



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA DE MECÁNICA**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ROTACIÓN PARA VOLTEO DE  
COMPOST EN UNA MÁQUINA AGRÍCOLA CON CAPACIDAD DE  
PROCESAMIENTO DE 200 M<sup>3</sup>/H PARA LA COMUNIDAD SAN FRANCISCO  
JAVIER**

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

**AUTORES: BORIS ELIAN RAMÓN PORTILLA  
DYLAN ALDAIR TIAGUARO BENALCAZAR**

**TUTOR: CRISTIAN ANDRÉS LEIVA GONZÁLEZ**

Quito – Ecuador  
2026

## CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Dylan Aldair Tiaguaro Benalcazar con documento de identificación N° 1753483302 y Boris Elian Ramón Portilla con documento de identificación N° 0706099454 manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y autorizamos 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 de 2026

Atentamente,



Dylan Aldair Tiaguaro Benalcazar

1753483302



Boris Elian Ramón Portilla

0706099454

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

Nosotros, Dylan Aldair Tiaguaro Benalcazar con documento de identificación N° 1753483302 y Boris Elian Ramón Portilla con documento de identificación N° 0706099454, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores de la Propuesta Tecnológica: “Diseño y simulación de un sistema de rotación para volteo de compost en una máquina agrícola con capacidad de procesamiento de 200 m<sup>3</sup>/h para la Comunidad San Francisco Javier”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos 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 de 2026

Atentamente,



Dylan Aldair Tiaguaro Benalcazar

1753483302



Boris Elian Ramón Portilla

0706099454

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Cristian Andrés Leiva González con documento de identificación N.º1716424476, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ROTACIÓN PARA VOLTEO DE COMPOST EN UNA MÁQUINA AGRÍCOLA CON CAPACIDAD DE PROCESAMIENTO DE 200 M3/H PARA LA COMUNIDAD SAN FRANCISCO JAVIER, realizado por Dylan Aldair Tiaguaro Benalcazar con documento de identificación N.º 1753483302 y Boris Elian Ramón Portilla con documento de identificación N.º 0706099454, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 23 de febrero de 2026

Atentamente,



Ing. Cristian Andrés Leiva González, MSc

1716424476

## **AGRADECIMIENTO Y DEDICATORIA**

Agradezco en primer lugar a Dios, quien me dio la fortaleza y la capacidad para llevar a cabo la carrera de Ingeniería Mecánica en la Universidad Politécnica Salesiana, por guiarme a culminar esta etapa de mi formación profesional. Su guía constante me permitió mantener la perseverancia y la claridad en los momentos de mayor dificultad.

Expreso mi más sincero agradecimiento a mis queridos padres, Boris Iván Ramón y Yajaira Maribel Portilla, quienes, con su esfuerzo inquebrantable y su cariño incondicional, me enseñaron el verdadero valor del trabajo, la constancia y la perseverancia. A pesar de las distancias y dificultades, nunca permitieron que me faltara nada, siendo siempre mis ejemplos de esfuerzo y sacrificio. Este logro también les pertenece, porque sin su entrega nada de esto habría sido posible.

Con profundo pesar y como homenaje ante su sentida pérdida, dedico este trabajo a la memoria de mi hermana, Gia Eduarda Ramón Portilla, quien me motivó a seguir creciendo profesionalmente, cuyo recuerdo y enseñanzas permanecen presentes y continúan siendo una fuente de inspiración. Su legado forma parte de este logro y acompaña cada paso de este camino profesional y personal.

Agradezco a mi familia, amigos y docentes por su apoyo constante durante mi formación académica, ya que su respaldo fue fundamental para culminar este trabajo. A mi compañero de tesis, Dylan Tiaguaro, por su compromiso y dedicación en el desarrollo de este proyecto. Por último, dedico esta tesis a quienes hicieron parte de mi vida y ya no están, porque de alguna u otra manera creyeron en mí.

Al final somos una mezcla de todas las personas que han sido parte de nuestro camino, me alegra saber que algunas de ellas son parte esencial de quien soy hoy.

**BORIS ELIAN RAMÓN PORTILLA**

Quiero agradecer, en primer lugar, a Dios, por haberme guiado en este camino académico y en cada aspecto de mi vida personal. Asimismo, expreso mi profundo agradecimiento a mi familia Tiaguaro y Benalcázar, ya que cada uno de ellos, en distintos momentos, fue un pilar fundamental para que hoy sea la persona que soy.

A mis amigos y compañeros de carrera, por compartir conocimientos, experiencias y momentos inolvidables. De manera especial, a mi compañero de tesis, Boris Ramón, quien fue un gran apoyo en este último proceso y, además, un verdadero amigo a lo largo de la universidad. A Gina, mi pareja, gracias por su apoyo constante e incondicional durante toda esta etapa universitaria.

A la universidad y a cada uno de los docentes que nos acompañaron durante la carrera, gracias por su enseñanza y dedicación. Finalmente, a nuestro docente tutor, quien guio con compromiso y paciencia este proceso, brindándonos orientación y respaldo en cada etapa.

Dedico este trabajo, de manera muy especial, a mi familia. A mis padres, Eduardo Vicente Tiaguaro Guayama y Martha Iralda Benalcázar Proaño, por su amor, sacrificio y apoyo incondicional. A mis hermanos Alexandra, Silvia, Christian y Jonathan; y a mis sobrinos Emily, Tommy, Kerly, Mateo, Eduardo, Sofía, Martina y Julián, quienes son una fuente constante de motivación y alegría.

También a mis familiares más cercanos, quienes me han apoyado y han sido una gran enseñanza en distintos aspectos de mi vida. Y, finalmente, a aquellos seres queridos que ya no se encuentran físicamente con nosotros, pero que sé que siempre velan por mi bienestar y el de mi familia: Wilson Pilco, Franklin Yandún, Lourdes Benalcázar, Oswaldo Vaca y mi querida abuelita Zoila Guayama.

**DYLAN ALDAIR TIAGUARO BENALCAZAR**

## ÍNDICE GENERAL

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	ii
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.....	iii
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .....	iv
AGRADECIMIENTO Y DEDICATORIA .....	v
ÍNDICE DE FIGURAS .....	x
ÍNDICE DE TABLAS .....	xiii
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT .....	xvi
INTRODUCCIÓN .....	1
PROBLEMA DE ESTUDIO .....	2
JUSTIFICACIÓN .....	2
OBJETIVOS .....	3
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos .....	3
CAPÍTULO I.....	4
MARCO TEÓRICO .....	4
1.1 Estado del arte del tratamiento de residuos sólidos orgánicos .....	4
1.2 Proceso de compostaje e importancia .....	6
1.3 Parámetros críticos del compostaje.....	7
1.4 Sistemas mecánicos de volteo de compost.....	11
1.4.1 Volteo manual frente al volteo mecánico .....	12
1.4.2 Tipos de máquinas volteadoras de compost.....	13
1.5 Sistemas mecánicos de volteo de compost.....	17
1.5.1 Rotor de volteo: función y características generales.....	17
1.5.2 Tipos de rotores utilizados en maquinaria agrícola .....	19

1.5.3	<i>Tipos de paletas utilizadas en rotores de volteo de compost</i>	22
1.6	Sistemas mecánicos de volteo de compost	26
1.6.1	<i>Torque en sistemas rotativos</i>	26
1.6.2	<i>Potencia mecánica requerida</i>	27
1.6.3	<i>Esfuerzos torsionales en ejes</i>	27
1.6.4	<i>Fatiga en elementos mecánicos</i>	27
CAPÍTULO II		29
DISEÑO DEL ROTOR PARA EL REMOVEDOR DE COMPOST		29
2.1	Selección de alternativas	29
2.2	Equipo removedor de compost y rotor removedor de compost	30
2.3	Obtención de la carga	31
2.3.1	<i>Propiedades del compost, cambios respecto al tiempo y otros parámetros</i>	31
2.3.2	<i>Cálculo de la carga del compost</i>	33
2.4	Margen de seguridad aplicada al diseño	35
2.5	Cálculo, diseño y selección de los componentes mecánicos y estructurales del rotor	37
2.5.1	<i>Cálculo y diseño de las paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones</i>	37
2.5.2	<i>Cálculo y diseño de las paletas rectas</i>	42
2.5.3	<i>Cálculo de la carga que ejercen paletas, portapaletas y pernos de sujeción</i>	44
2.5.4	<i>Cálculo y diseño del tubo circular de soporte para las paletas y portapaletas</i>	48
2.5.5	<i>Cálculo de la carga que ejerce la tubería cédula 40 de 8 in</i>	51
2.5.6	<i>Cálculo y diseño de las tapas laterales del rotor</i>	51
2.5.7	<i>Cálculo de la carga de las tapas laterales</i>	53
2.5.8	<i>Cálculo y diseño de los ejes</i>	54
2.5.9	<i>Cálculo del peso de los ejes</i>	59
2.5.10	<i>Cálculo y diseño de las chumaceras - rodamientos</i>	59
2.5.11	<i>Cálculo y diseño de las conexiones no fijas</i>	61
2.5.12	<i>Cálculo y diseño de las conexiones fijas</i>	71
CAPÍTULO III		77
SIMULACIÓN DEL ROTOR PARA EL REMOVEDOR DEL COMPOST		77
3.1	Generalidades de los métodos de simulación	77
3.1.1	<i>Método de análisis por elementos finitos (FEA)</i>	78
3.1.2	<i>Método de las aproximaciones externas</i>	79
3.2	Generalidades de los procesos de simulación	80

3.2.1	<i>Preprocesamiento</i> .....	80
3.2.2	<i>Procesamiento</i> .....	81
3.2.3	<i>Postprocesamiento</i> .....	81
3.3	Simulación del rotor para remover el compost .....	82
3.3.1	<i>Simulación mediante análisis de elementos finitos</i> .....	82
3.3.2	<i>Definición del modelo</i> .....	82
3.3.3	<i>Aplicación de fuerzas y restricciones de movimiento</i> .....	83
3.3.4	<i>Resultados obtenidos de la simulación</i> .....	84
CAPÍTULO IV .....		91
ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO DE LA MÁQUINA MEZCLADORA DE COMPOST .....		91
4.1	Introducción al análisis económico del rotor .....	91
4.2	Clasificación de costos del proyecto .....	91
4.2.1	<i>Costos directos</i> .....	91
4.2.2	<i>Costos indirectos</i> .....	91
4.2.3	<i>Análisis de costos de producción</i> .....	91
CONCLUSIONES .....		95
RECOMENDACIONES .....		97
REFERENCIAS .....		99

