



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA DE MECÁNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN MOLINO DE CUCHILLAS PARA EL RECICLAJE
DE RESIDUOS DE MADERA CON CAPACIDAD DE 200 kg/h**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero mecánico

**AUTOR: JHON ANTONY CAILLAGUA OROZCO
TUTOR: LUIS CHRISTIAN JUIÑA QUILACHAMÍN**

Quito – Ecuador 2026

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DE USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Jhon Antony Caillagua Orozco con documento de identificación N°1753875549; manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir, o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 23 de febrero del año 2026

Atentamente,



Jhon Antony Caillagua Orozco

1753875549

CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Yo, Jhon Antony Caillagua Orozco con documento de identificación N.º 1753875549, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor de la Propuesta Tecnológica : " Diseño y simulación de un molino de cuchillas para el reciclaje de residuos de madera con capacidad de 200 kg/h", el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 23 de febrero del año 2026

Atentamente,



Jhon Antony Caillagua Orozco

1753875549

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Luis Christian Juiña Quilachamín con documento de identificación N.º1713704508, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN MOLINO DE CUCHILLAS PARA EL RECICLAJE DE RESIDUOS DE MADERA CON CAPACIDAD DE 200 KG/H, realizado por Jhon Antony Caillagua Orozco con documento de identificación N.º 1753875549, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción de Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 23 de febrero del año 2026

Atentamente,



Ing. Luis Christian Juiña Quilachamín, MSc.

1713704508

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis abuelitos, quienes estuvieron conmigo durante todo este proceso de formación. Gracias por sus palabras llenas de sabiduría, por sus enseñanzas, sus consejos y el cariño que siempre me brindaron, especialmente en los momentos más difíciles. Gracias por mostrarme que las metas se alcanzan con paciencia, esfuerzo y humildad. También dedico este trabajo a mi querido padre, quien ha sido un gran ejemplo para mí. Gracias por enseñarme que, aunque el camino sea difícil, nada es imposible de lograr. Agradezco profundamente su apoyo, sus consejos y su motivación constante, que me ayudaron a seguir adelante cuando más lo necesitaba.

AGRADECIMIENTOS

Primera mente quiero agradecer a Dios, por darme la vida, la salud y la fortaleza necesarios para culminar esta etapa tan importante de mi formación profesional. Por iluminar mi camino en cada decisión y darme esperanza en los momentos de dificultad.

A mis abuelitos, por su amor incondicional, sus palabras llenas de sabiduría y por ser un apoyo constante durante todo este proceso. Gracias por su cariño, por sus enseñanzas y por recordarme siempre que la paciencia, la humildad y el esfuerzo son el camino para alcanzar cualquier meta.

A mi querido padre, por ser un ejemplo de perseverancia y dedicación. Gracias por sus consejos, por motivarme en los momentos más duros y por demostrarme que, aunque el camino sea difícil, nada es imposible cuando se trabaja con compromiso y disciplina.

A mi tutor de tesis, por su guía, por compartir sus conocimientos y por orientarme con responsabilidad en el desarrollo de este trabajo. Su acompañamiento ha sido fundamental para mi crecimiento académico.

A mis compañeros y amigos, quienes estuvieron presentes con su apoyo, comprensión y palabras de ánimo a lo largo de esta etapa. Gracias por cada gesto que hizo más llevadero este camino.

A mis docentes, quienes con paciencia, entrega y dedicación compartieron sus conocimientos y experiencias, por sus valiosas enseñanzas y por aportar a mi crecimiento académico y profesional.

Y finalmente, gracias a todas las personas que, aunque no lo sepan, dejaron una huella en este trayecto. Este logro es el resultado de muchos corazones que me acompañaron sin esperar nada a cambio.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DE USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	I
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.....	II
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTOS	V
RESUMEN	XII
Abstract	XIII
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	3
1.1. Antecedentes.....	3
1.2. Planteamiento del problema	4
1.3. Planteamiento de la pregunta de investigación.....	6
1.4. Justificación	6
1.5. Objetivos	7
1.5.1. Objetivo general	7
1.5.2. Objetivos específicos	7
CAPÍTULO II.....	8
MARCO TEÓRICO.....	8
2.1. Reciclaje de residuos de madera.....	8
2.1.1. Propiedades físicas y mecánicas de la madera	9
2.2. Fundamentos del proceso de trituración.....	13
2.2.1. Reducción de tamaño del material.....	13
2.2.2. Mecanismos de fractura aplicados al proceso	14
2.2.3. Granulometría y control del tamaño de partícula	15
2.3. Molinos de cuchillas	17
2.3.1. Principio de funcionamiento	18
2.4. Tipos de molinos de cuchillas	19

2.4.1.	Rotor fijo	19
2.4.2.	Rotor móvil	20
2.5.	Componentes principales	20
2.5.1.	Cuchillas.....	20
2.5.2.	Criba.....	22
2.5.3.	Cámara de corte.....	23
2.5.4.	Transmisión y motor.....	24
2.6.	Parámetros operativos	25
2.6.1.	Velocidad de rotación	25
2.6.2.	Espesor y ángulo de corte	26
CAPÍTULO III.....		28
DISEÑO DE MÁQUINA TRITURADORA DE MADERA.....		28
3.1.	Antecedente	28
3.1.1.	Cálculo de potencia mecánica	29
3.1.2.	Conversión de energía superficial a energía volumétrica	29
3.1.3.	Potencia mecánica	30
3.2.	Cálculo de torque.....	30
3.2.1.	Diseño de cuchillas	32
3.3.	Selección del motor.....	35
3.3.1.	Torque de producción	36
3.3.2.	Cálculo de la Longitud de la Banda.....	37
3.4.	Diseño de eje	40
3.4.1.	La carga distribuida se calcula mediante:	40
3.4.2.	Reacciones en los apoyos.....	42
3.4.3.	Momento flector máximo M_{max}	42
3.4.4.	Fuerza cortante máxima V_{max}	43
3.5.	Sujeción eje cuchillas explicación	46
3.6.	Verificación del motor seleccionado.....	47
3.7.	Selección de rodamientos.....	49
3.8.	Cálculo de la vida útil de los rodamientos	50
3.9.	Cálculo de estructura.....	51

3.9.1.	Plancha base	51
3.9.2.	Análisis a cortante	52
3.9.3.	Análisis a flexión.....	52
3.9.4.	Dimensionamiento Estructural.....	53
3.9.5.	Cálculo de la viga 1	53
3.9.6.	Cálculo de viga 2.....	56
3.9.7.	Cálculo de carga en las columnas.....	59
3.10.	Sujeción pernos	61
3.11.	Soldadura	64
3.11.1.	Soldadura en viga 1	64
3.11.2.	Soldadura en viga 2	67
CAPÍTULO IV		71
4.1	Generalidades de la simulación estática.....	71
4.2	Métodos de simulación	72
4.2.1.	Método de Análisis por Elementos Finitos (FEA)	72
4.2.2.	Determinación del funcionamiento del método FEA	73
4.2.3.	Determinación de desplazamientos, deformaciones y esfuerzos mediante el método FEA74	
4.2.4.	Método de Análisis por External Approximations	75
4.3	Fases de la simulación estática	76
4.3.1.	Preprocesamiento.....	76
4.3.2.	Procesamiento	77
4.3.3.	Postprocesamiento.....	77
4.4	Simulación del molino de cuchillas	77
4.5	Discusión de resultados.....	80
4.6	Simulación de estructura	80
4.7	Discusión del resultado	83
4.8	Análisis comparativo.....	84
CAPÍTULO V.....		84
6.1.	Evaluación financiera del molino de cuchillas para reciclaje de madera.....	84
6.2.	Análisis del costo de implementación del equipo.....	85

6.2.1.	Costos de producción.....	85
6.2.2.	Costos de producción directos.....	85
6.2.3.	Costos de producción indirectos.....	85
6.2.4.	Análisis de los costos de producción	85
6.3.	Análisis del contexto financiero de la empresa interesada en la implementación del equipo	86
6.4.	Análisis de la factibilidad económica del proyecto	89
6.4.1.	VAN.....	89
6.4.2.	TIR.....	89
6.4.3.	Tiempo de retorno de la inversión o PAYBACK.....	89
6.4.4.	Análisis de la factibilidad económica en la implementación del proyecto	89
	CONCLUSIONES	91
	RECOMENDACIONES	92
	BIBLIOGRAFÍA	93
	ANEXOS.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Reciclaje de madera,	9
Figura 2.Reducción del tamaño de partícula	14
Figura 3. Mecanizado de madera	15
Figura 4. Partícula de una tabla	16
Figura 5. Molino de cuchillas	18
Figura 6. Molino de cuchillas rotativo	19
Figura 8. Cuchilla.....	21
Figura 9.Criba	22
Figura 10.Cámara de corte	23
Figura 11.Sistema de transmisión	25
Figura 12.Ejemplificación de máquina trituradora de madera	28
Figura 13. Dimensiones de cuchilla de Acero K460.....	32
Figura 14. Segmento de máxima sollicitación en la geometría de la cuchilla.....	33
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre.....	33
Figura 15. Propiedades de la cuchilla.	35
Figura 16. Sistema de transición de poleas.	35
Figura 17. Factor de corrección aplicado a la potencia	38
Figura 18.Factor de corrección en función de la longitud de la correa	38
Figura 19. Factor de corrección	39
Figura 20. Diagrama de cuerpo libre del eje.	40
Figura 21. Diagrama de fuerzas del eje.....	41
Figura 22. Viga simple - carga distribuida uniformemente.....	41
Figura 23. Diagrama de resultados de fuerzas.....	42
Figura 24.Diagrama de momentos.....	43
Figura 25.Diagrama de cortante.....	44
Figura 26. Tabla para calcular el peso.....	46
Figura 27. Ejemplificación del cálculo del eje motriz	47
Figura 29.Tabla de anillo de seguridad para ejes DIN 471-E.	47
Figura 29. Diagrama libre del motor.....	48
Figura 32. Rodamientos de bolas rígidos de una sola hilera	49
Figura 31.Diagrama libre de plancha base	51

Figura 32. Diseño de la estructura	53
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre viga 1	54
Figura 34. Haz fijo ambos extremos, distribuido uniformemente.....	54
Figura 35. resultados de fuerzas	55
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre viga 2	57
Figura 37. Haz fijo ambos extremos, distribuido uniformemente.....	57
Figura 38. resultados de fuerzas	58
Figura 39. Representación del diagrama de cuerpo libre.	59
Figura 44. Diagrama libre de columna.....	60
Figura 41. Diagrama cuerpo libre	62
Figura 42. Tabla de pernos.	63
Figura 43. Propiedades del perno.....	64
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre.....	64
Figura 45. Cara de 60 x 40	65
Figura 46. Tabla 9.3 del shigley	65
Figura 47. Tabla propiedades de flexión de las soldaduras de filete.	66
Figura 48. Diagrama de cuerpo libre.....	67
Figura 49. Cara de 60 x 40	68
Figura 54. Tabla 9.3 del shigley	68
Figura 55. Tabla propiedades de flexión de las soldaduras de filete.	69
Figura 52 Elementos y nodos	73
Figura 53. Ejemplo de sistema discretizado	73
Figura 54. Cargas y sujeciones del eje.	78
Figura 55. Mallado del eje.....	78
Figura 56. desplazamiento del eje.....	79
Figura 57. Cargas máximas y mínimas.	79
Figura 58. Perfil del coeficiente de seguridad a lo largo del componente del eje.	80
Figura 59. Cargas y sujeciones del eje	81
Figura 60. Desplazamiento máximo registrado en la estructura.....	81
Figura 61. Cargas máximas y mínimas de la estructura.....	82
Figura 62. Máximo esfuerzo en la estructura	82
Figura 63 Factor de seguridad de la estructura.	83
Figura 64. Distribución del factor de seguridad en la estructura.	83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Densidad de cada especie de madera.....	10
Tabla 2. Humedades.....	11
Tabla 3. Resistencia de las especies de madera.....	12
Tabla 4. Módulo de Elasticidad.....	13
Tabla 5. Errores porcentuales obtenidos mediante la simulación.....	84
Tabla 6. Costo de los materiales y equipos.....	85
Tabla 7. Costo de instalación y mano de obra.....	86
Tabla 8. Balance del ejercicio fiscal anual de la entidad interesada en la integración tecnológica del sistema.....	87
Tabla 9. Flujo de caja efectivo de la empresa.....	88
Tabla 10. Indicadores económicos para la implementación del proyecto.....	90

RESUMEN

Esta investigación se enfoca en la conceptualización y simulación computacional de una trituradora de cuchillas capaz de procesar 200 kg/h, diseñada específicamente para gestionar subproductos madereros de origen industrial y artesanal. La metodología de desarrollo integró un diagnóstico técnico global, partiendo desde la caracterización de la materia prima y la revisión de tecnologías de corte vigentes, hasta la determinación de la arquitectura del molino y el cálculo estructural del sistema completo.

En la etapa de diseño, se emplearon herramientas digitales de modelado para examinar cómo responden mecánicamente las piezas ante esfuerzos de carácter estático y dinámico. Mediante estas simulaciones, se validaron parámetros de fatiga, deformación, vibración y coeficientes de seguridad, garantizando la integridad física del equipo bajo regímenes de trabajo reales. Simultáneamente, se efectuaron modelos matemáticos para establecer la potencia motriz necesaria, la cinemática de las cuchillas y el par torsional requerido para asegurar una fragmentación constante y eficiente

Por último, se desarrolló un estudio de rentabilidad para verificar que la propuesta sea viable, examinando variables como insumos, métodos de fabricación y mano de obra calificada. Las conclusiones evidencian que el prototipo es factible desde las dimensiones técnica y financiera, constituyendo una alternativa funcional para el aprovechamiento de residuos de madera. Este aporte ofrece un enfoque multidisciplinario que une la ingeniería mecánica con la sostenibilidad operativa

Palabras clave: Molino de cuchillas; Reciclaje de madera; Esfuerzos mecánicos; Análisis estructural; Torque; Simulación; Sistema motriz; Trituración de residuos.

Abstract

This research focuses on the conceptualization and computational modeling of a blade shredder with a processing capacity of 200 kg/h, specifically designed for managing wood by-products from industrial and artisanal sources. The development methodology integrated a global technical diagnosis, ranging from raw material characterization and the review of current cutting technologies to the definition of the mill's architecture and the full system's structural calculation.

During the design stage, digital modeling tools were employed to examine the mechanical response of components under both static and dynamic stresses. Through these simulations, fatigue parameters, deformation, vibration, and safety factors were validated, ensuring the equipment's physical integrity under real working conditions. Simultaneously, mathematical models were implemented to establish the required motor power, blade kinematics, and the torque necessary to ensure consistent and efficient material fragmentation.

Finally, a profitability study was conducted to verify the project's feasibility, examining variables such as supplies, manufacturing methods, and skilled labor. The findings demonstrate that the prototype is technically and financially viable, providing a functional alternative for the recovery of wood waste. This contribution offers a multidisciplinary approach that merges mechanical engineering with operational sustainability.

Keywords: Knife mill; Wood recycling; Mechanical stresses; Structural analysis; Torque; Simulation; Drive system; Waste shredding.

INTRODUCCIÓN

El reciclado de residuos de madera supone una problemática ambiental y técnica que requiere de la búsqueda de soluciones eficientes para su valorización. El incremento en la cantidad de residuos generados a partir de actividades de aserrío, carpinterías o de procesos industriales motiva la búsqueda de la tecnología ideal para su transformación [1]. Bajo esta perspectiva, el desarrollo y la evaluación mediante simulación de un molino de cuchillas, cuando se deben adaptar las dimensiones en el caso de una en la que el recurso tenga condiciones de residuos de madera, puede ser una solución alternativa para facilitar la disminución de las dimensiones y ser parte de procesados posteriores.

La especificación de residuos de madera permite conformar modelos más sostenibles dentro de la industria, ya que puede dar lugar a materiales que se convierten en parte de la cadena productiva a partir de materiales conjuntamente desechados. Esta situación permite eliminar la presión sobre fuentes primarias y garantizar un enfoque de prácticas responsables. Un molino de cuchillas con capacidad para 200 kg/h pasa a ser un elemento fundamental en el procesamiento continuo de los residuos, con un rendimiento estable que satisface las exigencias de operación de las pequeñas y medianas instalaciones de reciclaje.

El diseño de la maquinaria para reciclado implica estudiar estrictamente muchas variables físicas y mecánicas del material a procesar. La madera tiene características propias como dureza variable, heterogeneidad estructural y contenido en agua variable. Para estas condiciones, la máquina tiene que tener una estructura robusta y un sistema de corte capaz de soportar elevadas cargas. La simulación por ordenador permite anticipar fallos, evaluar esfuerzos y optimizar el comportamiento del molino antes de ser construido [2].

El uso de herramientas de simulación ayuda en el desarrollo de prototipos más ajustados, dado que facilita la obtención de datos fiables que permiten hacer ajustes en el propio equipo. La dinámica de las operaciones de conminación implica interacciones altamente complejas entre el rotor, las cuchillas y el material. El análisis computacional permite identificar los parámetros críticos que aseguran que la máquina cumpla con la capacidad deseada 200 kg/h para su funcionamiento y calidad del propio sistema y del producto final.

El uso de molinos de cuchillas en el reciclado de madera produce partículas con un tamaño adecuado y uniforme, requisito necesario para aplicaciones industriales como la fabricación de tableros o pellets. La eficacia del proceso depende del diseño geométrico de las cuchillas, de la velocidad del rotor y de la forma del tamiz, que determinan el grado de reducción y el rendimiento final, parámetros de vital importancia en la selección y diseño de maquinarias específicas [3].

El desarrollo del proyecto requiere revisar aquellos principios mecánicos que guardan relación con la trituración de materiales, la resistencia de materiales y la transferencia de energía; tales conocimientos permiten comprender el comportamiento de un molino para cumplir con distintas cargas de trabajo. A partir de la base conceptual que se genera se puede efectuar un correcto dimensionado de la estructura, realizar las selecciones de materiales apropiadas y conseguir la vida útil del sistema.

La evaluación del impacto ambiental asociado al reciclaje de madera resulta fundamental para justificar la implementación de equipos como el molino de cuchillas; al procesar residuos se logra reducir el volumen destinado a vertedero y evitar los impactos derivados de la descomposición del material. La reutilización favorece la economía circular y la sostenibilidad industrial. De esta forma, la tecnología que se fundamenta en esta propuesta se suma a las prácticas responsables con el entorno y con la gestión de recursos naturales.

CAPÍTULO I

1.1. Antecedentes

Para la realización del presente trabajo de titulación, se tomó como precedente múltiples documentos con temática y finalidad similar, tales como:

El artículo investigativo “Recycling of Cement–Wood Board Production Waste into a Low-Strength Cementitious Binder” elaborado por [4], mediante el cual se analizó la reutilización de residuos de tableros madera-cemento para la fabricación de un material aglomerado con resistencia mecánica reducida. El material se molió para reactivar el cemento hidratado y fue evaluado mediante pruebas físicas, mineralógicas y mecánicas. Cabe destacar que el molido no alteró la composición mineralógica del material, pero sí incrementó su resistencia a compresión. También influyó el desempeño la relación agua-aglomerante tal como ocurrió con el uso de plastificante y el tamizado, que permite desprender partículas de madera. El curado bajo alta humedad dio los mejores resultados.

El trabajo de maestría “Diseño de una picadora de plástico reciclado con capacidad de 25 kg/h” realizado por [5] a través del cual se describió el concepto de una máquina trituradora destinada al reciclaje de botellas PET, con una capacidad de procesamiento de 25 kg/h. Comentó sobre la problemática de la baja tasa de reciclaje en el Perú, así como su justificación por el desarrollo una máquina de reducción de tamaño del material. También abordó diferentes parámetros de diseño, selección de componentes, análisis de la fuerza de corte y la evaluación de proyectos previos. Presentó planos, presupuesto y especificaciones finales, así mismo sustentó la posibilidad técnica y económica del equipo diseñado.

El artículo investigativo “Beneficios ambientales del reciclaje de residuos plásticos posconsumo para la producción de postes en Mendoza, Argentina” fundamentado por [6] mediante el cual se analizó los beneficios medioambientales como consecuencia del aprovechamiento de residuos plásticos posconsumo destinados a la fabricación de postes empleados en viñedos de la región de Mendoza. Se efectuó un análisis comparativo entre dos alternativas: el reciclaje y la disposición final en vertedero. Se utilizó la metodología del Análisis de Ciclo de Vida y se aplicó el indicador RBROL para determinar la disminución o el ahorro medioambiental. El análisis evidenció que la valorización de residuos plásticos posconsumo generó una ventaja ambiental del 22 %, atribuida a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero en comparación con el empleo de madera y los métodos convencionales de disposición final.

El trabajo de titulación “Diseño de trituradora para línea de reciclaje de botellas de tereftalato de polietileno” escrita por [1] el cual se realizó bajo objetivo de diseñar una máquina trituradora de PET que se integrara a una cadena de reciclado con capacidad de 150 kg/h. En él se describió

la problemática ambiental provocada por el PET y se justificó la elaboración de maquinaria adecuada para Guatemala. Se definieron todos los elementos constitutivos de la trituradora, se realizaron los cálculos de fuerza, de torque y de seguridad, así como las simulaciones de los reportes de cálculo de ANSYS, además de que llevó a cabo la integración de los planos, el presupuesto y los manuales de construcción. El objetivo del proyecto fue el de intentar disminuir la contaminación a través de una opción técnica viable y de bajo coste para distintas comunidades.

Y finalmente se tomó como precedente la tesis de grado “Diseño de máquina astilladora con capacidad de 20 kg por hora para uso de laboratorio” realizada por [7] la cual estuvo orientada a dotar de una astilladora de disco que pudiera procesar 20 kg/h de biomasa lignocelulosa en el CDTS. El documento argumentó que el astillado manual ocupaba hasta 16 horas y presentaba niveles de riesgo operativos elevados. A continuación, describió propiedades de la madera, parámetros de corte, dimensiones y diseño de disco y cuchillas. Incluyó además cálculos de fuerza, potencia, estructura y eje, y finalmente simulaciones de validación.

1.2. Planteamiento del problema

Una errónea gestión de residuos de madera en diferentes sectores productivos, ocasiona un creciente desarrollo de restos que encauzan en espacios no controlados. Esta realidad supone la existencia de impactos medioambientales asociados con contaminación, plagas y deterioro de la imagen. La carencia de equipos adecuados implica escasa transformación de estos restos en materiales aptos para su reutilización [8]. Dicha problemática se agudiza cuando las cantidades en madera que tienen un valor de desecho sobrepasan a las capacidades instaladas de procesado mecánico incrementando la presión de los sistemas de manejo.

El escaso desarrollo de tecnologías adecuadas para el triturado de madera imposibilita el desarrollo de procesos sostenibles en el sector industrial. Muchas empresas carecen de maquinaria eficaz para reducir el tamaño de los residuos de forma homogénea y continua, lo que lleva a una menor eficiencia en el recuperado de materia. La ausencia de máquinas pertinentes obliga al desperdicio de cantidades de madera sin tratamiento previo. Esta situación llega a implicar un uso ineficaz de los recursos con gran potencial de reincorporación dentro de las cadenas productivas existentes.

El molino de cuchillas constituye un recurso básico para llevar a cabo el proceso de conversión de los desechos de madera en una partícula apta para los usos posteriores como la producción de tableros o briquetas. Sin embargo, las ofertas disponibles en el mercado tienen un elevado coste o bien presentan capacidades operativas que no podrán resolver las necesidades locales

del sector. La carencia de diseños adaptados a los contextos locales hace que resulte difícil implementar soluciones funcionales [9].

Diversas industrias pequeñas o medianas recurren a técnicas manuales o a la utilización de equipos improvisados para fragmentar madera, lo que hace que aumenten de manera notable los riesgos de trabajo y que la calidad del material transformado resulte muy mejorable. La escasez de dispositivos brindando parámetros controlados afecta la estancia del producto final, y con un bajo valor de comercialización. E.G. baja potencia, el afilado de cuchillas, y un sistema de alimentación inestable afectan el rendimiento. En este sentido, se busca alternativas basadas en el conocimiento adquirido en ingeniería aplicada, siempre siguiendo criterios de seguridad y de rendimiento.

La simulación computacional permite evaluar esfuerzos, velocidades y comportamientos dinámicos en los aspectos relacionados con los equipos de trituración de madera. Sin embargo, la falta de modelos propios impide explotar estas herramientas en los contextos locales. La ausencia de simulaciones confiables hace que la etapa de construcción de un equipo se torne incierta, con un incremento de costos y tiempos para entrar en producción [2]. Por tanto, es clave poder generar el diseño diseñado a partir de análisis preliminares adecuados que garanticen un funcionamiento seguro, estable y acorde con el volumen de producción detectada.

Un molino de cuchillas de 200 kg/h representaría una solución adecuada para industrias que manejan grandes volúmenes de residuos. Sin embargo, al no existir prototipos que se ajustasen a esta capacidad, hay brechas que no permiten estructurar sistemas apropiados de reciclaje. Como resultado de los procesos actuales no se logra la demanda requerida para mantener una trituración continua. Así pues, se presenta la urgencia de investigar y comprobar las especificaciones técnicas para liberar el rendimiento adecuado con una estabilidad de la operación.

La problemática central está en la falta de un diseño optimizado y verificado mediante simulación que permita el reciclaje de residuos de madera de forma continua de 200 kg/h. Esta falta de herramienta técnica no permite implementar programas de aprovechamiento sostenible dentro del sector industrial. La investigación debe responder a esta demanda mediante el desarrollo de un equipo seguro y funcional dispuesto al entorno productivo. La solución responde a la necesidad de promover prácticas ambientales responsables y con modelos del tipo de economía circular.

1.3. Planteamiento de la pregunta de investigación

¿Cómo diseñar y simular un molino de cuchillas capaz de procesar 200 kg/h de residuos de madera, garantizando eficiencia mecánica, estabilidad operativa y adecuado tamaño de partícula para su reutilización en procesos productivos?

1.4. Justificación

El manejo sostenible de los desechos derivados de la madera ha evolucionado en un reto en aumento para las industrias que generan altos volúmenes de desechos como resultado de sus procesos productivos. La inexistencia de un equipamiento adecuado limita la transformación de los materiales, para dar paso a su acumulación que provoca un impacto negativo para el medioambiente y desperdicia su valor intrínseco. El diseño de un molino de cuchillas con una capacidad de procesado constante deja abiertas formas de alternativas sostenibles y potencia las medidas de recuperación de los recursos.

La implementación de un sistema mecánico diseñado para la trituración eficiente de madera ayuda a mejorar la eficiencia de cadenas productivas que precisan de material articulado para posterior aplicación. Tener en plantilla un equipo que pueda proporcionar la uniformidad del proceso reduce el tiempo, aumenta la productividad y permite la adecuación del residuo a nuevas aplicaciones industriales [3].

El proyecto pretende dar respuesta a las necesidades reales del sector, puesto que la falta de maquinaria idónea supone una barrera para la implementación de nuevos desarrollos innovadores y de mejora en la eficiencia técnica. El diseño de un molino ajustado a las características propias de los residuos de madera representa la vía directa para conseguir dejar atrás los métodos artesanales o improvisados que traen consecuencias derivadas de la inseguridad de operar.

Un equipo construido bajo criterios de ingeniería tiene la facultad de mejorar la seguridad del personal así de ser capaz de controlar los parámetros mecánicos y asegurar que los resultados con los que se cuenta son fidedignos. Esta fundamentación está basada en la necesidad de conseguir procesos más estables que bajen las pérdidas económicas y promuevan un aprovechamiento más eficiente de los recursos disponibles. La simulación informática se considera una herramienta clave para verificar el comportamiento dinámico del vehículo antes de su construcción física [10].

Emplear modelos precisos asegura un análisis exhaustivo de los esfuerzos, las velocidades y las resistencias que intervienen. Esta forma de trabajar limita los errores en la fase de construcción, minimiza los costes y ofrece una base técnica para poder realizar mejoras. La incorporación de las simulaciones contribuye a hacer más relevante el proyecto ya que permite

que, en las diferentes fases del crecimiento y desarrollo del diseño estructural y funcional, se tomen decisiones adecuadas.

Un molino de 200 kg/h plantea una alternativa suficiente para industrias que necesitan ritmos constantes de procesados. Esta situación permite dar respuesta a demandas productivas reales e integra el equipo a los flujos operativos existentes. La justificación es dar respuesta a la demostración de que tener un dispositivo con una serie de especificaciones precisas producen efectos significativos relacionados con la disminución de desechos, el mejor aprovechamiento del espacio y la mejora de los procesos industriales de reciclaje de madera.

Este proyecto también presente una gran fortaleza debido a su contribución a la sostenibilidad ya que da vía a la reutilización de un residuo con gran potencialidad de valorización. Insertar madera desechada en partículas que puedan ser aptas para nuevos productos beneficia la presión ejercida sobre los recursos forestales y permite tener alternativas económicas en los circuitos circulares. Esta propuesta hace un favor a un modelo productivo más responsable donde la ingeniería queda como un hecho más que relevante en dar solución a necesidades que van surgiendo en el sector.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Diseñar y simular un molino de cuchillas con capacidad de 200 kg/h para el reciclaje de residuos de madera, garantizando eficiencia operativa, seguridad mecánica y un tamaño de partícula adecuado para su reutilización en procesos productivos.

1.5.2. Objetivos específicos

- Analizar la situación actual del reciclaje de madera y los equipos utilizados en el proceso.
- Diseñar los componentes mecánicos que conforman el molino, considerando cargas estáticas y dinámicas.
- Validar el comportamiento estático del molino mediante simulación en software especializado.
- Evaluar la factibilidad económica del proyecto mediante de indicadores financieros.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Reciclaje de residuos de madera

El reciclaje de residuos de madera es una práctica responsable con el medio ambiente que permite disminuir considerablemente el volumen de residuos producido por actividades industriales, de la construcción o domésticas. Esta práctica consiste en la recuperación, transformación y reutilización de fragmentos de madera de los que, en su caso, se despedirían para su posterior disposición en vertederos o serían incinerados. A partir del reciclaje de madera, se impide el aprovechamiento de madera que proviene de un aprovechamiento sin control de árboles, se protege la biodiversidad de los bosques [11].

A través del reciclaje de madera se aprovechan diferentes técnicas: por un lado, la reducción a astillas o serrín que se lleva a cabo para su aprovechamiento en la elaboración de tableros aglomerados, compostaje, biomasa energética o productos artesanales. Dicho reciclado requiere de la correcta y previa clasificación, la separación de maderas tratadas químicamente de aquellas que están a disposición para su reutilización sin riesgo en la salud o en el medio ambiente.

El reciclaje de residuos de madera también tiene repercusiones económicas, ya que permite crear nuevas oportunidades laborales que van acompañadas de menores costes de producción de los materiales. Empresas que utilizan esos residuos en su cadena de valor están favoreciendo el desarrollo de modelos de economía circular, lo cual contribuye además a reducir el consumo de materias primas vírgenes. Con esto se consigue disminuir el impacto ambiental de las actividades económicas y se estimula la competitividad general del sector productivo [12].

En el aspecto social, el reciclaje de madera facilita la comunicación en la realidad social y la sensibilización de la ciudadanía en comunidades urbanas y rurales y sobre el mecanismo para intervenir de manera activa en la administración de los residuos producidos. Mediante campañas de sensibilización, programas escolares o los proyectos comunitarios se consigue, sin más, favorecer la recolección selectiva y la reutilización de residuos de madera. La educación sobre el medio ambiente interviene de forma clave en el proceso hacia la asunción de nuevas prácticas más sostenibles.



Figura 1. Reciclaje de madera, [13].

2.1.1. Propiedades físicas y mecánicas de la madera

2.1.1.1. Densidad

La densidad es una de las propiedades físicas más significativas que posee la madera ya que afecta positivamente su comportamiento mecánico y su rendimiento estructural. Esta propiedad es la masa por unidad de volumen y tiene un valor que varía sin mucho porvenir entre especies y aún dentro de una misma especie debido a la humedad, la edad del árbol o lugar de crecimiento, etc. La densidad proporciona información sobre la resistencia y durabilidad del material [6].

Una madera de alta densidad presentará generalmente una mayor resistencia a esfuerzos mecánicos como la compresión, la flexión o la tracción, siendo estas herramientas mejor consideradas para usos estructurales y/o para muebles y muebles de muy buena calidad. Pero, por otro lado, son maderas que son más difíciles de trabajar, necesitan herramientas con más potencia y son más caras. En contraposición, la madera de baja densidad es más ligera y más fácil de manipular a menudo con menos herramientas, siendo también, en general, menos resistente.

La densidad de la madera también se relaciona con el comportamiento que tendrá frente a factores externos como el agua, los insectos o los hongos. Generalmente las maderas más densas están, a su vez, menos permeables y, por tanto, son más duraderas en condiciones ambientales desfavorables. Esta característica es importante para la selección de materiales para exterior o para estructuras expuestas a la intemperie. En contraposición las maderas más porosas deberán tener tratamientos adicionales para mejorar su durabilidad y su estabilidad [14].

En aplicaciones industriales, la densidad se trata de una propiedad que podemos incluir entre las claves, ya que es un parámetro relevante para la clasificación y la selección de la madera,

ya sea en su forma natural o en su forma procesada. En la producción de tableros, pisos, revestimientos o vigas laminadas, la densidad se relaciona con información no solo acerca de la resistencia, sino también del rendimiento a lo largo del secado o el comportamiento que tendrá frente al fuego y en la tabla 1 nuestra la densidad.

Tabla 1. Densidad de cada especie de madera

Especies	Densidad (g/cm ³ / kg/m ³)
Seike (Seique)	0.35 - 0.45
Laurel	0.40 - 0.50
Pino (Radiata)	0.45 - 0.55
Eucalipto	0.60 - 0.80
Teca	0.55 - 0.65
Balsa	0.10 - 0.16
Colorado	0.75 - 0.85

2.1.1.2. Humedad

La humedad es una de las propiedades físicas fundamentales de la madera, que influye y determinado otros aspectos como serían los mecánicos, dimensionales o incluso estructurales. Esta longitud de la humedad hace referencia a la cantidad de agua que se encuentra dentro de las células del material que está en cuestión y va en función de las diferentes características del medio donde se encuentra en cada caso la madera. La cantidad de humedad influye sobre la densidad, la resistencia, la durabilidad y el comportamiento en los procesos de secado, hinchamiento o contracción de la madera misma [15].

Cuando la madera tiene un alto contenido de humedad tiene mayor flexibilidad, aunque paradójicamente disminuye su resistencia a la compresión y a la tracción. Tal exceso de agua en la madera también disminuye su capacidad portante y da vía libre al desarrollo de hongos e insectos xilófagos los que provocan el deterioro de la madera y deterioran su integridad estructural. Siendo este el motivo por el cual en aplicaciones industriales y de construcción, se tiende a secar la madera hasta alcanzar la situación en la cual hay un equilibrio higroscópico que garantiza estabilidad del material y por tanto alarga su vida útil.

El proceso de secado puede provocar deformaciones en la madera como arqueamientos, torceduras o agrietamientos, dependiendo de la velocidad con que se presente la pérdida de agua. La importancia del hecho que el secado sea uniforme y controlado (ya sea natural o artificial) es capital para evitar defectos que deterioran su funcionalidad. El contenido ideal de humedad oscila entre el 8 % en condiciones de interior hasta el 20 % en el caso de la madera sea destinada a exteriores, o a ambientes húmedos [16].

La medición del contenido en la madera se puede realizar con métodos directos como es el secado en estufa o indirectos como la utilización de higrómetros eléctricos, etc. Tal información es fundamental en la determinación de la idoneidad del material en aplicaciones industriales específicas. En el caso de carpintería, por ejemplo, trabajar con maderas demasiado húmedas puede provocar unas juntas inestables; en el caso de estructuras puede suponer el riesgo de fallo mecánico en un periodo largo de tiempo.

Tabla 2. Humedades

Especies	Humedad (%)
Todo las especies	8-20

2.1.1.3. Resistencia mecánica

La fuerza mecánica constituye una característica fundamental de la madera que determina su capacidad para soportar una carga sin provocar su deformación, es decir, una rotura de la misma. Un rasgo sin duda importante en el ámbito de la construcción, la resistencia a la flexión de la madera, está determinada por la densidad, el contenido de humedad, la presencia de nudos o defectos, la orientación de las fibras, lo que exige una elección cuidadosa del material en función del uso previsto [17].

