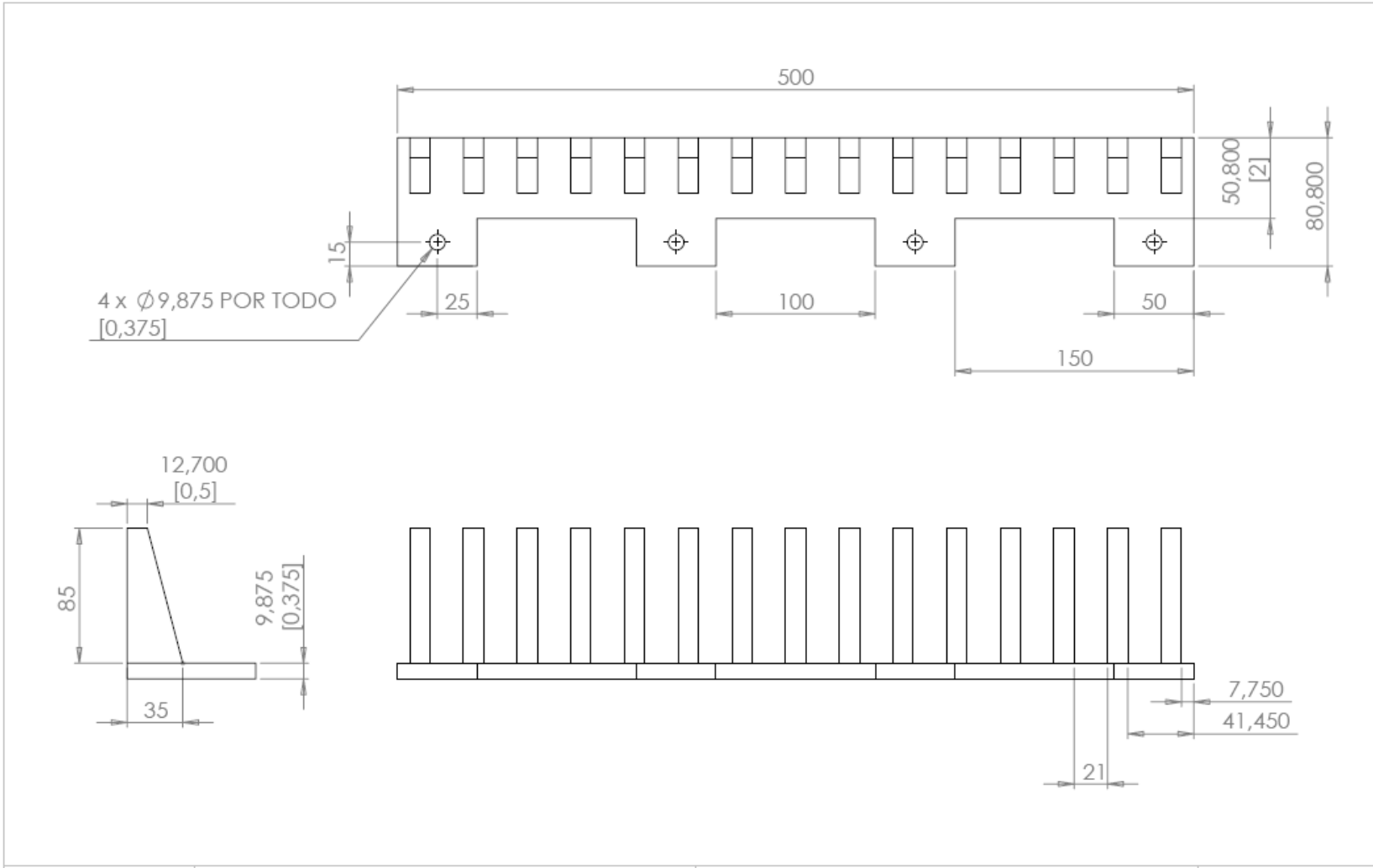
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			PANEL LATERAL DERECHO		A36
	ESCALA: 1: 4,5	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO		PL. # 01.03.04



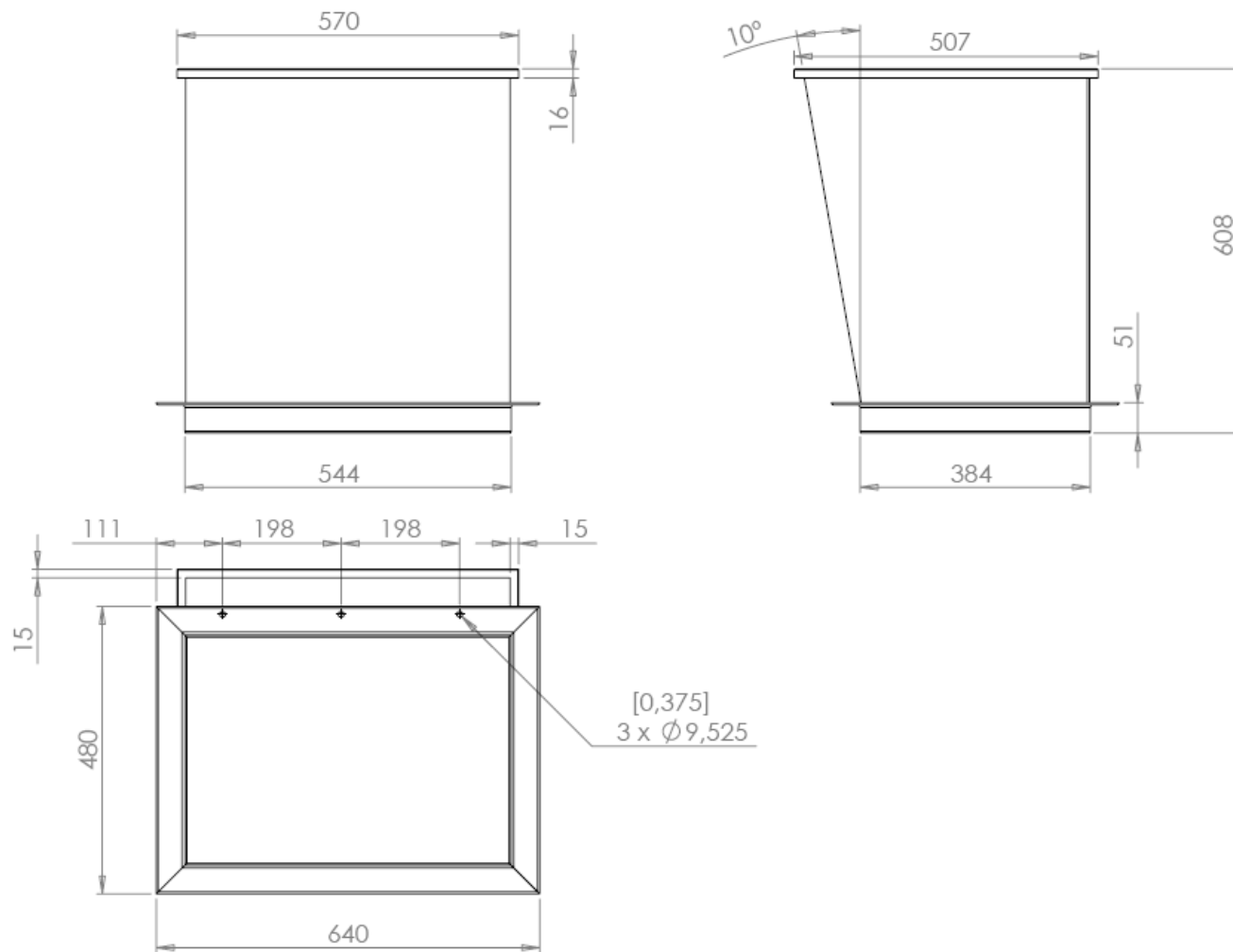
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			RASPADOR DERECHO	HOT ROLLED