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Alternativa tratamientos de residuos sólidos. ....	5
<b>Figura 2.</b> Compostaje a través del tiempo y temperatura. ....	7
<b>Figura 3.</b> Materia prima el antes del proceso de mezclado de compost. ....	8
<b>Figura 4.</b> Materia prima después del proceso de mezclado de compost. ....	8
<b>Figura 5.</b> Rango de temperatura y pH en distintas fases del compostaje ....	9
<b>Figura 6.</b> Volteo de compostaje manual.....	12
<b>Figura 7.</b> Volteo de compostaje mecánico .....	12
<b>Figura 8.</b> Volteo de compost mediante pala mecánica o cargador frontal. ....	14
<b>Figura 9.</b> Volteadora de compost de arrastre acoplada a tractor .....	14
<b>Figura 10.</b> Volteadora de compost autopropulsada para aplicaciones de gran escala .....	15
<b>Figura 11.</b> Sistema de volteo de compost tipo puente .....	16
<b>Figura 12.</b> Componentes principales de un rotor agrícola para volteadoras de compost .....	18
<b>Figura 13.</b> Rotor de eje horizontal con paletas o cuchillas.....	20
<b>Figura 14.</b> Rotor de eje horizontal con martillos o mayales.....	21
<b>Figura 15.</b> Rotor con paletas rectas .....	23
<b>Figura 16.</b> Rotor con paletas helicoidales .....	24
<b>Figura 17.</b> Rotor con paletas angulares (tipo L).....	25
<b>Figura 18.</b> Equipo removedor de compost. ....	30
<b>Figura 19.</b> Sistema del rotor para el removedor de compost.....	30
<b>Figura 20.</b> Disposición de paletas y portapaletas en el tubo circular del rotor.....	31
<b>Figura 21.</b> Dimensionamiento de las paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones. ....	37
<b>Figura 22.</b> Distribución de carga para paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones.....	38
<b>Figura 23.</b> Centro de masa para paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones. ....	38
<b>Figura 24.</b> Carga puntual para paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones. ....	39
<b>Figura 25.</b> Sección transversal crítica para el cálculo de las paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones. ....	39
<b>Figura 26.</b> Dimensionamiento de las paletas rectas. ....	42
<b>Figura 27.</b> Distribución de carga para paletas rectas.....	42
<b>Figura 28.</b> Centro de masa para paletas rectas. ....	43
<b>Figura 29.</b> Carga puntual para paletas rectas.....	43
<b>Figura 30.</b> Sección transversal crítica para el cálculo de las paletas rectas.....	44
<b>Figura 31.</b> Masa de la paleta tipo L con dos perforaciones. ....	45

<b>Figura 32.</b> Masa de la paleta tipo L con cuatro perforaciones.....	45
<b>Figura 33.</b> Masa de la paleta recta.....	46
<b>Figura 34.</b> Masa del portapaletas con dos perforaciones.....	46
<b>Figura 35.</b> Masa del portapaletas con dos perforaciones.....	47
<b>Figura 36.</b> Masa de la escuadra para soporte del portapaletas. ....	47
<b>Figura 37.</b> Dimensionamiento del tubo circular.....	49
<b>Figura 38.</b> Diagrama de cuerpo libre y ecuaciones empleadas para el análisis del tubo circular.....	49
<b>Figura 39.</b> Tapas laterales del rotor. ....	51
<b>Figura 40.</b> Dimensionamiento de las tapas laterales del rotor.....	52
<b>Figura 41.</b> Carga de compresión en las tapas laterales y sección transversal.....	52
<b>Figura 42.</b> Masa individual de las tapas laterales. ....	53
<b>Figura 43.</b> Dimensionamiento de los ejes del rotor.....	54
<b>Figura 44.</b> Diagrama de cuerpo libre del eje del rotor.....	56
<b>Figura 45.</b> Diagrama de cortante y momento del eje del rotor.....	56
<b>Figura 46.</b> Unión apernada de las paletas a los portapaletas. ....	61
<b>Figura 47.</b> Modelo del volumen efectivo de apriete en uniones apernadas.....	62
<b>Figura 48.</b> Parámetros geométricos involucrados en el análisis del perno.....	62
<b>Figura 49.</b> Parámetros geométricos del perno.....	63
<b>Figura 50.</b> Diagrama de cuerpo libre del sistema placa–perno. ....	68
<b>Figura 51.</b> Unión apernada del sistema motor - reductor.....	71
<b>Figura 52.</b> Disposición y análisis de carga en los cordones de soldadura 1 y 2.....	72
<b>Figura 53.</b> Variables a tomar en cuenta para cálculo en cordones de soldadura. ....	72
<b>Figura 54.</b> Disposición y análisis de carga en los cordones de soldadura 3 y 4.....	75
<b>Figura 55.</b> Proceso de discretización.....	78
<b>Figura 56.</b> Ecuaciones de relación desplazamientos, deformaciones y esfuerzos.....	79
<b>Figura 57.</b> Definición del modelo en Software para Análisis de Elementos Finitos.....	83
<b>Figura 58.</b> Modelo de análisis con mallado grueso y cantidad de nodos. ....	84
<b>Figura 59.</b> Modelo de análisis con mallado medio y cantidad de nodos.....	85
<b>Figura 60.</b> Modelo de análisis con mallado fino suavizado y cantidad de nodos.....	85
<b>Figura 61.</b> Desplazamientos globales del rotor con mallado grueso.....	86
<b>Figura 62.</b> Desplazamientos globales del rotor con mallado medio.....	86
<b>Figura 63.</b> Desplazamientos globales del rotor con mallado fino suavizado. ....	86
<b>Figura 64.</b> Esfuerzos equivalentes del rotor con mallado grueso.....	87
<b>Figura 65.</b> Esfuerzos equivalentes del rotor con mallado medio.....	87

<b>Figura 66.</b> Esfuerzos equivalentes del rotor con mallado fino suavizado. ....	88
<b>Figura 67.</b> Factor de seguridad del rotor con mallado grueso. ....	88
<b>Figura 68.</b> Factor de seguridad del rotor con mallado medio.....	89
<b>Figura 69.</b> Factor de seguridad del rotor con mallado fino suavizado. ....	89
<b>Figura 70.</b> Convergencia del factor de seguridad con el refinamiento del mallado. ....	90

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Rangos y parámetros del proceso de compostaje .....	11
<b>Tabla 2.</b> Volteo manual comparado con volteo mecanizado.....	13
<b>Tabla 3</b> Rangos y parámetros del proceso de compostaje .....	16
<b>Tabla 4.</b> Comparación de tipos de rotores utilizados en sistemas de volteo de compost .....	22
<b>Tabla 5.</b> Comparación de tipos de paletas utilizados en sistemas de volteo de compost .....	25
<b>Tabla 6.</b> Variaciones de las propiedades del compost al paso del tiempo.....	32
<b>Tabla 7.</b> Propiedades del compost maduro.....	33
<b>Tabla 8.</b> Factores de seguridad considerando las diversas aplicaciones de un equipo .....	36
<b>Tabla 9.</b> Comparación de materiales candidatos para el eje de la volteadora de compost. ....	55
<b>Tabla 10.</b> Errores de simulación y comparación de factor de seguridad.....	90
<b>Tabla 11.</b> Costos de materiales principales. ....	92
<b>Tabla 12.</b> Costos de mano de obra.....	93
<b>Tabla 13.</b> Costos totales para la fabricación del Rotor. ....	94

## RESUMEN

El presente trabajo de titulación desarrolla el diseño y la simulación mecánica de un rotor de volteo de compost, destinado a una máquina volteadora tipo puente, con una capacidad de procesamiento de 200 m<sup>3</sup>/h, orientada a fortalecer los sistemas de producción agrícola sostenible en la comunidad rural de San Francisco Javier, provincia de Bolívar, Ecuador. El estudio surge como respuesta a la elevada generación de residuos sólidos orgánicos en el país y a la limitada adopción de tecnologías de aprovechamiento sostenible, particularmente en zonas rurales donde el compostaje representa una alternativa técnica viable para la gestión de residuos biodegradables.

La investigación parte del análisis del problema operativo asociado a la insuficiente capacidad de la maquinaria existente, la cual opera a 220 m<sup>3</sup>/h y no satisface la creciente demanda de compost orgánico de las poblaciones de Salinas, Simiatug y Santiago. En este contexto, se plantea la incorporación de un nuevo sistema de volteo que, operando de forma conjunta con el equipo actual, permita alcanzar una capacidad teórica total de 420 m<sup>3</sup>/h, optimizando el tiempo de proceso, la continuidad operativa y el aprovechamiento del material orgánico.

Desde un enfoque ingenieril, se realiza el dimensionamiento mecánico del rotor removedor, considerando las condiciones reales de operación, la densidad aparente del compost, criterios de robustez estructural, bajo requerimiento energético y factibilidad de fabricación local. Se selecciona un rotor de eje horizontal con una configuración mixta de paletas rectas y paletas angulares tipo L, logrando un equilibrio entre eficiencia de volteo, levantamiento del material y resistencia mecánica, especialmente bajo condiciones de alta humedad y carga.

El diseño propuesto es validado mediante cálculos analíticos y simulaciones estructurales, empleando herramientas como software de Análisis de Elementos Finitos (AEF). Los resultados evidencian que el software tiende a sobreestimar los factores de seguridad, particularmente en componentes rígidos, mientras que el AEF proporciona valores más conservadores y representativos del comportamiento real en elementos críticos como paletas, eje y rotor completo. El rotor presenta un factor de seguridad adecuado, confirmando el cumplimiento de los criterios estructurales y la viabilidad mecánica del diseño.

Finalmente, el trabajo entrega documentación técnica detallada que respalda el proceso de

diseño y simulación, estableciendo una base sólida para futuras etapas de fabricación, validación experimental e implementación, contribuyendo al desarrollo de soluciones tecnológicas sostenibles, al fortalecimiento de la agricultura orgánica y al aprovechamiento eficiente de los residuos sólidos orgánicos en contextos comunitarios.

**Palabras clave:** Rotor de volteo de compost, análisis estructural, diseño mecánico, análisis de elementos finitos, compostaje mecanizado, residuos orgánicos, maquinaria agrícola.

## ABSTRACT

This thesis develops the design and mechanical simulation of a compost turning rotor for a bridge-type turning machine with a processing capacity of 200 m<sup>3</sup>/h, aimed at strengthening sustainable agricultural production systems in the rural community of San Francisco Javier, Bolívar province, Ecuador. The study arises in response to the high generation of organic solid waste in the country and the limited adoption of sustainable utilization technologies, particularly in rural areas where composting represents a viable technical alternative for the management of biodegradable waste.

The research is based on an analysis of the operational problem associated with the insufficient capacity of the existing machinery, which operates at 220 m<sup>3</sup>/h and does not meet the growing demand for organic compost from the populations of Salinas, Simiatug, and Santiago. In this context, the incorporation of a new turning system is proposed which, operating in conjunction with the current equipment, will allow a total theoretical capacity of 420 m<sup>3</sup>/h to be achieved, optimizing processing time, operational continuity, and the use of organic material.

From an engineering perspective, the mechanical dimensions of the agitator rotor are determined based on actual operating conditions, the bulk density of the compost, structural robustness criteria, low energy requirements, and local manufacturing feasibility. A horizontal shaft rotor with a mixed configuration of straight blades and L-shaped angled blades is selected, achieving a balance between turning efficiency, material lifting, and mechanical strength, especially under conditions of high humidity and load.

The proposed design is validated through analytical calculations and structural simulations, using tools such as Finite Element Analysis (FEA) software. The results show that the software tends to overestimate safety factors, particularly in rigid components, while FEA provides more conservative values that are representative of actual behavior in critical elements such as blades, shaft, and complete rotor. The rotor has an adequate safety factor, confirming compliance with structural criteria and the mechanical viability of the design.

Finally, the work provides detailed technical documentation that supports the design and simulation process, establishing a solid foundation for future stages of manufacturing, experimental validation, and implementation, contributing to the development of sustainable

technological solutions, the strengthening of organic agriculture, and the efficient use of organic solid waste in community contexts.

**Keywords:** Compost turning rotor, structural analysis, mechanical design, finite element analysis, mechanized composting, organic waste, agricultural machinery.

## INTRODUCCIÓN

En el Ecuador, durante el año 2022, la generación promedio de residuos sólidos alcanzó aproximadamente 14394 toneladas diarias, de las cuales el 83.4 % fue recolectado sin separación en la fuente y únicamente el 16.6 % mediante sistemas de recolección diferenciada. Dentro de estos últimos, la composición se distribuye casi equitativamente entre residuos inorgánicos y orgánicos, con un 50.5 % y 49.5 %, respectivamente [1]. La elevada proporción de materia orgánica evidencia que el compostaje constituye una alternativa técnica viable para el aprovechamiento de residuos biodegradables, especialmente en zonas rurales con limitado acceso a tecnología. En este contexto, la incorporación de sistemas mecanizados permite mejorar el manejo del material y el control del proceso.