La resistencia mecánica de la madera puede dividirse entre la resistencia a compresión, la flexión, la tracción y el corte. Las maderas tienen un comportamiento anisotrópico, de forma que la compresión a lo largo de la dirección de las fibras le confiere una mejor resistencia en relación a la compresión que se desarrolla en perpendicularidad a las mismas. Tal variabilidad en las resistencias indica que pueden plantearse ensayos prácticos de la madera para poner a prueba su comportamiento real en las condiciones de trabajo, ya que está siempre expuesta a dicha variabilidad.

Dentro de las estructuras, la flexión es la resistencia a la que se le dedica mayor énfasis, una madera con una alta capacidad para soportar esfuerzos de flexión es ideal para aquellos elementos en concreto donde requiere una rigidez y una estabilidad, en el caso de que también se obtengan resultados de resistencia a la flexión. No obstante, la resistencia se ve influenciada por factores externos como la humedad o la exposición a agentes biológicos, lo que puede llevar a una significativa reducción de la misma si no se aplica un tratamiento adecuado en su procesamiento y en el uso [18].

Desde la disertación y el ámbito técnico-científico, la resistencia mecánica de la madera ha sido el objeto de diferentes estudios técnicos orientados a conseguir productos más eficientes

y sostenibles, el uso de tecnologías como la laminación, el prensado, la ingeniería de compuestos ha hecho de la madera un material con propiedades específicas que le permiten su uso en arquitectura moderna. Comprender y saber aplicar bien esta propiedad proporciona a la madera un valor competitivo en relación con otras alternativas más costosas o contaminantes.

Tabla 3. Resistencia de las especies de madera

Especies	Resistencia (Flexión MOR - kg/cm ²)
Seike (Seique)	550 - 640
Laurel	600 - 780
Pino (Radiata)	874
Eucalipto	950 - 1,100
Teca	900 - 1,050
Balsa	150 - 220
Colorado	1,200 - 1,400

2.1.1.4. Módulo de elasticidad

El módulo o coeficiente de elasticidad es una propiedad físico-mecánica fundamental de la madera, que describe e indica su capacidad de deformarse elásticamente bajo una carga dada. Dicho parámetro describe la rigidez de un material, es decir, hasta qué punto se deforma un material puesto bajo un esfuerzo, hasta que se produzca a partir de determinado esfuerzo una deformación permanente en el material. En la madera, el módulo de elasticidad es variable según la especie, la dirección de sus elementos fibrosos, el contenido en humedad, etc [19].

Por tanto, una madera cuyo módulo de elasticidad sea elevado se comporta mejor frente a cargas externas, lo que la convierte en un material idóneo para usos estructurales. Esta propiedad es, por lo tanto, fundamental a la hora de diseñar vigas, columnas, marcos, etc., de construcciones que han de soportar peso sin sufrir deflexiones notorias. Así, ingenieros y arquitectos tienen en cuenta esta propiedad a la hora de calcular las dimensiones, y distribuir esfuerzos en estructuras de madera para así garantizar factores de seguridad y estabilidad.

El módulo de elasticidad no es constante para todas las direcciones de la madera, puesto que este material presenta una característica de anisotropía. Generalmente, el módulo de elasticidad es más elevado en direcciones paralelas a los elementos fibrosos que para la dirección perpendicular, lo que implica que la disposición del material de una estructura afectará a su comportamiento mecánico. Tal propiedad ha de ser tenida en cuenta en los procesos de diseño

estructural y fabricación de productos madereros que requieran unos altos niveles de precisión y resistencia [20].

A la hora de la práctica, el módulo de elasticidad se determina mediante ensayos de flexión, o compresión, de la madera en laboratorios especializados, ya que a partir de esta propiedad se establecen también muchas de las normas técnicas y las clasificaciones de diversos tipos de madera, cuya información pueden utilizarse, además, para su uso industrial. Adicionalmente, esta propiedad es fundamental para la fabricación de productos derivados; en particular, en el caso de los tableros laminados, que constituyen un producto de madera donde se persigue maximizar la rigidez a la vez que se trata de contenidos de peso y costes lo más reducidos posibles

Tabla 4. Módulo de Elasticidad

Especies	Módulo Elasticidad (MOE - kg/cm ²)
Seike (Seique)	90,000
Laurel	80,000 - 100,000
Pino (Radiata)	90,000
Eucalipto	110,000 - 130,000
Teca	100,000 - 120,000
Balsa	25,000 - 40,000
Colorado	140,000 - 160,000

2.2. Fundamentos del proceso de trituración

2.2.1. Reducción de tamaño del material

La reducción de tamaño del material se considera un fundamento básico dentro del proceso de trituración, puesto que a partir de un material de gran tamaño se ofrece la posibilidad de transformar el material en partículas más pequeñas y por ende resulta más sencillo de manipular, transportar y procesar. Este paso de la transformación física del material es clave en determinadas industrias, como la industria minera, la obra, la producción de agregados, donde el material extraído debe quedar con un tamaño adecuado para continuar con su utilización [21].



Figura 2.Reducción del tamaño de partícula [22].

Este procedimiento deberá también tener, como base, la utilización de fuerzas mecánicas que son las que rompen la estructura interna del material, lo que implica tener presente factores como la dureza del material, su abrasividad y contenido de humedad. La eficiencia asociada al tamaño de la trituración está directamente relacionada con el tipo de equipo empleado, como por ejemplo las trituradoras tipo mandíbula o la de cono y posteriormente la de impacto, las cuales se encuentran adaptadas, es decir, que están necesarias para características específicas del material.

Otro de los aspectos importantes relativos al tamaño reducido equivale a la influencia que tiene la superficie específica del material obtenido. Cuanto más grande es la superficie expuesta, mayor es la reactividad del material. Esto trae como consecuencia que lo que va a estar presente en las operaciones posteriores (por ejemplo, la molienda, la mezcla o bien la reacción química) tiene que poseer cierta superficie específica. Este principio es ampliamente utilizado en la industria del cemento [23].

La granulometría obtenida tras la línea trituración se convierte también en sinónimo de homogeneidad del producto que posteriormente afectará en la calidad de los productos finales. Un tamaño uniforme permite llevar a cabo una serie de operaciones sucesivas, tales como el cribado, el almacenamiento y la dosificación. La estandarización de este tipo de procesos es clave en sistemas automatizados donde prima la precisión y la continuidad de los procesos. Así pues, una correcta forma de trituración de los parámetros equivale a una producción más estable y con un menor coste operativo.

2.2.2. Mecanismos de fractura aplicados al proceso

Los mecanismos de fractura en el proceso de trituración son uno de los pilares fundamentales para descifrar el cómo se lleva a cabo la reducción del tamaño de los materiales, dado que describen la manera en que las fuerzas aplicadas logran actuar sobre las correspondientes resistencias internas del material hasta llevar a la fragmentación de los mismos. Para ello, la

trituration se basa en conceptos físicos tales como el principio de la compresión, del impacto, el corte o de la abrasión; los cuales son aplicados de manera individual o combinados, dependiendo del material empleado y del equipo utilizado [24].

El mecanismo de compresión es quizás uno de los mecanismos de fractura más utilizados en el proceso de trituración, tal es el caso de las maquinas trituradoras de mandíbula o de rodillos. El principio de trituración contenido en el primero de los métodos consiste en aplicar una fuerza que actúa oprimiendo el material entre dos superficies duras, lo que origina tensiones internas que sobrepasan su límite de fractura. Cuando se han sobrepasado, el material se separa en fragmentos más pequeños.

En cambio, el impacto es un mecanismo de fractura utilizado extensamente en trituradoras de martillos o de impacto. En este caso, es utilizada una fuerza de manera repentina y a alta velocidad, para que rápidamente se deforme y sobrepase su resistencia estructural, y que le permite una reducción rápida y eficiente. Dicho tipo de fractura resulta también ser interesante en materiales frágiles o de medianas durezas. La energía cinética aplicada se convierte en una manera eficaz de fragmentar partículas [25].



Figura 3. Mecanizado de madera [26].

El mecanismo de corte, aunque menos común, queda también bien reflejado en ciertos procesos de trituración, sobreviviendo a la operación de trituración con materiales fibrosos o blandos, en donde se aplican fuerzas paralelas que actúan en sentido contrario; estas fuerzas desarrollan en el material un esfuerzo cortante, que lo desgarran. El funcionamiento de la trituración mediante corte se hace interesante cuando se busca recuperar algo de material con polvo y a su vez obtener una forma más uniforme en los fragmentos resultantes.

2.2.3. Granulometría y control del tamaño de partícula

El control de tipo granulométrico o de tamaño de partícula es uno de los principios más importantes dentro del proceso de trituración, ya que este control es el que condiciona la calidad

y la eficiencia del producto final. La granulometría, que entendemos como la distribución de tamaños de las partículas generadas por la trituración, es decisiva para garantizar que la materia prima procesada cumpla con las expectativas de los procesos siguientes. Un control granulométrico puede optimizar operaciones posteriores a la trituración como pueden ser procesos de molienda, de tamizado o de mezclado y compactación de determinados materiales [27].

Dicho control del tamaño de las partículas ocurre con cambios de variables operativas en la máquina, como la velocidad del equipo, la apertura de la salida, el tipo de trituración o bien el diseño de los elementos de trituración que se aplican. Regulaciones las cuales están directamente relacionadas con el control de la granulometría, constante y uniforme, muy necesaria en industrias como la minera, la cementera o la de la construcción. Una curva granulométrica concreta, por otra parte, acaba mejorando la eficacia del proceso y disminuyendo el despilfarro del material no conforme.



Figura 4. Partícula de una tabla [28].

Por otra parte, la granulometría afecta directamente el comportamiento físico o químico de los materiales tratados. Partículas más finas facilitan una mayor superficie específica, que incrementa la reactividad química, favoreciendo las operaciones de disolución. La contraposición es que partículas de tamaño excesivo pueden alterar la eficacia de las siguientes etapas o bien causar problemas operativos. Por ello, alcanzar el control del tamaño de partícula es importante para convertir el procesamiento de esos materiales en algo continuado, homogéneo o con rentabilidad [29].

Los análisis granulométricos se realizan normalmente por tamizado o a través de tecnologías más avanzadas como la difracción láser, que permiten conocer la distribución del tamaño del material triturado. Sus resultados son necesarios para modificar los parámetros del proceso y asegurar que el material cumpla las especificaciones requeridas. Un proceso que permite

establecer retroalimentación de forma continua entre el análisis granulométrico y el control de la maquinaria resulta ser una buena estrategia de calidad del material final.

2.3. Molinos de cuchillas

Los molinos de cuchillas son una herramienta fundamental para los procesos industriales en lo que se refiere a los procesos de reducción de tamaño de materiales sólidos, los cuales se basa en un sistema de corte mediante cuchillas rotativas y fijas para la reducción de plásticos, textiles, orgánicos, etc. Estos equipos son empleados en gran medida en el reciclaje, y aunque también puede notarse su uso en la industria alimentaria, farmacéutica, agrícola, entre muchos otros debido a su eficiencia para transformar residuos o materias primas en fragmentos más manejables para su posterior tratamiento [30].

La forma estructural de un molino de cuchillas está formada una sólida carcasa, un rotor que gira a gran velocidad con cuchillas montadas y cuchillas fijas alineadas con precisión. Cuando el rotor gira a gran velocidad, el material alimentado se tritura entre las cuchillas fijas y rotativas obteniendo partículas del tamaño deseado. Este tipo de corte, apoyado en el triturado por impacto, permite alcanzar una forma más regular del fragmento, algo especialmente importante en procesos donde la uniformidad es un aspecto necesario para debida equivalencia en el producto final.

Entre las consideraciones más importantes a mencionar sobre los molinos de cuchillas debemos considerar su versatilidad para adaptarse a diferentes materiales mediante la variación del número, tipo o disposición de las cuchillas. Del mismo modo se podría controlar el tamaño del producto final mediante cribas o tamices intercambiables, y esto los convierte en una buena opción para operaciones donde la reducción de tamaño es necesaria y donde la precisión y la uniformidad son necesarias [31].

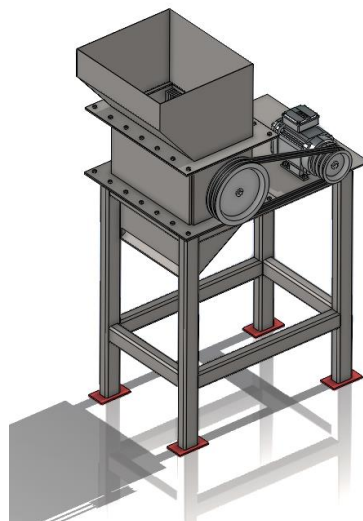


Figura 5. Molino de cuchillas

Sin embargo, los molinos de cuchillas también deben tomar en cuenta ciertos aspectos técnicos. En ciertos casos el desgaste de las cuchillas por el uso abre la posibilidad de que la calidad de corte se vea alterada por lo que es necesaria la aplicación de un mantenimiento periódico para poder conseguir el mejor rendimiento, etc. pero otros materiales generan calor en la molienda lo que puede comprometer las propiedades del mismo si no se toman las medidas de refrigeración adecuadas dentro del propio proceso.

2.3.1. Principio de funcionamiento

Los molinos de cuchillas funcionan por medio de la acción mecánica de corte que se realiza mediante el contacto de cuchillas que se deslizan con cuchillas fijas que están ancladas a la carcasa del equipo. Cuando la unidad gira a gran velocidad, se van introduciendo materiales, los cuales son acoplados o bien son sometidos a esfuerzos de cizallamiento. Permitiendo de esta manera la fragmentación efectiva de sólidos de consistencias muy diferentes sin que estos pierdan sus propiedades físicas fundamentales [32].

Dicho corte se relaciona con un acercamiento de milímetros de cuchillas rotativas con cuchillas fijas. El material interpuesto ha de irse atravesando por estos elementos de corte, el cual a su vez va realizando una reducción en el tamaño del material; dicho funcionamiento es más eficiente que la reducción por impacto en ciertos casos concretos, porque produce menos polvo y porque permite conservar mejor la integridad del material.

El sistema también tiene una criba o tamiz de posición que está anclada en el fondo de la cámara de molienda, simultáneamente provee una clasificación de acuerdo al tamaño del material, en definitiva, solo podrán pasar aquellas partículas que posean las dimensiones adecuadas. Las partículas de mayor tamaño seguirán circulando por el sistema hasta que finalmente se corten. Por otra parte, esta recirculación contribuye a obtener un producto final homogéneo, el cual es un concepto crítico para procesos donde la precisión granulométrica afecta de manera inversa sobre la calidad del producto final [33].

De igual manera es indispensable recalcar que la eficiencia del principio de funcionamiento depende del rotor y de la disposición angular de las cuchillas cortadoras. Para algunos modelos es posible alterar el ángulo de corte, lo que ayuda a ejercitar la fuerza para el material según su dureza o su elasticidad. En definitiva, este tipo de configuración del sistema permite también acomodar un mayor número de materiales por procesar.

2.4. Tipos de molinos de cuchillas

2.4.1. Rotor fijo

Los molinos de cuchillas de rotor fijo son aquel tipo de molino que incluye un diseño en el que las cuchillas están fijadas a una estructura sólida, mientras que se ejercita movimiento sobre el material a someter a trituración. En él, a diferencia de los sistemas de rotor de giro, el corte se realiza solamente por la acción de la fuerza con la que el material es empujado o arrastrado hacia las cuchillas, lo cual les permite organizar el proceso de fragmentación de manera más controlada [34].

El sistema rotor fijo permite mayor precisión de corte porque elimina las vibraciones que se producen por el giro continuo de un rotor móvil. Tal estabilidad es especialmente favorable para trabajar con materiales frágiles o con dureza variable, ya que se requiere mantener dimensiones homogéneas y al mismo tiempo conservar el material. Su rendimiento puede no ser tan alto como el de los modelos rotatorios, pero estos molinos poseen la estabilidad necesaria y bajo requerimiento de mantenimiento mecánico.

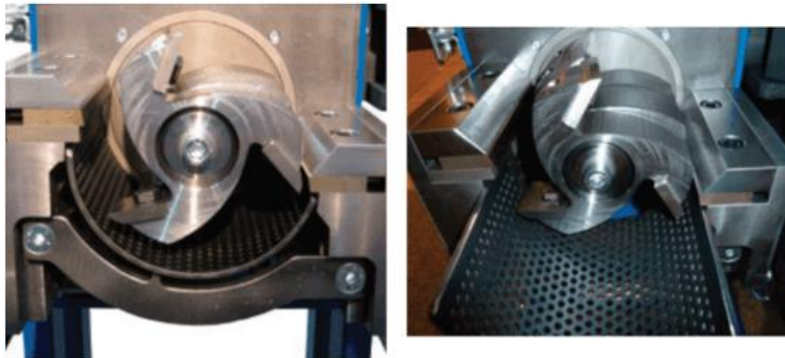


Figura 6. Molino de cuchillas rotativo [35].

Otra de las ventajas que tienen los molinos de cuchillas con rotor fijo es que permiten operar a bajas velocidades. Esto significa que la generación de calor es pequeña, lo cual es valioso cuando los plásticos son sensibles a la temperatura o los productos son orgánicos y pueden llegar a perder algunas propiedades por las condiciones térmicas. El corte es progresivo, lo que permite mantener el material en perfecto estado sin generar polvo en exceso [12].

Tales máquinas especializadas se utilizan sobre todo para aquellas aplicaciones que requieren silencio y precisión. Sectores industriales, como el farmacéutico, el alimentario y la industria del biprocesador, apuestan por los molinos de rotor fijo cuando el producto final ha de tener unas características físicas determinadas. Su diseño cerrado también mejora la seguridad y los resultados de limpieza, minimizando la dispersión del material en los procesos industriales exigentes.

2.4.2. Rotor móvil

Los molinos de cuchillas de rotor móvil son dispositivos empleados para la reducción de tamaño mediante un rotor móvil que hace girar un eje central que contiene cuchillas dispuestas en el mismo eje. Las cuchillas móviles giran a grandes velocidades, impactan en las cuchillas fijas, que se encuentran en la carcasa del molino, lo que permite conseguir un corte efectivo del material. Este tipo de molino destaca por su capacidad de continuar procesando grandes volúmenes de material, siendo muy adecuados para aplicaciones industriales de alta productividad como el reciclaje o la fabricación de piezas plásticas [9].

El principio activo de todos los molinos de cuchillas de rotor móvil es el movimiento de rotación que el rotor imprime a relación a la energía cinética proporcionada en los procesos de corte, trituración o desgarrado de los materiales. Las cuchillas móviles impactan con el material a alimentar, empujando este material hacia las cuchillas fijas donde el material se corta. Sistema el cual permite una molienda rápida y con alta productividad. Puede aplicarse a distintos tipos de materiales: plásticos, textiles, madera, cuero o residuos orgánicos.

El mantenimiento de los molinos de rotación móvil es de una atención especial porque se encuentran piezas móviles que están sometidas a un desgaste continuado por la fricción y por el impacto; es importante llevar a cabo revisiones periódicas del estado de las cuchillas y balancear el rotor para evitar vibraciones que comprometan su rendimiento. Pero, aun así, muchos de los modelos más tardíos incluyen sistemas de auto afilado o de recambio rápido, lo que permite reducir el tiempo operativo [16].

En la actualidad los molinos de cuchillas de rotor móvil son ampliamente usados en líneas de producción automatizadas. Su uso está muy extendido por la posibilidad de incorporar sistemas de alimentación automática; controladores electrónicos de la velocidad o sistemas de seguridad del tipo que permiten detener el molino en caso de sobrecarga o bloqueo del mismo. La posibilidad de combinar la fuerza de corte, velocidad y flexibilidad sitúa a los molinos de rotación móvil entre las más efectivas de las tecnologías de transformación mecánica en materiales sólidos en los diversos ámbitos industriales.

2.5. Componentes principales

2.5.1. Cuchillas

Las cuchillas constituyen el elemento principal de corte que poseen los molinos de cuchillas, dado que su función es exclusivamente la de triturar o trocear el material que llega a la unidad. Estas pueden ser fijas o móviles, interaccionando entre ellas y generando una acción de tijera que le permite triturar plásticos, cauchos, textiles o cualquier otro residuo sólido. La

disposición de las cuchillas en el rotor o bastidor incide en el rendimiento del proceso, existiendo una interdependencia crítica del diseño de las cuchillas, el ángulo de corte y la calidad del material del que están hechas las cuchillas [31].

Fabricadas normalmente en acero templado o aleaciones especiales, las cuchillas deben presentar propiedades de alta dureza y resistencia al desgaste capaces de aguantar las condiciones abrasivas que se producen en el modo de trabajo continuo, antes las cuales deben mantener el filo durante largos periodos de funcionamiento, ahorrando energía en afilados y evitando así mayores paradas de la máquina; además su resistencia a los impactos permite tratar residuos que contengan impurezas sin que ello altere la fuerza de trabajo de las cuchillas ni provoque daños a la máquina.



Figura 7. Cuchilla

El mantenimiento de las cuchillas incluye su afilado, su limpieza y la comprobación del estado de los tornillos de sujeción. Una cuchilla desafilada o mal colocada puede provocar atascos, incrementar el consumo de energía y degradar la calidad del producto obtenido; por ello, es necesario que los operarios hagan un seguimiento del grado de desgaste de cada cuchilla llevando un control, aplicando protocolos específicos que garanticen la alineación y la firmeza de las cuchillas mientras el molino está en funcionamiento [32].

Para el uso industrial existen cuchillas de diferentes tipos: rectas, serradas, curvas o segmentadas, según su adecuación a un material y a una granulometría; su elección dependerá de los objetivos del proceso, del tamaño del material de entrada y del tamaño de salida deseado. En algunos molinos de última generación se pueden regular la posición de las cuchillas para variar el tamaño del corte, lo que otorga mayor versatilidad al tratamiento de diferentes residuos.

2.5.2. Criba

La criba representa un elemento fundamental en los molinos de cuchillas, ya que su función es la de regular el tamaño final de las partículas al ser trituradas. Habitualmente ubicada en la zona inferior de la cámara de corte, esta malla metálica permite el paso del material solamente cuando ha alcanzado una granulometría determinada. Así, la criba actúa como un filtro que garantiza que el producto sea uniforme, evitando la salida de fragmentos de mayor tamaño que no han llegado a ser procesados completamente [39].

Su fabricación suele ser en acero endurecido, ya que debe tener una elevada resistencia al desgaste (la criba está constantemente en contacto con partículas abrasivas). Generalmente, la criba presenta orificios de diferente forma y tamaño, los cuales son seleccionados conforme a las exigencias del proceso. Un menor diámetro de criba produce un material más fino, pero también se incrementará la carga sobre el rotor y las cuchillas, lo que puede requerir más potencia y disminuir la velocidad de procesamiento.



Figura 8.Criba [40].

El correcto mantenimiento de la criba resulta imprescindible para asegurar la eficiencia del molino; las obstrucciones de los orificios, provocadas por la acumulación de material, pueden reducir considerablemente la productividad del equipo, por lo que se debe realizar limpiezas periódicas y verificar las posibles evidencias de desgastes o deformaciones que puedan afectar al flujo del material. El deterioro de la criba puede comprometer la calidad del material procesado y generar sobrecalentamientos o fallas internas en el molino. [41].

La interacción entre la criba con los otros elementos del molino, en especial con las cuchillas, es muy importante dentro del proceso de trituración. Cuando las cuchillas producen la reducción del tamaño del material, la criba determinará el momento en el cual dicho material

se encuentra listo para su descarga. Por tal motivo, existe una relación directa entre la criba utilizada y la eficiencia del sistema, ya que por una elección inadecuada esta podría generar retrasos, sobrecargas o tiempo de ciclo excesivos.

2.5.3. Cámara de corte

La cámara de corte constituye el espacio en el que se lleva a cabo la trituración dentro de los molinos de cuchillas, es el lugar donde se encuentran el rotor, las cuchillas móviles, las cuchillas fijas y la criba, y donde el material que se introduce queda reducido a un tamaño determinado. La forma del sistema de corte debe permitir circular o desplazarse el material introducido, es decir, debe permitir que el material circule sin obstrucciones y que se triture de manera correcta sin causar problemas en la trayectoria del material que se recibe para ser triturado [42].

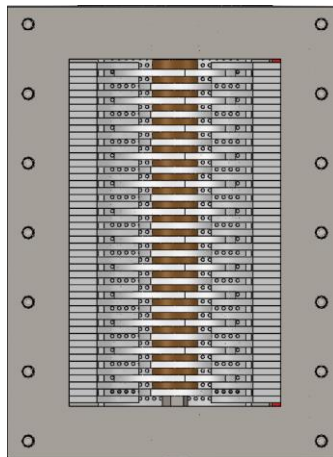


Figura 9.Cámara de corte

El material de construcción de la cámara de corte es lo suficientemente resistente, es decir, se encuentra construida con materiales que ofrecen una alta resistencia, tales como el acero estructural, el acero inoxidable y permite soportar los impactos, las fricciones continuas y las vibraciones naturales del funcionamiento del molino. La calidad de la cámara de corte debe ser robusta para que se preserven la alineación de los componentes del interior de la misma y el mantenimiento del material sin que esté presente en la acción de corte.

Una de las características relevantes de la cámara de corte es la adecuada accesibilidad necesaria para poder así realizar las labores de mantenimiento. Para ello, en varios de los diseños modernos, se han incluido ciertas cualidades para poder abrir la cámara de corte rápidamente y así poder verificar la forma, cambio de cuchillas, limpieza de la criba y eliminar obstrucciones sin mucho desarme de la unidad; esto es muy útil para poder también eliminar el tiempo en parada y aumentar la eficiencia del molino [44].

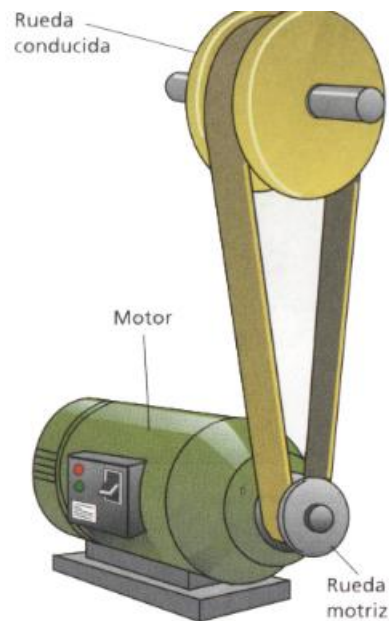
El diseño interior de la cámara de corte es otro de los factores que está íntimamente relacionado con la eficiencia de la trituración y el propio diseño debe garantizar el flujo del material y el trabajo conjunto entre las cuchillas y la criba. Un diseño optimizado evitará el flujo del material sin el mencionado trabajo de la cuchilla y la criba, además de reducir el consumo de energía y mantener la calidad del producto final. De ahí que la ingeniería desarrollada para el diseño de este compartimento tenga efectos directos sobre la productividad del molino.

2.5.4. Transmisión y motor

El motor y la transmisión constituyen la parte que proporciona la energía mecánica para el funcionamiento de los molinos de cuchillas. El motor, generalmente eléctrico, proporciona la potencia que se trasmite al rotor mediante la transmisión, es en el rotor donde se usan las cuchillas móviles. El circuito de transmisión convierte la energía eléctrica en una rotación controlada, haciendo que el molino funcione a la velocidad y el par requeridos para triturar los materiales [45].

La elección del motor está determinada por la capacidad del molino y por el tipo de material a procesar, ya que no todos los residuos necesitan la misma potencia para ser molidos; así, se usan motores industriales trifásicos de alta eficiencia, capaces de operar con cargas continuas sin sobrecalentamiento. La potencia del motor hace que aumente la velocidad del rotor y con ello la efectividad del corte y la calidad del producto conseguido tras el proceso.

La transmisión del molino, que puede ser de correas, poleas, engranajes o de acoplamiento directo, tiene como función ajustar la velocidad y multiplicar el par del motor, asegurando en todo momento que el molino funcione correctamente. Un correcto diseño de la transmisión proporciona un buen funcionamiento del molino a diferentes condiciones operativas y permite mantener una operación estática y controlada, la elección del tipo de transmisión incide en el mantenimiento y la seguridad del sistema, ya que productos mal alineados o mal desgastados pueden ser causantes de serios fallos mecánicos en el molino [46].



Elementos de un mecanismo de transmisión.

Figura 10. Sistema de transmisión [47].

El control de la velocidad, que puede hacerse utilizando variadores de velocidad, es un punto importante: variadores de velocidad son dispositivos que regulan, en forma electrónica, la velocidad del motor de modo que permita adoptar el tipo de material a triturar, empleando menos energía. Tal regulación de la velocidad es muy importante para algunos procesos que exigen granulometrías específicas o que implican materiales de durezas específicas, pues proporciona una mayor flexibilidad y optimización del proceso de trituración.

2.6. Parámetros operativos

2.6.1. Velocidad de rotación

La velocidad de la rotación es un parámetro operativo muy importante para los molinos de cuchillas ya que refleja la eficiencia del proceso de corte y reducción de tamaño de materiales. Este parámetro influye, entre otros, sobre la energía cinética que es capaz de proporcionar a las cuchillas y repercute directamente sobre la calidad de la triturada y la homogeneidad de las partículas obtenibles. Todo esto teniendo en cuenta que la velocidad correcta permite obtener un óptimo rendimiento del molino, evitando bloqueos y sobrecalentamientos [48].

Ajustar la velocidad de rotación es una tarea delicada, ya que depende del tipo de material procesado, de su dureza, elasticidad y tamaño. Materiales duros o elásticos requieren de velocidad de rotación mayor para ser fragmentados, en el caso de materiales frágiles o quebradizos una menor es suficiente. Ajustar la velocidad de rotación del molino afecta no solo

al tamaño de partículas obtenibles, sino que también afecta a la producción de finos o polvo, aspecto importante en industrias donde el control granulométrico es muy restrictivo.

En molinos de cuchillas, una velocidad muy alta puede provocar un desgaste excesivo de las cuchillas, aumento en el consumo energético, generación de calor y, por lo tanto, puede dar problemas respecto a materiales que son sensibles a la temperatura. En el otro extremo, velocidades muy bajas disminuyen la eficacia en el corte lo que lleva a incrementar el tiempo en el funcionamiento con la consiguiente disminución de la productividad [49].

Otro aspecto importante respecto a la velocidad de rotación es su relación con el mantenimiento. Las velocidades de rotación inapropiadas producen vibraciones abundantes o un contacto negativo entre cuchillas y el material, lo cual puede romper el equipo, provocando desalineaciones, fallas prematuras, etc. Es decir, una configuración operativa correcta no solo mejora el rendimiento del molino, sino que además repercute positivamente en la reducción de los costes de mantenimiento y reposición.

2.6.2. Espesor y ángulo de corte

El espesor y el ángulo de corte de las cuchillas son parámetros operativos significativos para el correcto funcionamiento de los molinos de cuchillas. Estos condicionan la capacidad de corte y la calidad del material triturado, ya que determinan la fuerza aplicada y, por tanto, la manera en la que se fractura el mismo. Un espesor adecuado de la cuchilla proporciona la resistencia mecánica necesaria en el proceso, mientras que un ángulo de corte bien definido favorece una fragmentación controlada [50].

El ángulo de corte tiene un efecto directo en el tipo de esfuerzo aplicado sobre el material, cizalladura o compresión; un ángulo más estrecho permite un corte más preciso y se reducen los esfuerzos requeridos, idóneo para materiales blandos o fibrosos, por el contrario, la obtención de un ángulo más obtuso generará un efecto de trituración mayor, perfecto para el caso de materiales más duros. Ajuste el cual es de gran ayuda para el acondicionamiento del molino a las distintas necesidades industriales mejorando así la versatilidad y la eficiencia del proceso.

En cuanto al espesor de las cuchillas, también debe existir un equilibrio entre su durabilidad y la capacidad de penetración: unas cuchillas muy delgadas, si bien ofrecen cortes finos, son más propensas a deformaciones o incluso fracturas bajo cargas muy elevadas, mientras que las cuchillas gruesas son más resistentes, pero pueden contribuir a cortes sucios y a un mayor consumo energético [51].

La combinación entre el espesor y el ángulo de corte también interferirá en la generación de calor, así como en el desgaste del molino, ya que disponer parámetros erróneos puede favorecer la fricción y una elevada temperatura, tanto en el equipo como en los materiales procesados. Así, el ajuste de estos parámetros no sólo sirve para aumentar la eficiencia, sino que también contribuye a una mayor durabilidad de las cuchillas y un menor nivel de mantenimiento operativo.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE MÁQUINA TRITURADORA DE MADERA

En este capítulo se desarrolla el diseño mecánico de la máquina trituradora de madera con capacidad de 200 kg/h, estableciendo los criterios técnicos y cálculos necesarios para dimensionar y garantizar el correcto funcionamiento estructural y operativo de sus componentes principales.

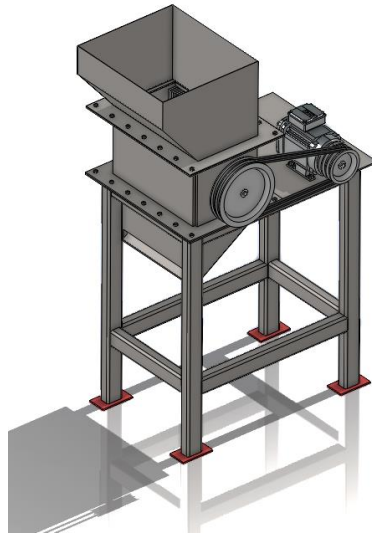


Figura 11. Ejemplificación de máquina trituradora de madera

3.1. Antecedente

Antecedente técnico: Energía de fractura superficial en madera según Díaz y Rodríguez (2022)
En la investigación de titulación realizada por Carlos Andrés Díaz y Luis Alfredo Rodríguez en el año 2022, denominada Diseño y simulación de un molino de cuchillas para el reciclaje de residuos de madera, se efectuó un estudio comparativo orientado a determinar la energía absorbida por la madera previo a su fractura, tomando como referencia dos especies de uso frecuente en el ámbito industrial: eucalipto y pino.

Los autores reportan los siguientes rangos de energía de fractura superficial:

- Eucalipto: 4 a 10 J/cm²
- Pino: 4 a 7 J/cm²

Para efectos de diseño del molino de cuchillas propuesto, se adopta un valor promedio de 10 J/cm² de la energía de fractura superficial, el cual representa una estimación conservadora que permite abordar la variabilidad del material en condiciones reales de operación.

3.1.1. Cálculo de potencia mecánica

A partir de la energía específica de corte de la madera y del caudal volumétrico procesado, se determina la potencia requerida para vencer la resistencia del material y mantener un funcionamiento continuo. Este análisis asegura que el equipo pueda operar bajo condiciones reales de trabajo, considerando pérdidas por transmisión e impactos, y proporciona la base para la selección del motor y del sistema de transmisión quedando como:

$$P = E \cdot V \quad (1)$$

Donde:

P = Potencia Mecánica

E = Energía superficial efectiva ($\frac{J}{cm^2}$)

V = Caudal Volumétrico ($\frac{Kg}{h}$)

3.1.2. Conversión de energía superficial a energía volumétrica

Se analizará la conversión de la energía aplicada al volumen del material en energía superficial durante su fractura. Este proceso ocurre cuando se generan nuevas superficies en la reducción de tamaño. Además, permite evaluar la eficiencia energética en los procesos de conminación.

$$E_s = \frac{G_c}{t} \quad (2)$$

Donde:

G_c = Energía superficial

t = Espesor de chip tecnico

Chip o viruta: Es el fragmento de madera que se desprende en cada pasada de la cuchilla. +-

Espesor característico (t): Depende de:

- Ángulo de ataque de la cuchilla.
- Número de cuchillas en el rotor.
- Velocidad periférica y avance del material.
- Holgura con la contracuchilla.

En máquinas de trituración de ramas y molinos de cuchillas, este espesor suele estar en el rango de 0.2–0.5 cm, porque es el tamaño de la capa que la cuchilla arranca en cada golpe [48].