	ESCALA: 1: 3	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.05



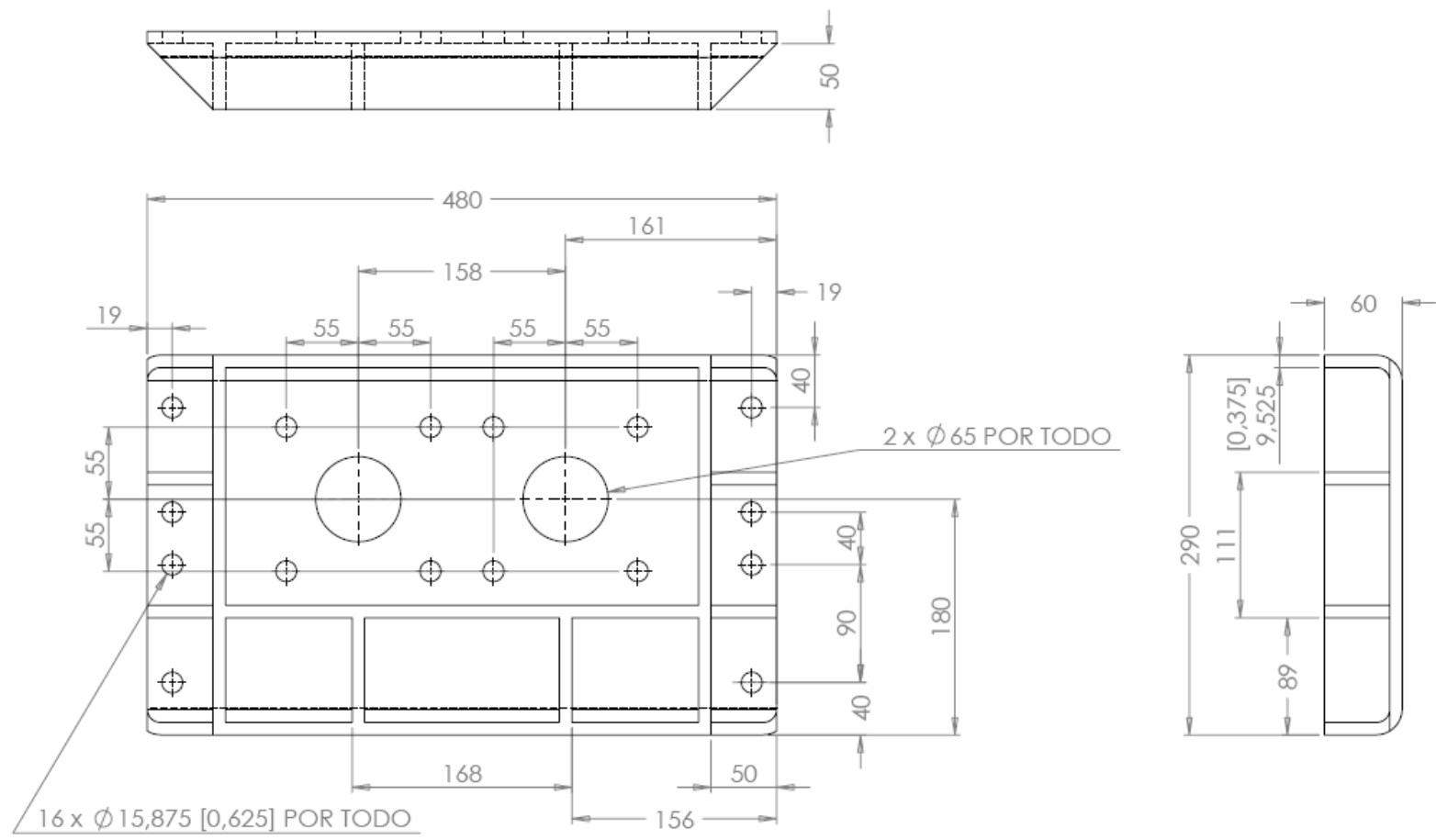
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		PANEL LATERAL IZQUIERDO		A36
	ESCALA: 1: 4.5	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.06



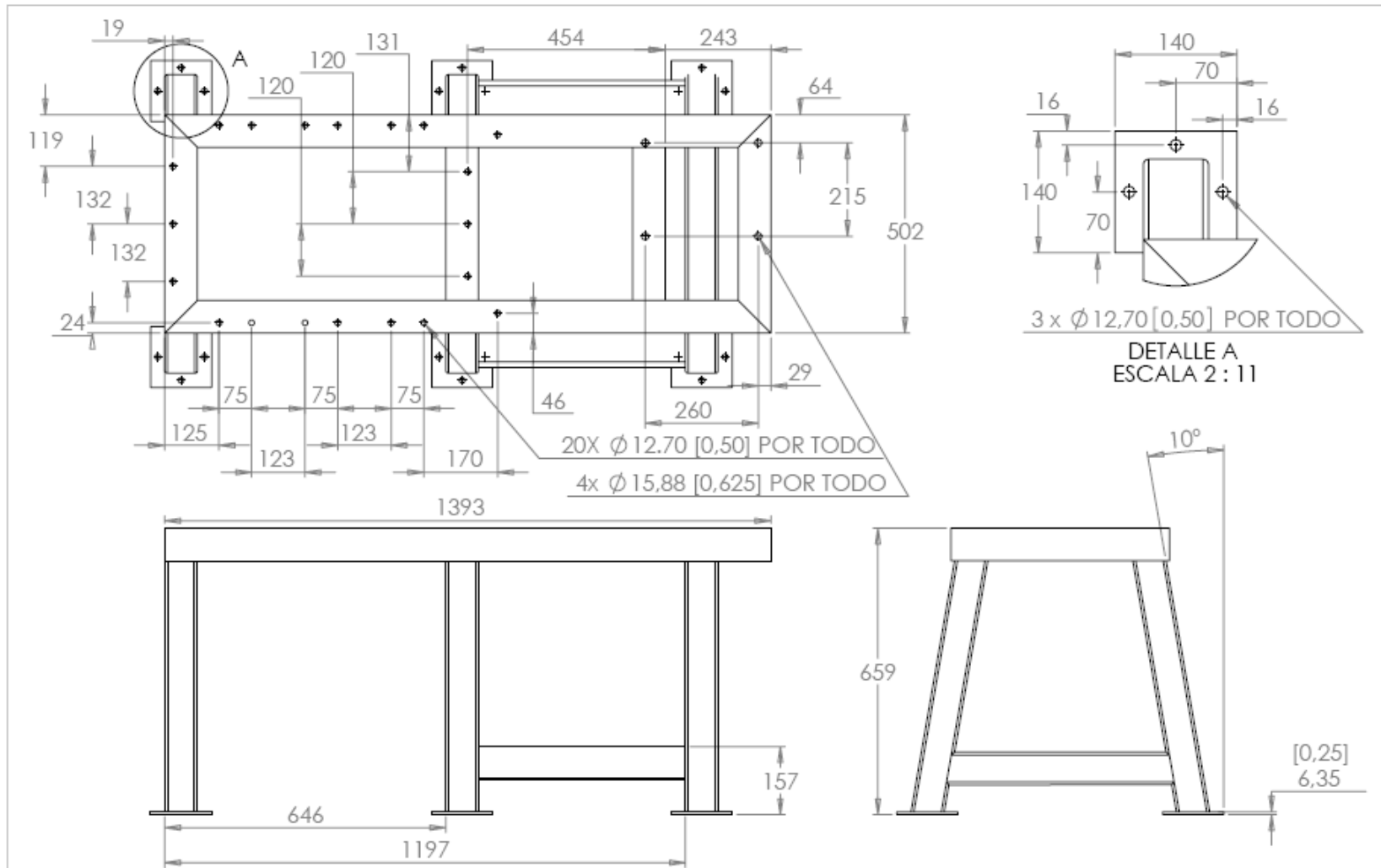
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			RASPADOR IZQUIERDO	HOT ROLLED
	ESCALA: 1: 3	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.07



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			TOLVA DE ALIMENTACIÓN	COLD ROLLED
	ESCALA: 1: 9	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.08



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			PANEL POSTERIOR	A36
	ESCALA: 1: 4	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.09



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			ESTRUCTURA	A36
	ESCALA: 1: 11	MEDIDAS EN: mm	FECHA: 01/04/11	DIBUJADO POR: EDUARD PÉREZ-SERGIO NIÑO	PL. # 01.03.10