La Comunidad San Francisco Javier, ubicada en la provincia de Bolívar, presenta una necesidad prioritaria relacionada con el fortalecimiento de la producción agrícola sostenible. Actualmente, dispone de una máquina volteadora de compost cuya capacidad es insuficiente para cubrir la demanda de las poblaciones de Salinas, Simiatug y Santiago, donde aproximadamente 150 familias dependen de la agricultura orgánica como principal fuente de sustento. Sin embargo, cerca del 80 % de los insumos agronómicos utilizados corresponden a fertilizantes químicos, lo que refleja una limitada adopción de prácticas sostenibles y la falta de soluciones tecnológicas accesibles.

Frente a esta problemática, el presente proyecto propone el diseño y la simulación de un rotor para un sistema de volteo de compost con una capacidad de procesamiento de 200 m<sup>3</sup>/h, integrando criterios técnico-industriales e innovación. Su implementación permitirá mejorar el desempeño operativo y generar documentación técnica que contribuya al uso eficiente de los recursos y al desarrollo de una agricultura más sostenible.

## **PROBLEMA DE ESTUDIO**

En las zonas rurales del Ecuador, como en la comunidad San Francisco Javier, el manejo de residuos orgánicos mediante compostaje representa una oportunidad valiosa para transformar desechos biodegradables en fertilizante natural. Sin embargo, uno de los desafíos en este proceso es la mezcla uniforme y aireación adecuada del material compostado, etapas fundamentales para garantizar una descomposición eficiente y evitar la generación de olores indeseables [2].

La máquina agrícola existente está destinada al volteo de compost que trabaja con una capacidad operativa nominal de 220 m<sup>3</sup>/h. No obstante, el incremento progresivo en la demanda de compost orgánico ha puesto en evidencia limitaciones en términos de su productividad, tiempo de proceso y eficiencia operativa de la vigente máquina. Ante este escenario, se plantea la incorporación de una segunda máquina con una capacidad estimada de 200 m<sup>3</sup>/h, lo que permitiría alcanzar una capacidad total teórica de 420 m<sup>3</sup>/h mediante la operación conjunta de ambos equipos.

Se analizará la capacidad del procesamiento mediante el diseño y simulación, si la integración de esta nueva máquina de volteo optimiza de manera efectiva los parámetros operativos del proceso, tales como la reducción del tiempo y costos, la mejora en la continuidad del trabajo mecánico y el aprovechamiento de la materia prima para aumentar su comercialización del producto a las diferentes regiones del país, con el fin de satisfacer de forma técnica y sostenible la creciente demanda de producción de compost orgánico en la comunidad.

## **JUSTIFICACIÓN**

La presente investigación se justifica en la necesidad de evaluar, desde un enfoque técnico y científico, la viabilidad del diseño y simulación de un rotor de volteo destinado a una máquina volteadora de compost, con el objetivo de determinar si dicho sistema es capaz de alcanzar una capacidad teórica de remoción de hasta 200 m<sup>3</sup>/h. En la comunidad donde se proyecta la implementación del equipo, la máquina actual cumple adecuadamente con la etapa final del proceso, abasteciendo compost empacado en presentaciones de 42, 23 y 2 kg dentro de un ciclo productivo estimado entre 6 y 7 semanas; sin embargo, la capacidad de volteo actual representa una limitación para incrementar el volumen total de producción.

En este contexto, el diseño y la simulación del rotor permiten analizar parámetros geométricos, mecánicos y operativos clave, con el fin de verificar si la propuesta puede satisfacer la demanda de remoción requerida y, bajo condiciones ideales de operación, contribuir a alcanzar una capacidad total teórica de hasta 420 m<sup>3</sup>/h. De este modo, el estudio proporciona una base técnica fundamentada que respalda la toma de decisiones para futuras etapas de producción, validación e implementación de más sistemas mecánicos.

Finalmente, como resultado del desarrollo de esta investigación, se entregará documentación técnica detallada que respalde el proceso de diseño y simulación del rotor de volteo, en la cual se especificarán los criterios de diseño, los parámetros mecánicos y geométricos adoptados, así como la capacidad teórica de trabajo en función del volumen de materia prima a procesar.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo general**

- Diseñar y simular un sistema de rotación para volteo de compost en una máquina agrícola con capacidad de procesamiento de 200 m<sup>3</sup>/h para la comunidad San Francisco Javier.

### **Objetivos específicos**

- Establecer los requerimientos técnicos y operativos del sistema de compostaje en la comunidad San Francisco Javier, tomando en cuenta el volumen de procesamiento, el tipo de residuos y las condiciones de trabajo locales.
- Determinar los parámetros de diseño del sistema de rotación para volteo de compost para una capacidad de 200 m<sup>3</sup>/h.
- Diseñar mecánicamente un sistema de rotación para volteo de compost con la asistencia de software de diseño asistido por computadora.
- Validar el diseño de un sistema de rotación para volteo de compost bajo condiciones de operación mediante simulaciones en software de análisis por elementos finitos (AEF).
- Evaluar la factibilidad económica del proyecto mediante indicadores financieros.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Estado del arte del tratamiento de residuos sólidos orgánicos

En las últimas décadas, la gestión de los residuos sólidos orgánicos se ha posicionado como una estrategia clave para disminuir el volumen de desechos destinados a disposición final y reducir los impactos ambientales derivados de un manejo inadecuado. A nivel global y regional, diversos estudios y organismos técnicos coinciden en que la fracción orgánica representa el mayor porcentaje de los residuos sólidos urbanos, especialmente en países de América Latina, donde su contenido puede superar el 50 % del total generado [1].

Entre las distintas alternativas de tratamiento existentes, el compostaje se consolida como una opción técnica y ambientalmente sostenible, al permitir la valorización de los residuos orgánicos mediante su transformación en un producto con aplicación agronómica, contribuyendo además a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y al fortalecimiento de la economía circular. Según organismos internacionales como la FAO, el compostaje es especialmente recomendable en contextos rurales y periurbanos, donde existen condiciones favorables para su implementación y aprovechamiento agrícola [2].

En el contexto latinoamericano, el desarrollo de sistemas de compostaje ha evolucionado desde métodos tradicionales de volteo manual hacia soluciones progresivamente mecanizadas. El volteo manual, aunque de bajo costo inicial, presenta limitaciones importantes en términos de eficiencia, homogeneidad del material y esfuerzo físico requerido, lo que dificulta su aplicación y sistemas que requieren procesar volúmenes superiores de  $10m^3$  a  $20m^3$  de residuos orgánicos por jornada. Estas limitaciones han impulsado la adopción de sistemas mecanizados que incorporan máquinas volteadoras, capaces de mejorar la aireación, reducir los tiempos de proceso y obtener un compost de calidad más uniforme [5].

En Ecuador, la gestión de residuos sólidos orgánicos continúa siendo un desafío, particularmente en comunidades rurales, donde el acceso a tecnologías apropiadas es limitado. De acuerdo con datos oficiales, un 75 % de los residuos recolectados no recibe un tratamiento adecuado, lo que evidencia la necesidad de fortalecer alternativas como el compostaje mecanizado adaptado a las condiciones locales [1]. En este escenario, el uso de maquinaria

agrícola para el volteo de compost se presenta como una solución intermedia entre los sistemas manuales y las plantas industriales de gran escala.

Desde el punto de vista tecnológico, las máquinas volteadoras de compost han sido objeto de estudios orientados a mejorar su diseño, eficiencia y durabilidad. Investigaciones recientes destacan la importancia del diseño del sistema de rotación y del rotor, ya que estos elementos determinan la capacidad de mezcla, la aireación del material y la resistencia mecánica frente a cargas variables y condiciones abrasivas propias del compostaje [3], [5]. Estos estudios destacan la aplicación de herramientas de diseño asistido por computadora (CAD) en conjunto con simulaciones estructurales mediante Análisis de Elementos, como metodologías clave para validar el comportamiento mecánico de los componentes antes de su fabricación, permitiendo evaluar esfuerzos, deformaciones y condiciones de carga sin la necesidad de mallado tradicional.

La Figura 1 presenta un esquema general de las principales alternativas de tratamiento de residuos sólidos orgánicos. A partir de los residuos generados, se identifican tres rutas principales: compostaje, digestión anaerobia y disposición final. Dentro del compostaje se diferencian los enfoques manual y mecanizado, destacándose este último como una alternativa intermedia que permite mejorar la eficiencia del proceso, reducir el esfuerzo operativo y obtener un producto final de mayor calidad.



**Figura 1.** Alternativa tratamientos de residuos sólidos [2].

En resumen, hoy en día se mecaniza más el proceso de compostaje, principalmente para manejar grandes cantidades de residuos orgánicos de forma eficiente y sostenible. Sin

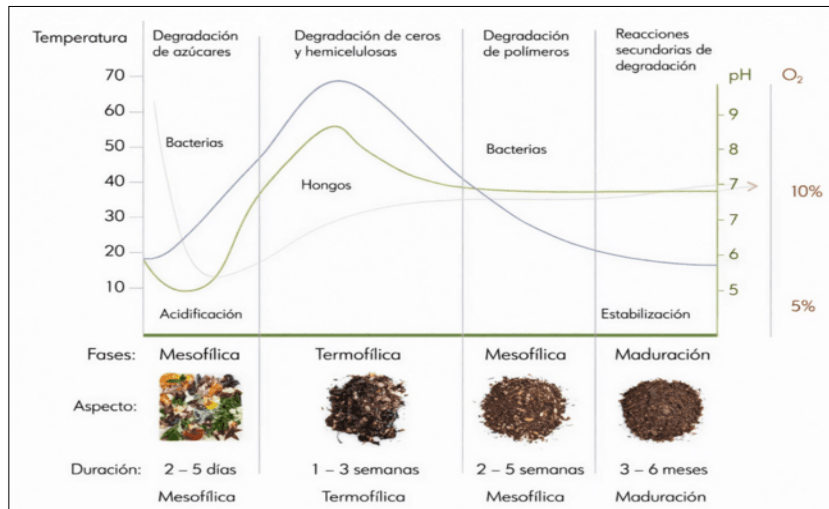
embargo, en las zonas rurales hay un desfase tecnológico: los equipos disponibles no suelen tener la total documentación, lo que dificulta su operación y mantenimiento. Es por eso que este proyecto se enfoca en diseñar y simular un sistema de rotación para voltear compost, pensado para las condiciones locales y con una capacidad de 200 m<sup>3</sup>/h.

## **1.2 Proceso de compostaje e importancia**

El compostaje es un proceso biológico aeróbico mediante el cual los residuos orgánicos se transforman en un producto estable, libre de patógenos y malezas, llamado compost. Este proceso ocurre gracias a la acción de microorganismos que descomponen la materia orgánica bajo condiciones controladas de temperatura, oxígeno y humedad.

Desde un punto de vista operativo, el compostaje requiere que ciertas condiciones físicas sean controladas puesto que influyen de manera directa en la calidad del producto obtenido y en la velocidad con la que se desarrolla el proceso. La humedad, la temperatura y la presencia de oxígeno son elementos que determinan la actividad microbiológica y, por ende, el rendimiento de la descomposición de materia orgánica. Si estas condiciones no se mantienen dentro de límites adecuados, el proceso puede volverse lento o ineficaz, lo que resulta en la presencia de malos olores, material no degradado o periodos de maduración demasiado largos.

El proceso de compostaje se desarrolla generalmente en cuatro etapas principales. En la fase inicial o mesófila, los microorganismos comienzan a degradar los compuestos orgánicos más simples, provocando un aumento progresivo de la temperatura. Posteriormente, se presenta la fase termófila, en la cual se alcanzan temperaturas elevadas que favorecen una descomposición más acelerada de la materia orgánica compleja y contribuyen a la eliminación de patógenos. A continuación, se desarrolla la fase de enfriamiento, caracterizada por una disminución gradual de la temperatura debido a la reducción de la actividad microbiana y al agotamiento de los compuestos fácilmente degradables. Finalmente, durante la fase de maduración, el material se estabiliza, la actividad biológica se reduce considerablemente y se obtiene un compost apto para su aplicación agrícola. Estas etapas y su evolución típica pueden apreciarse de manera esquemática, como se muestra en la Figura 2, donde se relaciona el comportamiento de la temperatura con el tiempo del proceso [2].