Por lo tanto:

$$E_s = \frac{10}{0.2} = 50 \frac{J}{cm^3}$$

Convertir caudal de masa a caudal volumétrico

Densidad promedio de la madera 600 kg/m³

Por lo tanto:

$$V = \frac{200 \text{ Kg/h}}{600 \text{ Kg/m}^3} = 0.333 \text{ m}^3/\text{h}$$
$$0.333 * \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600s} * \frac{(100cm)^3}{m^3} = 92.5 \frac{cm^3}{s}$$

3.1.3. Potencia mecánica

Se abordará el concepto de potencia mecánica como la relación entre trabajo y tiempo en un sistema. Se analizará su aplicación en equipos industriales para la transmisión de energía. Además, permite determinar el rendimiento y la capacidad operativa del sistema.

$$P = 50 \frac{J}{cm^3} * 92.5 \frac{cm^3}{s}$$
$$P = 4625 \text{ W} = 4.63 \text{ kW} = 6.19 \text{ hP}$$

Con el objetivo de validar el resultado obtenido en el cálculo de potencia mecánica —estimado en 4625 W (6.19 HP) — se recurre a la revisión de equipos comerciales con capacidades similares. En particular, se considera el modelo “Wood Grinder Crusher Machine” con capacidad de 200 kg/h, publicado por el fabricante Pellet Mills Machine, el cual especifica una potencia instalada de 7.5 kW. Esta referencia permite contrastar el diseño teórico con soluciones industriales existentes, reforzando la coherencia del dimensionamiento propuesto y asegurando que la potencia calculada se encuentra dentro de los rangos operativos utilizados en el mercado.

3.2. Cálculo de torque

Un ejemplo concreto lo constituye la máquina Wood Grinder Crusher Machine (200 kg/h), comercializada por Pellet Mills Machine. Este equipo, diseñado para residuos de madera, bambú y producción de aserrín, especifica una velocidad de rotor entre rangos de 1500 rpm y 3600 rpm junto con una potencia instalada de 7.5 kW. La elección de este régimen de giro responde a la necesidad de mantener una velocidad periférica de aproximadamente 25–35 m/s en rotores de pequeño diámetro (0.2–0.3 m), condición indispensable para obtener chips finos y uniformes, así como para garantizar la continuidad del proceso de trituración.

Dicho lo anterior, y considerando que la potencia mecánica requerida ha sido validada frente a equipos comerciales de capacidad equivalente, se procede a determinar el torque necesario para el accionamiento del sistema. Para este análisis se adopta una velocidad angular de 882,5 rpm, considerando que esta velocidad permite generar la energía suficiente para la trituración de la madera, incluso cuando se trata de materiales con mayor dureza, lo cual permite establecer el par de torsión que deberá ser transmitido por el eje motriz y sus componentes asociados.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (3)$$

c

Se tomará una velocidad angular del eje de las cuchillas de 882.5 rpm:

Transformando de rpm a radianes por segundo:

$$\omega = 882.5 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{60 s}$$

$$\omega = 92.41 \frac{rad}{s}$$

Por lo tanto:

$$T = \frac{4625 W}{92.41 \frac{rad}{s}} = 50.04 N.m$$

Para determinar la fuerza en la cuchilla se aplica la siguiente ecuación:

$$F_{Total} = \frac{T}{r} \quad (4)$$

Se establece que el diámetro de la cuchilla es de 220 mm; por lo tanto, su radio corresponde a 110 mm, el cual se expresa como 0.11 m al realizar la conversión a metros.

$$r = \text{radio de cuchilla}$$

Sustituyendo:

$$F_{Total} = \frac{50.04 N.m}{0.11 m}$$

$$F_{Total} = 454.90 N$$

Si trabajan las 24 cuchillas simultáneamente (caso ideal):

$$F_1 = \frac{F_{Total}}{N}$$

Donde:

N = número de cuchillas

Sustituyendo:

$$F_1 = \frac{454,90 N}{24}$$

$$F_1 = 18.95 N$$

Pero en condición realista (trabajan 2 cuchillas al mismo tiempo):

$$F_1 = \frac{454.90 N}{2}$$

$$F_1 = 227.45 N$$

3.2.1. Diseño de cuchillas

En el proceso de diseño de las cuchillas se calculó el espesor necesario adoptando un factor de seguridad de 2.5, valor cercano al límite recomendado para este tipo de aplicaciones de corte. El estudio se enfocó en la zona crítica del elemento, empleando como referencia las dimensiones correspondientes al acero estructural K460, representadas en la Figura 13 que sus unidades están en milímetros.

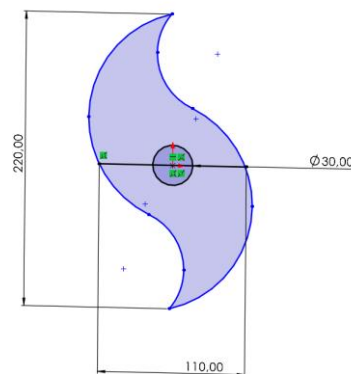


Figura 12. Dimensiones de cuchilla de Acero K460.

A partir de la geometría establecida, se identificó el área crítica de trabajo, presentada en la Figura 14, Esta base sirvió para la elaboración del diagrama de cuerpo libre correspondiente, ilustrado en la Figura 15. El análisis integra los efectos de flexión y cizalladura derivados de los esfuerzos mecánicos presentes durante la fase de trituración.

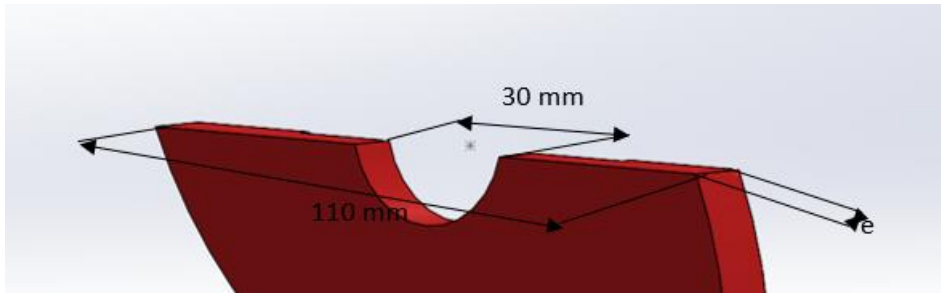


Figura 13. Segmento de máxima sollicitación en la geometría de la cuchilla.

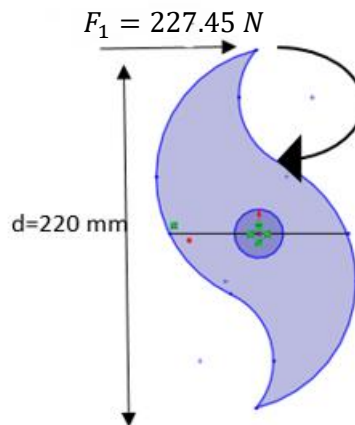


Figura 14. Diagrama de cuerpo libre

El esfuerzo de flexión se calculó empleando la siguiente relación matemática:

$$\sigma_F = \frac{M(c)}{I} \quad (5)$$

donde el momento flector se calculó como:

$$M = F(d) \quad (6)$$

Para este caso, la distancia c corresponde a la distancia crítica entre la fibra neutra y la fibra más alejada de la sección transversal de la cuchilla, equivalente a la mitad del espesor

La variable c denota la posición de la fibra más distante respecto al eje neutro, valor que equivale a la mitad del espesor de la sección transversal evaluada.

$$\frac{e}{2}$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se obtuvo:

$$\sigma_F = \frac{227.45 (110 \text{ mm})(e/2)}{\frac{1}{12} (110 \text{ mm} - 30 \text{ mm})(e)^3}$$

El esfuerzo cortante se calculó mediante:

$$\tau v = \frac{V}{A} \quad (7)$$

$$\tau v = \frac{227.45 \text{ N}}{(110 \text{ mm} - 30 \text{ mm})(e)}$$

Acto seguido, se utilizó el criterio de Von Mises para calcular el esfuerzo equivalente.

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_F)^2 + 3(\tau xy)^2} \quad (8)$$

Reemplazando los valores obtenidos:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{227.45 \text{ N} (110 \text{ mm})(e/2)}{\frac{1}{12} (110 \text{ mm} - 30 \text{ mm})(e)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{227.45 \text{ N}}{(110 \text{ mm} - 30 \text{ mm})(e)}\right)^2}$$

El factor de seguridad se determinó bajo la siguiente proporción de resistencia:

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

Teniendo en cuenta un límite elástico de 415 MPa para el acero K460 y un factor de seguridad de 2.5, se determinó

$$2.5 = \frac{415 \text{ MPa}}{\sigma'}$$

De esta expresión se determinó un espesor teórico de:

$$e = 3.36 \text{ mm}$$

En el catálogo del material el valor seleccionado es de 10 mm para las cuchillas, garantizando así una adecuada resistencia mecánica y durabilidad en servicio. Las propiedades del acero K640.

Peso de las cuchillas

$$\text{Peso desidad} = 0.91 \text{ kg}$$

Numero de cuchillas = 24

$$P_1 = 0.91 \text{ kg} (24) = 21.84 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 214.25 \text{ N}$$

Dicho valor se incorporó al modelado estructural del conjunto. Finalmente, la caracterización mecánica y geométrica de las cuchillas se detalla en la Figura 15.

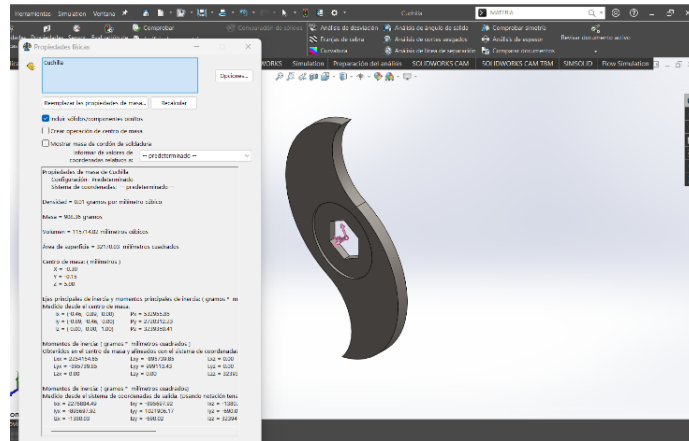


Figura 15. Propiedades de la cuchilla.

3.3. Selección del motor

El sistema requiere una velocidad de operación de 1765 rpm, por lo cual este parámetro es fundamental para la elección del motor y del sistema de transmisión, Para el accionamiento del sistema, se seleccionó un motor eléctrico MEGA MOTOR con una capacidad de 10 HP y un régimen de giro nominal de 1765 rpm.

Además, se eligió este motor por su confiabilidad, disponibilidad en el mercado y facilidad de acoplamiento al sistema mecánico. Dado que esta velocidad excede la requerida, se incorpora un sistema de transmisión mediante poleas y correas para reducirla.

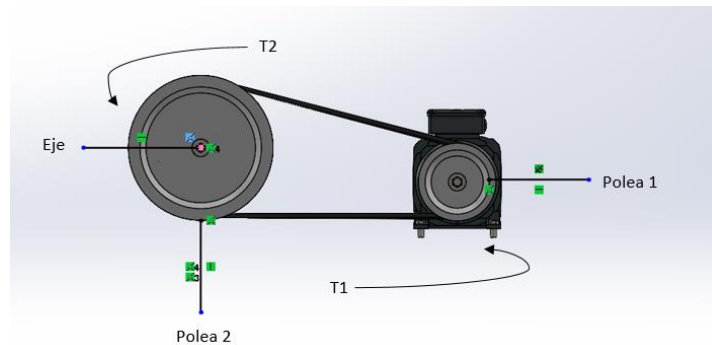


Figura 16. Sistema de transición de poleas.

Para determinar la velocidad de rotación del eje secundario n_2 , se empleó la relación de transmisión entre poleas. Este cálculo se basa en la continuidad de la velocidad tangencial a lo largo de toda la longitud de la correa.

Los datos considerados fueron:

Velocidad del eje motor:

$$n_1 = 1750 \text{ rpm}$$

Diámetro de la polea motriz:

$$\phi_1 = 60 \text{ mm}$$

Velocidad del eje conducido:

$$n_2 = ?$$

Diámetro de la polea conducida:

$$\phi_2 = 120 \text{ mm}$$

La relación entre velocidades y diámetros se expresa mediante:

$$n_2(\phi_2) = n_1(\phi_1)$$

Despejando la velocidad del eje secundario:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\phi_1}{\phi_2}$$
$$n_2 = \frac{n_1(\phi_1)}{\phi_2}$$

Sustituyendo los valores:

$$n_2 = \frac{1765 \text{ rpm} (60 \text{ mm})}{120 \text{ mm}} = 882.5 \text{ rpm}$$

Bajo estas condiciones, se determinó una velocidad de giro de 882.5 rpm para el eje conducido, garantizando la relación de transmisión necesaria para el desempeño óptimo de la molienda.

3.3.1. Torque de producción

El cálculo del par motor se fundamentó en la interacción entre la capacidad de potencia de la unidad y su régimen de giro nominal, representada por la siguiente relación:

$$T_1 = \frac{63025 (Potencia)}{n_1} \quad (9)$$

Donde:

T = Torque del eje motor

P = Potencia del motor

n = Velocidad de rotación

Sustituyendo los valores de diseño en la ecuación (9), se determinaron los torques de operación para las distintas etapas de velocidad:

$$T_1 = \frac{63025 (10 \text{ HP})}{1765 \text{ rpm}}$$

$$T_2 = \frac{63025 (10 \text{ HP})}{882.5 \text{ rpm}}$$

Posteriormente, el torque fue convertido al Sistema Internacional de Unidades:

$$T_1 = 357.08 \text{ lb in} = 40.35 \text{ N.m} = 40350 \text{ N.mm}$$

$$T_2 = 714.16 \text{ lb in} = 80.70 \text{ N.m} = 80700 \text{ N.mm}$$

Finalmente, al contrastar estos valores con el torque de carga nominal $T_0 = 50.04 \text{ N.m}$ se verifica que el sistema cumple con el requerimiento de operación, ya que el torque disponible en la segunda etapa es superior a la carga demandada el $T_0 > T_2$. Esta condición asegura que el motor cuenta con la capacidad suficiente para vencer la resistencia de la carga y mantener el régimen de trabajo diseñado.

3.3.2. Cálculo de la Longitud de la Banda

El cálculo de la extensión total de la banda se realizó aplicando la siguiente relación geométrica:

$$Lp = 2(E) + \frac{\pi}{2}(d + D) + \left(\frac{(d - D)^2}{4E}\right) \quad (10)$$

Donde:

Lp = es la longitud de la correa

E = es la distancia entre centros

d = es el diámetro de la polea menor

D = es el diámetro de la polea mayor

Sustituyendo en la ecuación:

$$Lp = 2(500) + \frac{\pi}{2}(60 \text{ mm} + 120 \text{ mm}) + \left(\frac{(60 - 120)^2}{4(500)}\right)$$

$$Lp = 1300 \text{ mm}$$

Tabla N° 6						
Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-

Figura 17. Factor de corrección aplicado a la potencia [49]

Una vez determinado el ángulo de contacto, se procede a consultar la tabla correspondiente, obteniéndose una longitud estándar de correa de 50 in, equivalente aproximadamente a 1300 mm (≈ 1306 mm). Este valor será considerado para la selección adecuada del elemento de transmisión.

TABLA N° 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA

Tabla N° 4						
Longitud correa	Sección de la correa					
	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-

Figura 18. Factor de corrección en función de la longitud de la correa [52]

$$50in \approx 512 \leftrightarrow 0.94.$$

Para una correa tipo A51 El factor de corrección es de 0.94

El ángulo de contacto se determina mediante la siguiente ecuación:

$$A = 180^\circ - 57\left(\frac{D - d}{E}\right) \quad (11)$$

D =es el diámetro de la polea mayor,

d = es el diámetro de la polea menor,

E = es la distancia entre centros.

$$A = 180^\circ - 57\left(\frac{120 - 60}{500}\right)$$
$$A = 173.16^\circ$$

Tabla N° 5		Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana	
180°	1.00	0.75	
175°	0.99	0.76	
170°	0.98	0.77	
167°	0.97	0.78	
164°	0.96	0.79	
160°	0.95	0.80	

Figura 19. Factor de corrección [52]

Una vez determinado el ángulo de contacto, se procede a consultar la tabla correspondiente, obteniéndose un valor de 170 °. Para este ángulo, el factor de corrección asociado es 0,98, el cual será considerado en los cálculos de transmisión para garantizar un diseño adecuado del sistema.

Se considera la polea 1 como el elemento crítico debido a su mayor velocidad de rotación, $n_1=1765$ rpm, lo cual influye directamente en la selección del material.

La velocidad angular se calcula mediante la expresión:

$$\omega_1 = \frac{2\pi(n_1)}{60} \quad (12)$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi(1765)}{60}$$

$$\omega_1 = 184,83 \frac{rad}{s}$$

El diámetro de la polea es:

$$\phi_1 = 120 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el radio es:

$$r = 60 \text{ mm} = 0.06$$

La velocidad lineal se determina mediante:

$$V = \omega_1(r)$$

$$V = 184.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}} (0.06 \text{ m})$$

$$V = 11.08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con los valores obtenidos, se procede a consultar la tabla mostrada en el anexo 3 de selección de materiales, la cual indica que el material adecuado para la fabricación de la polea es la fundición gris, debido a su resistencia mecánica, buena capacidad de amortiguamiento y comportamiento favorable ante vibraciones.

3.4. Diseño de eje

En la Figura 20 se ilustra el diagrama de cuerpo libre correspondiente al eje, detallando la distribución de cargas mecánicas presentes.

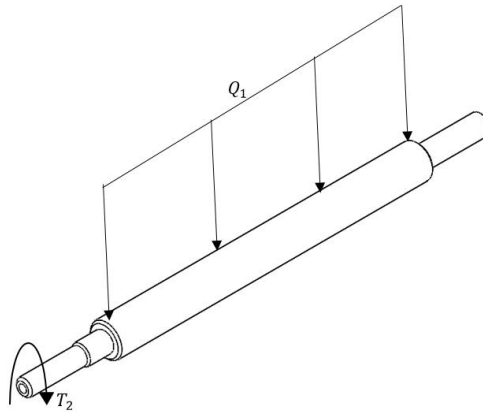


Figura 20. Diagrama de cuerpo libre del eje.

El eje soporta las cargas generadas por el peso de la madera y por las fuerzas transmitidas por las cuchillas durante el proceso de corte. La carga total aplicada sobre el eje se determina mediante la siguiente ecuación (13):

$$F_2 = P_1 + F_1 \quad (11)$$

$$F_2 = 214.25 \text{ N} + 227.45 \text{ N} = 441.7 \text{ N}$$

Además de la torsión T_2 generada por el motor y por la transmisión entre las poleas, el eje está sometido a cargas debido al conjunto de cuchillas acopladas.

Dado que el sistema cuenta con 24 cuchillas distribuidas a lo largo de una longitud de 690 mm del eje, se considera una carga uniformemente distribuida sobre dicha longitud.

3.4.1. La carga distribuida se calcula mediante:

La carga distribuida aplicada sobre el elemento estructural se determinó mediante la siguiente expresión:

$$Q_1 = \frac{F_2}{e} \quad (14)$$

Donde:

Q_1 = Carga distribuida

F_1 = Fuerza de la cuchilla

e = Longitud sobre la cual actúa la carga

Sustituyendo en la ecuación:

$$Q_1 = \frac{441,7 \text{ N}}{690 \text{ mm}} = 0.64 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Por lo tanto, se determinó que la carga distribuida actuante sobre el elemento es de 0.64 N/mm, valor que fue utilizado posteriormente en el análisis estructural y en las simulaciones del comportamiento mecánico del sistema.

Este valor será utilizado en el análisis de esfuerzos del eje para verificar su resistencia y comportamiento estructural.



Figura 21. Diagrama de fuerzas del eje

Considerando los parámetros de la tabla anterior, el análisis del eje como una viga con apoyos simples y carga uniforme se rige por las expresiones matemáticas de corte y momento que se presentan a continuación:

1. SIMPLE BEAM—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD

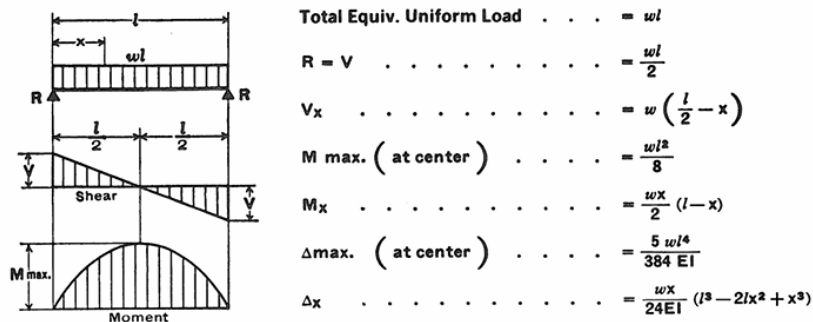


Figura 22. Viga simple - carga distribuida uniformemente.

3.4.2. Reacciones en los apoyos

Para establecer el equilibrio estático del eje, se consideró la incidencia de una carga distribuida constante. En consecuencia, la reacción en los apoyos se obtuvo aplicando la condición de equilibrio para una viga con soportes simples, de acuerdo con la expresión:

$$R = V = \frac{\omega l}{2} \quad (15)$$

Donde:

R = Reacción en cada apoyo (N)

ω = Carga distribuida (N/mm)

L = Longitud del elemento (mm)

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = \frac{0.64 \frac{N}{mm} (690 \text{ mm})}{2}$$
$$R = 220.8 \text{ N}$$

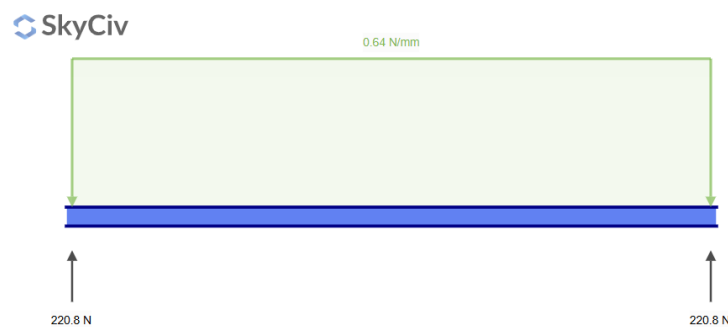


Figura 23. Diagrama de resultados de fuerzas.

En la Figura 23 se ilustra la distribución de esfuerzos y reacciones derivada del estudio mecánico del componente bajo carga uniforme. En este diagrama se representan las reacciones en los apoyos, así como la distribución de esfuerzos generados a lo largo del componente.

Los resultados evidencian que las fuerzas se distribuyen de manera simétrica debido a las condiciones de apoyo y a la aplicación uniforme de la carga. Las reacciones calculadas en cada soporte alcanzan un valor aproximado de 220.8 N, lo cual concuerda con los valores obtenidos mediante el análisis analítico.

3.4.3. Momento flector máximo M_{max}

El momento flector máximo para una viga simplemente apoyada bajo carga distribuida uniforme se calculó utilizando la siguiente expresión:

$$M_{max} = \frac{\omega(l)^2}{8} \quad (16)$$

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo

ω = Carga distribuida

L = Longitud de la viga

Sustituyendo en la ecuación:

$$M_{max} = \frac{0.64 \frac{N}{mm} (690 \text{ mm})^2}{8} = 38088 \text{ N. mm}$$

Por lo tanto, se determinó que el momento flector máximo actuante sobre el elemento estructural es de 38088 *N. mm*, valor que se presenta gráficamente en el diagrama correspondiente.

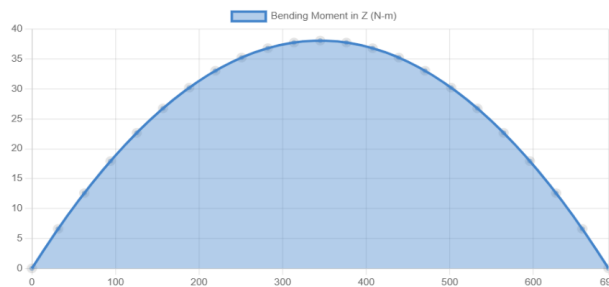


Figura 24. Diagrama de momentos.

La Figura 24 presenta el diagrama de momentos flectores, donde se observa que el momento máximo se encuentra en la zona central de la viga, coincidiendo con el comportamiento teórico esperado para este tipo de carga.

3.4.4. Fuerza cortante máxima V_{max}

La fuerza cortante máxima en una viga simplemente apoyada bajo carga distribuida uniforme coincide con el valor de las reacciones en los apoyos, por lo que se calculó mediante la siguiente expresión:

$$V_{max} = R \quad (17)$$

Considerando el valor previamente calculado:

$$V_{max} = 220.8 \text{ N}$$

Por lo tanto, se establece que la fuerza cortante máxima es de 220.8 *N*.

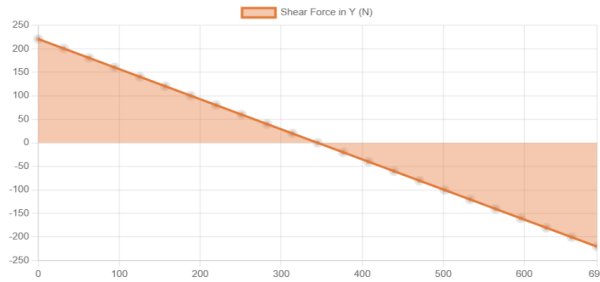


Figura 25.Diagrama de cortante.

La Figura 25 muestra el diagrama de fuerza cortante del elemento analizado.

Para el análisis del eje principal del molino, se consideraron los efectos combinados de flexión y torsión, debido al momento flector máximo y al torque transmitido.

El esfuerzo normal debido a la flexión se determinó utilizando la siguiente ecuación:

El torque que es $T_2 = 38980 \text{ N.mm}$ y utilicemos la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{M(c)}{I}$$

Donde:

σ_F = Esfuerzo por flexión

M = Momento flector máximo

c = Distancia al eje neutro

I = Momento de inercia

Sustituyendo:

$$\sigma_F = \frac{38088 \text{ mm } (\phi/2)}{\frac{\pi}{64} (\phi)^4}$$

El esfuerzo cortante por torsión se determinó mediante:

$$\tau_T = \frac{T(\rho)}{J} \tag{18}$$

Donde:

τ_T = Esfuerzo cortante por torsión

T = Torque transmitido

J = Momento polar de inercia

ρ = Distancia entre la fibra neutro al punto de análisis

Sustituyendo:

$$\tau_T = \frac{38980 (\phi/2)}{\frac{\pi}{32} (\phi)^4}$$

Para evaluar el estado combinado de esfuerzos, se aplicó el criterio de falla de Von Mises, expresado como:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{38088 \text{ N.mm } (\phi/2)}{\frac{\pi}{64} (\phi)^4}\right)^2 + 3\left(\frac{38980 \text{ N.mm } (\phi/2)}{\frac{\pi}{32} (\phi)^4}\right)^2}$$

El factor de seguridad se definió como:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \rightarrow \text{Se dice AISI 1018}$$

considerando un acero AISI 1018 con:

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

Se obtuvo:

$$2.5 = \frac{220 \text{ MPa}}{\sigma'}$$

$$\phi = 18.4 \text{ mm}$$

Aunque el diámetro mínimo calculado fue de 18.4 mm, por criterios de disponibilidad comercial, rigidez estructural y facilidad de montaje de las cuchillas, se seleccionó un eje con diámetro estándar de:

$$\phi = 30 \text{ mm}$$

Esta selección garantiza una mayor confiabilidad y durabilidad del sistema.

ACERO MAQUINARIA

SAE 1018 (Ejes de transmisión - tolerancias H9-h11)

Generalidades: Acero de baja contenido de carbono.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15 - 0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

APLICACIONES
Donde se requiere aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ejemplo: pernos y tuercas, piezas de máquina pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Facilita de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

PROPIEDADES MECÁNICAS
Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

PROPIEDAD: LAMINADO EN FRÍO

Esfuerzo de cedencia kg/mm ²	min 31
Resistencia a la tracción kg/mm ²	51-71
Elongación A5	26%
Reducción del área Z	57%
Dureza	163 HB

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

Diámetro (pulg)	Peso (libras)
1/4	0.2
5/16	0.4
3/8	0.6
1/2	1.0
5/8	1.6
3/4	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/8	5.0
1 1/4	6.2
1 1/2	7.7
1 3/4	9.8
2	13.8
2 1/4	19.1
2 1/2	24.9
2 3/4	31.1
3	38.8
3 1/4	49.3
3 1/2	49.7
4	63.8
4 1/2	80.3
5	98.4
5 1/2	120.3
6	143.2
7	184.9
8	234.9
9	292.2
10	367.8



Síguenos en    bohman_ec www.bohman.com.ec

Figura 26. Tabla para calcular el peso.

Una vez identificado el peso lineal del eje, el cual es de 6,2 kg/m, este valor se incorpora en las ecuaciones.

$$P_2 = \left(6.2 \frac{kg}{m}\right) (0.69m) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) = 41,96 N$$

Por lo tanto, el peso total del eje que actúa como carga sobre el sistema es de 41,96 N, valor que será considerado en la evaluación de esfuerzos y reacciones:

Se procedió a verificar el factor de seguridad:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{38088 N \cdot mm (15 mm)}{\frac{\pi}{64} (30 mm)^4}\right)^2 + 3\left(\frac{38980 N \cdot mm (15 mm)}{\frac{\pi}{32} (30 mm)^4}\right)^2}$$

$$\sigma' = 19.2 MPa$$

El factor de seguridad final es:

$$Fs = \frac{220 MPa}{19.2 MPa} = 11.5$$

Este valor confirma que el eje presenta un alto nivel de seguridad estructural, garantizando su funcionamiento estable bajo condiciones normales de operación.

3.5. Sujeción eje cuchillas explicación

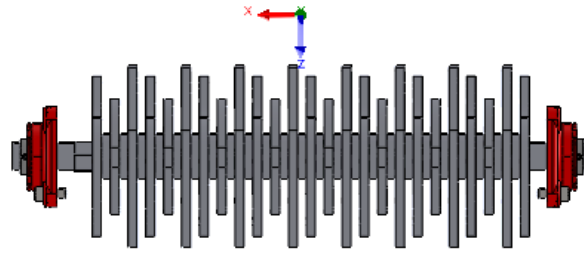


Figura 27. Ejemplificación del cálculo del eje motriz



Figura 28. Tabla de anillo de seguridad para ejes DIN 471-E.

Para garantizar la fijación axial del conjunto de cuchillas sobre el eje principal, se emplea un anillo de seguridad tipo DIN 471-E para un diámetro nominal de 30 mm. Este elemento se instala en una ranura mecanizada en el eje, donde actúa como un tope mecánico que evita el desplazamiento longitudinal de las cuchillas durante el funcionamiento del sistema. El montaje se realiza mediante una herramienta especial que permite expandir el anillo y colocarlo en su posición. Una vez instalado, el anillo recupera su forma original, quedando firmemente sujeto. De esta manera, se asegura la estabilidad del conjunto rotativo y se contribuye a un funcionamiento seguro y confiable del equipo.

3.6. Verificación del motor seleccionado

Con base en los cálculos realizados anteriormente y considerando los pesos de todos los elementos del sistema, se procede a verificar si el motor seleccionado cumple con la potencia requerida para el adecuado funcionamiento del equipo triturador de madera

Para ello, se determina la fuerza total actuante sobre el sistema mediante la suma de las cargas:

$$F_3 = F_2 + P_2 \quad (19)$$

$$F_3 = 441.7 \text{ N} + 41,97 \text{ N} = 483.67 \text{ N}$$

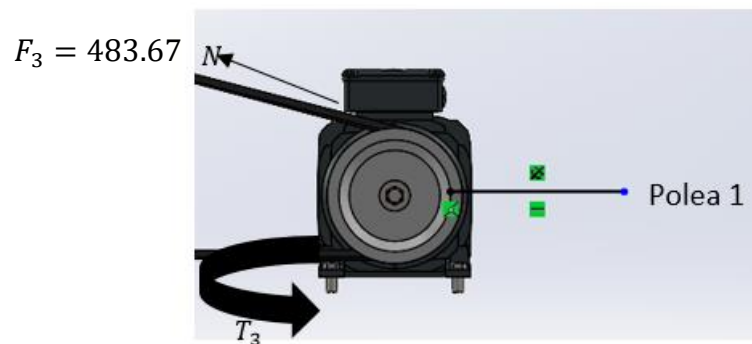


Figura 29. Diagrama libre del motor

Se asume que la totalidad de la carga es transmitida a través de la banda hacia la polea, y que dicha fuerza, aplicada sobre su radio, produce el torque que debe compararse con la potencia suministrada por el motor.

Considerando una velocidad del eje motriz de $n_1 = 1765 \text{ rpm}$ y un diámetro de polea de $\phi_1 = 120 \text{ mm}$

El torque se calcula mediante:

$$T_3 = F_3(r_1) \quad (20)$$

Donde:

T_3 = Torque resistente

F_3 = Fuerza aplicada

r_1 = Radio de la polea

Sustituyendo en la ecuación:

$$T_3 = 483.67 \text{ N} (60 \text{ mm}) = 29020.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Posteriormente, el torque fue convertido a diferentes sistemas de unidades:

$$T_3 = 29020.2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 29.02 \text{ N} \cdot \text{m} = 256.8 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

La potencia real requerida por el sistema se calculó a partir del torque y la velocidad de rotación, mediante la siguiente expresión:

$$T_3 = \frac{63025 (\text{potencia real})}{n_1}$$

Se obtiene:

$$\text{potencia real} = \frac{T_3(n_1)}{63025}$$

Sustituyendo:

$$potencia\ real = \frac{256.8\ lb\ in(1765\ rpm)}{63025} = 7.19\ HP$$

A continuación, la Figura 31 muestra los datos técnicos del motor seleccionado, con el objetivo de comprobar si satisface los requerimientos de potencia y operación del sistema, Por lo tanto, la potencia requerida por el sistema es de 7.19 HP. Dado que el motor seleccionado tiene una potencia nominal de 10 HP, se determina que el sistema satisface las exigencias establecidas para el correcto funcionamiento del molino triturador de madera, manteniendo un nivel de seguridad adecuado.

3.7. Selección de rodamientos

A partir de las reacciones obtenidas en el eje, se determina una carga radial de:

$$R = 220.8N$$

Con base en este valor y considerando un diámetro del eje de 30 mm, Se opta por un rodamiento de bolas rígido de una sola hilera, el cual garantiza un adecuado soporte y estabilidad del sistema.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 30 – 35 mm

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	kg	Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.			-	
30 cont.	55	9	11.9	7.35	0.31	28 000	17 000	0.089	▶ 16006	-
	55	13	13.8	8.3	0.355	28 000	17 000	0.12	▶ 6006	-
	55	13	13.8	8.3	0.355	-	8 000	0.12	▶ 6006-2RS1	6006-RS1
	55	13	13.8	8.3	0.355	28 000	14 000	0.12	▶ 6006-2RZ	6006-RZ
	55	13	13.8	8.3	0.355	28 000	14 000	0.12	▶ 6006-2Z	6006-Z
	55	19	13.3	8.3	0.355	-	8 000	0.17	▶ 63006-2RS1	-
	62	16	20.3	11.2	0.475	24 000	15 000	0.2	▶ 6206	-
	62	16	20.3	11.2	0.475	-	7 500	0.21	▶ 6206-2RSH	6206-RSH
	62	16	20.3	11.2	0.475	24 000	12 000	0.2	▶ 6206-2RZ	6206-RZ
	62	16	20.3	11.2	0.475	24 000	12 000	0.21	▶ 6206-2Z	6206-Z

Figura 30. Rodamientos de bolas rígidos de una sola hilera [54]

Según el catálogo del fabricante, se opta por el rodamiento SKF 6006, cuyas características principales se detallan a continuación:

$$d = 30\ mm$$

$$C = 13800\ N$$

$$C_0 = 8300\ N$$

Se aplica que soporte la carga estática:

$$FS = \frac{C}{R} \quad (21)$$

$$FS = \frac{13800 \text{ N}}{220.8 \text{ N}} = 62.5 \rightarrow \text{Resiste}$$

Considerando que el factor de seguridad calculado supera el valor mínimo recomendado, se concluye que el rodamiento seleccionado resiste adecuadamente la carga estática aplicada, garantizando un funcionamiento seguro y confiable del sistema.

3.8. Cálculo de la vida útil de los rodamientos

La vida útil de los rodamientos se calculó considerando un régimen de operación continua bajo una carga constante producida por el procesamiento de residuos de madera. Para ello, se emplearon las ecuaciones de vida nominal ajustada recomendadas en la literatura especializada. La relación entre la vida útil y el número de revoluciones se determina mediante la siguiente expresión:

$$xD = \frac{LD}{LR} = \frac{LD \cdot ND \cdot 60}{10^6} \quad (22)$$

$$c_{10} = af(FD) \left(\frac{xD}{x_o + (\theta - x_o)(1 - RD)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (23)$$

Donde:

xD = Tiempo de vida útil [h].

LD = Vida útil [h].

LR = Vida nominal [h].

ND = Número de revoluciones [rpm].

c_{10} = Resistencia de carga dinámica [N].

af = Factor de diseño para rodamientos [adimensional].

FD = Carga estática del sistema [N].

x_o = Mínimo valor de variación [adimensional].

θ = Parámetro característico correspondiente a 63,2121% en el valor de variación [adimensional].

RD = Fiabilidad [adimensional].

b = Parámetro de forma que controla la asimetría [adimensional].

Sustituyendo valores:

$$xD = \frac{LD(1500 \text{ rpm})(60)}{10^6}$$

$$8300 \text{ N} = 2.5(220.8) \left(\frac{\frac{LD(1500 \text{ rpm})(60)}{10^6}}{0.02 + (4.439)(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Resolviendo la expresión, se obtiene:

$$LD = 8280 \text{ horas}$$

El valor obtenido indica que los rodamientos seleccionados presentan una vida útil estimada de aproximadamente 8280 horas de operación continua, lo cual garantiza un funcionamiento prolongado del sistema con bajos requerimientos de mantenimiento.

3.9. Cálculo de estructura

3.9.1. Plancha base

Se recopila el peso de la plancha estructural considerando todas las cargas que debe soportar el sistema, incluyendo el peso del motor.

El peso del motor se determina mediante:

$$\text{Peso motor} = 70.4 \text{ kg}(9.8 \text{ m/s}^2) = 689.92 \text{ N}$$

La carga total que actúa sobre la estructura se calcula como:

$$F_4 = F_3 + \text{Peso del motor}$$

Sustituyendo valores:

$$F_4 = 483.67 \text{ N} + 689.92 \text{ N} = 1173.59 \text{ N}$$

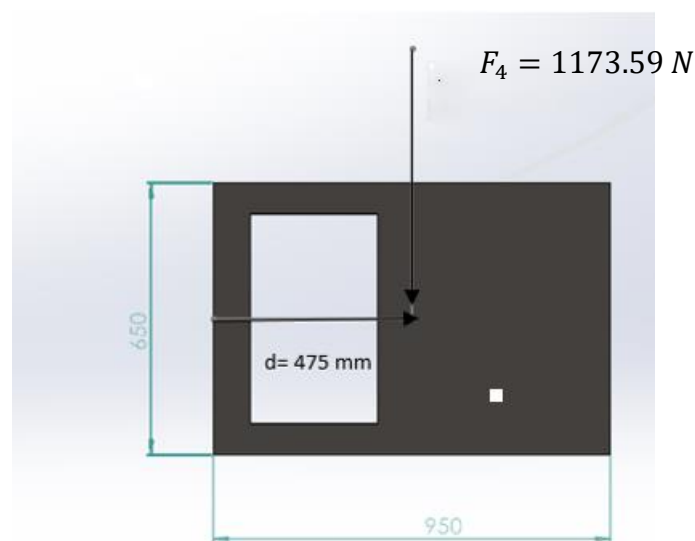


Figura 31. Diagrama libre de plancha base .

3.9.2. Análisis a cortante

El esfuerzo cortante medio en el elemento se calculó utilizando la siguiente expresión:

$$\tau v = \frac{V}{A}$$

Sustituyendo:

$$\tau v = \frac{1173.59 \text{ N}}{650 \text{ mm } (e)}$$

El factor de seguridad a cortante se definió como:

$$F_{Scortante} = \frac{0.5(Sy)}{\tau v}$$

Se obtiene:

$$F_{Scortante} = \frac{0.5(250 \text{ MPa})}{\frac{1173.59 \text{ N}}{650 \text{ mm } (e)}}$$

$$2.5 = \frac{0.5(250 \text{ MPa})}{\frac{1173.59 \text{ N}}{650 \text{ mm } (e)}}$$

Despejando el espesor:

$$e = 3.61 \text{ mm}$$

En consecuencia, el espesor mínimo requerido según el criterio de cortante es de 3.61 mm, valor que resulta significativamente menor que los espesores comerciales disponibles.

3.9.3. Análisis a flexión

El esfuerzo por flexión se calcula mediante:

$$\sigma_F = \frac{M(c)}{I}$$

$$\sigma_F = \frac{F_4(d)(c)}{I}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_F = \frac{1173.59 \text{ N } (475 \text{ mm})(e/2)}{\frac{1}{12} (650 \text{ mm})(e)^3}$$

El factor de seguridad a flexión se definió como:

$$FS = \frac{Sy}{\sigma_F}$$

Se obtiene:

$$2.5 = \frac{250 \text{ MPa}}{\frac{1173.59 \text{ N} (475 \text{ mm})(e/2)}{\frac{1}{12} (650 \text{ mm})(e)^3}}$$

Resolviendo:

$$e = 7.2 \text{ mm}$$

Comparando ambos resultados, se adopta el mayor valor obtenido por criterios de seguridad, correspondiente al análisis a flexión.

Por lo tanto, en el anexo 4, se selecciona una plancha de acero A36 con un espesor comercial de 8 mm, garantizando un funcionamiento seguro y adecuado del sistema.

Peso de la plancha

$$P_3 = (180.60 \text{ kg}) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 1769.88 \text{ N}$$

3.9.4. Dimensionamiento Estructural

La Figura 32 muestra el diseño de la estructura que soporta el sistema del equipo triturador.

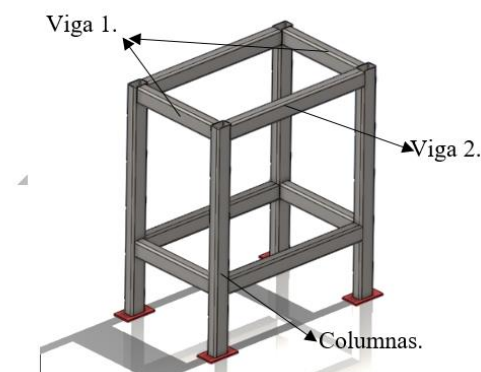


Figura 32. Diseño de la estructura

Para el dimensionamiento estructural, se consideran todas las cargas actuantes, incluyendo el peso propio de la estructura, la carga total se calcula mediante:

$$F_5 = F_4 + P_4$$

Sustituyendo los valores:

$$F_5 = 483.67 \text{ N} + 1769.88 \text{ N} = 2253.55 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza total aplicada sobre la estructura es de 2253.5 N, valor que será utilizado para la verificación de resistencia y estabilidad del diseño.

3.9.5. Cálculo de la viga 1

Para calcular la carga distribuida sobre la estructura, se emplea la siguiente ecuación:

$$Q_2 = \frac{F_5}{l_2} \quad (24)$$

Donde:

Q_2 = Carga distribuida secundaria (N/mm)

F_4 = Fuerza aplicada (N)

l_2 = Longitud del elemento (mm)

Sustituyendo en la ecuación:

$$Q_2 = \frac{2253.55 \text{ N}}{800 \text{ mm}} = 2.82 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Debido a que la estructura está conformada por dos vigas principales, la carga distribuida total se reparte entre ambas. En consecuencia, la carga distribuida que actúa sobre cada viga se calcula dividiendo el valor total entre dos, según la siguiente ecuación:

$$\frac{Q_2}{2} = \frac{2.82 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{2} = 1.41 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

De esta manera, cada viga soporta una carga distribuida de 1.41 N/mm, valor que será considerado en el análisis estructural individual.



Figura 33. Diagrama de cuerpo libre viga 1 .

Según la tabla anterior, para una viga simplemente apoyada con carga distribuida uniforme se aplican las siguientes ecuaciones:

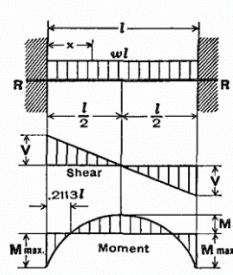
15. BEAM FIXED AT BOTH ENDS—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOADS	
	<p>Total Equiv. Uniform Load = $\frac{2wl}{3}$</p> <p>$R = V$ = $\frac{wl}{2}$</p> <p>V_x = $w\left(\frac{l}{2} - x\right)$</p> <p>$M_{\text{max. (at ends)}}$ = $\frac{wl^2}{12}$</p> <p>M_1 (at center) = $\frac{wl^2}{24}$</p> <p>M_x = $\frac{w}{12}(6lx - l^2 - 6x^2)$</p> <p>$\Delta_{\text{max. (at center)}}$ = $\frac{wl^4}{384EI}$</p> <p>Δ_x = $\frac{wx^2}{24EI}(l-x)^2$</p>

Figura 34. Haz fijo ambos extremos, distribuido uniformemente.

Reacciones en los apoyos

Según lo mostrado en la Figura 34, la reacción en cada apoyo se calcula mediante:

$$R = V = \frac{Q_2(l_2)}{2} \quad (12)$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = \frac{1.41 \text{ N/mm}(800 \text{ mm})}{2} = 564 \text{ N}$$

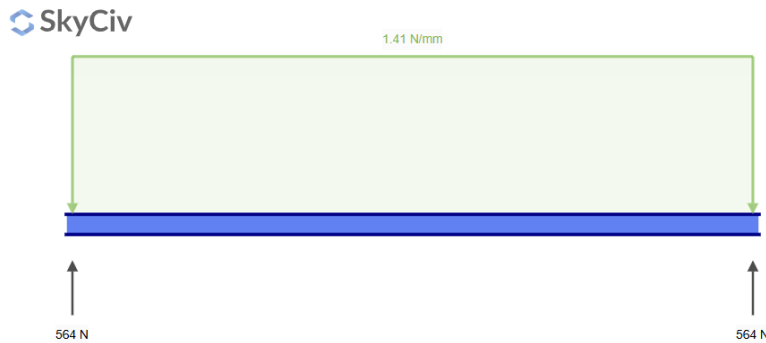


Figura 35. resultados de fuerzas

Momento flector máximo

Según la Figura 34, el momento máximo se calcula mediante:

$$M_{max} = \frac{Q_2(l_2)^2}{12} \quad (26)$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$M_{max} = \frac{1.41 \text{ N/mm}(800 \text{ mm})^2}{12} = 75200 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Módulo resistente requerido

El módulo resistente necesario del perfil se determina mediante:

$$S_y = \frac{M_{max}}{F_b} \quad (27)$$

Donde el esfuerzo admisible se define como:

$$\sigma_{adm} = 0.6 \cdot F_b$$

$$S_y = \frac{M_{max}}{0.6(Fb)} = \frac{75200 \text{ N.mm}}{0.6(250 \text{ MPa})}$$

Sustituyendo valores:

$$S_y = 501.33 \text{ mm}^3 = 0.50 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto, el perfil estructural seleccionado debe poseer un módulo resistente mínimo de 0,50 cm³ para asegurar un desempeño seguro bajo las condiciones de carga consideradas.

El perfil seleccionado del anexo 5, para la estructura es un tubo rectangular (Trec.) de 40 × 60 × 2 el cual presenta las siguientes propiedades geométricas:

$$A = 3.74 \text{ cm}^2 = 374 \text{ mm}^2$$

$$S_y = 4.90 \text{ cm}^3 = 4900 \text{ mm}^3$$

La tensión cortante se determina mediante:

$$\tau_v = \frac{V}{A}$$

Sustituyendo valores:

$$\tau_v = \frac{96 \text{ N}}{374 \text{ mm}^2} = 0.25 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a cortante se calcula como:

$$F_{scortante} = \frac{0.5(250 \text{ MPa})}{0.25 \text{ MPa}} = 500$$

Mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{M_{max}}{S_y}$$

Sustituyendo valores:

$$\sigma_F = \frac{75200 \text{ N.mm}}{4900 \text{ mm}^3} = 15.35 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a flexión es:

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{15.35 \text{ MPa}} = 16.3$$

3.9.6. Cálculo de viga 2

Para calcular la carga distribuida sobre la estructura, se emplea la siguiente ecuación:

$$Q_3 = \frac{F_5}{l_3} \quad (28)$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$Q_3 = \frac{2253.55 \text{ N}}{500 \text{ mm}} = 4.51 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Debido a que la estructura está conformada por dos vigas principales, la carga distribuida total se reparte entre ambas. En consecuencia, la carga distribuida que actúa sobre cada viga se calcula dividiendo el valor total entre dos, según la ecuación siguiente:

$$\frac{Q_3}{2} = \frac{4.51 \frac{N}{mm}}{2} = 2.25 \frac{N}{mm}$$

De esta manera, cada viga soporta una carga distribuida de 2.25 N/mm, valor que será considerado en el análisis estructural individual.



Figura 36. Diagrama de cuerpo libre viga 2 .

Según la tabla mencionada, para una viga simplemente apoyada con carga distribuida uniforme se aplican las siguientes ecuaciones:

15. BEAM FIXED AT BOTH ENDS—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOADS	
	<p>Total Equiv. Uniform Load = $\frac{2wl}{3}$</p> <p>$R = V$ = $\frac{wl}{2}$</p> <p>V_x = $w\left(\frac{l}{2} - x\right)$</p> <p>$M$ max. (at ends) = $\frac{wl^2}{12}$</p> <p>M_1 (at center) = $\frac{wl^2}{24}$</p> <p>M_x = $\frac{w}{12}(6lx - l^2 - 6x^2)$</p> <p>$\Delta$ max. (at center) = $\frac{wl^4}{384EI}$</p> <p>Δ_x = $\frac{wx^2}{24EI}(l-x)^2$</p>

Figura 37. Haz fijo ambos extremos, distribuido uniformemente.

Reacciones en los apoyos

De acuerdo con la Figura 37, se determina la reacción en cada apoyo mediante:

$$R = V = \frac{Q_3(l_2)}{2} \tag{29}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = \frac{2.25 \text{ N/mm}(500 \text{ mm})}{2} = 562.5 \text{ N}$$



Figura 38. resultados de fuerzas

El perfil seleccionado para la estructura es un tubo rectangular (Trec.) de $40 \times 60 \times 2$

La tensión cortante se determina mediante:

$$\tau v = \frac{V}{A}$$

Sustituyendo valores:

$$\tau v = \frac{562.5 \text{ N}}{374 \text{ mm}^2} = 1.50 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a cortante se calcula como:

$$F_{scortante} = \frac{0.5(250 \text{ MPa})}{1.50 \text{ MPa}} = 83.33$$

Momento flector máximo

Según la Figura 37, el momento máximo se calcula mediante:

$$M_{max} = \frac{Q_3(l_3)^2}{12} \quad (30)$$

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo.

Q_3 = Carga distribuida.

l_3 = Longitud del elemento.

Sustituyendo en la ecuación:

$$M_{max} = \frac{2.25 \text{ N/mm}(500 \text{ mm})^2}{12} = 46875 \text{ N.mm}$$

Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{M_{max}}{S_y}$$

Sustituyendo valores:

$$\sigma_F = \frac{46875 \text{ N} \cdot \text{mm}}{4900 \text{ mm}^3} = 9.57 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a flexión es:

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{9.57 \text{ MPa}} = 26.12$$

Se determina el peso total de los cuatro perfiles que conforman la estructura principal, correspondientes a las dos vigas longitudinales y dos vigas transversales.

El peso se calcula mediante:

$$P_5 = 2 \left(3.03 \frac{\text{kg}}{\text{m}} (0.8 \text{ m}) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \right) + 2 \left(3.03 \frac{\text{kg}}{\text{m}} (0.5 \text{ m}) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \right)$$

$$P_5 = 77.20 \text{ N}$$

Por lo tanto, el peso total de los perfiles estructurales es de 77.20 N, valor que será considerado en el análisis global de cargas del sistema.

3.9.7. Cálculo de carga en las columnas

Se determina la carga total que actúa sobre las columnas considerando todas las cargas aplicadas en la estructura.

La fuerza total se calcula mediante:

$$F_6 = F_5 + P_5$$

Sustituyendo valores:

$$F_6 = 2253.55 + 77.28 \text{ N} = 2330.83 \text{ N}$$

Por lo tanto, la carga total transmitida a las columnas es de 2330.83 N.

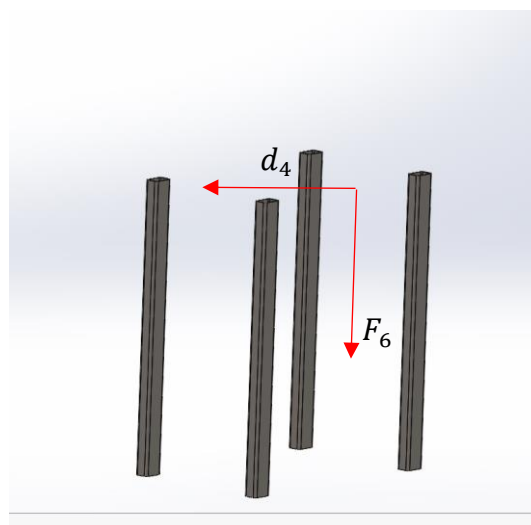


Figura 39. Representación del diagrama de cuerpo libre.

En la Figura 39 se presenta el diagrama de cuerpo libre correspondiente a las columnas. En el desarrollo del análisis se asume que la carga actúa sobre el centroide de la sección transversal, produciendo solicitaciones combinadas de compresión y flexión.

La separación entre el punto donde actúa la carga y la base de la columna se expresa de la siguiente manera:

$$d_4 = 471.70 \text{ mm}$$

Este valor se empleará para el cálculo de los esfuerzos en las columnas



Figura 40.Diagrama libre de columna.

La carga total que actúa sobre la estructura es:

$$F_6 = 475.7 \text{ N}$$

Considerando que la estructura está soportada por cuatro columnas, la carga por columna es:

$$F = \frac{F_6}{4}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$F = \frac{2330,83}{4} = 582.70 \text{ N}$$

La carga se asume aplicada en el centroide, generando flexión y compresión. El momento flector es:

$$M = F * d$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$M = 582.70 \text{ N} * 471.70 \text{ mm} = 274863.12 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para el perfil estructural TR 40 × 60 × 2, se considera un estado de flexión–compresión, ya que las columnas se encuentran sometidas simultáneamente a carga axial y momento flector.

Esta combinación genera esfuerzos normales en las fibras del material.

Esfuerzo por Compresión Axial

El esfuerzo axial se calcula mediante:

$$\sigma_a(c) = \frac{F}{A}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$\sigma_a(c) = \frac{582.70 \text{ N}}{374 \text{ mm}^2} = 1.50 \text{ MPa}$$

Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{M_{max}}{S_y}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$\sigma_F = \frac{274863.12 \text{ N.mm}}{4900 \text{ mm}^3}$$
$$\sigma_F = 56.09 \text{ MPa}$$

Para evaluar la resistencia del material, se aplica el criterio de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_a(c) + \sigma_F)^2 + 0^2}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$\sigma' = \sqrt{(1.50 + 56.09)^2 + 0^2} = 57.56 \text{ MPa}$$

Considerando un límite de fluencia del acero de 250 MPa, el factor de seguridad se determina mediante la siguiente expresión:

$$F_S = \frac{250 \text{ MPa}}{57.56 \text{ MPa}} = 4.34$$

El valor del factor de seguridad obtenido (FS = 4.34), indica que el perfil escogido presentaría una holgura bastante considerable frente a los esfuerzos provocados por la fusión de la flexión y la compresión, Por lo tanto, el diseño estructural de las columnas resulta apropiado para las condiciones de carga consideradas.

3.10. Sujeción pernos

La unión del sistema del eje con la estructura se realiza mediante 14 pernos, los cuales deben resistir las cargas generadas por el funcionamiento del equipo, considerando esfuerzos axiales y de flexión.

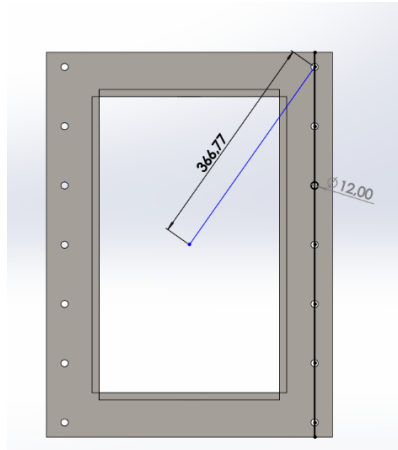


Figura 41. Diagrama cuerpo libre

La fuerza total transmitida es:

$$F_3 = 483.67 \text{ N}$$

Distribuida entre 14 pernos:

$$F_3 = \frac{483.67 \text{ N}}{14}$$

Se considera como caso crítico el perno ubicado a mayor distancia del centro de carga, con una distancia:

$$D=366.77\text{mm}$$

Este perno es el más exigido debido al efecto de flexión.

El esfuerzo axial se calcula mediante:

$$\sigma_a = \frac{\frac{483.67 \text{ N}}{14}}{\frac{\pi}{4} (\text{Øperno})^2}$$

El esfuerzo por flexión es:

$$\sigma_F = \frac{\frac{483.67 \text{ N}}{14} (366.77 \text{ mm}) (\text{Øperno}/2)}{\frac{\pi}{4} (\text{Øperno})^4}$$

Se utiliza el criterio de Von Mises para evaluar la posibilidad de falla:

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_F)^2 + 0^2}$$


FICHA TECNICA
PERNOS HEXAGONALES
GRADO 8



SAE J429 GRADE 8

ESTÁNDARES REGULADORES:

SAE J429	Cubre los requisitos mecánicos y materiales para los sujetadores de la serie de la pulgadas usadas en automotor y industrial relacionados en los diámetros con 1-1/2".
ASME B18.2.1	Cubre los datos generales y dimensionales completos para múltiples tipos de tornillos y tornillos cuadrados cuadrados y hexagonales.
ASME B1.1 UNC y UNF Clase 2A	Especifica el formato de rosca, la serie, la clase, la tolerancia y la designación para los hilos de rosca unificados.



Producto que se marcará con la marca del fabricante como se indica en la 'X'.

APLICACIONES:
 Factor de alta resistencia común / económico. Tiene mayor resistencia a la tracción que el grado 5. Diseñado para su uso en aplicaciones de alta tensión.

PROPIEDADES MATERIALES:
 Acero de aleación de carbono medio, tratado térmicamente, templado y templado.
 Nota: Para diámetros de 1/4" a 7/8", se permite utilizar acero AISI 4141.

DISEÑO	CARGA DE PRUEBA	RENDIMIENTO DE FLOTAMIENTO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	Marca
1/4" a través de 1-1/2"	120,000 psi	130,000 psi	150,000 psi	CS8 e CS9
Alargamiento	12% mínimo (Todos los diámetros)			
Reducción del área	35% Mínimo (Todos los diámetros)			

Las resistencias de los materiales enumerados son mínimamente aceptables por norma de gobierno. Dúmpes del núcleo basadas en la escala de Rockwell. Para diámetros mayores de 1-1/2 pulg., Vea ASTM A354 Grado BC.

GRADOS SIMILARES
 ASTM A354 Grado BC
 Clase 35.8 Tornillos de cabeza hexagonal

Figura 42. Tabla de pernos.

De la tabla de propiedades mecánicas se selecciona un perno Grado 8, con: $S_y = 1034 \text{ MPa}$
 Por lo tanto:

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

$$2.5 = \frac{1034 \text{ MPa}}{\sqrt{\left(\frac{483.67 \text{ N}}{14} + \frac{483.67 \text{ N}}{14} \frac{(366.77 \text{ mm})(\phi_{\text{perno}}/2)}{\pi(\phi_{\text{perno}})^4}\right)^2}}$$

Despejando el diámetro del perno:

$$\phi_{\text{perno}} = 2.7 \text{ mm}$$

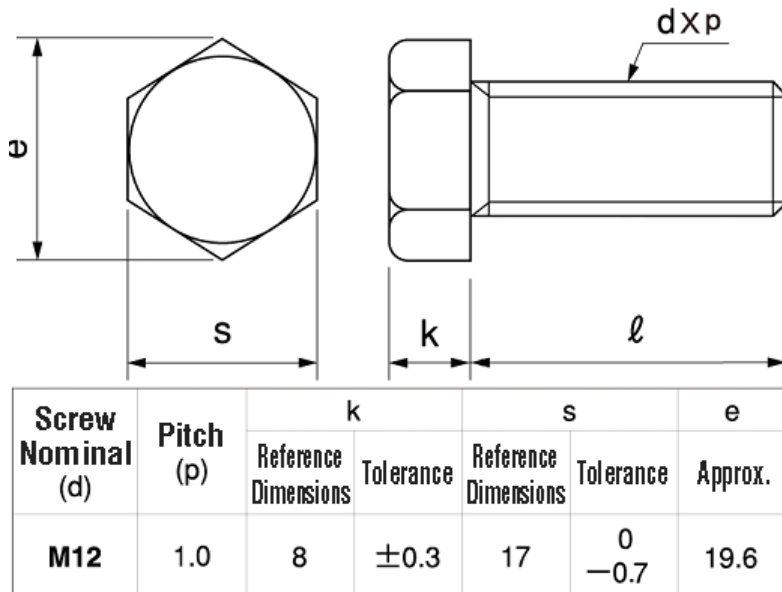


Figura 43. Propiedades del perno.

Considerando disponibilidad comercial y margen de seguridad, se selecciona el perno:

M12 – Grado 8

Este perno cumple con los requerimientos de resistencia mecánica y garantiza una adecuada sujeción del sistema del eje durante la operación.

3.11. Soldadura

3.11.1. Soldadura en viga 1

En esta sección se realiza el dimensionamiento de la soldadura de filete aplicada a la viga 1, considerando las cargas y geometría del elemento. La finalidad es verificar que la soldadura seleccionada cumpla considerando los criterios de resistencia y el factor de seguridad exigido.

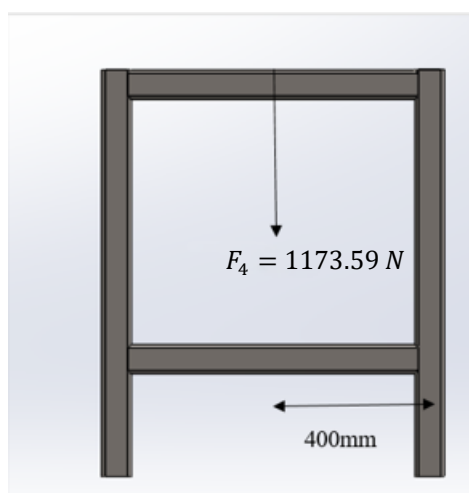


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre.

La viga a soldar presenta una sección rectangular de 60×40 mm, como se indica en la Figura 44. Para el análisis, se consideró una configuración de soldadura en “filete” distribuida a lo largo de los bordes del perfil, tal como se muestra en la Figura 45, donde se identifican las fuerzas y momentos aplicados sobre la viga.

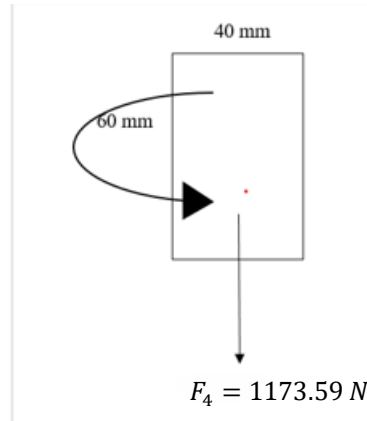


Figura 45. Cara de 60 x 40

El momento generado sobre la soldadura se determina como:

$$M = F_4 * d$$

$$M = 1173.59(400 \text{ mm}) = 469436 \text{ N.mm}$$

Para la soldadura se selecciona el electrodo E6013, de acuerdo con la Tabla 9.3 de Shigley (Figura 46), con una resistencia a la tracción última de:

AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
E60xx	62 (427)	50 (345)	17–25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14–17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13–16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Figura 46. Tabla 9.3 del shigley

De acuerdo con la Figura 47 (Tabla de propiedades de flexión de soldaduras en filete):

Table 9-2
Bending Properties of Fillet Welds*







Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Figura 47.Tabla propiedades de flexión de las soldaduras de filete.

Según la Tabla de propiedades de flexión de soldaduras en filete (Figura 47), las dimensiones geométricas relevantes son las siguientes:

$$\bar{x} = \frac{b}{2} \quad (13)$$

$$\bar{x} = \frac{40 \text{ mm}}{2} = 20 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2} \quad (14)$$

$$\bar{y} = \frac{60 \text{ mm}}{2} = 30 \text{ mm}$$

El momento de inercia equivalente de la soldadura se calcula como:

$$I_U = \frac{(d)^2}{6}(3b + d) \quad (15)$$

$$I_U = \frac{(60 \text{ mm})^2}{6}(3(40 \text{ mm}) + 60 \text{ mm}) = 108000$$

La tensión de corte sobre la soldadura se determina combinando los efectos de la fuerza transversal V y el momento flector M:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (16)$$

$$\tau' = \frac{1173.59 \text{ N}}{2(40t) + 2(60t)}$$

$$\tau'' = \frac{M(c)}{I} \quad (17)$$

$$\tau'' = \frac{469436 \text{ N} \cdot \text{mm}(30 \text{ mm})}{108000(t)}$$

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad (18)$$

Se define un factor de seguridad $FS = 2.5 \text{ MPa}$, considerando el esfuerzo permisible como:

$$FS = \frac{0.3(Sut)}{\tau} \quad (19)$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$2.5 = \frac{0.3(427 \text{ MPa})}{\sqrt{\left(\frac{1173.59 \text{ N}}{2(40t) + 2(60t)}\right)^2 + \left(\frac{469436 \text{ N} \cdot \text{mm}(30 \text{ mm})}{108000(t)}\right)^2}}$$

Al resolver la ecuación para t , se obtiene:

$$t = 2.55 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

El tamaño efectivo de la soldadura, tomando en cuenta la relación geométrica, es:

$$h = \frac{3}{0.707} = 4.24 \approx 4 \text{ mm}$$

3.11.2. Soldadura en viga 2

En esta sección se realiza el dimensionamiento de la soldadura de filete aplicada a la viga 1, considerando las cargas y geometría del elemento. La finalidad es verificar que la soldadura seleccionada asegurando que se satisfagan los criterios de resistencia y el factor de seguridad exigido.

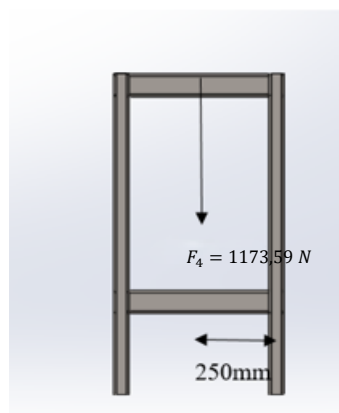


Figura 48. Diagrama de cuerpo libre.

La viga a soldar presenta una sección rectangular de 60×40 mm, como se indica en la Figura 48. Para el análisis, se adoptó una configuración de soldadura en 'filete' distribuida a lo largo de los bordes del perfil, tal como se observa en la Figura 49, donde se muestran las fuerzas y momentos aplicados sobre la viga.

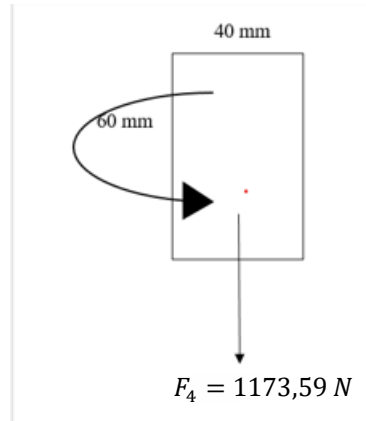


Figura 49. Cara de 60 x 40

El momento generado sobre la soldadura se determina como:

$$M = F * d$$

$$M = 1173,59 (250mm) = 293397,5 N.mm$$

Para la soldadura se selecciona el electrodo E6013, de acuerdo con la Tabla 9.3 de Shigley (Figura 54), con una resistencia a la tracción última de:

Anexo 15. Propiedades mecánicas del material de aporte en soldadura de distintos electrodos [14].

Table 9-3 Minimum Weld-Metal Properties	AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
	E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
	E70xx	70 (482)	57 (393)	22
	E80xx	80 (551)	67 (462)	19
	E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
	E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
	E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*The American Welding Society (AWS) specification code numbering system for electrodes. This system uses an E prefixed to a four- or five-digit numbering system in which the first two or three digits designate the approximate tensile strength. The last digit includes variables in the welding technique, such as current supply. The next-to-last digit indicates the welding position, as, for example, flat, or vertical, or overhead. The complete set of specifications may be obtained from the AWS upon request.

Figura 50. Tabla 9.3 del shigley

De acuerdo con la Figura 55 (Tabla de propiedades de flexión de soldaduras en filete):

Bending Properties of Fillet Welds*







Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
1. 	$A = 0.707td$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414bd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414bt$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707b(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707b(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414b(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Figura 51. Tabla propiedades de flexión de las soldaduras de filete.

Según la Tabla de propiedades de flexión de soldaduras en filete (Figura 55), las dimensiones geométricas más relevantes son:

$$\bar{x} = 20 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 30 \text{ mm}$$

El momento de inercia equivalente de la soldadura se calcula como:

$$I_U = 108000$$

La tensión de corte sobre la soldadura se determina combinando los efectos de la fuerza transversal V y el momento flector M:

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$\tau' = \frac{1173.59 \text{ N}}{2(40t) + 2(60t)}$$

$$\tau'' = \frac{M(c)}{I}$$

$$\tau'' = \frac{293397.5 \text{ N} \cdot \text{mm}(30 \text{ mm})}{108000(t)}$$

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

Se adopta un factor de seguridad $FS = 2.5 MPa$, tomando como referencia el esfuerzo permisible:

$$FS = \frac{0.3(Sut)}{\tau}$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$2.5 = \frac{0.3(427 MPa)}{\sqrt{\left(\frac{1173.59 N}{2(40t) + 2(60t)}\right)^2 + \left(\frac{293397.5 N \cdot mm(30 mm)}{108000(t)}\right)^2}}$$

Resolviendo la ecuación para t , se obtiene:

$$t = 1.59 mm \approx 2 mm$$

El tamaño efectivo de la soldadura considerando la relación geométrica es:

$$h = \frac{2 mm}{0.707} = 2.82 \approx 3 mm$$

El dimensionamiento realizado garantiza que la soldadura de filete soporte las cargas y momentos aplicados, asegurando que se cumpla con el factor de seguridad establecido. La selección del electrodo E6013 y el espesor de soldadura $t=3 mm$ aseguran un comportamiento estructural seguro y adecuado para la viga analizada.

La soldadura se realiza con una altura efectiva de 4 mm, empleando un electrodo E6013 con una resistencia última a la tracción de:

Sustituyendo los valores en la ecuación general:

$$FS = \frac{0.3(427 MPa)}{\sqrt{\left(\frac{1173.59 N}{2(40)(3 mm) + 2(60 mm)(3 mm)}\right)^2 + \left(\frac{469436 N \cdot mm (30 mm)}{108000(3 mm)}\right)^2}}$$

Resolviendo la expresión anterior, se obtiene:

$$FS = 2.94$$

El factor de seguridad obtenido indica que la soldadura con una altura de 4 mm presenta una capacidad resistente adecuada frente a las cargas aplicadas, cumpliendo con los criterios de seguridad establecidos para el diseño estructural.

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN DEL EQUIPO

A continuación, se realiza el análisis correspondiente que permitirá validar los resultados obtenidos anteriormente.

4.1 Generalidades de la simulación estática

La simulación estructural estática consiste en el estudio del comportamiento de sistemas mecánicos y estructurales cuando estos se encuentran sometidos a distintas condiciones de carga [55].

Mediante este tipo de análisis es posible evaluar variables mecánicas clave, tales como los esfuerzos internos, las deformaciones y los desplazamientos que se generan en los componentes del sistema [55].

Para realizar este análisis se emplea una herramienta computacional especializada, el cual emplea métodos numéricos y técnicas de cálculo computacional para resolver ecuaciones diferenciales de alta complejidad [55]. De esta forma, se obtienen resultados que permiten representar de manera aproximada la respuesta real del equipo, previamente modelado mediante herramientas CAD (Diseño Asistido por Computadora) [56], las cuales permiten desarrollar, ajustar, evaluar y optimizar diseños mediante herramientas computacionales especializadas, considerando las condiciones de operación definidas. [55].

El análisis estructural estático permite evaluar la respuesta del modelo frente a la aplicación de cargas externas y restricciones de movimiento [55], proporcionando como resultados principales los campos de desplazamientos, esfuerzos y deformaciones [55]. Adicionalmente, el software de simulación posibilita la estimación de los factores de seguridad del material, considerando las distintas teorías de falla disponibles, las cuales se fundamentan en las ecuaciones características de cada material [55].

Para la realización de este análisis se establecen las siguientes hipótesis básicas [55]:

- Las cargas incluidas en el análisis son de naturaleza estática, por lo que no se toman en cuenta efectos dinámicos como fuerzas de inercia, vibraciones o amortiguamiento [55]. Dichas cargas se aplican de forma gradual hasta alcanzar un valor máximo previamente definido [55].