**Figura 2.** Compostaje a través del tiempo y temperatura [2].

En sistemas de compostaje a pequeña y mediana escala, como los que se desarrollan en comunidades rurales, el volteo suele realizarse de forma manual. Si bien este método es funcional, implica un alto esfuerzo físico y limita la frecuencia de intervención, lo que reduce la eficiencia global del proceso.

Por lo tanto, el entendimiento del proceso de compostaje y de sus requerimientos operativos permite identificar la necesidad de incorporar sistemas mecanizados que optimicen la aireación y la mezcla del material. Este análisis justifica el desarrollo de sistemas de rotación diseñados específicamente para el volteo de compost, especialmente cuando se manejan volúmenes elevados de material, tal como se plantea en la presente investigación.

### 1.3 Parámetros críticos del compostaje

El compostaje corresponde a un proceso de origen biológico controlado que depende de varios parámetros físico- químicos para su eficiencia y calidad final. Entre los más importantes se encuentran la temperatura, humedad, relación carbono/nitrógeno (C/N), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), oxígeno disponible, pH y estructura del material (tamaño de partícula). Estos factores influyen directamente en la actividad microbiana, el tiempo de degradación y la estabilidad del compost. Un adecuado monitoreo y control de estos parámetros es esencial para garantizar una descomposición eficiente, evitar malos olores y obtener un compost maduro y libre de patógenos.

El proceso de mezclado del compost inicia una vez que los residuos orgánicos han sido

recolectados y dispuestos sobre el suelo en forma de una pila longitudinal con sección triangular, configuración comúnmente utilizada en sistemas de compostaje en hileras, como se observa en la Figura 3, donde se presenta la materia prima antes del proceso de mezclado de compost. En esta etapa inicial, el material se encuentra distribuido de manera heterogénea, con una disposición irregular de los componentes orgánicos.



**Figura 3.** Materia prima el antes del proceso de mezclado de compost.

Posteriormente, el material es sometido al proceso de mezclado mediante la acción del sistema de rotación, el cual permite el volteo y la homogenización del compost a lo largo de toda la pila. Como consecuencia de este proceso, se genera una mezcla más uniforme y con mejores condiciones de aireación, dando lugar al producto final del compostaje, tal como se muestra en la Figura 4, correspondiente a la materia prima después del proceso de mezclado de compost.



**Figura 4.** Materia prima después del proceso de mezclado de compost.

Para que el proceso de mezclado sea eficiente, es necesario que la máquina mantenga una trayectoria y alineación adecuadas durante su operación, considerando que el diseño del rotor y su longitud están directamente relacionados con las dimensiones de la pila de compost. De esta manera, se garantiza que el material permanezca dentro del área de trabajo del sistema de rotación, evitando pérdidas de materia prima y asegurando un mezclado uniforme a lo largo de toda la hilera.

- **Temperatura**

La temperatura es uno de los principales indicadores del estado del proceso de compostaje, ya que refleja la actividad biológica de los microorganismos. Durante la fase termófila, las temperaturas elevadas favorecen la descomposición de la materia orgánica compleja y contribuyen a la eliminación de patógenos y semillas indeseables. Sin embargo, temperaturas excesivamente altas o prolongadas pueden reducir la actividad microbiana, por lo que resulta necesario mantener un equilibrio adecuado. La evolución típica de la temperatura a lo largo del proceso puede observarse de manera referencial en la Figura 5, donde se relacionan las diferentes etapas del compostaje con los rangos térmicos característicos [2], [5].

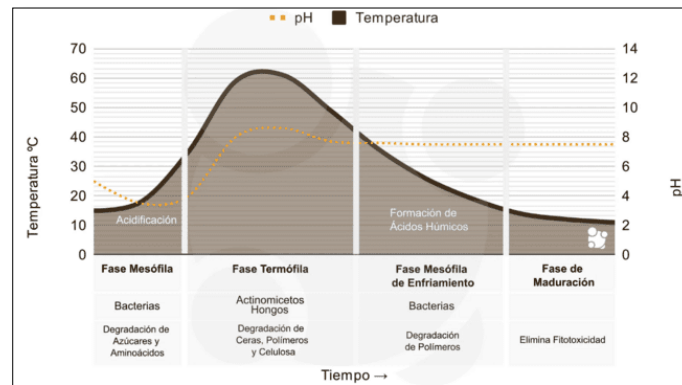


Figura 5. Rango de temperatura y pH en distintas fases del compostaje [47].

- **Humedad**

La humedad cumple un rol fundamental en el proceso de compostaje, ya que los microorganismos, como todos los seres vivos, requieren agua para llevar a cabo sus funciones metabólicas. El agua actúa como medio de transporte de nutrientes y energía a través de la membrana celular, permitiendo el desarrollo de la actividad microbiana responsable de la

degradación de la materia orgánica. Un contenido de humedad insuficiente reduce significativamente esta actividad biológica, mientras que un exceso puede provocar la compactación del material y el desplazamiento del oxígeno disponible. En este sentido, se considera que el rango óptimo de humedad se sitúa entre el 50 y 60 % [5].

- **Relación carbono/nitrógeno (C/N)**

La relación carbono/nitrógeno varía según la materia prima y se determina mediante la división del contenido de carbono (% de carbono total) respecto al contenido total de nitrógeno (% de nitrógeno total) del material a compostar. Esta relación también varía a lo largo del proceso, disminuyendo continuamente de 35:1 a 15:1.

La proporción óptima es 25:1 a 30:1. Materiales "marrones" (hojas secas, cartón) aportan carbono, y "verdes" (estiércol, restos de comida) proporcionan nitrógeno. Una relación C/N >40:1 ralentiza el proceso, mientras que C/N < 20:1 libera nitrógeno como amoníaco (NH<sub>3</sub>).

- **Oxígeno**

El compostaje es un proceso predominantemente aeróbico, por lo que la disponibilidad de oxígeno resulta indispensable para garantizar una descomposición eficiente. La falta de oxígeno provoca procesos anaerobios no deseados, que generan malos olores y reducen la calidad del compost. En este contexto, el volteo del material permite renovar el aire atrapado en la masa de compost y redistribuir los poros internos, asegurando condiciones más homogéneas en todo el volumen procesado. Este aspecto resulta especialmente relevante en sistemas mecanizados, donde el diseño del sistema de rotación influye directamente en la eficiencia de la aireación [2].

- **pH**

Inicia en valores ácidos (~4) por la producción de ácidos orgánicos, pero se neutraliza (~7) en la fase de maduración, indicando estabilización del compost. Figura 4. El pH influye en qué microorganismos dominan el proceso. Inicialmente puede bajar a 4.5–5 por la formación de ácidos orgánicos, luego aumenta a 8 – 8.5 durante la fase termófila, y finalmente se estabiliza entre 6.5 y 7.2 al finalizar. El pH final óptimo para compost estable es 6.5–7.5, compatible con la mayoría de los cultivos [1], [5]. Los rangos recomendados de los principales parámetros del

proceso de compostaje se indican de manera sintetizada en la Tabla 1.

**Tabla 1.** Rangos y parámetros del proceso de compostaje

<b>Parámetro</b>	<b>Rango recomendado</b>	<b>Comentario</b>
Temperatura	45 – 60 °C	Rango típico de la fase termófila; favorece la actividad microbiana y la higienización del material.
Humedad	50 – 60 %	Permite un metabolismo microbiano eficiente sin provocar compactación ni anaerobiosis.
Relación carbono/nitrógeno (C/N)	25:1 – 30:1	Proporción óptima para una degradación equilibrada; disminuye progresivamente durante el proceso.
Oxígeno	> 5 % (óptimo 10 – 15 %)	Indispensable para mantener condiciones aerobias y evitar malos olores.
pH	6.5 – 7.5	El pH se estabiliza al final del proceso, indicando madurez y estabilidad del compost.

#### **1.4 Sistemas mecánicos de volteo de compost**

Los sistemas mecánicos de volteo de compost constituyen un elemento fundamental en los procesos de compostaje a mediana y gran escala, ya que permiten mantener condiciones controladas de aireación, homogeneidad y transferencia de calor dentro de la masa orgánica. A diferencia de los métodos manuales, estos sistemas garantizan una remoción uniforme del material, reduciendo zonas muertas y favoreciendo una degradación más eficiente de los residuos orgánicos.

Desde la perspectiva de la ingeniería mecánica, estos sistemas integran componentes rotativos diseñados para transmitir potencia, soportar cargas variables y operar de manera continua en ambientes agresivos, caracterizados por la presencia de humedad, partículas abrasivas y compuestos químicos derivados del proceso biológico. Por esta razón, el análisis de los sistemas de volteo resulta clave para comprender el comportamiento del rotor y su interacción con el material compostado.

### ***1.4.1 Volteo manual frente al volteo mecánico***

El volteo manual del compost es una práctica tradicional utilizada principalmente en sistemas de pequeña escala o de carácter doméstico. Este método se sustenta en el empleo de herramientas básicas y depende de manera directa del esfuerzo físico del operario, como se puede observar en la Figura 6, lo que limita la frecuencia del volteo y la cantidad de material que puede ser procesado. Como resultado, la mezcla obtenida suele ser poco homogénea y el control de parámetros como la aireación y la temperatura resulta deficiente.



**Figura 6.** Volteo de compostaje manual [31].

A diferencia de lo anterior, el volteo mecanizado utiliza equipos desarrollados específicamente para realizar la remoción del material de manera continua y controlada, tal como se aprecia en la Figura 7. Estas máquinas permiten aplicar una fuerza constante sobre la pila de compost, garantizando una mejor distribución del oxígeno y una mezcla más uniforme en todo el volumen tratado. Estudios recientes han demostrado que el uso de volteadoras mecanizadas reduce significativamente el tiempo total del proceso de compostaje y mejora la calidad del producto final en comparación con métodos convencionales [3], [6].



**Figura 7.** Volteo de compostaje mecánico [48].

Además, el volteo mecanizado disminuye la dependencia del trabajo manual, mejora las condiciones de seguridad del operador y permite procesar mayores volúmenes de residuos orgánicos. Estas diferencias técnicas y operativas entre ambos métodos se pueden comparar de manera general algunas características del volteo manual frente al mecanizado, evidenciando las ventajas operativas que ofrece la mecanización en términos de tiempo, uniformidad de mezcla y reducción del esfuerzo humano como se muestra en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Volteo manual comparado con volteo mecanizado

<b>Variable</b>	<b>Volteo manual</b>	<b>Volteo mecanizado</b>
Frecuencia de volteo	Baja a media, dependiente de la disponibilidad y esfuerzo del operador.	Alta y constante, programable según las necesidades del proceso.
Esfuerzo físico requerido	Alto, requiere trabajo físico continuo.	Bajo, el esfuerzo humano se limita a la operación del equipo.
Homogeneidad de la mezcla	Media, con posibles zonas mal aireadas.	Alta, mezcla más uniforme y mejor aireación.
Tiempo de Proceso	Mayor, debido a menor eficiencia operativa.	Menor, por una degradación más rápida y controlada

#### ***1.4.2 Tipos de máquinas volteadoras de compost***

Las máquinas volteadoras de compost presentan distintas configuraciones mecánicas, las cuales se seleccionan en función del volumen de residuos a procesar, el espacio disponible, el nivel de tecnificación de la planta y las condiciones operativas del entorno. De manera general, estos equipos pueden clasificarse en varios tipos según su principio de funcionamiento y escala de aplicación. Estas se pueden clasificar principalmente en:

- **Volteadora de compost con palas mecánicas:**

Constituyen una solución ampliamente utilizada en sistemas de compostaje de baja tecnificación. El proceso consiste en levantar el material orgánico y dejarlo caer desde cierta altura, favoreciendo parcialmente la oxigenación, como se aprecia en la Figura 8. No obstante, diversos estudios señalan que este método genera un mezclado poco homogéneo y una aireación limitada en comparación con equipos específicamente diseñados para volteo, lo que

puede afectar la eficiencia del proceso y la calidad del compost final [6].