- Se supone un comportamiento elástico lineal del material, lo que implica que las tensiones y deformaciones generadas son directamente proporcionales a las cargas aplicadas, siempre que el sistema opere dentro del límite elástico establecido [55].

Bajo estas premisas, en el presente estudio se analizarán exclusivamente los efectos estáticos, tales como fuerzas aplicadas, momentos flectores y torsión, que actúan sobre los distintos componentes que integran el equipo. Asimismo, las propiedades mecánicas asignadas a cada elemento permiten caracterizar su comportamiento estructural y generar la información necesaria para validar el diseño.

4.2 Métodos de simulación

4.2.1. Método de Análisis por Elementos Finitos (FEA)

El empleo del Análisis por Elementos Finitos (denominado FEA por su acrónimo en inglés) representa uno de los métodos numéricos con mayor presencia en el software de simulación orientado a estudios estáticos [57]. Dicha estrategia consiste en fraccionar volúmenes de geometría compleja en secciones menores y más simples llamadas elementos finitos [55].

Esta metodología se basa en la subdivisión de geometrías complejas en regiones más pequeñas y controlables, denominadas elementos finitos [57]. Estos elementos se conectan entre sí a través de puntos específicos conocidos como nodos [57].

Los elementos y nodos conforman un mallado en el que el dominio continuo se fragmenta en un número determinado de partes; a este procedimiento se le denomina discretización [55]. Una vez realizada esta etapa, se construye un modelo matemático de carácter numérico que sirve como fundamento del análisis computacional [57]. La fidelidad de los datos obtenidos está estrechamente vinculada a la configuración de la red de elementos, lo cual exige una revisión minuciosa de variables como la dimensión del elemento para asegurar que el análisis sea confiable. [57].

Mediante la integración de los principios físicos de los materiales y sus leyes matemáticas fundamentales, el procedimiento FEA logra proyectar de forma estimativa la respuesta mecánica de la estructura [55]. Para ello, calcula los campos de desplazamientos, deformaciones y tensiones en cada región del modelo discretizado [57]. Analizando diversas condiciones de carga y restricciones [57].

La Figura 52 muestra los elementos y nodos presentes en un mallado mediante simulación FEA.

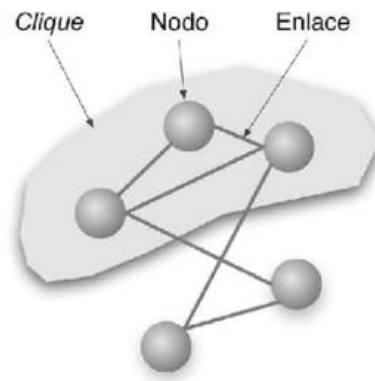


Figura 52 Elementos y nodos [57].

en la Figura 53 se presenta un ejemplo de un sistema completamente discretizado de forma adecuada

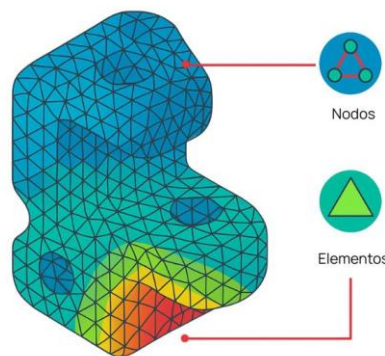


Figura 53.Ejemplo de sistema discretizado [55].

4.2.2. Determinación del funcionamiento del método FEA

El modelo discretizado no se limita a servir como una representación gráfica del sistema, sino que actúa como el fundamento del análisis computacional [58]. Dentro de este esquema, las reacciones estructurales se generan principalmente en los nodos, como consecuencia directa de las cargas aplicadas y de las restricciones cinemáticas definidas por las condiciones de contorno [57]. A partir de estas acciones, cada nodo desarrolla desplazamientos específicos, los cuales están gobernados por la ecuación de equilibrio que describe la respuesta mecánica del sistema [55]. Esta es la manera en la que funciona el proceso de cálculo para simulaciones incorporadas con el método FEA.

La ecuación de equilibrio se expresa en forma matricial e incorpora la matriz de rigidez, la cual representa la oposición de la estructura frente a las deformaciones generadas por fuerzas externas [57]. El comportamiento estructural se evalúa inicialmente considerando la respuesta individual de cada nodo y posteriormente se integra de manera global al ensamblar la

contribución de todos los nodos que conforman el modelo discretizado [57]. La Ecuación (36) presenta esta relación [57].

$$\{q\} = [K]\{a\} + \{T_p\} + \{T_c\} \quad (37)$$

Donde:

q = Vector de fuerza nodal.

K = Matriz de rigidez.

a = Vector de desplazamiento en cada uno de los nodos.

T_p = Representa el conjunto de fuerzas de reacción en los nodos, las cuales surgen como respuesta a las sollicitaciones impuestas sobre la geometría ya discretizada.

T_c = Vector de fuerzas nodales de reacción ante deformaciones iniciales en el modelo discretizado.

4.2.3. Determinación de desplazamientos, deformaciones y esfuerzos mediante el método FEA

Por consiguiente, las herramientas de computación fundamentadas en el MEF (Método de Elementos Finitos) procesan de forma numérica los sistemas de ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento estructural estático, estableciendo las relaciones fundamentales entre desplazamientos, deformaciones y esfuerzos [57]. Dichas interacciones se fundamentan en variables vinculadas a la naturaleza mecánica de los materiales y a la configuración geométrica de la estructura, lo que facilita una representación exacta del comportamiento sistémico ante las sollicitaciones impuestas [57]. Las Ecuaciones (37) a (39) muestran dichas relaciones.

$$\{F\} = \{K\} \cdot \{U\} \quad (38)$$

$$\{\varepsilon\} = \{D\} \cdot \{U\} \quad (39)$$

$$\{\sigma\} = \{C\} \cdot \{\varepsilon\} \quad (40)$$

Donde:

F = Fuerza.

K = Matriz de rigidez.

U = Vector de desplazamiento.

ε = Deformación.

D = Matriz constitutiva.

σ = Esfuerzo.

C = Matriz de esfuerzo.

4.2.4. Método de Análisis por External Approximations

También conocido como Método de Aproximaciones Externa, se basa en formulaciones matemáticas que utilizan métodos numéricos avanzados para resolver problemas de elasticidad sin depender directamente de una malla clásica como en el FEA [59].

Contrario a la estimación del desplazamiento a nivel local en cada elemento, las aproximaciones externas generan dicho campo mediante una combinación de funciones de base global, las cuales son proyectadas a lo largo de todo el dominio del sólido [59]. Softwares como Altair SimSolid utilizan este método junto con otras herramientas de identificación de elementos característicos (como pernos, arandelas, soldaduras) para agilizar el proceso de simulación [59].

Para lograrlo, este método se basa en el Meshless o métodos sin mallado directo [59]. En él las ecuaciones discretas se calculan a partir de nodos con conectividad indefinida que se encuentran distribuidos a lo largo del sistema en análisis llamada dominio y sus condiciones de frontera [59]. En palabras más simples, se realiza un mapeo del modelo que permite distribuir y resolver las ecuaciones correspondientes a las relaciones desplazamientos – deformaciones y desplazamientos – esfuerzos.

Todo esto se logra desde fuera de los espacios de Sobolev (espacios vectoriales conformados por las ecuaciones a resolver) [59], hasta converger a la solución exacta gracias a funciones base características de las aproximaciones externas [59].

Adicionalmente, SimSolid realiza múltiples pasadas adaptativas que ayudan a definir las funciones y espacios para permitir la convergencia a través de las ecuaciones con funciones base y obtener los resultados [59].

A continuación, en la Ecuación (38) se presenta la expresión característica asociada a este método:

$$U_h = \sum_i^n a_i(U)p_i + \sum_k^N \left(\int_{\Gamma} g_k \gamma U d\Gamma \right) p_k \quad (41)$$

Donde:

U_h = Este método consiste en la proyección de una función externa hacia un subespacio de aproximación dentro del marco de los espacios de Sobolev.

a_i = Esta expresión describe la configuración cinemática del componente, integrando las variables esenciales que rigen su comportamiento dentro de la formulación analítica.

U = Se refiere al grupo de funciones de estimación que han sido establecidas para el área interna del elemento.

p_i y p_k = Se definen como los vectores de aproximación que conforman la base de un espacio funcional de tipo PPP con dimensiones finitas. Este debe poseer la propiedad de completitud, integrando polinomios de diversos grados para avalar la convergencia de los resultados mediante metodologías adaptativas.

$\int_{\Gamma} g_k \gamma U d\Gamma$ = Integral que representa los grados de libertad asociados al contorno del elemento.

4.3 Fases de la simulación estática

Para obtener los resultados de una simulación numérica es indispensable aplicar una serie de etapas que garanticen la correcta preparación del modelo CAD, asignar sus propiedades y definir su comportamiento mecánico [55]. De manera general, todo proceso de simulación se desarrolla a través de tres etapas fundamentales [55].

4.3.1. Preprocesamiento

El preprocesamiento corresponde a la fase inicial del análisis numérico y es considerada una de las etapas más determinantes del proceso, puesto que la exactitud y confiabilidad de los resultados dependen directamente de una correcta configuración en esta fase [55]. Durante el preprocesamiento se crea o se importa el modelo CAD que será analizado [56], y se realiza una depuración geométrica exhaustiva, en la cual se eliminan detalles innecesarios y se corrigen imperfecciones que, aunque no influyen de forma significativa en la respuesta física del sistema, pueden afectar la estabilidad, la convergencia y el desempeño del cálculo computacional [55].

A continuación, se procede a la carga de los atributos físicos de los materiales dentro del modelo [55], Los valores del módulo de Young, el coeficiente de Poisson y la densidad se asignaron al software para representar fielmente las características físicas del acero seleccionado [57].

A continuación, se definen las condiciones de contorno [55], las cuales limitan o restringen el movimiento del modelo mediante apoyos, fijaciones o uniones [55], así como los diferentes estados de carga representados por fuerzas, momentos, presiones o torsiones [55].

Dentro del marco del FEA, esta fase contempla adicionalmente la construcción de la malla y la división del dominio analizado, pasos previos e indispensables para la ejecución del procesamiento numérico [55].

4.3.2. Procesamiento

En la fase de procesamiento, el motor de cálculo ejecuta el análisis numérico mediante el uso de algoritmos de alta capacidad para resolver las ecuaciones que representan la respuesta física del modelo. [55]. Este cálculo integra los atributos mecánicos de los materiales junto con las restricciones de borde y los esquemas físicos que fueron establecidos en la etapa inicial del estudio. [55]. Este cálculo amalgama los atributos mecánicos de los materiales junto con las restricciones de borde y los esquemas físicos que fueron establecidos en la etapa inicial del estudio [55].

Posteriormente, el proceso permite evaluar las condiciones impuestas al modelo y determinar su respuesta estructural frente a las cargas y restricciones aplicadas, obteniendo así los resultados numéricos correspondientes [55].

4.3.3. Postprocesamiento

Una vez finalizado el cálculo numérico, se procede a la etapa de postprocesamiento, en la cual se organizan, se examinan e interpretan los resultados derivados del análisis por simulación [55]. En esta fase, el software ofrece diversas herramientas para la visualización y evaluación de resultados, como mapas de contorno, escalas de color, animaciones de deformación, gráficos comparativos y diagramas técnicos, que permiten examinar con mayor detalle el comportamiento del modelo CAD bajo las condiciones de operación establecidas [57].

Asimismo, el postprocesamiento constituye una fase fundamental para orientar el diseño en ingeniería, debido a que suministra datos visuales y numéricos esenciales para validar, perfeccionar o corregir tanto la configuración geométrica como las variables del modelo analizado [55].

4.4 Simulación del molino de cuchillas

Seguidamente, se describe el procedimiento de simulación de acuerdo con las etapas previamente definidas; en la Figura 54 se presenta la asignación de cargas y las condiciones de sujeción aplicadas al eje y a las cuchillas.

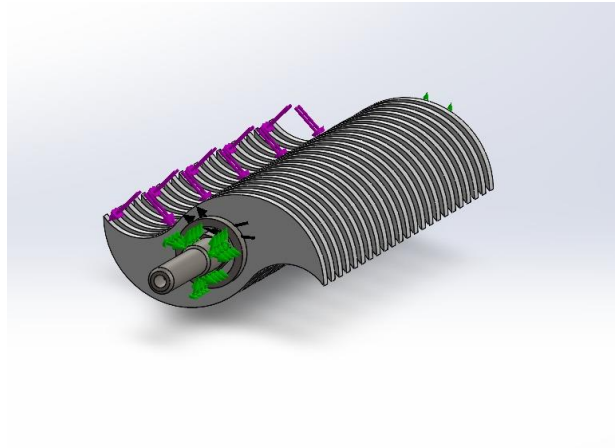


Figura 54. Cargas y sujeciones del eje.

La Figura 55 ilustra la discretización espacial aplicada tanto al eje como a los elementos de corte, permitiendo un análisis detallado de los esfuerzos en cada nodo del sistema.

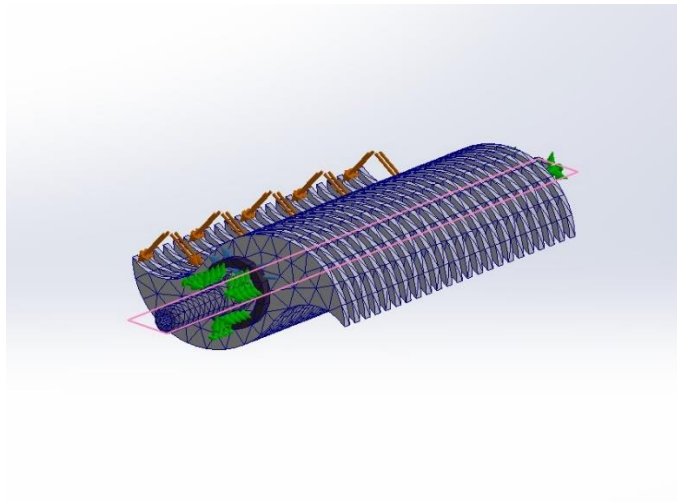


Figura 55. Mallado del eje.

Los niveles de deformación calculados para las cuchillas y el eje tras el proceso de simulación se encuentran representados en la Figura 56.

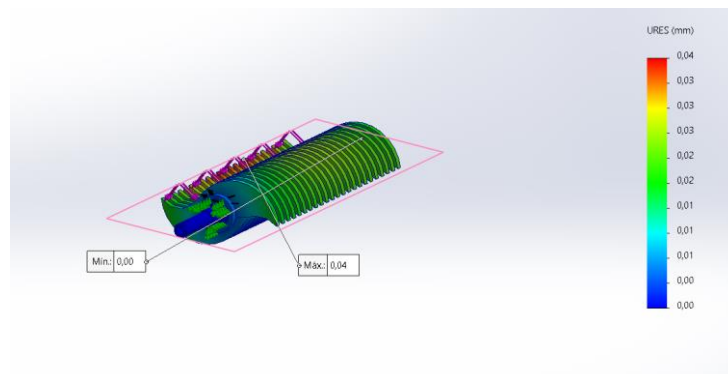


Figura 56.desplazamiento del eje.

En la Figura 57 se presentan los esfuerzos generados luego de aplicar las cargas y condiciones de sujeción en el eje.

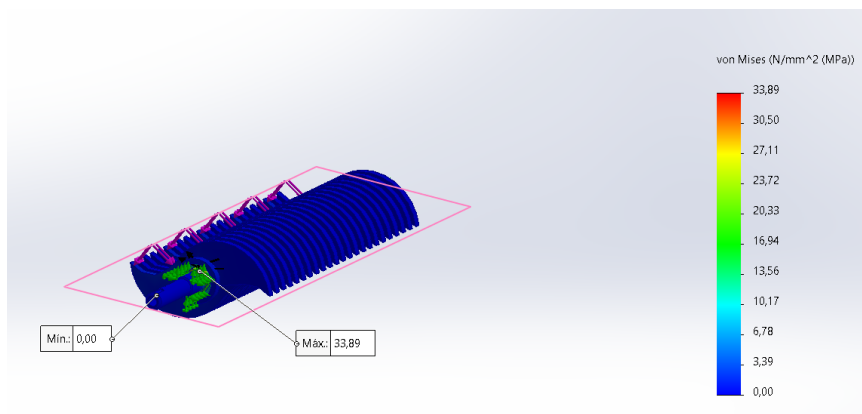


Figura 57. Cargas máximas y mínimas.

Los coeficientes de seguridad calculados para el componente del eje, derivados del estudio estructural, se encuentran detallados gráficamente en la Figura 58.

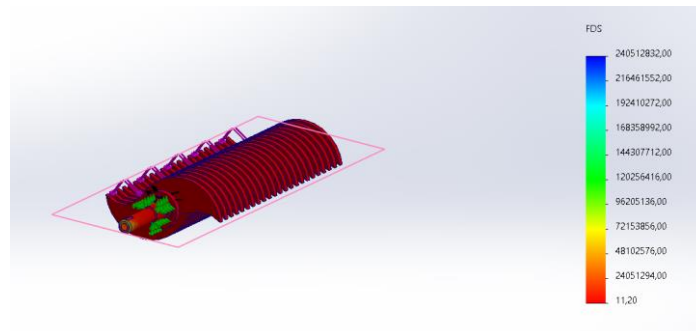


Figura 58. Perfil del coeficiente de seguridad a lo largo del componente del eje.

4.5 Discusión de resultados

Los resultados expuestos en las secciones previas serán analizados en el siguiente apartado.

La Figura 56 demuestra que los desplazamientos máximos en el eje son de 0.04 mm ocurriendo en la punta de las cuchillas, donde incidirá la carga.

La Figura 57 muestra que las zonas de máximo esfuerzo correspondiendo a 33,89 MPa, presentándose en la unión del eje y la primera cuchilla por efectos de la torsión.

La Figura 58 muestra un factor de seguridad de 11,20 en el eje y cuchillas.

4.6 Simulación de estructura

Se procede a mostrar el proceso de simulación, para ello se hace uso de software especializado que permita verificar las soldaduras, haciendo uso de SimSolid que utiliza el método de las aproximaciones externas explicado anteriormente. De acuerdo con la secuencia metodológica descrita, la Figura 59 detalla la disposición de las cargas aplicadas, junto con los vínculos de soporte y las limitaciones de movimiento establecidas para el análisis de la estructura.

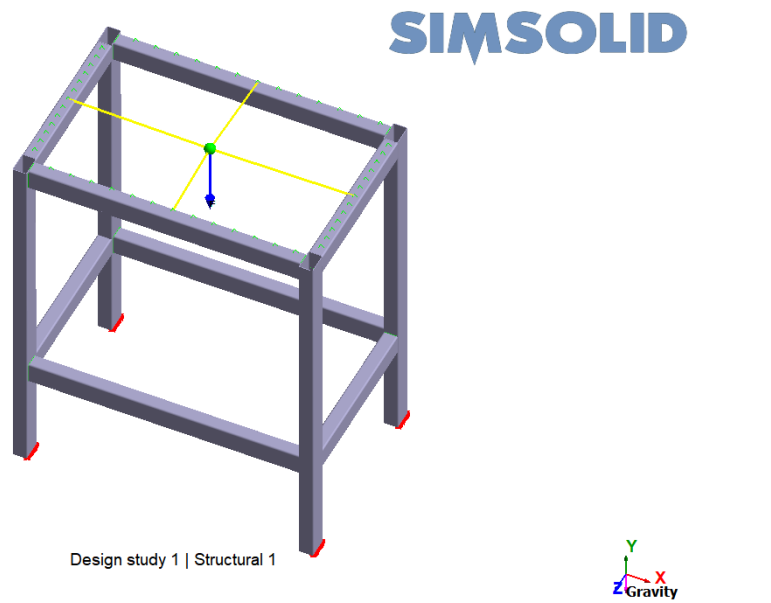


Figura 59. Cargas y sujeciones del eje .

La Figura 60 expone el comportamiento del sistema en términos de desplazamientos elásticos, los cuales fueron calculados mediante el procesamiento numérico de la estructura.

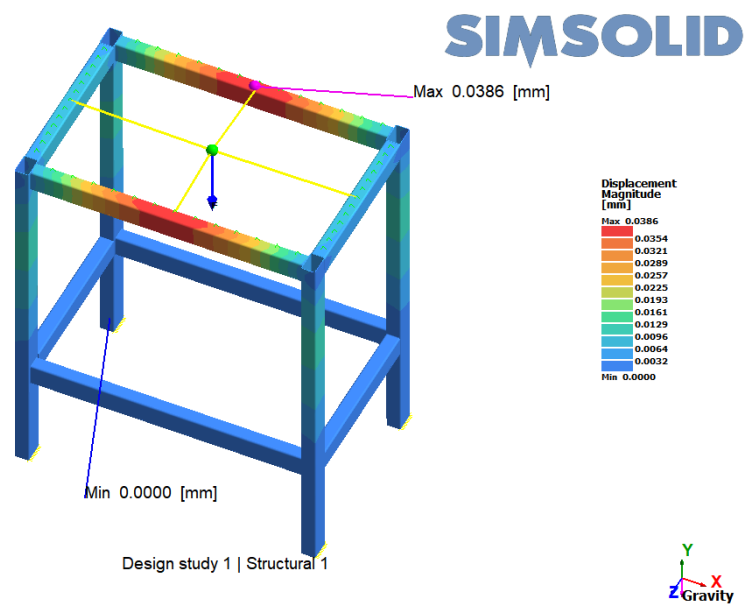


Figura 60. Desplazamiento máximo registrado en la estructura.

En la Figura 61 se presentan los esfuerzos generados luego de aplicar las cargas y condiciones de sujeción en la estructura.

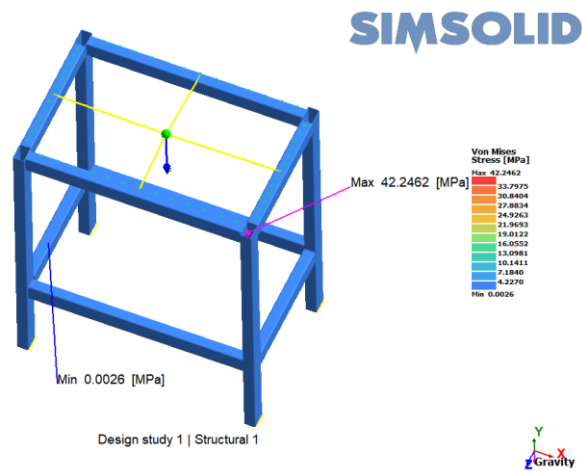


Figura 61. Cargas máximas y mínimas de la estructura.

La Figura 62 detalla la magnitud máxima de esfuerzo detectada en el sistema estructural como resultado del procesamiento numérico efectuado.

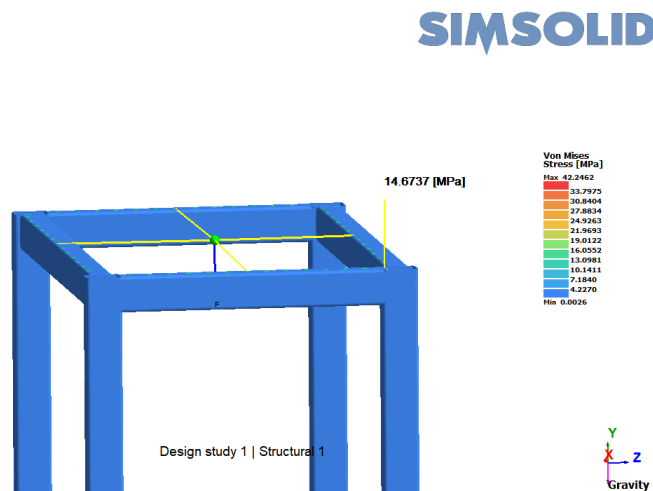


Figura 62. Máximo esfuerzo en la estructura .

En la Figura 63 se presentan los valores del factor de seguridad obtenidos para la estructura construida en acero ASTM A36.

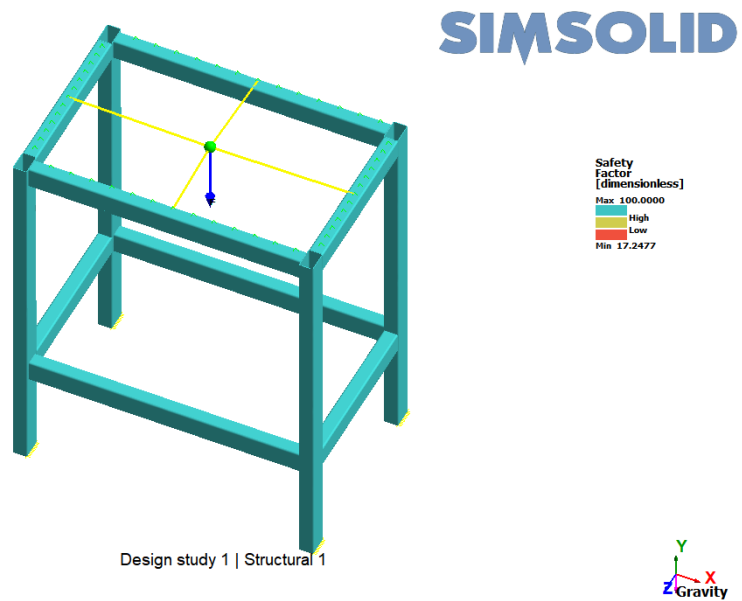


Figura 63 Factor de seguridad de la estructura.

Como cierre de los análisis, la Figura 64 exhibe los niveles de seguridad operativa calculados para las juntas soldadas, considerando las propiedades del aporte de electrodo E6013 dentro del marco estructural.

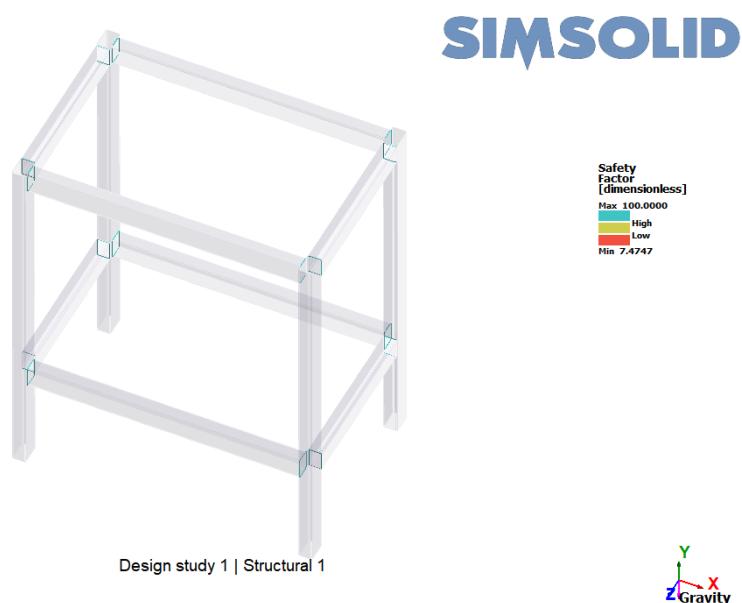


Figura 64. Distribución del factor de seguridad en la estructura.

4.7 Discusión del resultado

Los resultados presentados en las secciones previas serán analizados a continuación. La Figura 61 demuestra que el desplazamiento s máximas en la estructura son de 0,039 mm ocurriendo a mitad de la Viga 2, lo que resulta apropiado para su resistencia.

La Figura 61 indica que las zonas de mayor esfuerzo alcanzan un valor de 42,25 MPa, localizándose en una de las uniones soldadas correspondientes al encuentro entre la columna y la Viga 1 de la estructura. Por su parte, la Figura 62 presenta el esfuerzo máximo registrado en la estructura, con un valor de 14,67 MPa, el cual se ubica próximo a la unión soldada entre la columna y la Viga 2.

La Figura 63 presenta un factor de seguridad igual a 17,25 en la estructura.

La Figura 64 indica un factor de seguridad de 7,47 en las uniones soldadas.

4.8 Análisis comparativo

El análisis comparativo permitirá realizar el contraste entre los resultados derivados de la simulación y aquellos calculados de forma teórica, para validar los resultados y asegurar que el equipo y sus componentes mecánicos y estructurales trabajen en condiciones óptimas.

La Tabla 5 sintetiza los hallazgos del estudio computacional, estableciendo una correlación con los datos analíticos mediante el cálculo del error relativo porcentual. Esta comparativa permite verificar la precisión de la simulación frente a los planteamientos teóricos iniciales.

Cabe recalcar que, para comparar los valores obtenidos teóricamente en la estructura, se tomará el caso más crítico correspondiente a la columna.

Tabla 5. Errores porcentuales obtenidos mediante la simulación.

Elemento	Valor obtenido de cálculo	Valor obtenido de simulación	Error porcentual (%)
Factor de seguridad del eje	11,5	11,60	2,60
Esfuerzo en la estructura	13,72 MPa	14,67 MPa	10,55
Factor de seguridad estructural	18,22	17,25	5,32
Factor de seguridad soldaduras	7,23	7,47	3,32

CAPÍTULO V

6.1. Evaluación financiera del molino de cuchillas para reciclaje de madera

A continuación, se verifica mediante indicadores financieros si la inversión del equipo es factible y viable, siguiendo el contexto de una empresa interesada en el proyecto.

6.2. Análisis del costo de implementación del equipo

Previo a la determinación de los costos de fabricación y ensamble del equipo es necesario conocer los siguientes conceptos generales.

6.2.1. Costos de producción

Se definen como costos de producción a la suma de erogaciones indispensables para la manufactura del molino, integrando factores como el talento humano, los insumos base, el uso de maquinaria y el consumo energético durante el proceso [60]. La gestión estratégica de estos rubros permite que la organización fije precios de venta acordes al mercado, maximice el aprovechamiento de materiales y potencie el margen de ganancia de la operación[60].

6.2.2. Costos de producción directos

Corresponden a aquellos desembolsos que se vinculan de manera explícita y medible con la creación física del equipo [61] Dentro de la estructura financiera del proyecto, los egresos operativos se concentran primordialmente en la adquisición de insumos básicos y en los gastos de mano de obra directa asociados al proceso de manufactura e integración de las piezas. [61].

6.2.3. Costos de producción indirectos

Bajo esta categoría se agrupan los gastos necesarios para mantener el flujo productivo, pero que no pueden rastrearse individualmente en una sola unidad fabricada [61] Esto incluye servicios básicos como electricidad de la planta, planes de mantenimiento preventivo, el desgaste natural (depreciación) de las herramientas de taller y el apoyo de personal administrativo o de supervisión [61].

6.2.4. Análisis de los costos de producción

La Tabla 6 presenta el desglose de los costos relacionados con insumos, materiales y equipos necesarios para la construcción del equipo, tomando como referencia el mercado ecuatoriano. Por su parte, la Tabla 7 incluye los costos vinculados al recurso humano requerido para su fabricación y montaje.

Tabla 6.Costo de los materiales y equipos.

Material/Equipo/Insumo	Cantidad	Costo Unitario + IVA (USD)	Costo (USD)	Total
Perfil TR3x2x0,1875'' en ASTM A-36	18 m	8,50	153,00	
Lámina ASTM A-36 (12 mm)	1 m ²	90,00	90,00	
Eje SAE 1020	1	45,00	45,00	
Pletina para cuchillas de acero templado	24	6,50	156,00	

Motor eléctrico trifásico 7,5 HP INDUCOM	1	520,00	520,00
Poleas	2	35,00	70,00
Correas trapezoidales	5	18,00	90,00
Rodamientos SKF	2	28,00	56,00
Tornillería y accesorios	1 lote	40,00	40,00
Electrodo E6013	4 kg	4,45	17,80
Total			1237,80

Tabla 7. Costo de instalación y mano de obra.

Parámetro	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Costo Total (USD)
Mano de obra general, ensamblaje y logística	1	125,00	125,00
Uso de herramientas para corte de perfiles ASTM A-36	24 cortes	1,50	36,00
Cortadora láser para cuchillas	24 cuchillas	10,00	240,00
Soldadura con proceso SMAW	1,5 horas	18,00	27,00
Instalación eléctrica del motor	1	75,00	75,00
Total			503,00

En total, el costo de producción del equipo molino de cuchillas reciclador de madera es de \$1740,80.

6.3. Análisis del contexto financiero de la empresa interesada en la implementación del equipo

Se ha contactado con una pequeña empresa maderera que se dedica al reciclaje de productos derivados de madera y venta de viruta procesada para ser utilizado en procesos secundarios como la construcción de tabloncillos secundarios tipo aglomerados, abono orgánico, compost y camas para animales en granjas, y como biomasa. La implementación del equipo diseñado dentro de su contexto permitirá reducir tiempos productivos y alcanzar a completar los pedidos que la pequeña empresa tiene.

El siguiente apartado detalla el escenario financiero actual de la entidad solicitante, analizando los recursos y la solvencia de la pequeña empresa que manifiesta interés en la propuesta.:

- En total se tiene un empleado para actividades extras al cual se paga el sueldo básico actualizado para el presente año.
- La empresa compra cierta parte del material necesario para el reciclaje, entre ellos se encuentra la compra de tablones de madera usados, siendo estos el 25% de la producción total mensual. Y adquieren también virutas grandes y escombros de madera que ocupan el otro 25% de la producción total. Finalmente, el 25% restante se obtiene de escombros y viruta resultantes de otros trabajos realizados.
- En promedio producen y comercializan 35 costales de 25 kg (total de 875 kg) de viruta reciclada al mes, con un costo de \$30,00 el costal.
- Bajo esta premisa, el 25% correspondiente a la compra de tablones usados corresponde a 220 kg, con un precio total aproximado de \$8,50.
- Asimismo, el 25% correspondiente a viruta grande y escombros adquiridos corresponde a 220 kg para alcanzar la capacidad de 875 kg mensuales vendidos, estos se adquieren a \$7,00.
- La pequeña empresa cuenta con su propio terreno por lo que no paga arriendo.
- Dentro de los costos operativos de la organización, el suministro eléctrico se factura a una tasa de \$0,11 por kWh. Considerando la demanda acumulada por el resto de la maquinaria y los servicios auxiliares, la entidad registra un desembolso mensual aproximado de \$100,00.
- Se considerará también que, en adelante tendrán que costear el uso de energía por parte del motor, que operarán durante 4 horas diarias para completar la producción.

A partir de estos datos que muestran el contexto financiero de la pequeña empresa, se realiza el cálculo de su estado financiero anual, mostrado en la Tabla 8.

Tabla 8. Balance del ejercicio fiscal anual de la entidad interesada en la integración tecnológica del sistema.

Factor	Parámetro	Valor monetario mensual	Valor monetario anual (12 meses)
Trabajadores	1 trabajador	\$482,00	\$5784,00
Costo de costales de tablones usados	Costales con un total de 125 kg	\$8,50	\$102,00

Costo de costales de viruta grande y escombros	Costales con un total de 125 kg	\$7,00	\$84,00
Costo de energía eléctrica sin considerar la implementación del equipo	\$0,11 KWh	\$100,00	\$1200,00
Uso de la energía eléctrica del motor de 7,5 HP	\$0,11 KWh	\$73,92	\$887,04
Ventas de los costales de 25 kg	35 costales mensuales	\$30,00	\$12600,00

La Tabla 9 detalla la estimación del flujo de efectivo prevista para un horizonte de cinco años, tomando como base las condiciones operativas descritas previamente

Tabla 9. Flujo de caja efectivo de la empresa.

Flujo de caja	Año 2026 (USD)	Año 2027 (USD)	Año 2028 (USD)	Año 2029 (USD)	Año 2030 (USD)
Total de salidas					
Sueldos de trabajadores	-5784,00	-5784,00	-5784,00	-5784,00	-5784,00
Costo de tablonos de madera	-102,00	-102,00	-102,00	-102,00	-102,00
Costo de viruta de madera	-84,00	-84,00	-84,00	-84,00	-84,00
Costo de electricidad	-1200,00	-1200,00	-1200,00	-1200,00	-1200,00
Costo de electricidad de la máquina implementada	-887,04	-887,04	-887,04	-887,04	-887,04
Inversión de la máquina implementada	-1740,80				
Total de entradas					

Ganancias por 25 kg de madera procesada	12600,00	12600,00	12600,00	12600,00	12600,00
Saldo final de caja	2802,16	4542,96	4542,96	4542,96	4542,96

6.4. Análisis de la factibilidad económica del proyecto

La viabilidad económica de integrar este sistema en la estructura de la compañía se evaluará a través de indicadores de valor capitalizado, empleando puntualmente el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

6.4.1. VAN

Se entiende al VAN como una herramienta de evaluación financiera que permite proyectar los beneficios de un plan de inversión al traer los flujos de caja futuros a términos del presente. Para este cálculo, se aplica una tasa de descuento vinculada al costo de oportunidad del capital. En esencia, la viabilidad financiera se confirma si el resultado es superior a cero, lo que implica que el proyecto no solo recupera la inversión inicial, sino que genera un excedente de capital [62].

6.4.2. TIR

La Tasa Interna de Retorno (TIR) constituye el rendimiento porcentual anualizado de la inversión, funcionando como el tipo de interés que equipara el valor actual de los beneficios esperados con el gasto de capital inicial. Este indicador es fundamental para jerarquizar alternativas de inversión, determinándose que el proyecto es viable si la TIR es mayor a la tasa de descuento o costo de oportunidad fijado [62].

6.4.3. Tiempo de retorno de la inversión o PAYBACK

Este indicador determina el periodo cronológico requerido para que los flujos de efectivo netos compensen el desembolso original del proyecto. El Payback es una herramienta esencial para evaluar el riesgo y la liquidez, ya que permite estimar la celeridad con la que el funcionamiento del molino reintegrará los recursos financieros invertidos. [62].

6.4.4. Análisis de la factibilidad económica en la implementación del proyecto

La Tabla 10 sintetiza los indicadores económicos resultantes del pronóstico financiero quinquenal. Estos datos constituyen el fundamento técnico para determinar la factibilidad del proyecto, ofreciendo al inversionista una base sólida para validar la puesta en marcha del molino.

Tabla 10.Indicadores económicos para la implementación del proyecto.

Indicador económico	Valor	Observaciones
Inversión (USD)	1740,80	Inversión del proyecto determinada.
Tasa de descuento considerada	26%	Tasa de descuento considerado el riesgo país y el valor del sector productivo de la industria manufacturera de productos derivados de la madera.
VAN (USD)	8848,63	El valor de VAN es mayor que cero, por lo tanto la inversión del proyecto resulta ser factible.
TIR (USD)	3%	La inversión es viable en un 3% considerando el contexto actual de la empresa.
PAYBACK (años)	0,38	El tiempo de recuperación del capital según el contexto financiero de la empresa interesada es de un poco más de cuatro meses y medio.

Se observa que los cálculos de ambos indicadores financieros permiten determinar la factibilidad y viabilidad del proyecto según el contexto financiero de la pequeña empresa propuesta.

Asimismo, se observa que el PAYBACK obtenido indica que el tiempo de recuperación del capital es corto, siendo este de cuatro meses y medio aproximadamente, lo cual permitirá a la empresa generar mayor rentabilidad en cuanto se haya cubierto en su totalidad el gasto de inversión al momento de igualarlo.

CONCLUSIONES

- El reciclaje de residuos de madera mediante procesos de reducción de tamaño constituye una alternativa clave para el aprovechamiento sostenible de materiales lignocelulósicos. En este contexto, la selección de un molino de cuchillas resulta adecuada, ya que este tipo de equipo permite un corte eficiente del material, siendo fundamental comprender las propiedades físicas y mecánicas de la madera para definir correctamente los parámetros de diseño y asegurar un funcionamiento estable del sistema
- En cumplimiento del objetivo de diseñar los componentes mecánicos del molino considerando cargas estáticas y dinámicas, se logró dimensionar adecuadamente el rotor, las cuchillas, el eje y la estructura de soporte para una capacidad de 200 kg/h. El sistema de corte fue conformado por 24 cuchillas de acero k460 con espesor de 10 mm, montadas sobre un eje de 30 mm de diámetro, el cual fue diseñado para soportar una carga total aproximada de 41.96 N. Asimismo, se determinó una potencia requerida de 7.19 HP, seleccionándose un motor comercial de 10 HP, garantizando así un margen de seguridad en la operación del equipo.
- El estudio estructural realizado al molino permitió comprobar que permitieron verificar que el eje y la estructura presentan un comportamiento mecánico adecuado bajo las condiciones de operación establecidas. En el eje se registró un desplazamiento máximo de 0.04 mm en la zona de las cuchillas y un esfuerzo máximo de 33.89 MPa en la unión con la primera cuchilla, originado por efectos de torsión, manteniéndose dentro de límites seguros. Asimismo, el factor de seguridad obtenido de 11.60 confirma una elevada resistencia del sistema de corte. Por otra parte, la estructura presentó un desplazamiento máximo de 0.039 mm en la viga central y esfuerzos máximos de 42.25 MPa y 14.67 MPa en las uniones soldadas, sin comprometer su estabilidad. Los factores de seguridad de 17.25 en la estructura y 7.47 en las soldaduras evidencian que el diseño garantiza un funcionamiento estable, confiable y seguro durante la operación continua del equipo.
- En lo referente al análisis económico del proyecto mediante indicadores financieros, se determinó una inversión inicial de USD 1 740.80, valor que incluye materiales, mano de obra y costos de fabricación. El análisis financiero, realizado con una tasa de descuento del 26%, arrojó un Valor Actual Neto (VAN) de USD 8 848.63, una Tasa Interna de Retorno (TIR del 3%) y un periodo de recuperación de la inversión aproximado de 0.38 años, equivalente a 4.5 meses. Estos resultados demuestran que el proyecto es rentable y sostenible desde el punto de vista financiero.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda complementar el presente estudio con pruebas experimentales del molino, a fin de verificar el desempeño efectivo del equipo en condiciones reales de funcionamiento continuo y comparar los resultados con los obtenidos mediante simulación.
- Para futuros trabajos, se sugiere ampliar el análisis mecánico incluyendo estudios dinámicos, como vibraciones y fatiga, que permitan evaluar el comportamiento del equipo a largo plazo y mejorar la confiabilidad del diseño.
- Se recomienda analizar diferentes configuraciones de cuchillas y materiales de fabricación, con el propósito de incrementar el rendimiento del mecanismo de corte y reducir el desgaste producido generado durante la trituración de distintos tipos de residuos de madera.
- En términos económicos, se sugiere incorporar indicadores financieros adicionales, como el costo por kilogramo procesado y el tiempo estimado para la recuperación del capital invertido, especialmente en caso de que el equipo sea implementado en un entorno de operación industrial permanente.
- Finalmente, se recomienda evaluar la escalabilidad del diseño para capacidades mayores, lo que permitiría adaptar el molino a diferentes contextos productivos y ampliar su aplicación en el sector del reciclaje de madera.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Calvo, «Diseño de trituradora para línea de reciclaje de botellas de tereftalato de polietileno.,» 2023. [En línea]. Available: <https://repositorio.uvg.edu.gt/handle/123456789/5895>. [Último acceso: 13] Noviembre 2025].
- [2] V. Revilla, M. Skaf, V. Ortega and J. M. Manso, “Raw-crushed wind-turbine blade: Waste characterization and suitability for use in concrete production,” 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2023.107160>. [Accessed 13] Noviembre 2025].
- [3] Y. Shen y S. E. Apraku, «Recycling and recovery of fiber-reinforced polymer composites for end-of-life wind turbine blade management,» 2023. [En línea]. Available: <https://doi.org/10.1039/D3GC03479H>. [Último acceso: 13] Noviembre 2025].
- [4] P. P. Argalis, M. Sinka and D. Bajare, “Recycling of Cement–Wood Board Production Waste into a Low-Strength Cementitious Binder,” 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.3390/recycling7050076>. [Accessed 13] Noviembre 2025].
- [5] A. E. Ortiz, «Diseño de una picadora de plástico reciclado con capacidad de 25 kg/h,» 2025. [En línea]. Available: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/29711>. [Último acceso: 13] Noviembre 2025].
- [6] F. Arce, «Beneficios ambientales del reciclaje de residuos plásticos posconsumo para la producción de postes en Mendoza, Argentina,» 2022. [En línea]. Available: <https://doi.org/10.31910/rudca.v25.nSupl.1.2022.2145>. [Último acceso: 13] Noviembre 2025].
- [7] J. R. Hurtado, J. G. Fuentes and Peralta, “Diseño de máquina astilladora con capacidad de 20 kg por hora para uso de laboratorio,” 2022. [Online]. Available: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/56081>. [Accessed 13] Noviembre 2025].
- [8] D. A. Agar, M. Thyrel and M. Rudolfsson, “Wood powder characteristics of green milling with the multi-blade shaft mill,” 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2022.117664>. [Accessed 13] Noviembre 2025].

- [9] A. K. Das, «Production and characterisation of pine wood powders from a multi-blade shaft mill,» 2023. [En línea]. Available: <https://doi.org/10.54612/a.7jcf9n9bte>. [Último acceso: 13] Noviembre 2025].
- [10] O. J. Belalcazar y W. G. Jenoy, «Diseño de un prototipo de máquina para la producción de madera plástica a base de PET reciclado, para la empresa Ingecer.Sas en San Juan De Pasto-Nariño,» 2021. [En línea]. Available: <http://hdl.handle.net/20.500.12276/1152>. [Último acceso: 13] Noviembre 2025].
- [11] L. Cervantes, «Segunda vida de la madera. El diseño como vínculo creador de oportunidades con residuos,» 2024. [En línea]. Available: <http://repositorio.ugto.mx/handle/20.500.12059/13437>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [12] J. S. Noratto y A. G. Ruiz, «Diseño de una máquina extrusora para laboratorio DE 40 Kg/h, de plástico reciclado reforzado con residuos de madera: para la Fundación Universidad de América,» 2021. [En línea]. Available: <https://hdl.handle.net/20.500.11839/8609>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [13] Explora el reciclaje de madera y los equipos para reciclarla, «Eco Recycling Today,» 14 07 2024. [En línea]. Available: <https://www.recyclingtoday.org/es/blogs/news/explore-wood-recycling-and-wood-recycling-equipment>.
- [14] M. A. Ramos, «Reciclaje de residuos de celulosa (madera y cartón) en la elaboración de briquetas que puedan ser evaluadas para su disponibilidad de segundo uso en diversas actividades antrópicas propiciando la protección del medio ambiente,» 2022. [En línea]. Available: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=346288>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [15] T. S. Ochoa, «Desarrollo de un modelo de negocio sostenible a partir del reciclaje de plásticos para la producción de madera plástica: una estrategia integral para el progreso social,» 2025. [En línea]. Available: <https://repository.unad.edu.co/handle/10596/67405>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [16] M. A. Pedreño, «Residuos y recursos estudio de la viabilidad del reciclaje de residuos en aplicaciones constructivas. Desarrollo de productos de yeso para revestimientos con residuos plásticos y de madera.,» 2021. [En línea]. Available:

- <https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=288504>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [17] R. Rojas, «Estudio de factibilidad para la creación de una empresa de productos en madera plástica elaborados a partir de residuos plásticos y residuos de madera en la ciudad de Bogotá,» 2021. [En línea]. Available: <https://hdl.handle.net/20.500.11839/8447>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [18] D. C. Díaz y M. I. Joya, «Exploración de alternativas de aprovechamiento para una gestión integral de residuos de muebles de madera en Bogotá,» 2024. [En línea]. Available: <http://hdl.handle.net/11349/94212>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [19] L. G. Viviana, «Proyecto de factibilidad para la creación de una empresa que elabora inciensos a base de residuos de madera en el Cantón de Salcedo,» 2024. [En línea]. Available: <https://repositorio.utc.edu.ec/handle/123456789/12638>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [20] S. A. Puente, «Reutilización y reciclaje de elementos y materiales de madera en arquitectura: Buenas prácticas en España,» 2023. [En línea]. Available: <https://riunet.upv.es/handle/10251/200965>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [21] G. G. Gómez, Y. C. López y F. E. Genes, «Evaluación de la concentración de material particulado generado por el proceso de trituración de piedra rajón en la empresa Viascon SAS del municipio de Cereté,» 2021. [En línea]. Available: <https://repositorio.unicordoba.edu.co/handle/ucordoba/4302>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [22] C. Metálicos, «Particle Size Reduction for Chemicals and Rubber and Plastics,» Carburos Metálicos / Air Products, [En línea]. Available: <https://www.carburos.com/applications/particle-size-reduction-for-chemicals-and-rubber-and-plastics>. [Último acceso: 2026 01 16].
- [23] S. D. Quintero y L. B. Sánchez, «Propuesta de mejora en el proceso de trituración de la planta de tratamiento y aprovechamiento de residuos de construcción y demolición en la empresa Granulados Reciclados de Colombia Greco S.A.S.,» 2024. [En línea]. Available: <https://hdl.handle.net/20.500.12495/12673>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].

- [24] K. Argueta, «Proyecto: Proceso de trituración de agregados y laboratorio de estudio de suelos y fabricación de pretensado,» 2020. [En línea]. Available: <https://repositorio.unitec.edu/xmlui/handle/123456789/10288>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [25] M. Urdaneta, H. P. Díaz and G. V. Zambrano, “Automatización del proceso de trituración de minerales en la planta de beneficio Angelito,» 2025. [Online]. Available: <http://repositorio.uisrael.edu.ec/handle/47000/4413>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [26] «Postgrado Industrial,» Postgrado Industrial (ESNECA FIC GROUP, S.L.), 13 abril 2023. [En línea]. Available: <https://postgradoindustrial.com/mecanizado-de-madera-etapas/>.
- [27] J. P. Barajas, «Efectos de la granulometría en la densidad, la rigidez y la rendencia a la fragmentación de materiales granulares,» 2025. [En línea]. Available: <https://hdl.handle.net/1992/75820>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [28] Bluesky, «Educación Forestal,» eForestal / edu.forestry.es, 26 febrero 2014. [En línea]. Available: <https://edu.forestry.es/2014/02/tableros-de-particulas-y-de-fibras.html>.
- [29] Y. ., Zea y B. J. Noa, «Optimización de la granulometría en función de la voladura controlada en Mina Marcapunta Norte, Sociedad Minera El Brocal, Arequipa 2020,» 2021. [En línea]. Available: <https://hdl.handle.net/20.500.12394/10352>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [30] S. Montesinos, C. Vázquez and J. E. Ruíz, “Manufactura de un molino de agave haciendo uso de la metodología QFD,» 2025. [Online]. Available: <http://repositorio.utm.mx:8080/jspui/handle/123456789/518>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [31] P. Dávila y S. A. Proaño, «Evaluación de riesgos para la salud y seguridad de los trabajadores originados por el polvo de madera en el área de zaranda y molino de cuchillas de una empresa que se dedica a la elaboración de tableros aglomerados ubicada en el Cantón Quito,» 2021. [En línea]. Available: <https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/4462>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].

- [32] C. L. Tisalema y M. V. Zurita, «Diseño y construcción de una rectificadora -afiladora con control automático de cuchillas planas,» 2024. [En línea]. Available: <https://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/22845>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [33] M. Á. Madrigal, S. Velázquez, J. Maldonado and U. Zurita, “Diseño y simulación de un molino compacto para polietileno tereftalato,” 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.46932/sfjdv3n1-018>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [34] D. Aldazabal, «Diseño de un molino de cuchillas para la introducción del reciclaje mecánico de plásticos en La Empresa de Materias Primas de Matanzas,» 2020. [En línea]. Available: <http://rein.umcc.cu/handle/123456789/2911>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [35] David, «911Metallurgist – Metalurgia,» 911Metallurgist (Metalurgia 911), mayo mayo 2021. [En línea]. Available: <https://metalurgia.911metallurgist.com/molino-de-cuchillas-rotatorio/>.
- [36] X. Li, L. Song y G. Bai, «Recent advances in reliability analysis of aeroengine rotor system: a review,» 2022. [En línea]. Available: <https://doi.org/10.1108/IJSI-10-2021-0111>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [37] V. Y. Piqueras, «El blog de Víctor Yepes – Universitat Politècnica de València,» Universitat Politècnica de València (poliBlogs), 29 Diciembre 2014. [En línea].
- [38] E. J. Alvarez, A. Schenk, T. Critchfield and A. Ning, “Rotor-on-Rotor Aeroacoustic Interactions of Multirotor in Hover,” 2020. [Online]. Available: <https://par.nsf.gov/biblio/10316376>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [39] L. Snaider, «Molino triturador,» 2023. [En línea]. Available: <https://rtyc.utn.edu.ar/index.php/ajea/article/view/1272>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [40] S. F. Urbano, «GrabCAD – Library (Criba para molino de martillos 1),» GrabCAD GmbH / Stratasys Inc. (plataforma de modelos CAD), 21 Abril 2014. [En línea].
- [41] S. Romero, «Influencia del tamaño de criba y la velocidad de giro de los martillos del molino sobre el rendimiento del proceso y las características del aceite de oliva virgen,» 2024. [En línea]. Available: <https://hdl.handle.net/10953.1/21435>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].

- [42] M. Schleier, B. Adelman, C. Esen and U. Glatzel, “Development and evaluation of an image processing algorithm for monitoring fiber laser fusion cutting by a high-speed camera,” 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.2351/7.0000391>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [43] David, «911Metallurgist – Metalurgia,» 911Metallurgist (plataforma de metalurgia/911MPE), 8 mayo 2021. [En línea].
- [44] N. Levichev, G. Costa and V. Vorkov, “Coaxial camera-based monitoring of fiber laser cutting of thick plates,” 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.optlastec.2020.106743>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [45] M. A. Changoluisa, «Diseño y construcción de un prototipo de molino tricilíndrico para la molienda de pintura al óleo : diseño y construcción del sistema de transmisión de un prototipo de molino tricilíndrico para la molienda de pintura al óleo.,» 2024. [En línea]. Available: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/25538>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [46] L. C. Cunha y J. F. Andrade, «Metodología híbrida para la estimación del nivel de llenado en un molino de bolas,» 2022. [En línea]. Available: <https://doi.org/10.4995/riai.2021.13064>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [47] lorena , «Sistema de poleas – Mecanismos de transmisión,» Webnode / mecanismos-de-transmision.webnode.es (sitio creado con Webnode), 18 octubre 2013. [En línea].
- [48] E. Vilca, «Diseño de un variador de velocidad por engranajes para la optimización de la velocidad de trituración en el molino de bolas en la pequeña minera año 2023,» 2025. [En línea]. Available: <https://repositorio.uancv.edu.pe/handle/UANCV/4687>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [49] F. T. Valencia, P. J. Álvarez and E. F. Sánchez, “Incidencia de la velocidad de rotación en la eficiencia de molienda SAG,” 2021. [Online]. Available: <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/11537>. [Accessed 22] Noviembre 2025].
- [50] K. G. Pérez, «Diseño de un módulo educativo de un Molino SAG para el estudio de los mecanismos de molienda,» 2024. [En línea]. Available: <http://hdl.handle.net/20.500.12404/29506>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [51] O. A. Calapaquí y L. O. Maiquiza, «Diseño de un molino de rodillos triturador de grano.,» 2020. [En línea]. Available:


- <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/8036>. [Último acceso: 22] Noviembre 2025].
- [52] DUNLOP, «Correas de transmisión industrial,» Dunlop Argentina, [En línea]. Available: <https://www.dunlop.com.ar/catalogos/03-Catalogodecorreasindustriales.pdf>. [Último acceso: 18 febrero 2022].
- [53] «SEW-EURODRIVE – Data & Documents / Product Data,» SEW-EURODRIVE GmbH & Co. KG (empresa fabricante de tecnología de transmisión y accionamientos). [En línea].
- [54] SKF, «Rodamientos SKF (Duoflex, CARB, ICOS, INSOCOAT, KMT, KMTA, Monoflex, Multiflex),» SKF Group, 2019. [En línea].
- [55] S. Gómez Gonzáles, SolidWorks Simulation, México, D.F.: RA-MA Editorial, 2010.
- [56] Autodesk, «What is CAD (Computer-Aided Design)?,» Autodesk, 2023. [En línea]. Available: <https://www.autodesk.com/solutions/cad-software>. [Último acceso: 13 01 2025].
- [57] O. C. Zienkiewicz y R. L. Taylor, El método de los elementos finitos, Barcelona: McGraw-Hill, 1994.
- [58] S. D. Campaña López, Diseño y simulación de un elevador manual hidráulico con capacidad de 400 kg, Quito: Universidad Politécnica Salesiana (UPS), 2025.
- [59] Altair Engineering, «Welcome to Altair SimSolid,» 2024. [En línea]. Available: https://help.altair.com/ss/en_us/index.htm. [Último acceso: 31 5 2025].
- [60] C. T. Horngren, S. M. Datar y M. V. Rajan, Contabilidad de costos: Un enfoque gerencial, Pearson Educación, 2012.
- [61] J. L. García y M. A. González, Contabilidad de costos para ingenieros y administradores, McGraw-Hill Education, 2014.
- [62] M. M. Virreira Avila, Evaluación financiera de proyectos de inversión. Métodos y aplicaciones, Santa Cruz: UPSA, 2020.
- [63] Zhongdebao, «200 kg/h Maquinaria de trituración de trituradoras de madera pequeñas y multifuncionales,» Zhongdebao, 2023. [En línea]. Available: <https://spanish.pelletmillsmachine.com/sale-42566940-200kg-h-wood-grinder->

crusher-machine-small-multi-functional-wood-sawdust-sawdust-bamboo-particle-cru.html. [Último acceso: 15 Enero 2026].

- [64] T. Vásquez, «SAE 1020 Y SAE 1045 Aceros ingeniería al carbono,» Cia. General de Aceros S.A., 2013. [En línea]. Available: <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf>. [Último acceso: 15 Enero 2026].
- [65] J. E. Shigley, C. R. Mischke y R. G. Budynas, Mechanical Engineering Design, New York: 2011, 2011.

ANEXOS

Anexo 1.Hoja técnica del motor

HOJA DE DATOS							
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula							
Cliente : MEGAMOTOR							
Línea del producto : W22 IE3 Trifásico		Código del producto :		15325502			
Carcasa : 132S Potencia : 7.5 kW (10 HP) Polos : 4 Frecuencia : 60 Hz Tensión nominal : 220/380/440 V Corriente nominal : 25.6/14.8/12.8 A Corriente de arranque : 217/126/109 A Ip/In : 8.5 Corriente en vacío : 11.6/6.72/5.80 A Rotación nominal : 1765 rpm Resbalamiento : 1.94 % Torque nominal : 4.14 kgfm Torque de arranque : 229 % Torque máximo : 340 % Clase de aislamiento : F Factor de servicio : 1.25 Momento de inercia (J) : 0.0563 kgm ² Categoría : N			Tiempo de rotor bloqueado : 14s (frío) 8s (caliente) Elevación de temperatura : 80 K Régimen de servicio : S1 Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C Altitud : 1000 m Grado de protección : IP55 Método de refrigeración : IC411 - TEFC Forma constructiva : B3L(D) Sentido de giro ¹ : Ambos Nivel de ruido ² : 58.0 dB(A) Método de Arranque : Partida directa Masa aproximada ³ : 70.4 kg				
Potencia 50% 75% 100% Rendimiento (%) 90.8 91.5 91.7 Cos Φ 0.60 0.78 0.84			Fuerzas en la fundación Tracción máxima : 225 kgf Compresión máxima : 295 kgf				
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal							
P1 (0,9;1,0)	P2 (0,5;1,0)	P3 (0,25;1,0)	P4 (0,9;0,5)	P5 (0,5;0,5)	P6 (0,5;0,25)	P7 (0,25;0,25)	
9.0	7.6	7.0	4.6	3.2	2.3	1.6	
Tipo de cojinete :		Delantero 6308 ZZ		Trasero 6207 ZZ			
Sello :		VRing		VRing			
Intervalo de lubricación :		-		-			
Cantidad de lubricante :		-		-			
Tipo de lubricante :		Mobil Polyrex EM					
Notas							
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma IEC 60034-1.			
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha	
Ejecutor							
Verificador					Página	Revisión	
Fecha	14/04/2025				1 / 5		

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
Sujeto a cambios sin previo aviso

Anexo 2. Tabla de potencia transmitida por canal (HP)



www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)										CORREAS TIPO 3V
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										RPM del Eje más Rápido
115	120	125	135	140	150	165	175	200	270	
0,37	0,40	0,43	0,47	0,50	0,55	0,61	0,65	0,78	1,07	100
0,70	0,75	0,81	0,88	0,95	1,04	1,15	1,23	1,48	2,04	200
1,01	1,10	1,17	1,27	1,37	1,50	1,66	1,80	2,14	2,95	300
1,30	1,40	1,52	1,64	1,77	1,94	2,15	2,32	2,78	3,84	400
1,60	1,72	1,85	2,00	2,17	2,37	2,63	2,84	3,40	4,70	500
1,90	1,95	2,10	2,28	2,46	2,70	3,00	3,22	3,86	5,32	575
1,87	2,02	2,18	2,37	2,55	2,80	3,10	3,35	4,00	5,53	600
2,10	2,30	2,47	2,68	2,89	3,17	3,25	3,80	4,54	6,26	690
2,14	2,32	2,50	2,70	2,93	3,20	3,56	3,84	4,60	6,34	700
2,20	2,40	2,58	2,80	3,02	3,30	3,67	3,96	4,74	6,54	725
2,40	2,60	2,80	3,05	3,30	3,60	4,00	4,32	5,18	7,13	800
2,60	2,80	3,03	3,30	3,55	3,90	4,32	4,66	5,58	7,67	870
2,67	2,90	3,12	3,40	3,66	4,00	4,45	4,80	5,74	7,90	900
2,80	3,04	3,27	3,55	3,84	4,20	4,67	5,03	6,02	8,28	950
2,93	3,17	3,42	3,72	4,00	4,40	4,88	5,26	6,30	8,65	1000
3,18	3,45	3,72	4,04	4,36	4,78	5,30	5,72	6,84	9,37	1100
3,33	3,60	3,90	4,23	4,57	5,00	5,56	6,00	7,16	9,80	1160
3,43	3,72	4,00	4,36	4,70	5,16	5,72	6,17	7,37	10,07	1200
3,67	3,98	4,30	4,67	5,04	5,53	6,13	6,60	7,90	10,75	1300
3,90	4,25	4,58	4,98	5,37	5,90	6,53	7,03	8,40	11,40	1400
3,97	4,30	4,65	5,05	5,45	5,98	6,63	7,14	8,52	11,56	1425
4,15	4,50	4,86	5,28	5,70	6,24	6,92	7,45	8,88	12,02	1500
4,38	4,75	5,13	5,57	6,00	6,60	7,30	7,86	9,36	12,62	1600
4,60	5,00	5,40	5,86	6,32	6,93	7,68	8,26	9,82	13,20	1700
4,72	5,13	5,53	6,00	6,48	7,10	7,86	8,46	10,05	13,46	1750
4,83	5,25	5,65	6,15	6,63	7,26	8,04	8,65	10,27	13,73	1800
5,05	5,50	5,92	6,43	6,93	7,60	8,40	9,03	10,70	14,24	1900
5,27	5,72	6,17	6,70	7,22	7,90	8,75	9,40	11,13	14,72	2000
5,48	5,95	6,42	6,97	7,50	8,22	9,10	9,76	11,53	15,16	2100
5,70	6,18	6,66	7,23	7,80	8,52	9,42	10,10	11,92	15,57	2200
5,90	6,40	6,90	7,50	8,06	8,82	9,74	10,45	12,30	15,94	2300
6,10	6,62	7,13	7,74	8,33	9,10	10,05	10,77	12,65	16,28	2400
6,30	6,83	7,36	7,98	8,60	9,40	10,35	11,10	13,00	16,58	2500
6,50	7,04	7,58	8,22	8,85	9,66	10,64	11,40	13,30	16,84	2600

Anexo 3. Tabla de material.

VELOCIDADES MÁXIMAS SEGÚN MATERIAL

MATERIAL	VELOCIDAD
Fundición gris	GG 20 33 m/s
Fundición nodular	GGG 40 41 m/s
Aluminio	A329 33 m/s
Fundición de acero	1020 45 m/s
Acero laminado	1020 61 m/s

m/s= metros por segundo



ADVERTENCIA

Todos los productos de transmisión de potencia rotativos son potencialmente peligrosos y deben ser cubiertos con guardas.

Anexo 4. Tabla de perfiles laminados

**PLANCHAS DE ACERO
ASTM A36, ASTM A6
LAMINADA EN CALIENTE LAC**



* Imagen referencial

Material: ASTM A36.
Tolerancias: ASTM A6.

Anchos de 4' (1200 mm), 5' (1500 mm) y
10' (3000 mm).
Largos de 8' (2400 mm) y 10' (3000 mm) y
20' (6000 mm).

Se mide en espesor x ancho x largo.

TOLERANCIAS EN ESPESOR ASTM A6

Espesor Especificado	Variaciones permitidas sobre el espesor especificado para anchos							
	Sobre 1200 hasta 1500, excl		Sobre 1500 hasta 1800, excl		Sobre 2400 hasta 2700, excl		Sobre 3000 hasta 3300, excl	
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
Hasta 1/4 [6], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76
1/4 [6] hasta 5/16 [8], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
5/16 [8] hasta 3/8 [9], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
3/8 [9] hasta 7/16 [11], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
7/16 [11] hasta 1/2 [12], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
1/2 [12] hasta 5/8 [16], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
5/8 [16] hasta 3/4 [19], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02	0.04	1.02
3/4 [19] hasta 1 [25], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02	0.05	1.27
1 [25] hasta 2 [50], excl	0.06	1.52	0.06	1.52	0.07	1.78	0.10	2.54
2 [50] hasta 3 [75], excl	0.09	2.29	0.09	2.29	0.11	2.79	0.13	3.30
3 [75] hasta 4 [100], excl	0.11	2.79	0.11	2.79	0.13	3.30	0.14	3.56

Variación permitida bajo el espesor especificado, 0,01 pulg.(0,25 mm)

Espesor		Ancho		Largo		Peso Teórico
mm	pulg	mm	pie	mm	pie	Kg/ plancha
1.5	1/16"	1200	4	2400	8	33.91
2.0	5/64"	1200	4	2400	8	44.05
2.5	3/32"	1200	4	2400	8	55.55
2.9	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
3.0	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
3.0	1/8"	1500	5	3000	10	109.2
4.4	3/16"	1200	4	2400	8	99.48
4.5	3/16"	1200	4	2400	8	100.50
4.5	3/16"	1500	5	3000	10	164.5
5.9	1/4"	1200	4	2400	8	133.39
6.0	1/4"	1200	4	2400	8	134.81
6.0	1/4"	1500	5	3000	10	212.00
6.0	1/4"	1500	5	6000	20	423.90
7.9	5/16"	1200	4	2400	8	169.50
7.9	5/16"	1200	4	2400	8	178.34
8.0	5/16"	1200	4	2400	8	180.60
8.0	5/16"	1500	5	6000	20	565.20
8.0	5/16"	2400	8	6000	20	904.32
8.9	3/8"	1200	4	2400	8	201.00
9.0	3/8"	1200	4	2400	8	203.26
9.0	3/8"	1500	5	3000	10	318.00
9.0	3/8"	1500	5	6000	20	635.85
9.0	3/8"	2400	8	6000	20	10173.36
11.9	1/2"	1200	4	2400	8	278
12.0	1/2"	1200	4	2400	8	279.90
12.0	1/2"	1500	5	3000	10	424.00
12.0	1/2"	1500	5	6000	20	847.80
12.0	1/2"	2400	8	6000	20	1356.48
12.0	1/2"	3000	10	6000	20	1695.60
12.0	1/2"	1200	4	2400	8	363.74
16	5/8"	1500	5	6000	20	1130.40
16	5/8"	2400	8	6000	20	1808.64
16	5/8"	3000	10	6000	20	2260.80
16	5/8"	1200	4	2400	8	433.60
19	3/4"	1500	5	3000	10	671.175
19	3/4"	1500	5	6000	20	1342.35
19	3/4"	2400	8	6000	20	2147.76
19	3/4"	3000	10	6000	20	2684.70
19	3/4"	1500	5	6000	20	1766.25
25	1"	2400	8	6000	20	2826.00
25	1"	3000	10	6000	20	3532.50
32	1 1/4"	1500	5	6000	20	2260.80
32	1 1/4"	2400	8	6000	20	3617.28
32	1 1/4"	3000	10	6000	20	4521.60
32	1 1/4"	1500	5	6000	20	2684.70
38	1 1/2"	2400	8	6000	20	4295.52
38	1 1/2"	3000	10	6000	20	5369.40
50	2"	1500	5	6000	20	3532.50
50	2"	2400	8	6000	20	5652.00
50	2"	3000	10	6000	20	7065.00

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

* Nota: Las dimensiones, el diseño y los materiales están sujetos a cambios sin previo aviso.

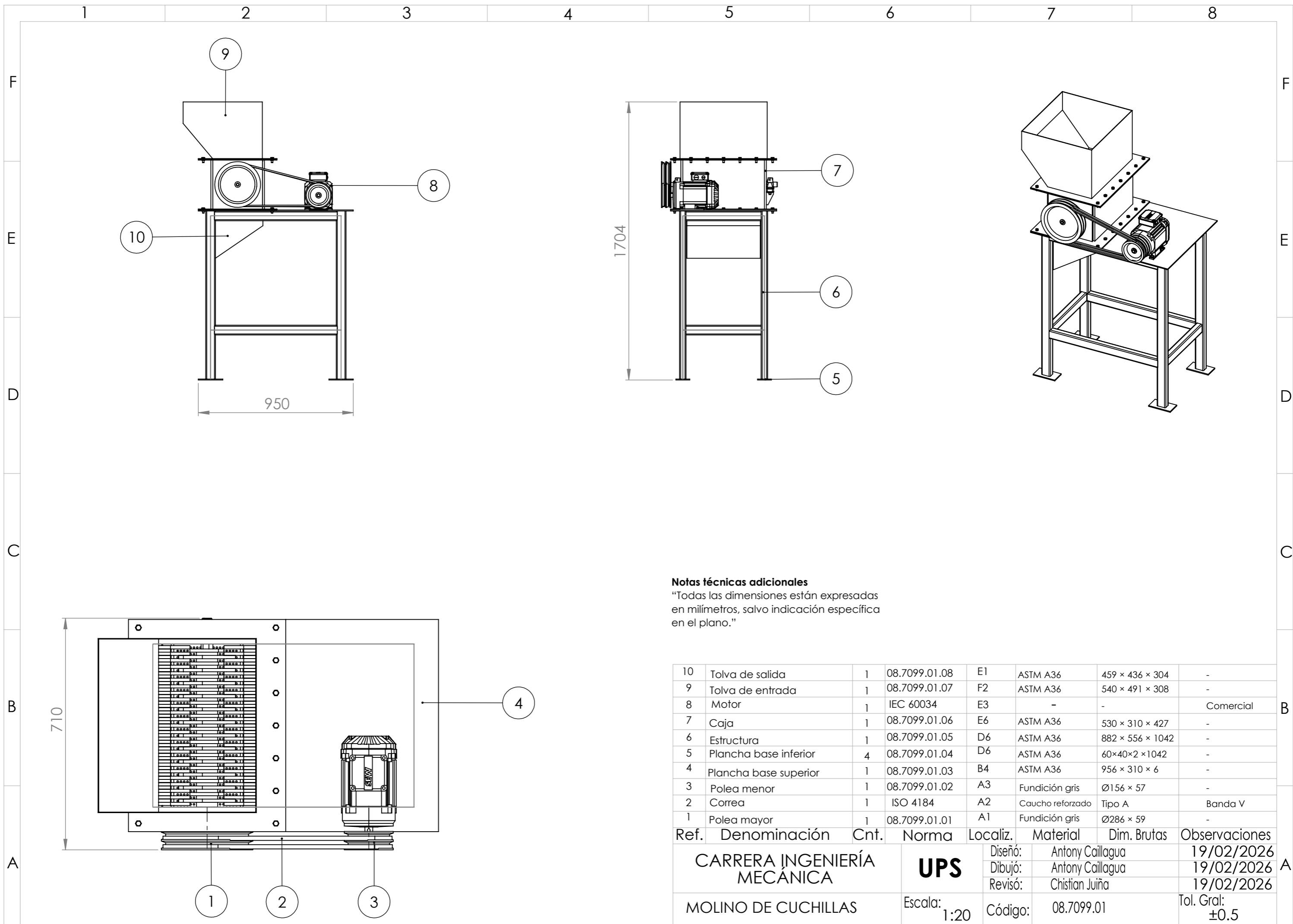
Anexo 5 .Tabla de tubo estructural rectangular.