**Figura 8.** Volteo de compost mediante pala mecánica o cargador frontal.

- **Volteadoras de compost de arrastre y acopladas a tractor:**

Son las más comunes en sistemas de pilas abiertas (windrow) y explotaciones agrícolas medianas. Estos equipos se acoplan al tractor mediante el enganche y la toma de fuerza (PTO), la cual transmite el movimiento al rotor. Generalmente cuentan con un chasis que envuelve la pila y un rotor horizontal provisto de paletas que remueven el material conforme el tractor avanza, como se ilustra en la Figura 9. Este tipo de volteadoras ofrece un buen compromiso entre capacidad de procesamiento, costo y facilidad de mantenimiento, siendo ampliamente estudiadas en aplicaciones agrícolas [3], [7].



**Figura 9.** Volteadora de compost de arrastre acoplada a tractor [32].

- **Volteadoras de compost autopropulsadas:**

Integran su propio sistema de tracción y un motor independiente, usualmente de potencias superiores a 70 HP, lo que posibilita un control preciso tanto de la velocidad de avance como de la intensidad del volteo. Estas máquinas están destinadas a operaciones de gran escala, como plantas municipales o industriales de compostaje, alcanzando capacidades de procesamiento que pueden superar los 1000 m<sup>3</sup>/h. Su elevado rendimiento se traduce en una mayor uniformidad del proceso y reducción significativa de los tiempos de compostaje, como se puede apreciar en la Figura 10 [7].



**Figura 10.** Volteadora de compost autopropulsada para aplicaciones de gran escala [33].

- **Volteadoras de compost tipo puente:**

Las volteadoras de compost tipo puente se caracterizan por una estructura tipo pórtico que se desplaza sobre la pila de material, incorporando un rotor horizontal encargado de realizar el volteo, la mezcla y la aireación del compost. Este tipo de maquinaria está orientado a procesos de compostaje en plantas fijas o de escala comunitaria, donde se requiere un control preciso del proceso y una operación continua. Su diseño permite la integración de sistemas de desplazamiento autónomo y control automatizado, reduciendo la intervención directa del operario. Además, presentan una adecuada capacidad para trabajar con pilas de compost de alta densidad y humedad, ajustando parámetros como velocidad de avance y frecuencia de volteo según las condiciones de operación [39]. Figura 11.



**Figura 11.** Sistema de volteo de compost tipo puente [31].

Con el fin de identificar el tipo de máquina volteadora de compost más adecuado para el diseño propuesto, se realiza una evaluación comparativa de las principales alternativas disponibles. Tabla 3. La comparación se basa en la posibilidad de trabajar con material de alta densidad (hasta 1170 kg/m<sup>3</sup>), la viabilidad económica, el tiempo y complejidad de fabricación. Cada alternativa se califica en una escala de 1 a 5, donde 1 representa un desempeño muy desfavorable y 5 un desempeño altamente favorable para las condiciones del proyecto.

**Tabla 3** Rangos y parámetros del proceso de compostaje

<b>Tipo de máquina</b>	<b>Manejo de alta densidad</b>	<b>Costo de implementación</b>	<b>Complejidad de fabricación</b>	<b>Total</b>
Palas mecánicas o cargadores frontales	5	2	5	12
Volteadoras acopladas a tractor	5	3	4	12
Volteadoras autopropulsadas	5	2	1	8
Volteadoras de compost tipo puente	5	5	4	14

A partir de la evaluación realizada, se selecciona la volteadora de compost tipo puente debido a su adecuado desempeño en el manejo de material de alta densidad, alcanzando sin dificultad las condiciones de operación establecidas para el compost. Asimismo, esta alternativa presenta un costo de implementación menor en comparación con equipos autopropulsados de mayor potencia, lo que la hace más viable para aplicaciones comunitarias. Adicionalmente, su complejidad de fabricación es moderada, permitiendo la construcción del equipo mediante procesos y componentes convencionales, sin requerir tecnologías altamente especializadas, lo que favorece su factibilidad técnica y económica.

## **1.5 Sistemas mecánicos de volteo de compost**

El mecanismo de volteo constituye el elemento central en las máquinas destinadas al compostaje mecanizado, ya que es responsable de la interacción directa entre el sistema mecánico y el material orgánico. Su correcto diseño permite mejorar la aireación, la homogeneidad del proceso y la eficiencia global del tratamiento de residuos.

Dentro de este sistema, el rotor representa el componente principal encargado de transmitir el movimiento y la energía mecánica al material, por lo que su análisis resulta fundamental en el desarrollo de equipos de volteo.

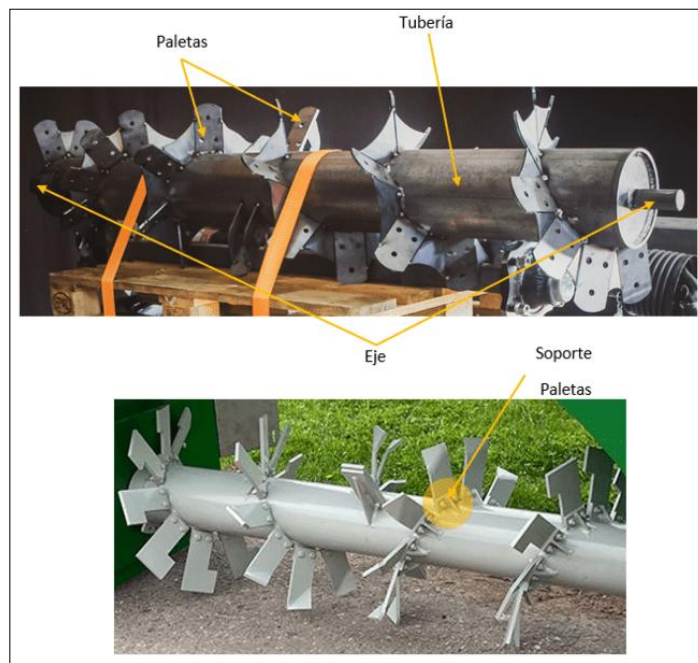
### ***1.5.1 Rotor de volteo: función y características generales***

El mecanismo de volteo constituye el elemento central en las máquinas destinadas al compostaje mecanizado, ya que es responsable de la interacción directa entre el sistema mecánico y el material orgánico. Su correcto diseño permite mejorar la aireación, la homogeneidad del proceso y la eficiencia global del tratamiento de residuos. Dentro de este sistema, el rotor representa el componente principal encargado de transmitir el movimiento y la energía mecánica al material, por lo que su análisis resulta fundamental en el desarrollo de equipos de volteo.

El rotor constituye el elemento central del mecanismo de volteo en las máquinas destinadas al compostaje mecanizado, ya que es el componente responsable de transmitir el movimiento y la energía mecánica al material orgánico. Su función principal es intervenir directamente sobre la pila de compost, permitiendo levantar, mezclar y redistribuir los residuos de forma

controlada, lo cual resulta esencial para garantizar una adecuada aireación y homogeneidad del proceso.

En maquinaria agrícola, como trituradoras de mayales, desmenuzadoras y volteadoras de compost, el rotor actúa como un eje giratorio sobre el cual se montan distintos elementos de ataque, tales como paletas, cuchillas o mayales. La disposición de estos elementos determina el tipo de interacción mecánica con el material, influyendo directamente en la intensidad del volteo y en la calidad del mezclado. Este principio de funcionamiento puede apreciarse de forma esquemática, como se aprecia en la Figura 12, donde se muestra un rotor agrícola típico con sus componentes principales [9].



**Figura 12.** Componentes principales de un rotor agrícola para volteadoras de compost [49] [50].

A lo largo del proceso de compostaje, el rotor cumple simultáneamente varias funciones: rompe zonas compactadas, eleva el material desde la base de la pila y lo proyecta nuevamente sobre la superficie, favoreciendo la incorporación de oxígeno dentro de la masa orgánica. Este movimiento continuo permite mantener condiciones predominantemente aerobias, lo cual es fundamental para el desarrollo de los microorganismos responsables de la descomposición de la materia orgánica. Diversos estudios indican que un sistema de volteo basado en rotores bien diseñados contribuye significativamente a mejorar la eficiencia del proceso y a reducir la

aparición de zonas anaerobias [10].

Además, el rotor debe adaptarse a las características físicas del material tratado, las cuales pueden variar considerablemente en función del tipo de residuo, su contenido de humedad y su densidad aparente. En materiales orgánicos húmedos o con alto contenido de fibra vegetal, el rotor se ve sometido a esfuerzos variables e impactos repetitivos, lo que exige un diseño estructural adecuado del eje y de los elementos de ataque. Estas condiciones de operación se analizan comúnmente en estudios de diseño de maquinaria agrícola, como se documenta en trabajos académicos relacionados con sistemas rotativos [11].

Otro aspecto relevante es la velocidad de rotación del rotor, la cual influye directamente en el grado de mezclado y en el consumo energético del equipo. Velocidades bajas pueden resultar insuficientes para lograr una adecuada aireación, mientras que velocidades excesivas incrementan el desgaste mecánico y la demanda de potencia. Por esta razón, el diseño del rotor debe considerar un rango óptimo de operación que equilibre eficiencia, durabilidad y seguridad, tal como se discute en la literatura técnica especializada [12].

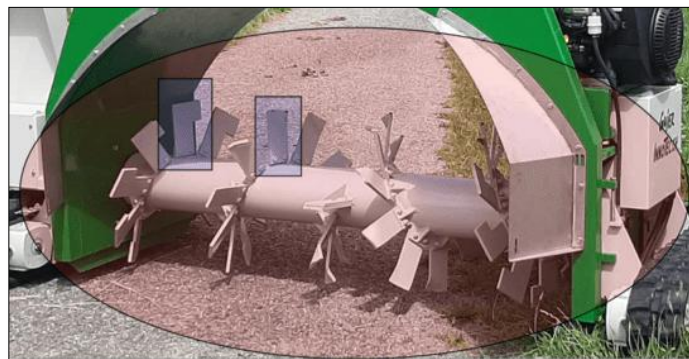
Desde una perspectiva operativa, el diseño del rotor debe contemplar aspectos relacionados con el mantenimiento y la confiabilidad del sistema, tales como la facilidad para sustituir los elementos de ataque, la adecuada protección de los rodamientos frente a la entrada de polvo y humedad, así como un correcto balance dinámico del conjunto. Estos criterios influyen de manera directa en la vida útil del equipo y en la continuidad de su funcionamiento, siendo especialmente relevantes en aplicaciones agrícolas y de uso comunitario.

### ***1.5.2 Tipos de rotores utilizados en maquinaria agrícola***

Los rotores constituyen el elemento activo principal en diversas máquinas agrícolas destinadas al procesamiento, trituración y mezclado de materiales orgánicos. Su diseño y disposición geométrica inciden de manera directa en la eficiencia operativa del sistema, el requerimiento de potencia y la calidad del producto final obtenido. En el caso del compostaje mecanizado, el rotor cumple la función de remover, elevar y redistribuir el material orgánico, favoreciendo la aireación y la homogeneidad del proceso [2], [10]. De manera general, los rotores empleados en maquinaria agrícola pueden clasificarse según la disposición de sus elementos de trabajo, su geometría y el tipo de material que procesan.