**TUBO ESTRUCTURAL
RECTANGULAR**
Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPEJOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62

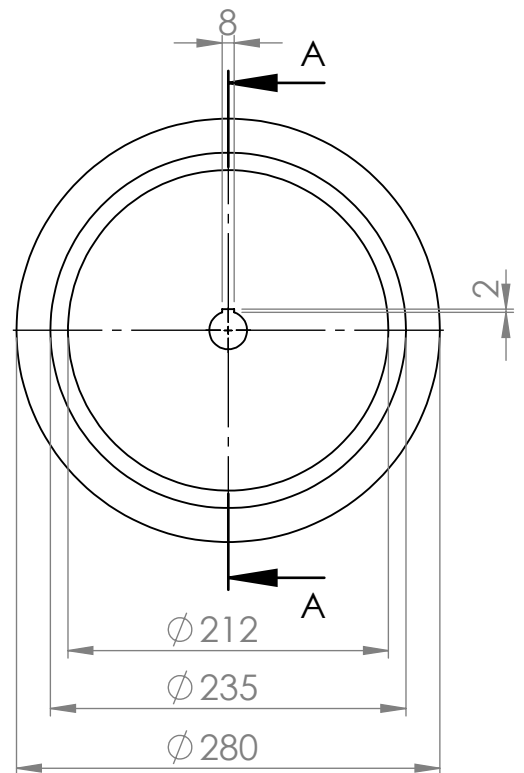
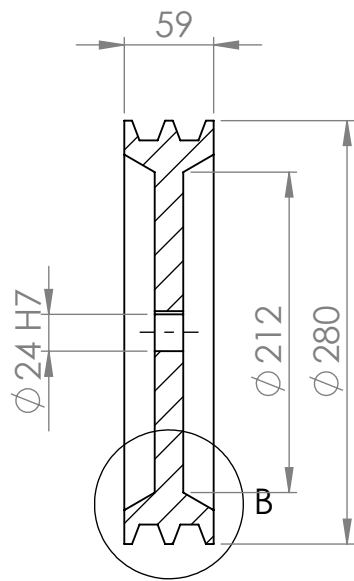


Notas técnicas adicionales

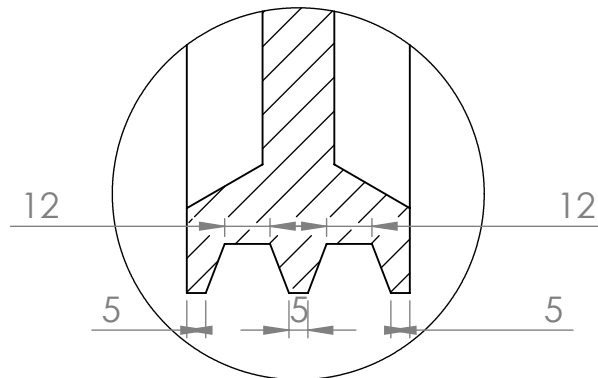
"Todas las dimensiones están expresadas en milímetros, salvo indicación específica en el plano."

10	Tolva de salida	1	08.7099.01.08	E1	ASTM A36	459 × 436 × 304	-	
9	Tolva de entrada	1	08.7099.01.07	F2	ASTM A36	540 × 491 × 308	-	
8	Motor	1	IEC 60034	E3	-	-	Comercial	
7	Caja	1	08.7099.01.06	E6	ASTM A36	530 × 310 × 427	-	
6	Estructura	1	08.7099.01.05	D6	ASTM A36	882 × 556 × 1042	-	
5	Plancha base inferior	4	08.7099.01.04	D6	ASTM A36	60×40×2 ×1042	-	
4	Plancha base superior	1	08.7099.01.03	B4	ASTM A36	956 × 310 × 6	-	
3	Polea menor	1	08.7099.01.02	A3	Fundición gris	Ø156 × 57	-	
2	Correa	1	ISO 4184	A2	Caucho reforzado	Tipo A	Banda V	
1	Polea mayor	1	08.7099.01.01	A1	Fundición gris	Ø286 × 59	-	
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brutas	Observaciones	
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA					Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026	
MOLINO DE CUCHILLAS					UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
						Revisó:	Chistian Juiña	19/02/2026
					Escala:	1:20		
					Código:	08.7099.01	Tol. Gral: ±0.5	

SECCIÓN A-A



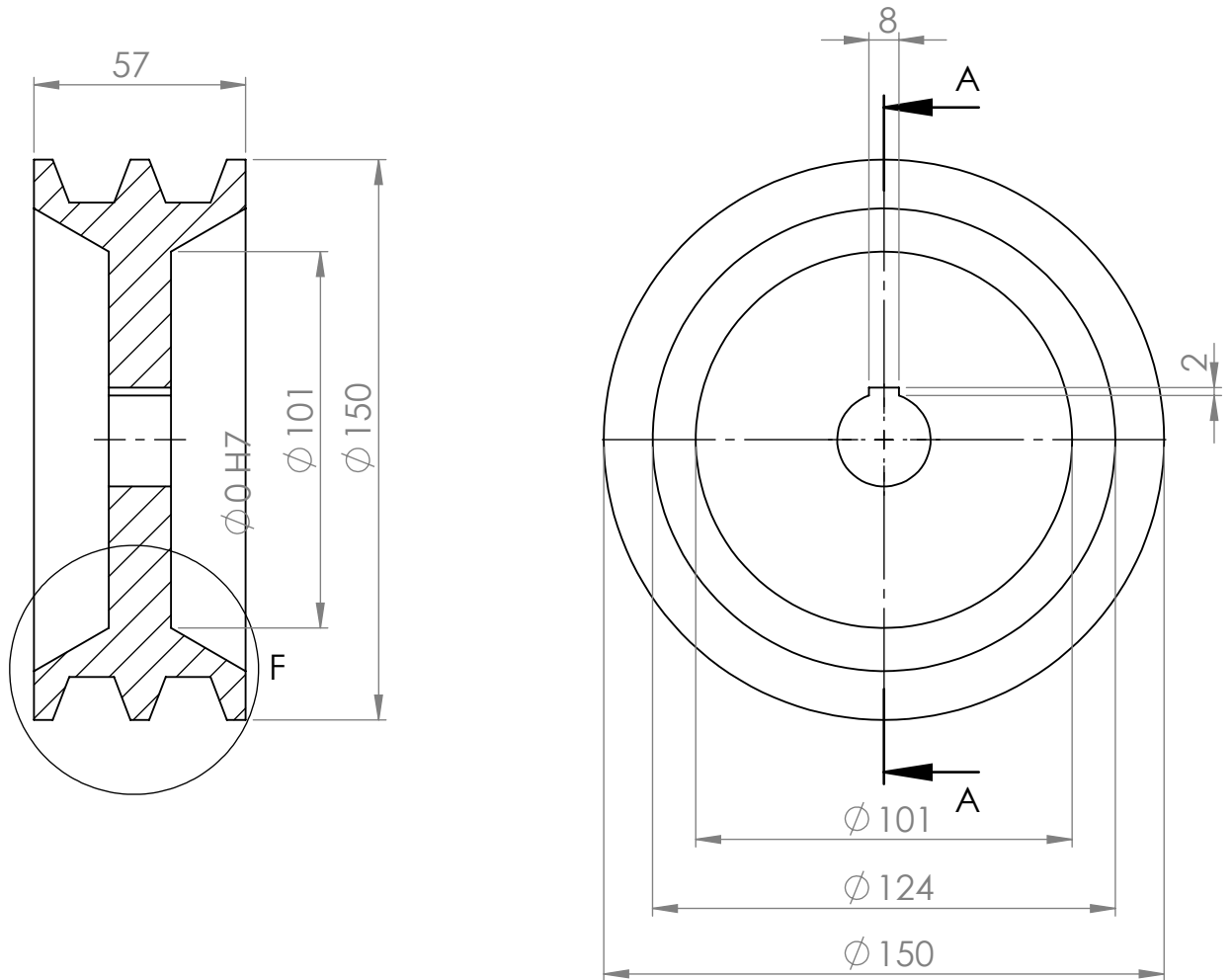
B(1:2)



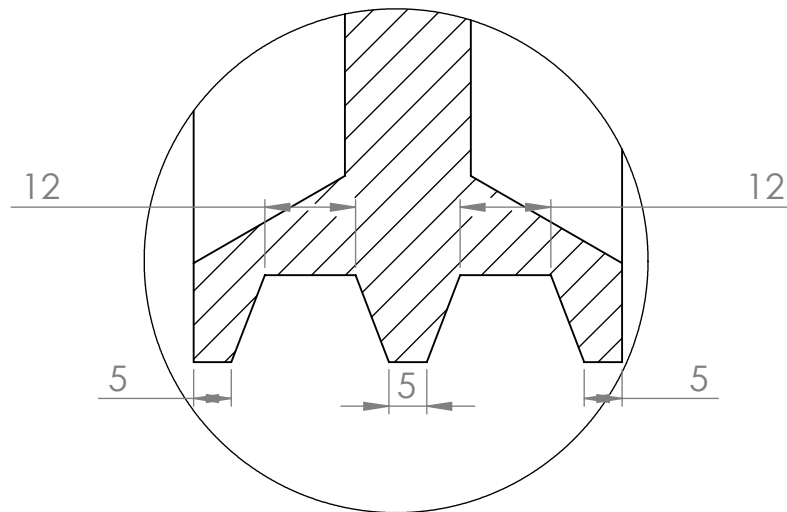
H7	$\frac{+0.015}{0}$
----	--------------------

Tratamiento Térmico:	NA	Material:	Fundición gris	Dim. Brutas:	$\varnothing 280 \times 59$ mm		
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Polea Mayor		Escala:	1:5	Código:	08.7099.01.01	Tol. Gral:	± 0.5

SECCIÓN A-A

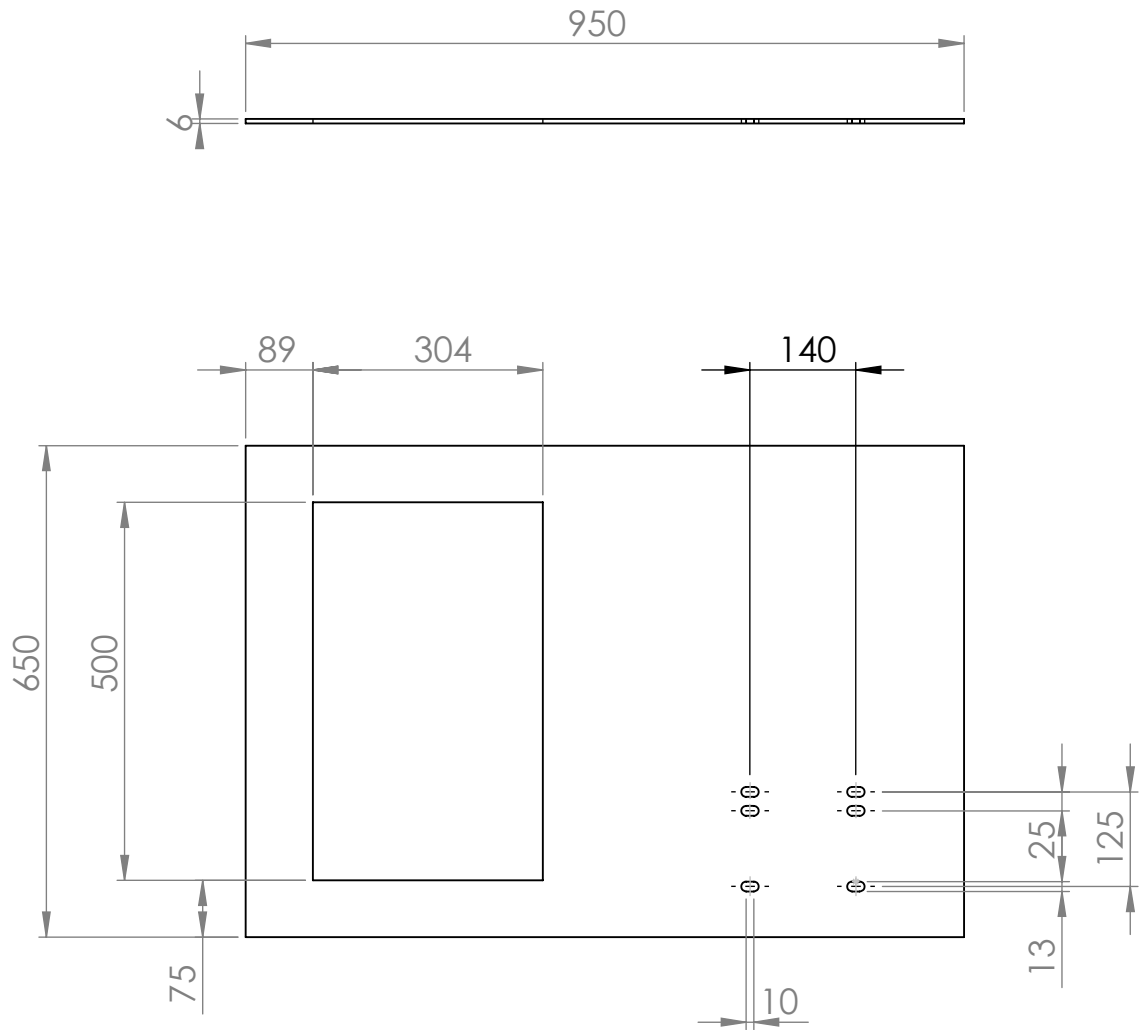


F(1 : 1)

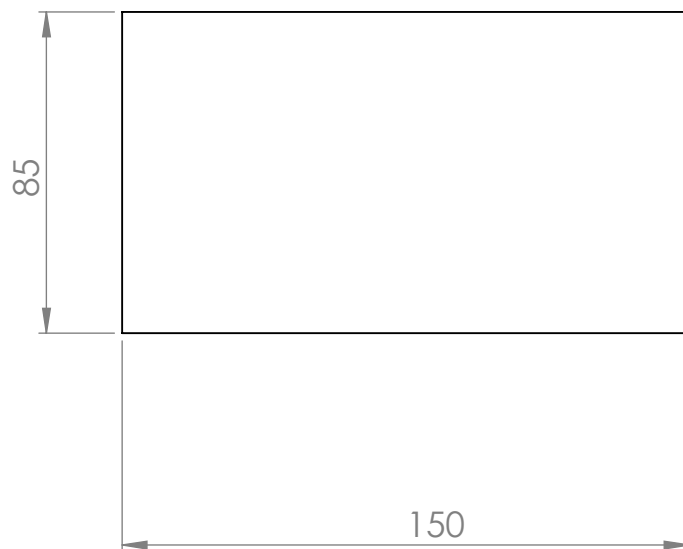
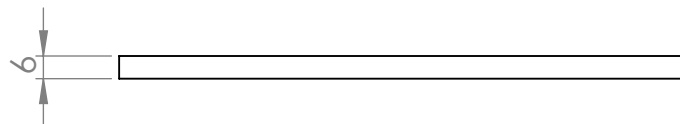


H7	+0,015
	0

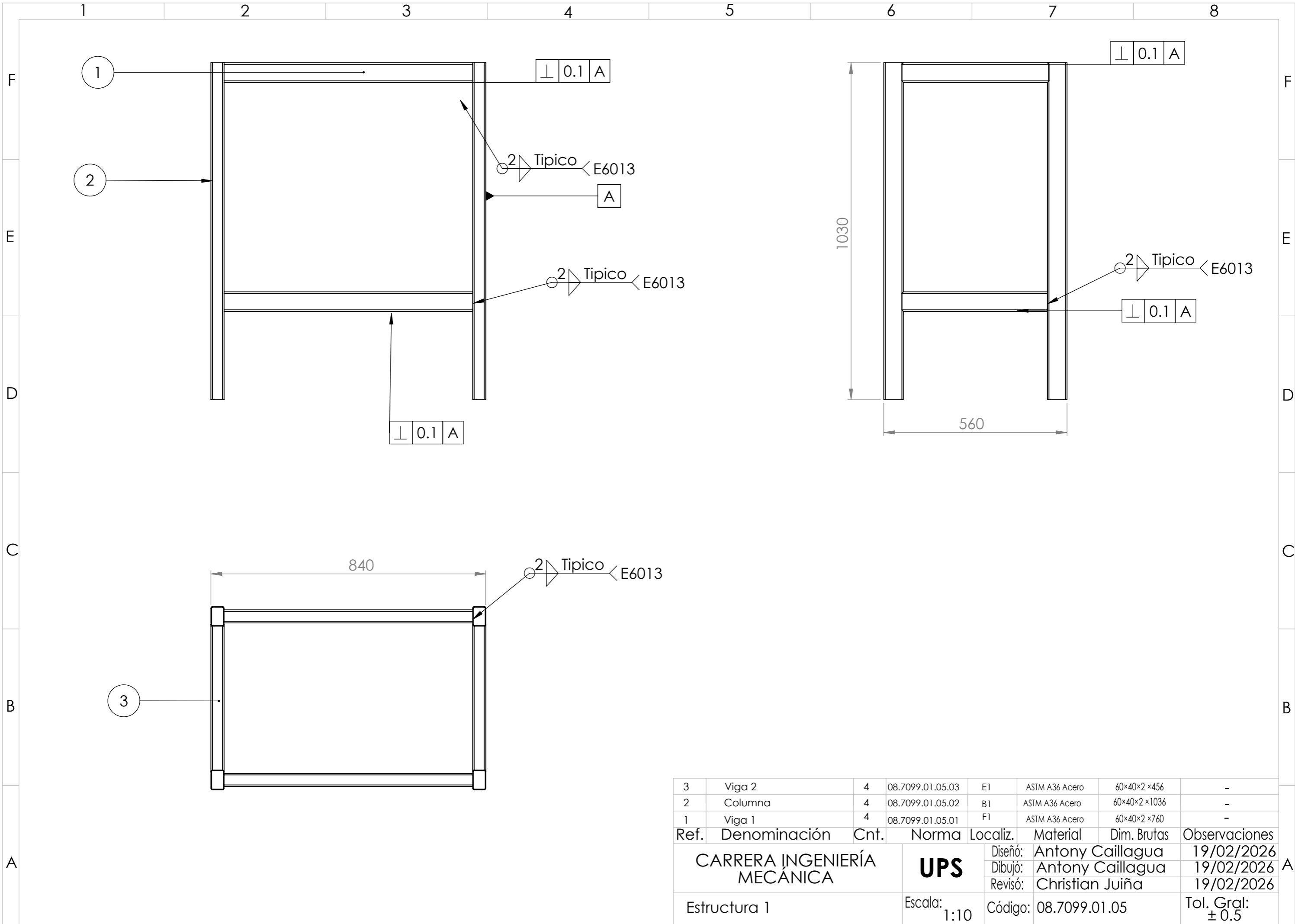
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	NA	Fundición gris	Ø150 x 57 mm
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Antony Caillagua 19/02/2026
		Dibujó:	Antony Caillagua 19/02/2026
		Revisó:	Christian Juiña 19/02/2026
Polea Menor	Escala: 1:2	Código:	08.7099.01.02 Tol. Gral: ± 0.5



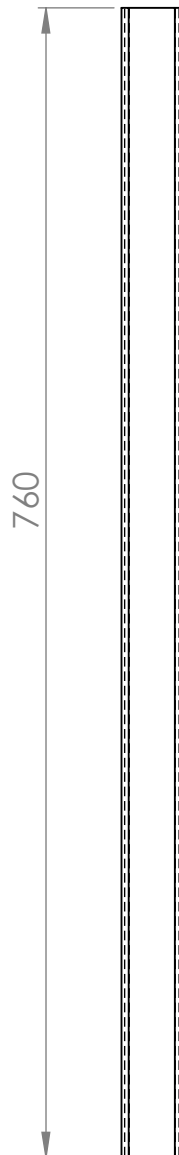
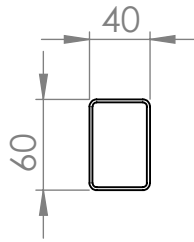
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim. Brutas:	956 × 310 × 6 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Plancha base superior		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.03	Tol. Gral:	± 0.5



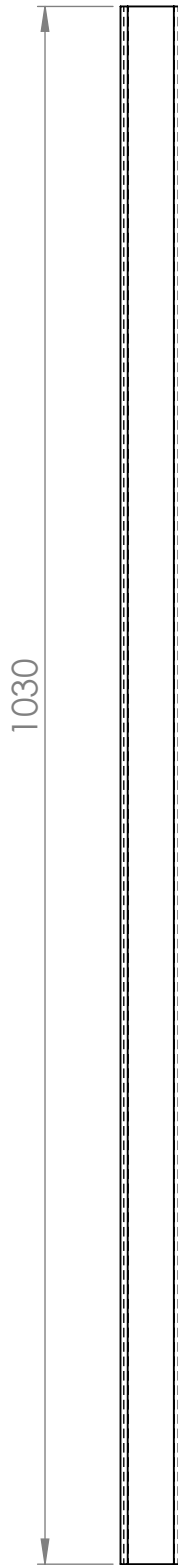
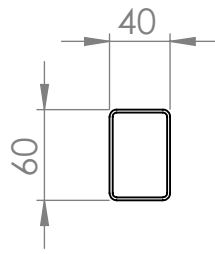
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim. Brutas:	156 × 91 × 6 mm
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	06/02/2026	
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	06/02/2026
			Revisó:	Christian Juiña	06/02/2026
Plancha base inferior		Escala:	1:2	Código:	08.7099.01.04
				Tol. Gral:	± 0.5



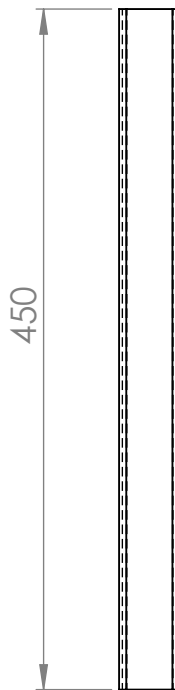
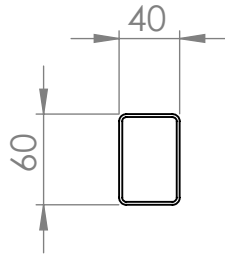
3	Viga 2	4	08.7099.01.05.03	E1	ASTM A36 Acero	60×40×2 ×456	-
2	Columna	4	08.7099.01.05.02	B1	ASTM A36 Acero	60×40×2 ×1036	-
1	Viga 1	4	08.7099.01.05.01	F1	ASTM A36 Acero	60×40×2 ×760	-
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA				UPS	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026
					Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026					
Estructura 1				Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.05
						Tol. Gral:	± 0.5



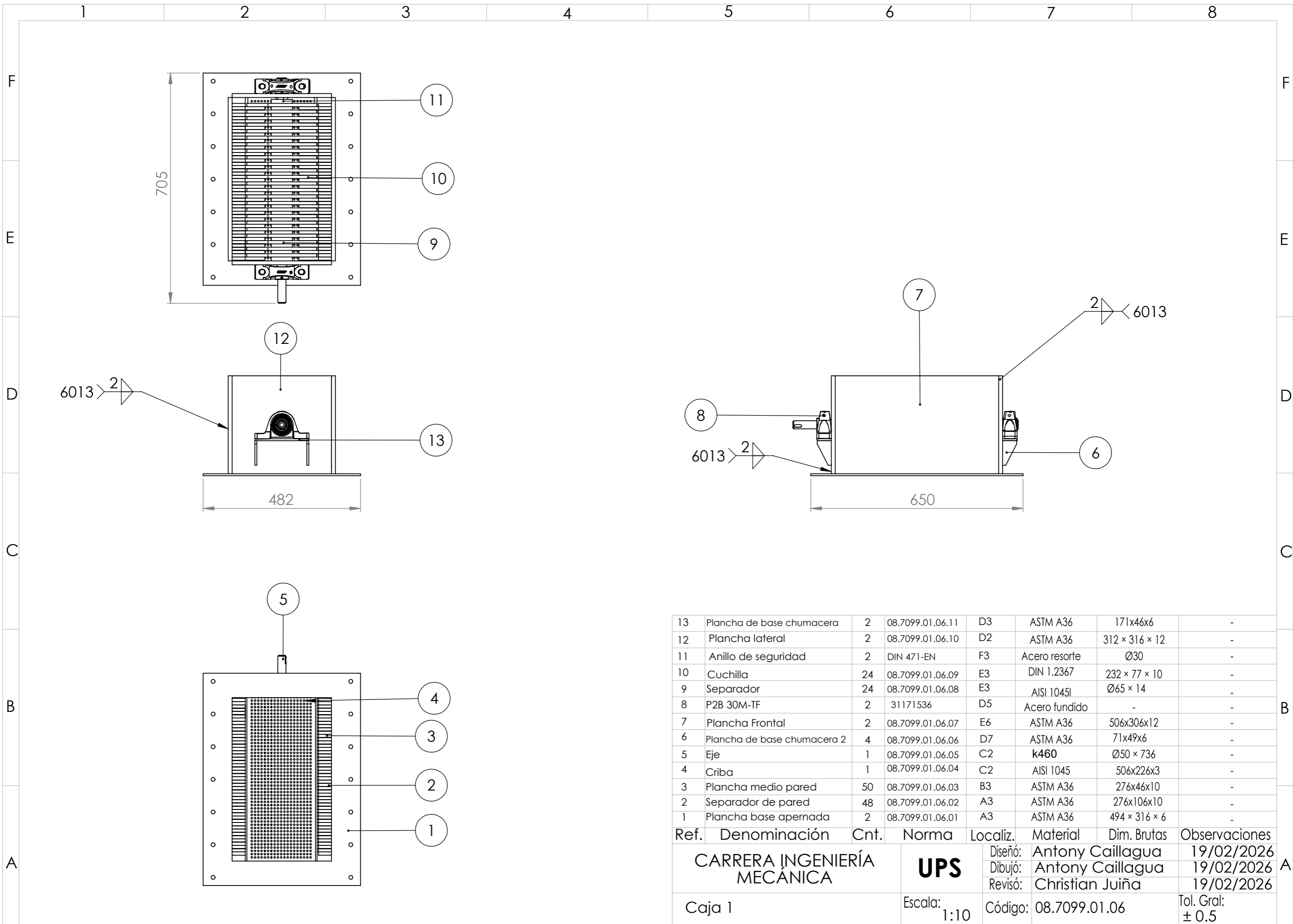
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	60x40x2 x760 mm	
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026		
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
			Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Viga 1		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.05.01	
					Tol. Gral:	± 0.5



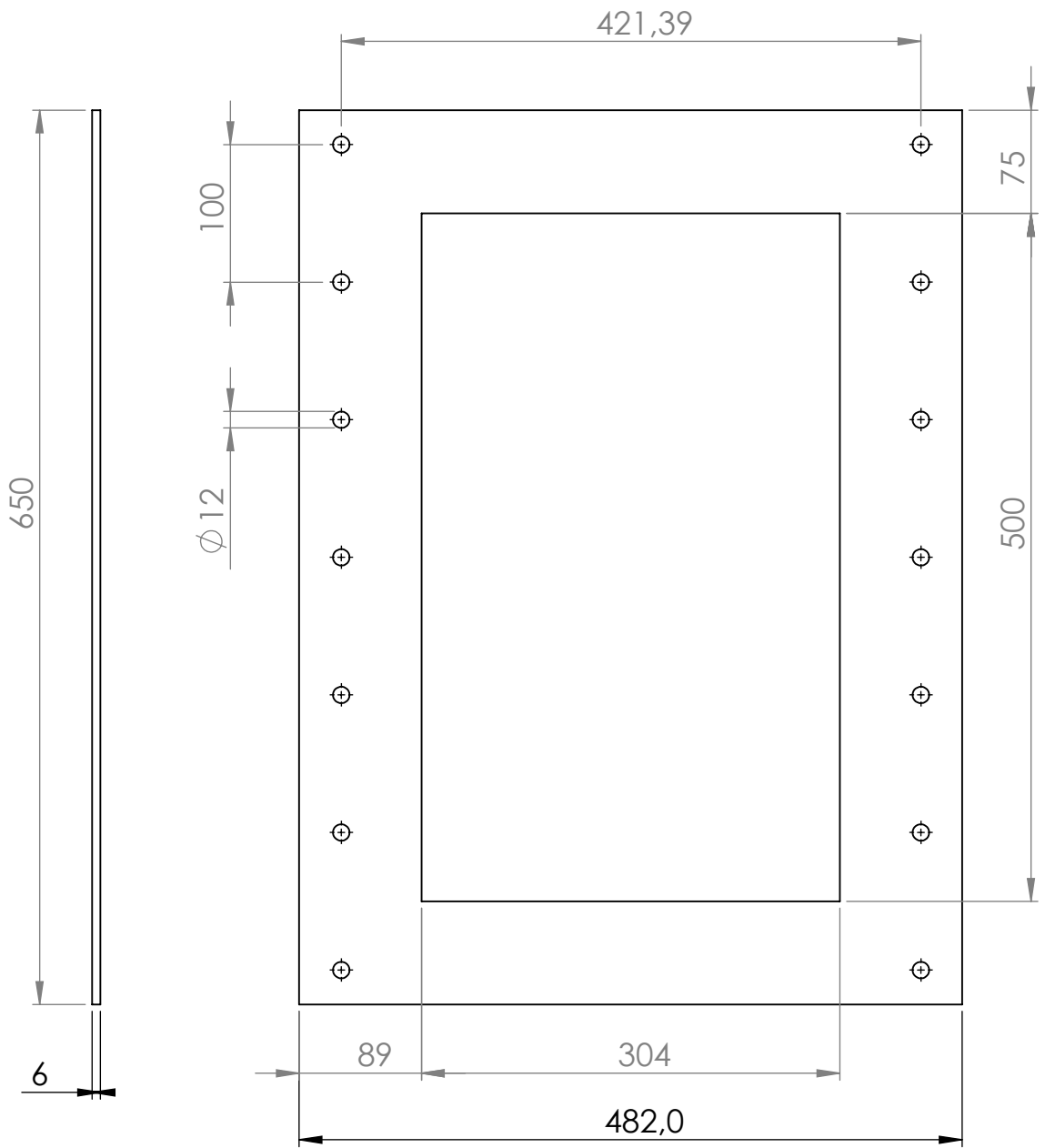
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	60x40x2 x1036 mm	
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026		
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
			Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Columna		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.05.02	
					Tol. Gral:	±0.5



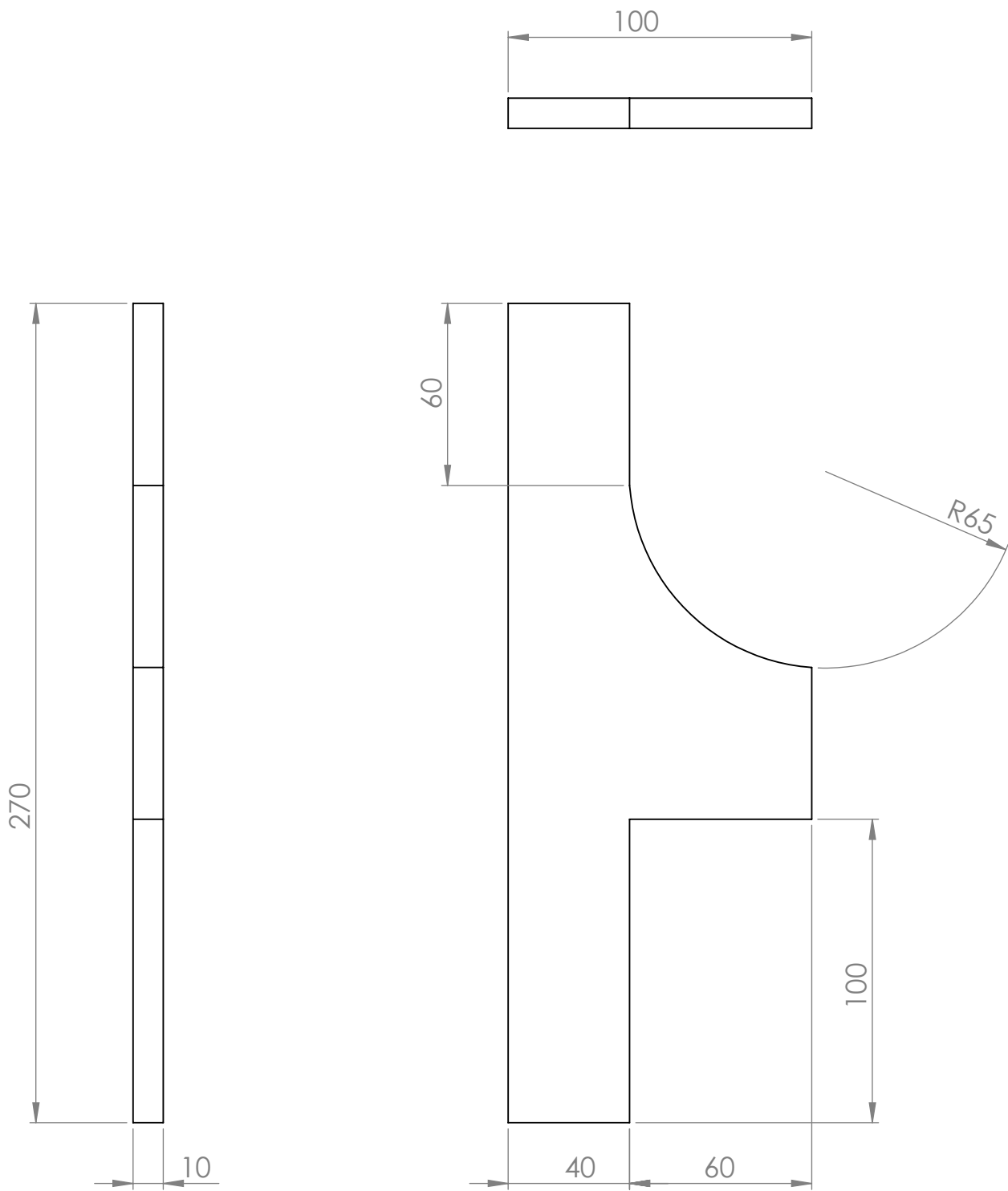
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	60x40x2 x456 mm
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
			Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026
Viga 2		Escala:	1:5	Código:	08.7099.01.05.03
				Tol. Gral:	± 0.5



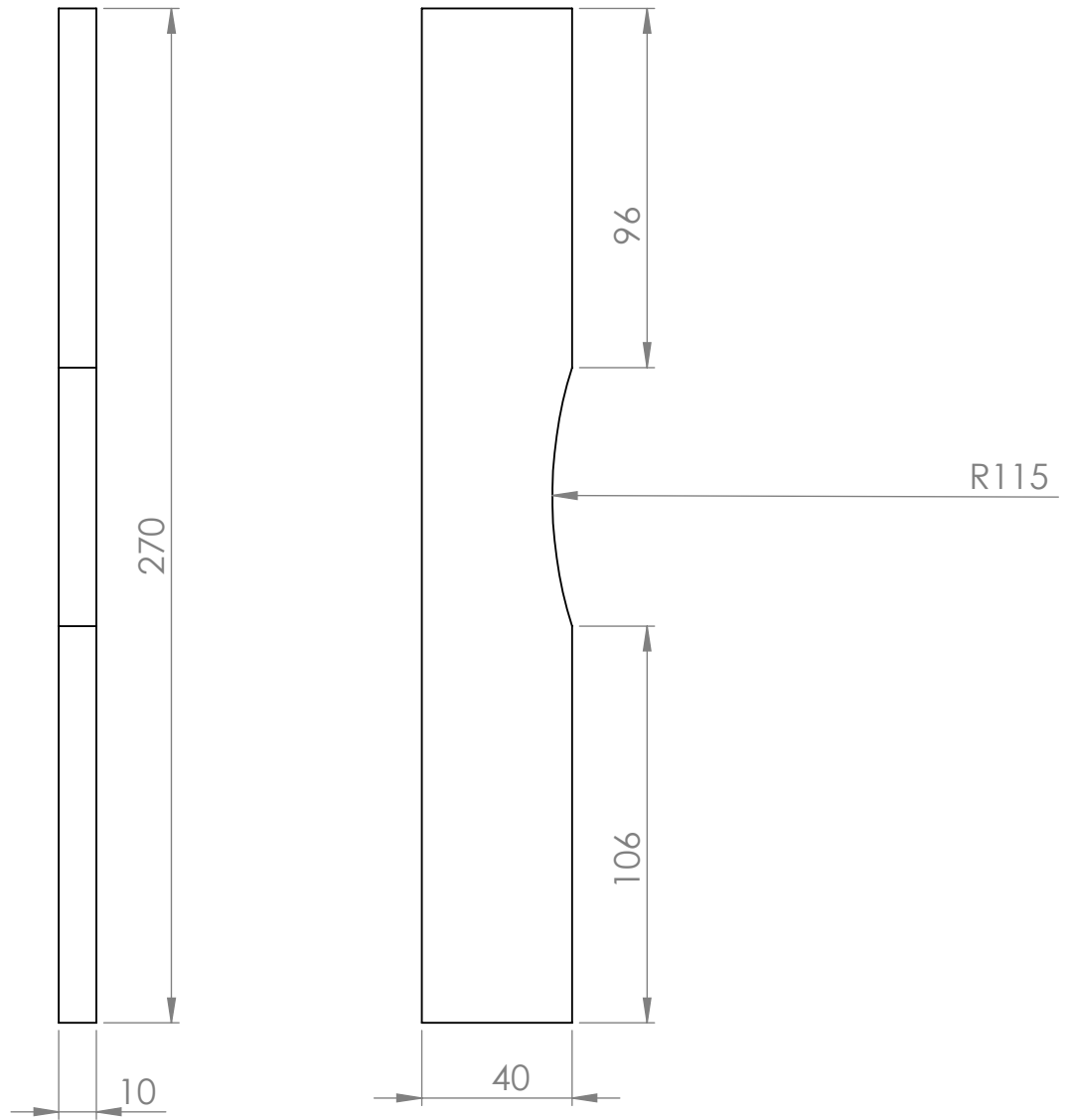
13	Plancha de base chumacera	2	08.7099.01.06.11	D3	ASTM A36	171x46x6	-
12	Plancha lateral	2	08.7099.01.06.10	D2	ASTM A36	312 x 316 x 12	-
11	Anillo de seguridad	2	DIN 471-EN	F3	Acero resorte	Ø30	-
10	Cuchilla	24	08.7099.01.06.09	E3	DIN 1.2367	232 x 77 x 10	-
9	Separador	24	08.7099.01.06.08	E3	AISI 1045I	Ø65 x 14	-
8	P2B 30M-TF	2	31171536	D5	Acero fundido	-	-
7	Plancha Frontal	2	08.7099.01.06.07	E6	ASTM A36	506x306x12	-
6	Plancha de base chumacera 2	4	08.7099.01.06.06	D7	ASTM A36	71x49x6	-
5	Eje	1	08.7099.01.06.05	C2	k460	Ø50 x 736	-
4	Criba	1	08.7099.01.06.04	C2	AISI 1045	506x226x3	-
3	Plancha medio pared	50	08.7099.01.06.03	B3	ASTM A36	276x46x10	-
2	Separador de pared	48	08.7099.01.06.02	A3	ASTM A36	276x106x10	-
1	Plancha base apernada	2	08.7099.01.06.01	A3	ASTM A36	494 x 316 x 6	-
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brutas	Observaciones
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA					Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026
					Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
					Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026
Caja 1			Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.06	Tol. Gral: ± 0.5