- **Rotores de eje horizontal con paletas o cuchillas**

Los más utilizados en máquinas volteadoras de compost y equipos de trituración agrícola. Están conformados por un eje central sobre el cual se disponen paletas, cuchillas o brazos de forma radial o helicoidal. Durante la rotación, estos elementos penetran el material orgánico, lo elevan y lo dejan caer, generando un efecto de mezcla y aireación eficiente. Debido a esta forma de interacción, este tipo de rotor presenta una elevada capacidad de remoción volumétrica, la cual puede llegar hasta 500–1000 m<sup>3</sup>/h dependiendo del tamaño y velocidad del equipo, permitiendo procesar grandes volúmenes de material de manera continua. Asimismo, su configuración favorece un comportamiento estable frente a materiales de alta densidad, ya que las paletas distribuyen las cargas a lo largo del eje. En cuanto a la potencia, los diseños pequeños y adaptados funcionan eficientemente con motores de baja potencia. Este tipo de rotor es ampliamente empleado en volteadoras de pilas abiertas debido a su simplicidad constructiva y facilidad de mantenimiento [7], [10]. La disposición típica de este tipo de rotor puede apreciarse en la Figura 13, en la que se identifica el eje central y la distribución de las paletas a lo largo de su longitud.



**Figura 13.** Rotor de eje horizontal con paletas o cuchillas [50].

- **Rotores de eje horizontal con martillos o mayales**

Este tipo de rotor utiliza elementos articulados, comúnmente denominados martillos o mayales, que giran solidarios al eje mediante pernos o ejes secundarios. Su principal fortaleza es la capacidad de adaptarse al contacto con materiales de distinta dureza, reduciendo el riesgo de daños estructurales por impacto. No obstante, el principio de funcionamiento por impacto implica un mayor requerimiento de potencia. En implementos agrícolas tipo flail, los rangos

de potencia reportados se sitúan comúnmente entre 35 y 100 HP, incluso en configuraciones de ancho de trabajo moderado. En cuanto al volteo de compost, estos rotores presentan una capacidad de remoción volumétrica aceptable en aplicaciones de trituración, pero su desempeño frente a materiales de alta densidad y elevada humedad es limitado, debido a la amortiguación del impacto y al incremento del consumo energético [9], [12]. La configuración general de este tipo de rotor se muestra en la Figura 14.



**Figura 14.** Rotor de eje horizontal con martillos o mayales [51].

En conjunto, la revisión de los distintos tipos de rotores permite establecer criterios técnicos fundamentales para el diseño del sistema de rotación propuesto en esta investigación, asegurando que su geometría y configuración sean coherentes con la capacidad de 200 m<sup>3</sup>/h y con las condiciones reales de trabajo del compostaje agrícola [11].

Para la selección del tipo de rotor utilizado en maquinaria agrícola aplicada al volteo de compost, se realiza una comparación entre las principales configuraciones existentes. La evaluación considera criterios técnicos generales relacionados con la capacidad de remoción del material, el comportamiento frente a materiales de alta densidad y el requerimiento de potencia, factores determinantes para sistemas que operan de manera continua y con altos volúmenes de compost. Cada alternativa se valora en una escala de 1 a 5, donde 1 representa un desempeño poco favorable y 5 un desempeño altamente favorable. Tabla 4.

**Tabla 4.** Comparación de tipos de rotores utilizados en sistemas de volteo de compost

<b>Tipo de rotor</b>	<b>Capacidad de remoción volumétrica</b>	<b>Trabajo con material de alta densidad</b>	<b>Requerimiento de potencia</b>	<b>Total</b>
Rotor horizontal con paletas o cuchillas	5	4	5	14
Rotor horizontal con martillos o mayales	4	5	2	11

De acuerdo con la evaluación realizada, el rotor de eje horizontal con paletas o cuchillas presenta el mejor desempeño global, ya que permite una remoción eficiente del material y un comportamiento adecuado frente a materiales de alta densidad sin requerir potencias elevadas. Esta característica lo convierte en una alternativa técnicamente favorable para aplicaciones de volteo de compost, donde se busca un equilibrio entre capacidad operativa y demanda energética.

### ***1.5.3 Tipos de paletas utilizadas en rotores de volteo de compost***

La forma geométrica de las paletas es uno de los factores clave que influye directamente en el desempeño de los rotores empleados en sistemas mecanizados de volteo de compost. Su diseño influye directamente en la forma en que el material orgánico es levantado, fragmentado y redistribuido durante el proceso, afectando parámetros clave como la aireación, la homogeneidad de la mezcla y la eficiencia en la descomposición de la materia orgánica.

Diversos estudios señalan que un volteo adecuado permite mantener condiciones aerobias dentro de la pila de compost, favoreciendo la actividad microbiana y evitando la formación de zonas anaerobias que deterioran la calidad del producto final [2], [5]. En este sentido, la geometría de las paletas cumple un rol fundamental, ya que condiciona la intensidad y el patrón de movimiento del material durante la rotación del eje.

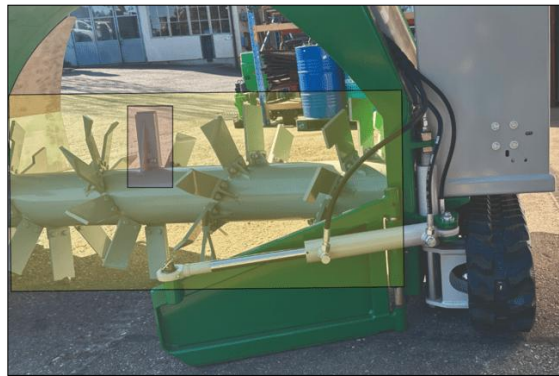
Diversos estudios experimentales han demostrado que una adecuada frecuencia de volteo favorece una mayor degradación de la materia orgánica y un incremento sostenido de la temperatura durante el proceso de compostaje. Si bien estos estudios se enfocan principalmente en la frecuencia de volteo, sus resultados evidencian que una correcta remoción del material

condicionada directamente por la geometría de las paletas permite una mejor distribución del oxígeno en la pila y una mayor actividad microbiana. En este sentido, las paletas con geometrías que facilitan la penetración y el levantamiento progresivo del material resultan más eficaces que aquellas configuraciones planas o de baja agresividad [13].

En función de su orientación, forma y disposición sobre el eje, las paletas utilizadas en rotores de volteadoras de compost presentan diversas configuraciones geométricas.

- **Paletas rectas**

Las paletas rectas se caracterizan por disponerse perpendicularmente al eje del rotor. Durante la rotación, penetran el material orgánico y lo elevan de manera directa, generando un volteo intenso y localizado. Como se puede observar en la Figura 15, las paletas rectas generan un levantamiento directo del material durante cada giro del rotor. Este tipo de geometría es ampliamente utilizada en diseños sencillos debido a su facilidad de fabricación y montaje, especialmente en máquinas destinadas a entornos rurales o comunitarios [7], [10]. No obstante, su acción tiende a concentrarse en zonas específicas de la pila, lo que puede provocar una mezcla menos uniforme si no se complementa con una adecuada disposición axial de las paletas.



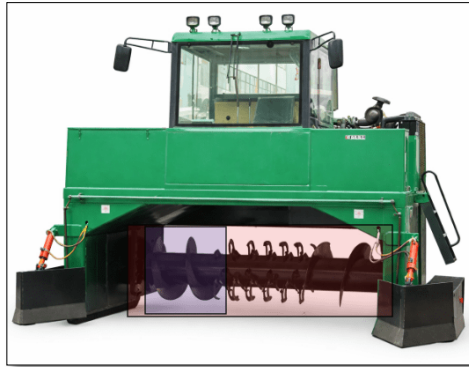
**Figura 15.** Rotor con paletas rectas [50].

- **Paletas helicoidales**

Las paletas helicoidales representan una evolución de las configuraciones inclinadas, ya que siguen una trayectoria helicoidal continua a lo largo del eje del rotor. Este diseño permite un transporte axial controlado del material, permitiendo que todo el volumen de la pila reciba un

tratamiento uniforme durante el desplazamiento del equipo. En la Figura 16 se puede observar la configuración helicoidal de paletas en un rotor de volteo.

Según diversos trabajos de diseño mecánico aplicados al compostaje, las paletas helicoidales contribuyen a una aireación más constante y a una reducción del tiempo total del proceso, aunque presentan una mayor complejidad constructiva y costos de fabricación superiores [4], [11].



**Figura 16.** Rotor con paletas helicoidales [52].

- **Paletas angulares (tipo L)**

Las paletas angulares, comúnmente denominadas paletas tipo L, se caracterizan por presentar una geometría doblada en ángulo recto, compuesta por un brazo principal y una sección perpendicular que actúa como superficie de arrastre del material. Como se puede observar en la Figura 17, la paleta angular tipo L presenta una superficie de ataque perpendicular que incrementa la capacidad de levantamiento del material. Este tipo de configuración es ampliamente utilizada en volteadoras de compost de diseño simple o semiindustrial, debido a su facilidad de fabricación y buen desempeño en materiales con alta humedad y elevada densidad aparente [7].

Durante la rotación del rotor, la sección perpendicular de la paleta tipo L favorece el levantamiento del material orgánico y su posterior caída, generando una acción de volteo efectiva y una adecuada incorporación de aire en la pila. Asimismo, esta geometría contribuye a romper zonas compactadas, mejorando la homogeneidad del proceso sin requerir perfiles complejos o mecanizados avanzados [11].

Desde el punto de vista del diseño mecánico, las paletas tipo L ofrecen una buena relación entre

eficiencia de volteo y resistencia estructural, aunque pueden generar incrementos moderados en el torque requerido si no se dimensionan adecuadamente. Por ello, su aplicación resulta adecuada en sistemas donde se prioriza la robustez, la facilidad de mantenimiento y la fabricación local de componentes [10], [12].



**Figura 17.** Rotor con paletas angulares (tipo L) [50].

Con el objetivo de evaluar las distintas geometrías de paletas empleadas en rotores de volteo de compost, se desarrolla una comparación cualitativa, Tabla 5, basada en criterios constructivos y operativos generales, independientes de un diseño específico. La evaluación considera parámetros relacionados con la facilidad de fabricación, el comportamiento frente a alta densidad, y la versatilidad de uso en diferentes condiciones de operación. Cada alternativa es valorada mediante una escala numérica de 1 a 5, donde 1 representa un desempeño poco favorable y 5 un desempeño altamente favorable para aplicaciones de volteo de compost.

**Tabla 5.** Comparación de tipos de paletas utilizados en sistemas de volteo de compost

<b>Tipo de paleta</b>	<b>Facilidad de construcción</b>	<b>Comportamiento frente a densidad</b>	<b>Área de aplicación y versatilidad de uso</b>	<b>Total</b>
Paletas rectas	5	4	4	13
Paletas helicoidales	3	4	5	12
Paletas angulares (tipo L)	4	4	5	13

Del análisis comparativo se observa que las paletas rectas presentan la mayor facilidad de fabricación, debido a su geometría simple y al reducido número de procesos constructivos requeridos; sin embargo, su comportamiento frente a alta densidad es moderada, ya que su acción se concentra en zonas específicas del material. Por su parte, las paletas helicoidales ofrecen un comportamiento favorable frente a mayor densidad al promover una mezcla más uniforme mediante el desplazamiento axial del material, aunque su elevada complejidad constructiva y dificultad de montaje limitan su aplicación en contextos donde se prioriza la fabricación simple.

Las paletas angulares tipo L muestran un desempeño muy favorable frente a alta densidad, gracias a su mayor superficie de ataque y capacidad de arrastre, manteniendo al mismo tiempo una facilidad constructiva relativamente alta. En este contexto, la combinación de paletas rectas y paletas tipo L permite equilibrar la simplicidad de fabricación con un comportamiento adecuado frente a materiales densos y húmedos, resultando una alternativa técnicamente viable para sistemas de volteo de compost a escala comunitaria.

## **1.6 Sistemas mecánicos de volteo de compost**

El diseño de un sistema de volteo mecanizado para compost requiere comprender los principios mecánicos que gobiernan el comportamiento de los elementos rotativos, especialmente el rotor y su eje. Estos fundamentos permiten estimar correctamente las cargas de trabajo, seleccionar el sistema de accionamiento adecuado y garantizar un funcionamiento seguro y confiable durante la vida útil del equipo. En este apartado se abordan los principales conceptos mecánicos asociados al sistema de rotación, los cuales constituyen la base para el posterior dimensionamiento y análisis estructural del rotor.

### ***1.6.1 Torque en sistemas rotativos***

El torque o momento torsor es una de las variables fundamentales en el diseño de maquinaria agrícola con elementos giratorios, ya que representa la capacidad del sistema para vencer la resistencia ofrecida por el material durante el proceso de volteo. En el caso de una volteadora de compost, el torque requerido depende directamente de algunos factores como la densidad del material orgánico, la geometría de las paletas y el radio efectivo del rotor [2], [7].

Durante la operación, el material compostado ejerce una resistencia variable al giro del rotor, generando cargas no uniformes a lo largo del eje. Estas variaciones son comunes en residuos orgánicos heterogéneos, donde pueden coexistir restos fibrosos, partículas finas y materiales de mayor tamaño. Por ello, el torque máximo debe estimarse considerando condiciones críticas de operación, con el fin de evitar fallas mecánicas o sobrecargas en el sistema de transmisión.

### ***1.6.2 Potencia mecánica requerida***

La potencia mecánica requerida por el sistema de volteo está estrechamente vinculada al torque y a la velocidad angular de operación del rotor. Esta magnitud permite evaluar la energía necesaria para mantener un régimen de giro constante bajo carga, siendo un parámetro determinante para la selección del motor o del sistema hidráulico [14], [15].

En maquinaria agrícola, la potencia demandada no es constante, ya que depende de las condiciones del material y del proceso. Estudios sobre volteadoras mecanizadas indican que incrementos en la humedad y compactación del compost generan aumentos significativos en la potencia requerida, lo que debe ser considerado durante la etapa de diseño para evitar un su dimensionamiento del sistema [6].

### ***1.6.3 Esfuerzos torsionales en ejes***

El eje del rotor es uno de los componentes más críticos del sistema de volteo, ya que está sometido principalmente a esfuerzos torsionales producto del torque transmitido durante la operación. Estos esfuerzos generan tensiones internas que deben mantenerse por debajo de los límites admisibles del material, considerando además factores de seguridad adecuados [7], [10].

En aplicaciones agrícolas, los ejes no solo trabajan bajo torsión pura, sino que también pueden experimentar esfuerzos combinados debido al peso propio del rotor, las paletas y el material adherido. Esta condición incrementa la complejidad del análisis y refuerza la necesidad de emplear criterios de diseño conservadores [11].

### ***1.6.4 Fatiga en elementos mecánicos***

La fatiga es un fenómeno especialmente relevante en sistemas de rotación utilizados en

compostaje, debido a la naturaleza cíclica de las cargas aplicadas durante el funcionamiento del equipo. Cada ciclo de volteo somete al eje y a las paletas a variaciones de esfuerzo que, con el tiempo, pueden provocar la iniciación y propagación de grietas [7], [12].

Diversos estudios en maquinaria agrícola señalan que la vida útil de los componentes rotativos está fuertemente influenciada por la frecuencia de operación y la magnitud de las cargas cíclicas [3]. En el contexto del compostaje, una frecuencia de volteo adecuada favorece el proceso biológico; no obstante, desde el enfoque mecánico, este fenómeno también aumenta la cantidad de ciclos de carga, aspecto que se toma en cuenta durante el diseño del rotor.

## CAPÍTULO II

### DISEÑO DEL ROTOR PARA EL REMOVEDOR DE COMPOST

En el presente apartado del Capítulo II se desarrollan los cálculos necesarios para el análisis y dimensionamiento del sistema propuesto para la selección y validación de cada componente mecánico y estructural que componen el rotor removedor de compost del equipo.

#### 2.1 Selección de alternativas

La selección de alternativas para el sistema de volteo de compost se realiza considerando las condiciones operativas reales del proceso, así como las limitaciones técnicas y económicas propias de una aplicación comunitaria. En este contexto, se establecen como parámetros principales la capacidad de procesamiento requerida de 200 m<sup>3</sup>/h, el manejo de material orgánico con densidad aparente de hasta 1170 kg/m<sup>3</sup>, y la necesidad de emplear soluciones mecánicas robustas, de bajo requerimiento energético y factibles de fabricar.

En cuanto al tipo de maquinaria, se selecciona la volteadora de compost tipo puente, debido a que este tipo de configuración permite trabajar sobre pilas de gran volumen sin requerir sistemas de tracción complejos ni potencias elevadas. Su principio de funcionamiento resulta adecuado para aplicaciones comunitarias, ya que facilita el control del proceso de volteo, reduce la dependencia de equipos autopropulsados de alto costo y permite su integración con sistemas de operación automatizada o semiautomatizada.

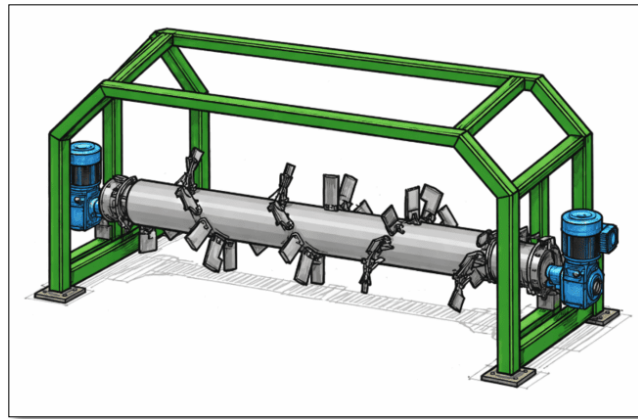
Respecto al sistema de rotación, se opta por un rotor de eje horizontal con paletas o cuchillas, debido a que este tipo de configuración ofrece un comportamiento estable frente a condiciones de alta densidad y humedad, permitiendo una remoción eficiente del compost sin requerir elevadas potencias instaladas. Asimismo, su diseño mecánico es ampliamente utilizado en maquinaria agrícola, lo cual garantiza disponibilidad de referencias técnicas, además de simplicidad en los procesos de fabricación y mantenimiento.

Finalmente, en la selección de las geometrías de paletas, se adopta una combinación de paletas rectas y paletas angulares tipo L. Las paletas rectas contribuyen a una fabricación sencilla y un posicionamiento directo sobre el eje del rotor, mientras que las paletas tipo L mejoran el 34 levantamiento y arrastre del material en condiciones de alta densidad y humedad. Esta

combinación permite equilibrar la eficiencia del volteo con la robustez estructural del sistema, resultando adecuado para un proceso continuo de remoción de compost a la capacidad establecida.

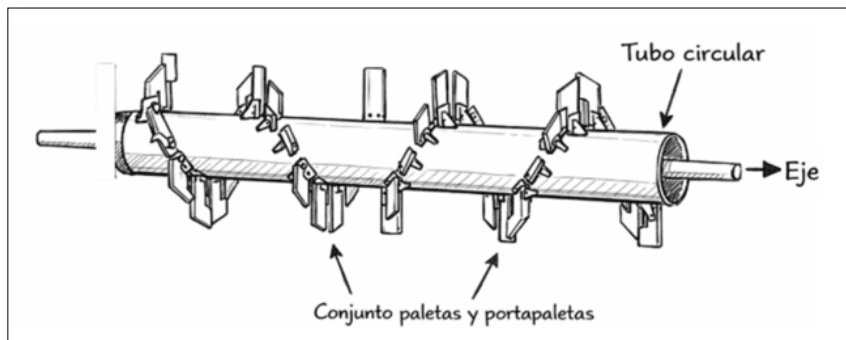
## 2.2 Equipo removedor de compost y rotor removedor de compost

El equipo a diseñar para realizar la remoción de compost de  $200 \frac{m^3}{h}$  es mostrado en la Figura 18.



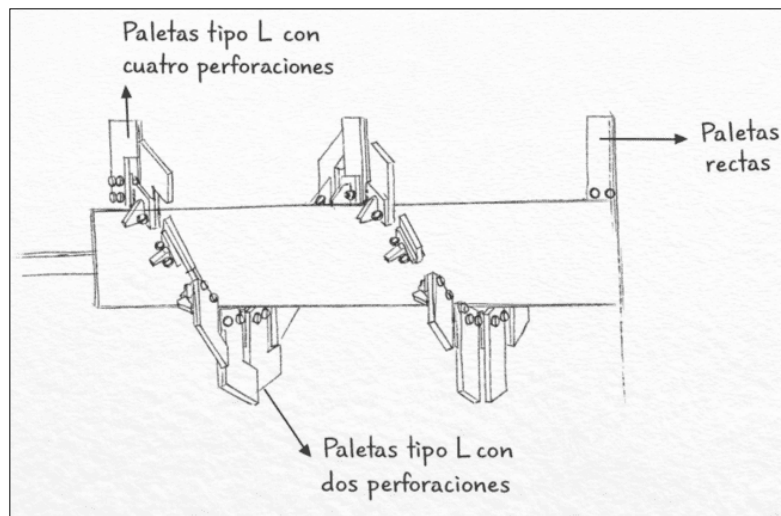
**Figura 18.** Equipo removedor de compost.

Como se observa en color verde, se encuentra el chasis de la máquina, elemento que permite sostener, unir y soportar los componentes del rotor; motores, además del sistema de movimiento del equipo removedor. De color azul se observa el par motor-reductor, el cual reduce la velocidad angular del motor para transmitirla hacia los ejes que permiten el giro del rotor, junto con el de las paletas. En la Figura 19 puede apreciarse con mayor claridad un boceto del sistema del rotor.



**Figura 19.** Sistema del rotor para el removedor de compost.

Se observa que son dos ejes los encargados de transmitir la potencia y torque desde el sistema motor – reductor hacia el tubo circular.



**Figura 20.** Disposición de paletas y portapaletas en el tubo circular del rotor.

Como se observa en la Figura 20, existen tres tipos de paletas que aseguran la remoción del compost. Estas corresponden a las paletas tipo de L de dos y cuatro perforaciones y las paletas rectas que cuentan únicamente con dos perforaciones.

## 2.3 Obtención de la carga

### 2.3.1 *Propiedades del compost, cambios respecto al tiempo y otros parámetros*

El compostaje corresponde a un proceso biológico de tipo aeróbico en el cual, bajo condiciones apropiadas de humedad y temperatura, los residuos orgánicos se convierten de forma higiénica en un material homogéneo y apto para el aprovechamiento vegetal. Este proceso puede entenderse como la suma de diversas actividades metabólicas realizadas por microorganismos que, en presencia de oxígeno, utilizan el carbono y el nitrógeno disponibles para formar su biomasa.

Durante la descomposición de la materia orgánica, estos microorganismos liberan calor y generan un producto sólido más estable, con menor contenido de C y N, conocido como compost. La liberación de calor se refleja en cambios de temperatura a lo largo del tiempo, lo que permite identificar distintas etapas del compostaje. En función de la temperatura alcanzada, el proceso se divide en tres fases principales, seguidas de una etapa final de maduración cuya

duración puede variar.

El compost puede presentarse en diversas formas, las cuales se desarrollan de manera progresiva a lo largo del tiempo y están estrechamente ligadas a la actividad de los microorganismos y a las condiciones del proceso como la temperatura, la disponibilidad de oxígeno, la humedad y la relación carbono/nitrógeno de los materiales [16]. Al paso de tiempo ciertas propiedades del compost cambian, entre ellas la densidad.

A continuación, en la Tabla 6 se muestran las propiedades del compost y su variación al paso de los días [2].