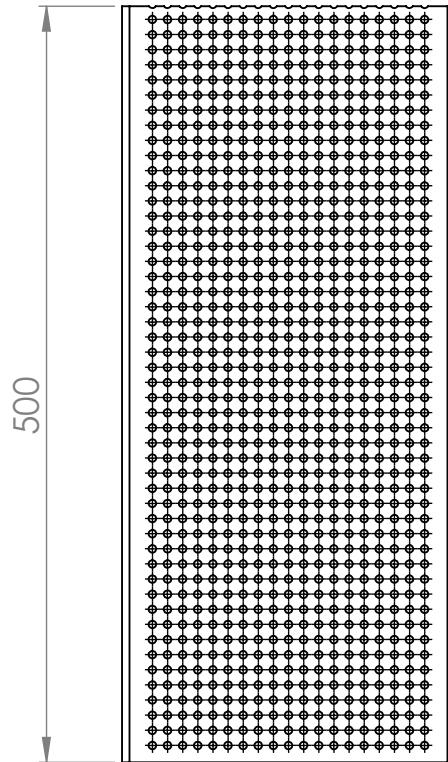
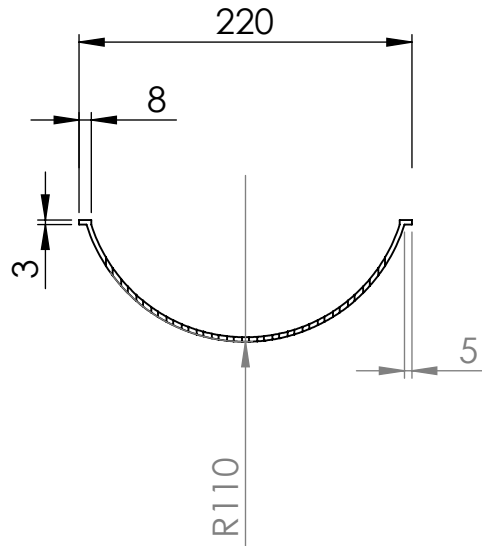
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	494x316x6 mm	
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026		
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026
plancha base apernada		Escala:	1:5	Código:	08.7099.01.06.01	Tol. Gral: ± 0.5



Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	276x106x10 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Separador de pared		Escala:	1:2	Código:	08.7099.01.06.02	Tol. Gral:	± 0.5



Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	276x46x10 mm	
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026		
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026
plancha medio pared		Escala:	1:2	Código:	09.7099.01.06.03	Tol. Gral: ± 0.5

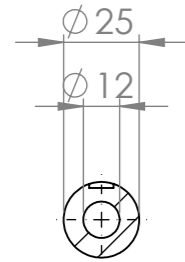


Nota: perforaciones se realizan antes de barolar

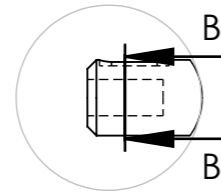
Tabla de diametros y pasos	Valor	Unidades
Diametro	5	mm
Paso vertical	10	mm
Paso horizontal	10	mm

Tratamiento Térmico:	NA	Material:	1045 inox	Dim. Brutas:	506x226x3 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Criba		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.06.04	Tol. Gral:	±0.5

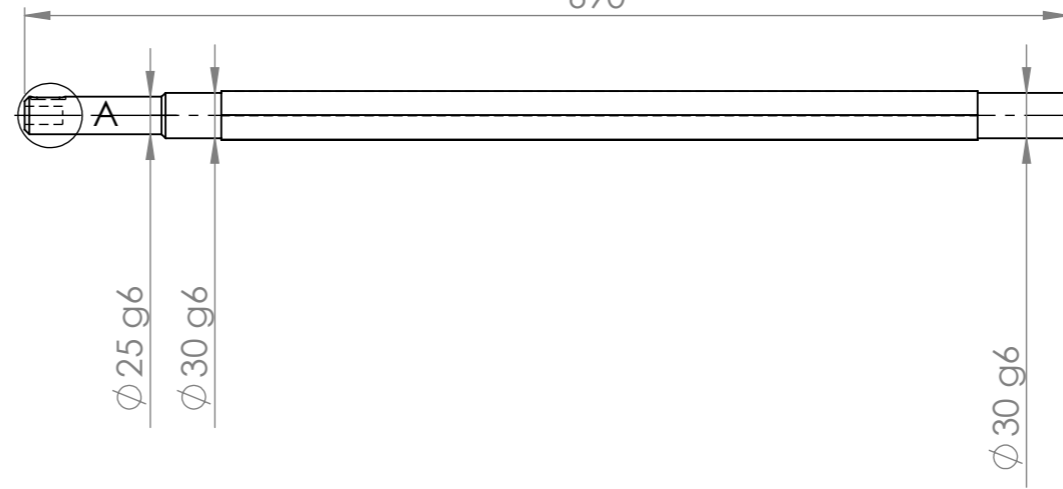
SECCIÓN B-B



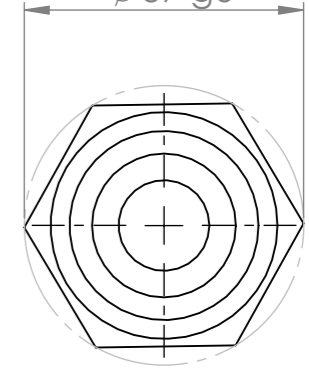
A(2 : 5)



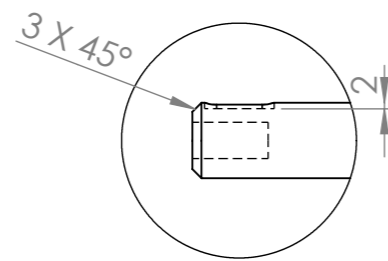
690



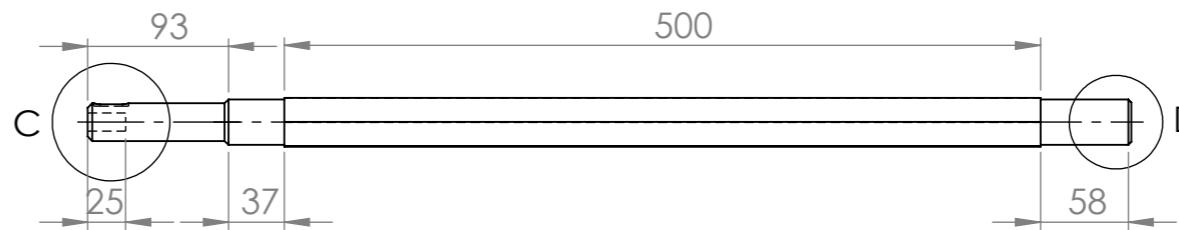
$\phi 37$ g6



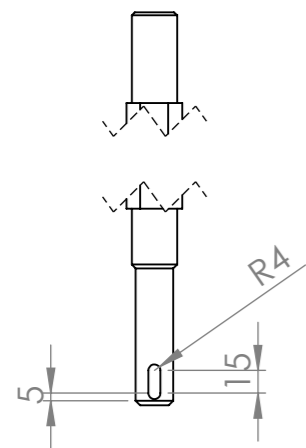
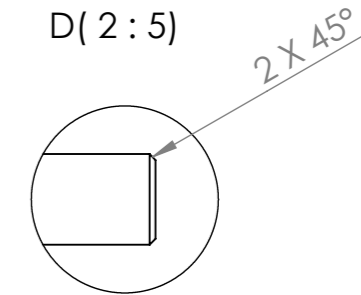
C(2 : 5)



500

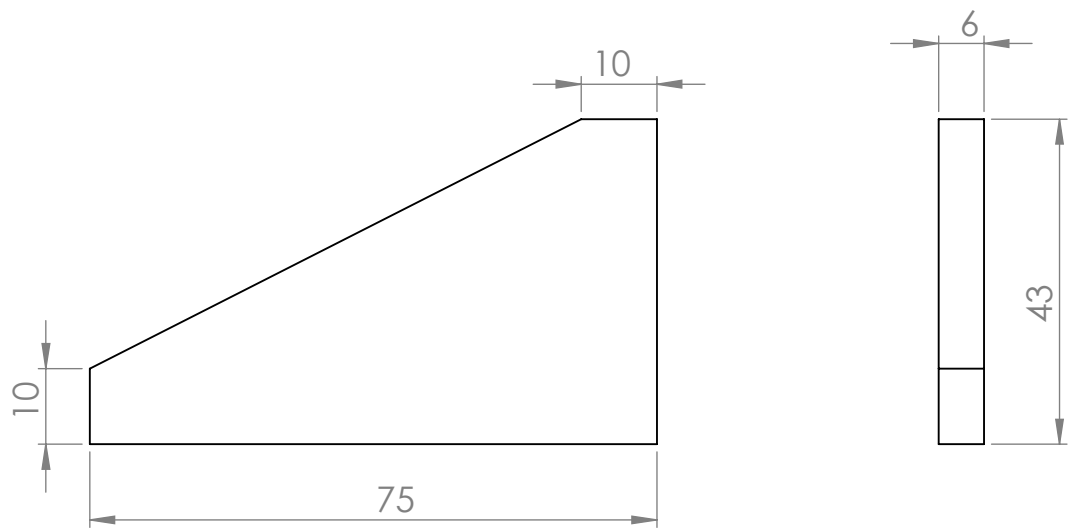


D(2 : 5)

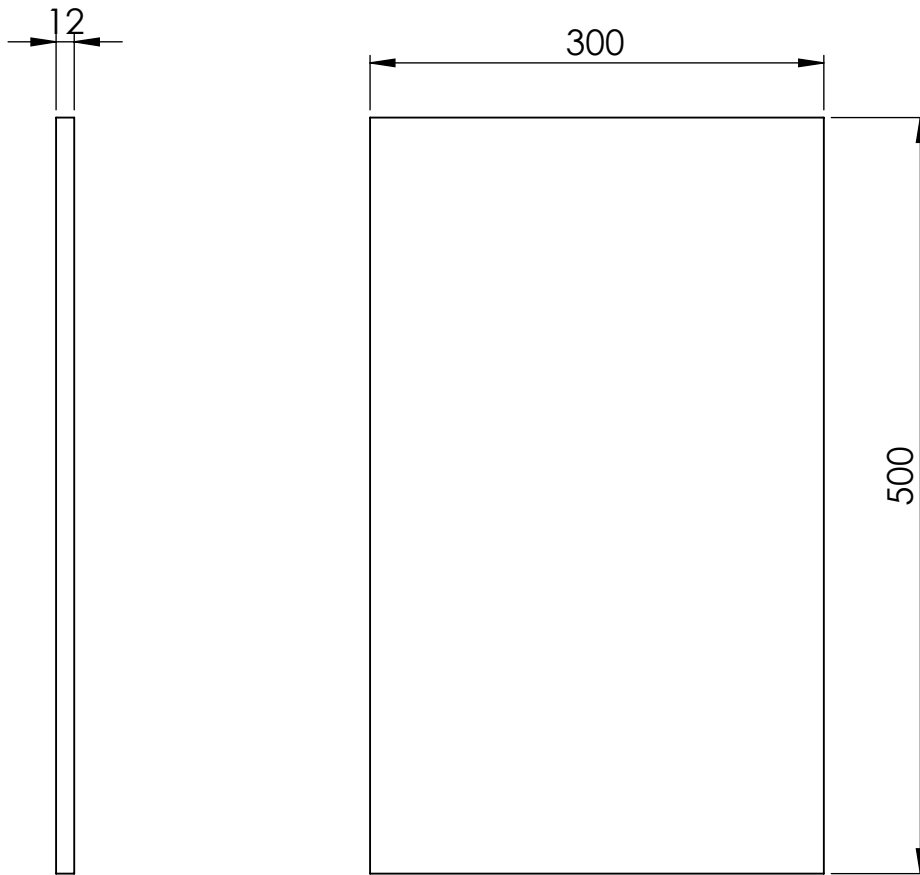


g6	-0.020
	-0.007

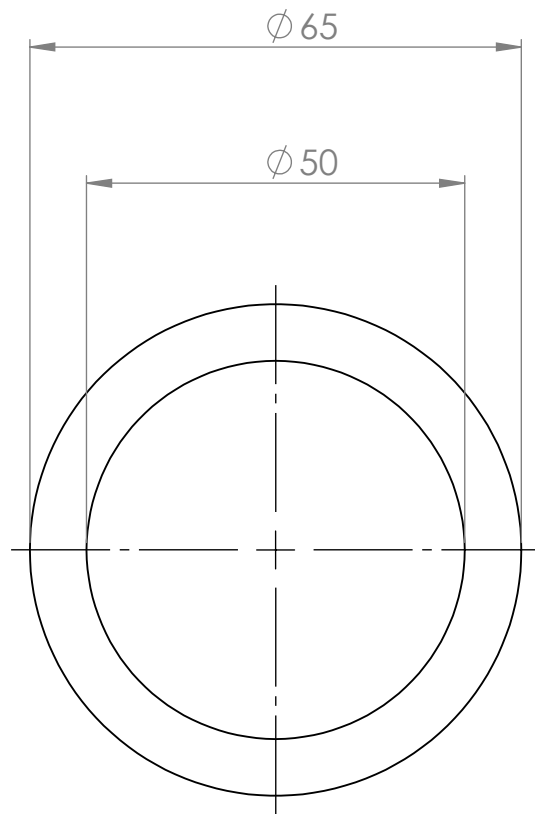
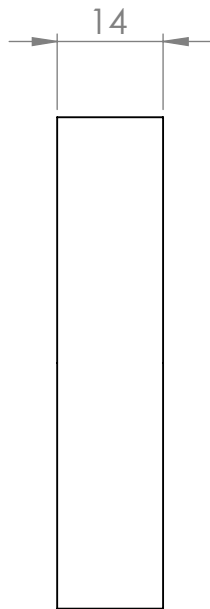
Tratamiento térmico:	NA	Material:	Acero laminado en caliente	Dim. brutas:	$\phi 50 \times 736$ mm
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	05/02/2026	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibujó:	Antony Caillagua	05/02/2026	
		Revisó:	Christian Juiña	05/02/2026	
Eje	Escala:	1:5	Código:	08.7099.01.06.05	Tol. Gral.: ± 0.5



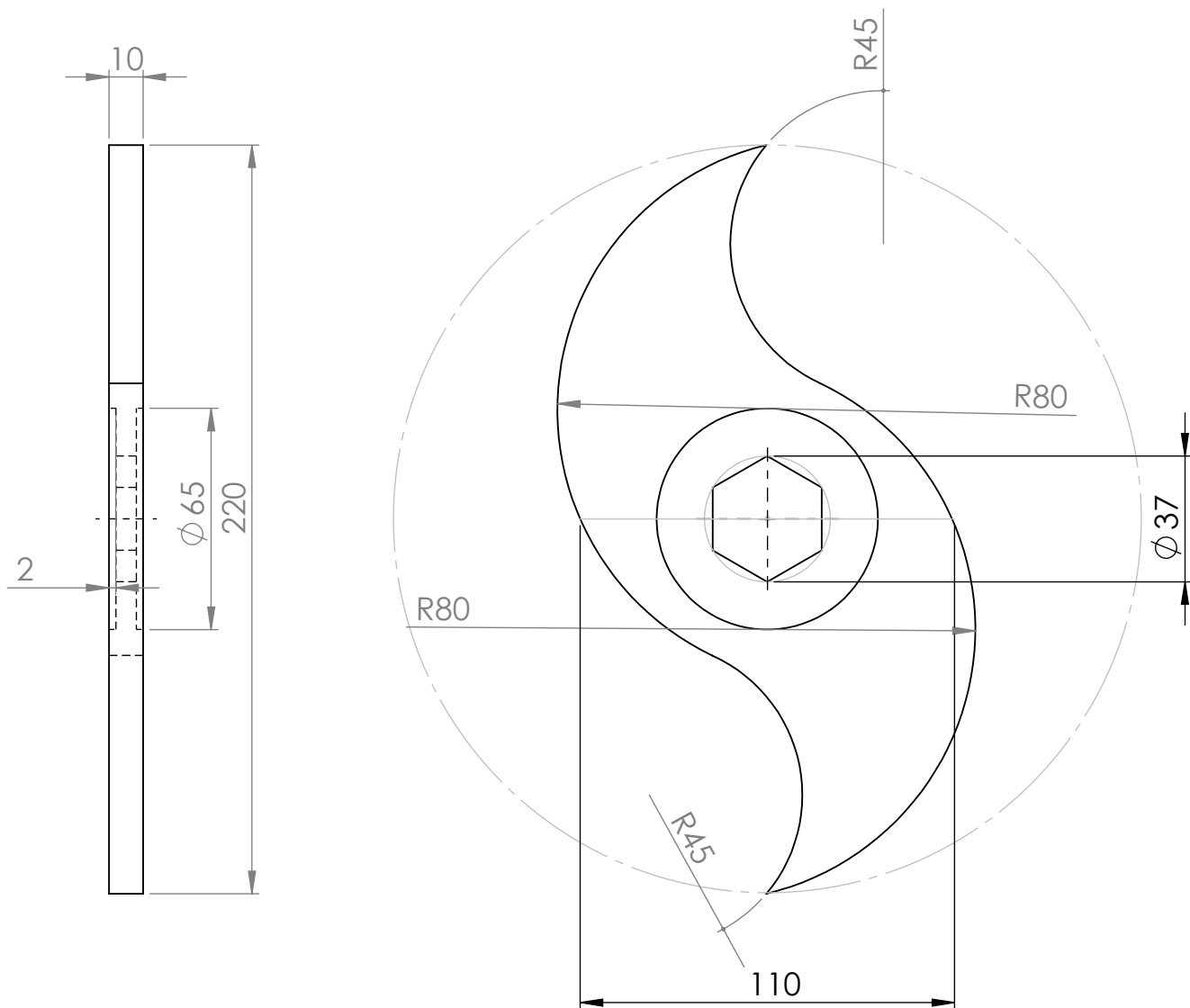
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	81x49x6 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
plancha de base chumacera 2		Escala:	1:1	Código:	08.7099.01.06.06	Tol. Gral:	±0.5



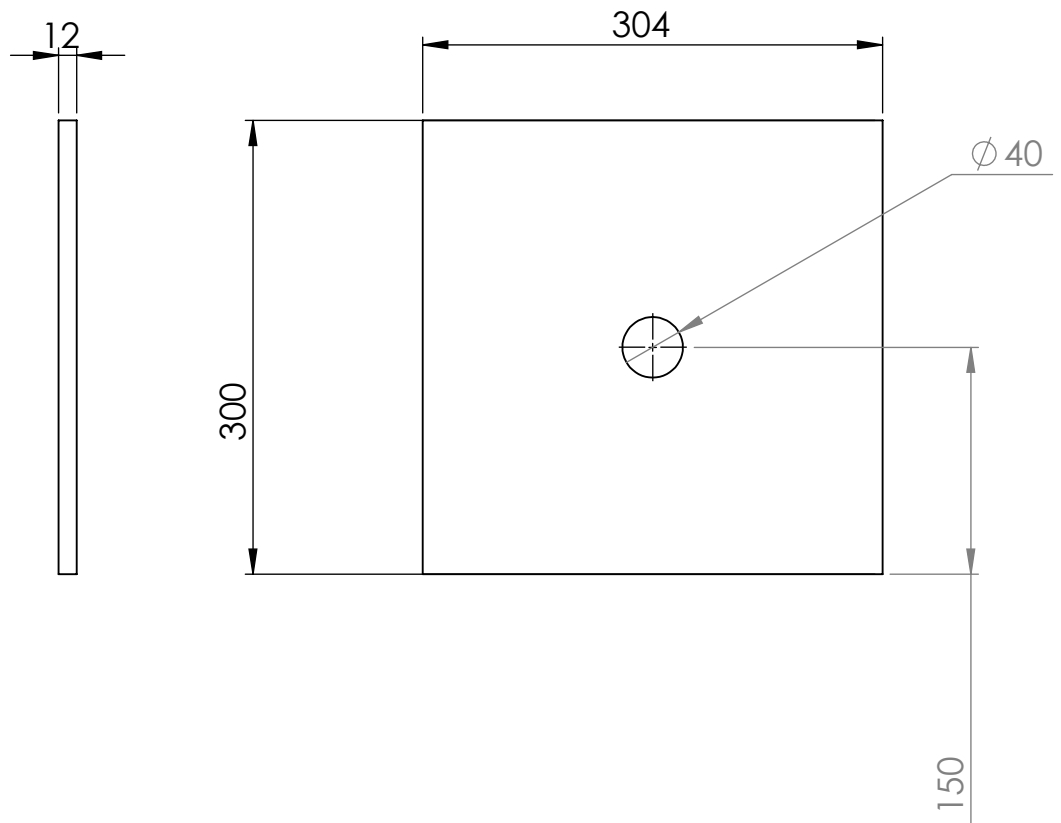
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	506x306x12 mm	
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026		
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
			Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Plancha Frontal		Escala:	1:5	Código:	08.7099.01.06.07	
					Tol. Gral:	± 0.5



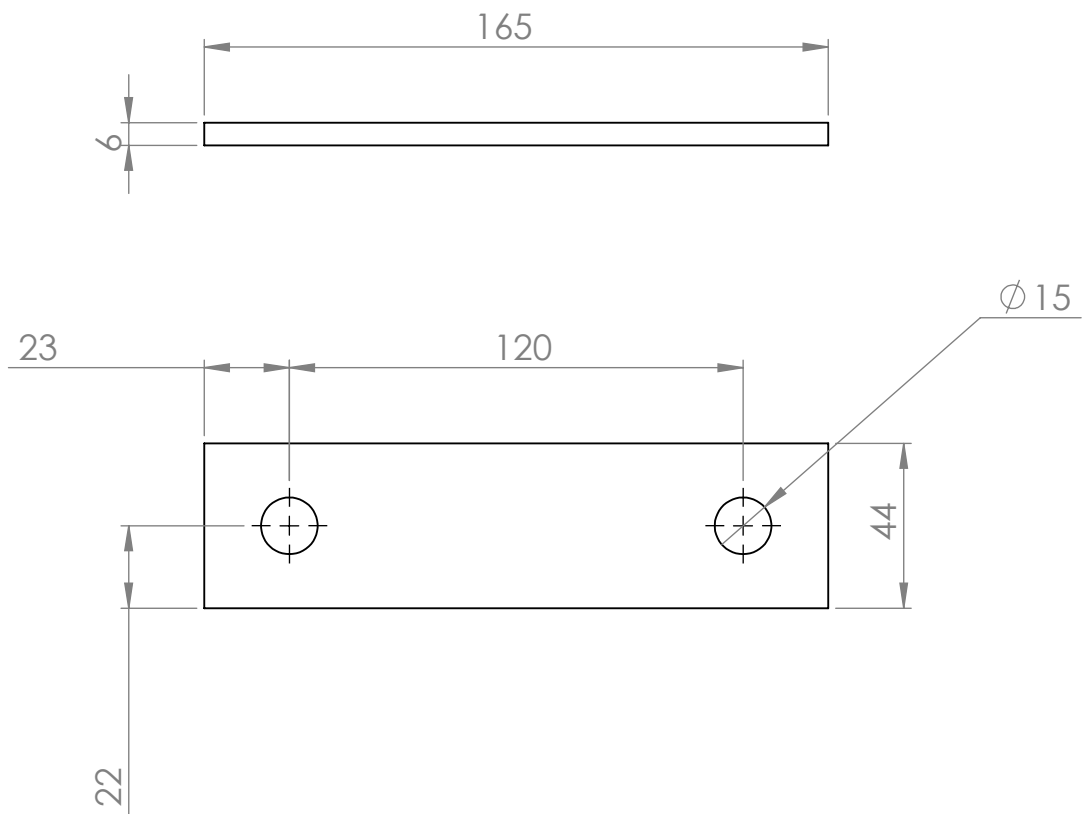
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	AISI 1045 Acero estirado en frío		Dim. Brutas:	$\phi 65 \times 14$ mm
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026		
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
			Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
separador		Escala:	1:1	Código:	08.7099.01.06.08	Tol. Gral: ± 0.5



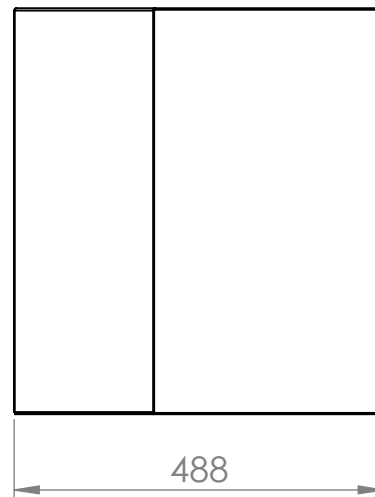
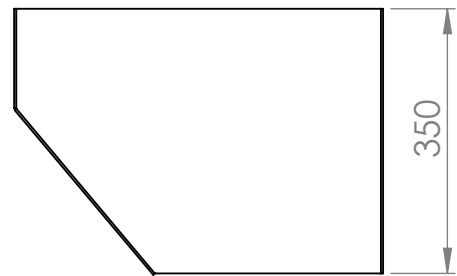
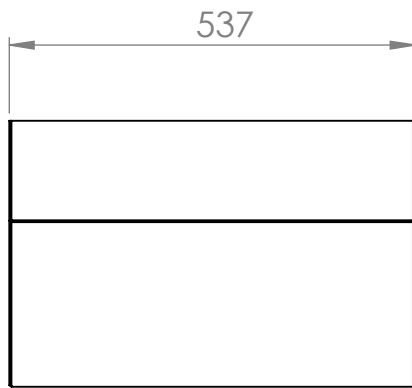
Tratamiento Térmico:	Temple y revenido	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	NA	k460	232x77x10 mm
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Antony Caillagua
		Dibujó:	Antony Caillagua
		Revisó:	Christian Juiña
Cuchilla	Escala: 1:2	Código:	08.7099.01.06.09
			Tol. Gral: ± 0.5



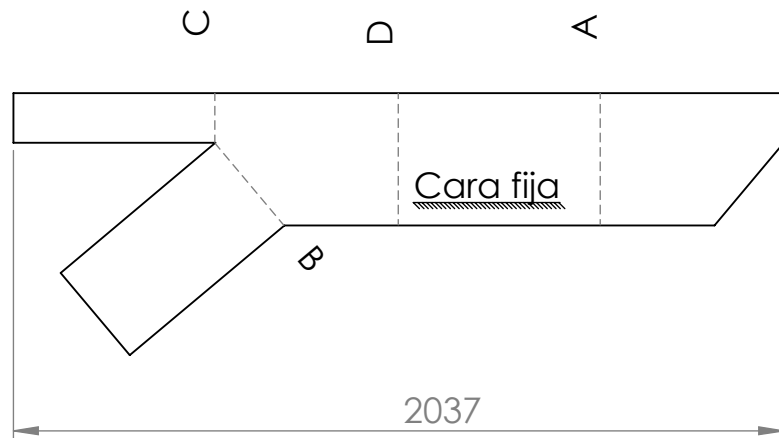
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	321x316x12 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Plancha lateral		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.06.10	Tol. Gral:	± 0.5



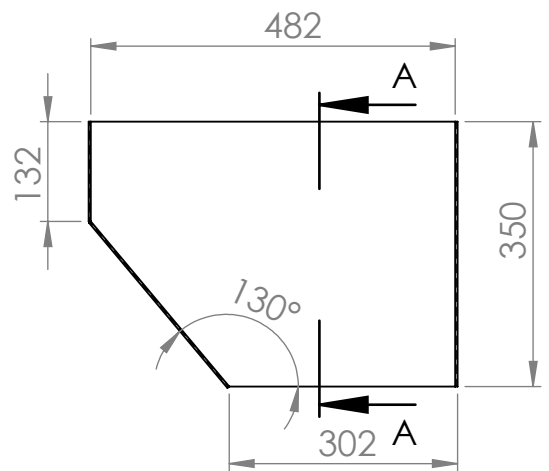
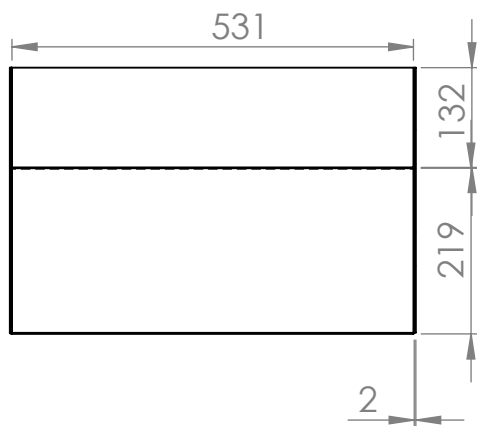
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	171x46x6 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
plancha de base chumacera		Escala:	1:2	Código:	08.7099.01.06.11	Tol. Gral:	± 0.5



Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	540x490x310 mm
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua		06/02/2026
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	06/02/2026
			Revisó:	Christian Juiña	06/02/2026
Tolva de entrada 1		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.07
					Tol. Gral: ±0.5

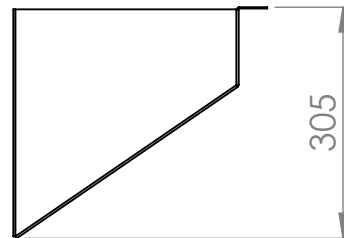
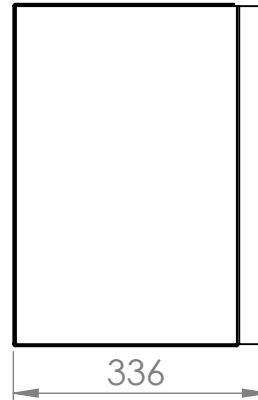


SECCIÓN A-A

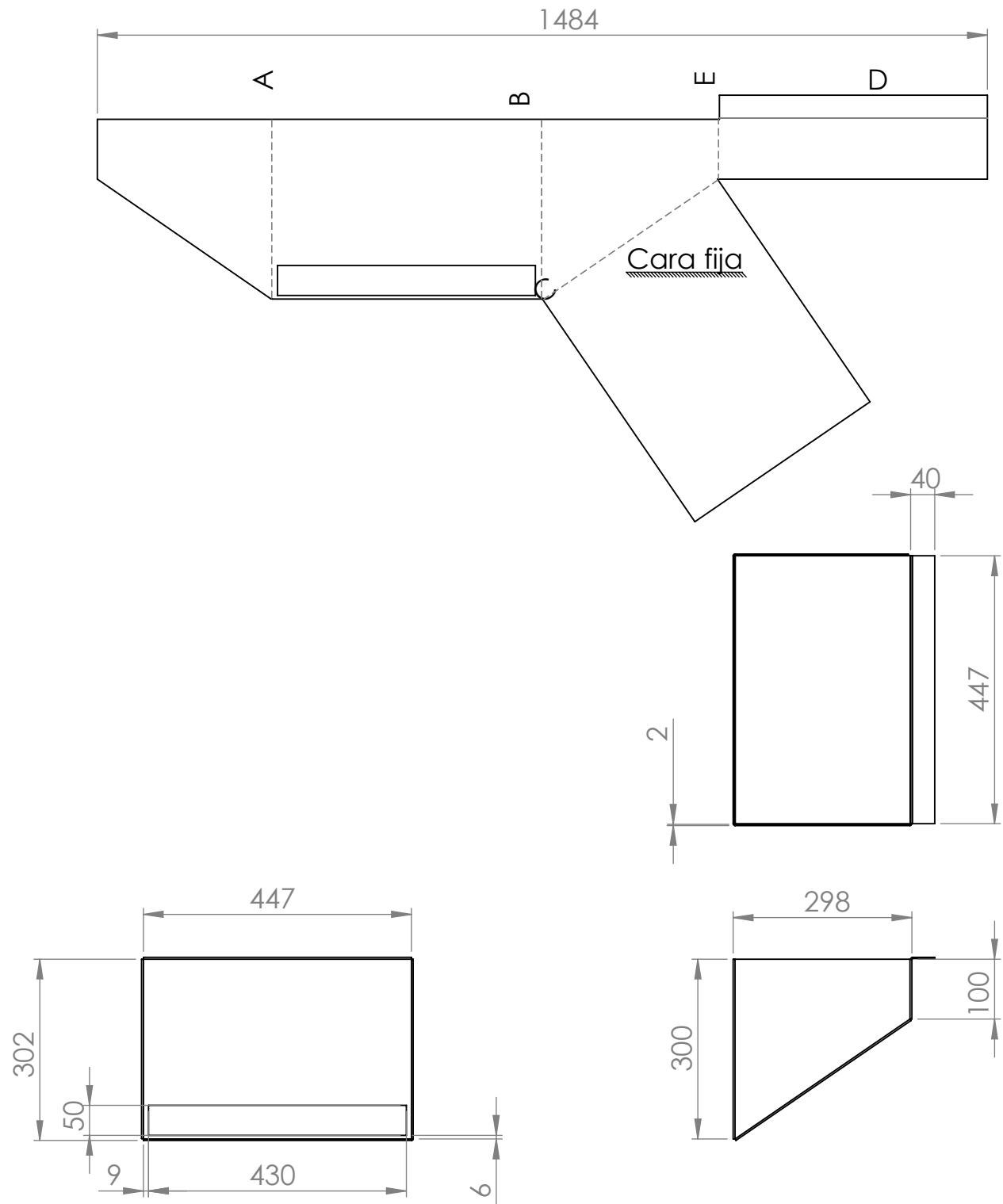


Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	90°	1
B	HACIA ABAJO	90°	1
C	HACIA ABAJO	90°	1
D	HACIA ABAJO	90°	1

Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	540x490x310 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Tolva de entrada		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.07	Tol. Gral:	±0.5



Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	459x436x304 mm
Recubrimiento:	NA	Diseñó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026
			Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026
Tolva de salida 1		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.08
				Tol. Gral:	±0.5



Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	90°	1
B	HACIA ABAJO	90°	1
C	HACIA ABAJO	90°	1
D	HACIA ARRIBA	90°	1
E	HACIA ABAJO	90°	1

Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36 Acero	Dim. Brutas:	459x436x304 mm		
Recubrimiento:	NA	Diseño:	Antony Caillagua	19/02/2026			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS		Dibujó:	Antony Caillagua	19/02/2026	
				Revisó:	Christian Juiña	19/02/2026	
Tolva de salida		Escala:	1:10	Código:	08.7099.01.08	Tol. Gral:	±0.5