**Tabla 6.** Variaciones de las propiedades del compost al paso del tiempo [2].

<b>Clases</b>	<b>Rango al comienzo (2 - 5 días)</b>	<b>Rango en fase termofílica II (2 - 5 semanas)</b>	<b>Rango del compost maduro (3 – 6 meses)</b>
Relación C/N	25:1 – 35:1	15/20	10:1 – 15:1
Humedad	50% - 60%	45% - 55%	30% - 40%
Temperatura	45 °C – 60 °C	45 °C – 25 °C	25 °C
Densidad	$250 \frac{kg}{m^3} - 400 \frac{kg}{m^3}$	Menor a $700 \frac{kg}{m^3}$	Mayor a $700 \frac{kg}{m^3}$
Materia orgánica (Base seca)	50% - 70%	Menor a 20%	Mayor a 20%
Nitrógeno Total (Base seca)	2,5% - 3%	1% - 2%	Menor a 1%

Para realizar el presente análisis y posteriormente obtener la carga, es necesario considerar el caso crítico en el que el compost se encuentre, diversos estudios demuestran que bajo condiciones de maduración tras un periodo de 6 meses a temperatura y presión ambientales [16], el compost adquiere las propiedades mostradas en la Tabla 7.

**Tabla 7.** Propiedades del compost maduro [16].

Propiedades	Valores
Relación C/N	12,5
Humedad	32%
Temperatura	23 °C
Densidad	1170 $\frac{kg}{m^3}$

A partir de estos datos se considera la densidad del compost como caso crítico de carga al cual los elementos mecánicos envueltos en el diseño del rotor deben operar.

### 2.3.2 Cálculo de la carga del compost

Se conoce que la densidad del compost máxima es la considerada en la Tabla 7, y el equipo debe remover una cantidad de compost de  $200 \frac{m^3}{h}$ :

$$\rho = 1170 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V} = 200 \frac{m^3}{h} = 3.33 \frac{m^3}{min}$$

$$n = 150 \text{ rpm}$$

Ya que el equipo remueve la cantidad mostrada anteriormente respecto a un periodo de tiempo se tiene un flujo volumétrico, por tal motivo, a partir de la Ecuación (1) se calcula el flujo másico de material removido cada minuto.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (1)$$

Donde:

$$\dot{m} = \text{Flujo másico} \left[ \frac{kg}{min} \right].$$

$$\dot{V} = \text{Flujo volumétrico} \left[ \frac{m^3}{min} \right].$$

$$\rho = \text{Densidad} \left[ \frac{kg}{m^3} \right].$$

$$\dot{m} = 3.33 \frac{m^3}{min} \cdot 1170 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m} = 3896.1 \frac{kg}{min}$$

A continuación, a partir de la Ecuación (2) la cual representa una relación entre el flujo másico por minuto y las revoluciones del motor por minuto, se obtiene la masa de compost removida cada minuto, considerando el número de revoluciones por minuto del sistema del motor – reductor.

$$m = \frac{\dot{m}}{n} \quad (2)$$

Donde:

$m$  = Masa removida [ $kg$ ].

$\dot{m}$  = Flujo másico [ $\frac{kg}{min}$ ].

$n$  = Revoluciones del motor [ $rpm$ ].

$$m = \frac{3896.1 \frac{kg}{min}}{150 \frac{rev}{min}}$$

$$m = 25.97 \frac{kg}{rev}$$

Se obtiene que la masa removida es de 25.97 kg cada revolución o giro que dé el rotor debido a la transmisión del sistema motor - reductor. Finalmente, se obtiene la fuerza en N a partir de la Ecuación (3).

$$F = m \cdot g \quad (3)$$

Donde:

$F$  = Fuerza [ $N$ ].

$m$  = Masa removida [ $kg$ ].

$g$  = Gravedad (constante) [ $\frac{m}{s^2}$ ].

$$F = 25.97 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 254.80 \text{ N}$$

La fuerza inicial que se ejercerá en las paletas para remover  $200 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  de compost con una densidad de  $1170 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  (caso crítico) con una velocidad de giro de 150 rpm es de 254.80 N por cada revolución o giro que dé el motor.

#### **2.4 Margen de seguridad aplicada al diseño**

El factor de seguridad es aquel criterio que permite asegurar que un componente o sistema mecánico funcione de manera segura y confiable bajo condiciones reales de operación. Se establece como la relación existente entre la resistencia máxima del material (o carga límite) y la carga o esfuerzo real de trabajo al que estará sometida la pieza, durante el servicio del equipo, sistema mecánico o estructura [18], [28].

La aplicación de este factor de diseño tiene el principal objetivo de compensar las incertidumbres asociadas al diseño, como variaciones en las propiedades de los materiales, errores de fabricación, condiciones de carga no previstas, desgaste, fatiga y posibles fallos durante el servicio del equipo, sistema mecánico o estructura [17].

El factor de seguridad puede considerarse dependiendo de las condiciones de trabajo en las que el equipo operará, así como en las condiciones de los materiales que son utilizados para manufacturar y constituir los equipos. La Tabla 8 muestra estas condiciones.

**Tabla 8.** Factores de seguridad considerando las diversas aplicaciones de un equipo

<b>Aplicaciones</b>	<b>Factor de seguridad</b>
Materiales de alta fiabilidad donde las condiciones de carga y ambientales no son severas y donde el peso es una consideración importante.	1.3-1.5
Materiales fiables cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas.	1.5-2
Materiales ordinarios cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas.	2-2.5
Materiales frágiles donde la carga y las condiciones ambientales no son severas.	2.5-3
Materiales cuyas propiedades no son fiables y cuyas condiciones de carga y ambientales no son severas, o cuando se utilizan materiales fiables en condiciones difíciles y ambientales.	3-4

Se conoce que el equipo no trabajará bajo condiciones severas, ya que la temperatura máxima de operación es de 70 °C, valor bajo en relación con los límites térmicos de los materiales utilizados (acero A36, acero A53, acero negro y acero laminado en frío). Por ello, la transferencia de calor hacia el equipo es mínima y las deformaciones térmicas pueden considerarse despreciables, sin generar cargas térmicas ni afectaciones en los elementos mecánicos o en la estructura.

El equipo también se encontrará protegido por pintura anticorrosiva tras su finalización debido al contacto constante con el compost. Además, a pesar de operar bajo las condiciones ambientales la pintura anticorrosiva no permitirá el desgaste prematuro del mismo. Evitando que trabaje bajo condiciones severas.

Finalmente, los materiales mecánicos y estructurales que conformarán el rotor serán seleccionados de catálogos provenientes de casas comerciales que operan en el país y que garantizan las propiedades de los productos que ofrecen. Bajo esas premisas el factor de seguridad general a considerar será de por lo menos 2.5.

## 2.5 Cálculo, diseño y selección de los componentes mecánicos y estructurales del rotor

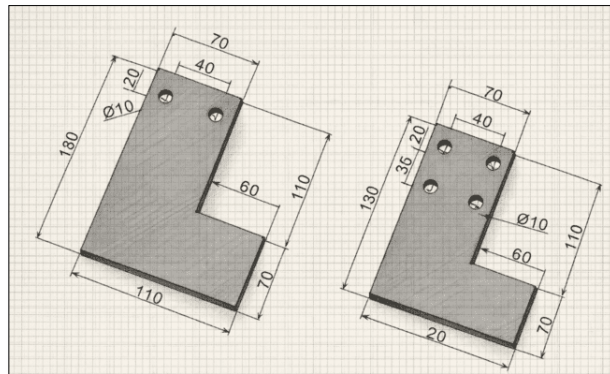
A continuación, se procede a calcular los componentes individuales que componen el rotor, considerando la carga del compost calculada anteriormente y progresivamente las cargas de los elementos ya diseñados.

Es importante considerar que el dimensionamiento de los elementos viene dado con la finalidad de cumplir el objetivo para la remoción de cargas, en cada uno de los elementos se explicará el porqué de su diseño.

Todos los elementos deberán cumplir por lo menos con el factor seleccionado de diseño de 2.5.

### 2.5.1 Cálculo y diseño de las paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones

Las paletas tipo L sirven para la remoción del compost desde las zonas más alejadas del centro del rotor, sus perforaciones permiten asegurarse al portapaleta para girar en conjunto con los ejes. A continuación, en la Figura 21 se muestra el dimensionamiento de la paleta tipo L con dos perforaciones y de la paleta tipo L con cuatro perforaciones, indicando únicamente dimensiones generales. Se observa que la cota de espesor no se encuentra, pues esta es la que se obtendrá a partir del diseño.



**Figura 21.** Dimensionamiento de las paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones.

Toda el área de las paletas estará en contacto con el compost, por lo que la carga se ejercerá de manera distribuida en toda esta sección. Dicha carga puede considerarse como puntual actuando en el centro de masa de las paletas. La carga distribuida, centro de masa y carga puntual se muestran en la Figura 22 a 24.

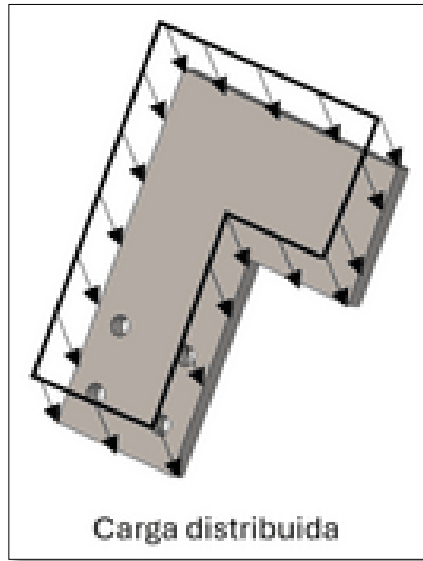


Figura 22. Distribución de carga para paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones.

Centro de masa

Propiedades de sección

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de sección de Croquis3 de PALETA DE VOLTEO TIPO L (4 PERFI

Área = 16800.00 milímetros<sup>2</sup>

Centro de gravedad relativo al origen de croquis: ( milímetros )  
 X = 51.25  
 Y = 103.75

Centro de gravedad relativo al origen de pieza: ( milímetros )  
 X = 51.25  
 Y = 10.00  
 Z = -103.75

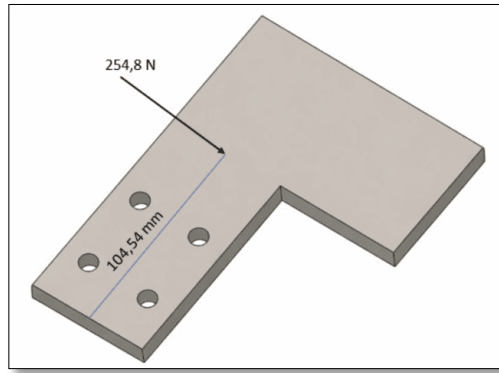
Momentos de inercia, del área, en el centro de gravedad: ( milímetros<sup>4</sup> )  
 Lxx = 45263750.00    Lyy = 0.00    Lzz = 11261  
 Lxy = 0.00    Lyy = 64977500.00    Lyz = 0.00  
 Lxz = 11261250.00    Lzy = 0.00    Lzz = 19713

Momento polar de inercia, del área, en el centro de gravedad = 64977500.0

Ángulo entre ejes principales y ejes de croquis = 69.30 °.

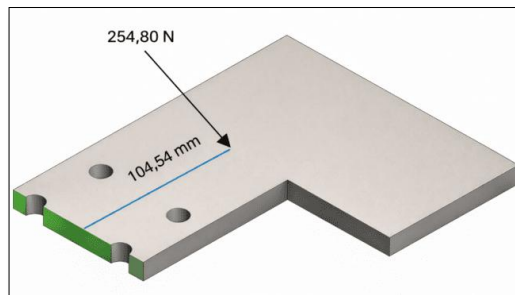
Momentos principales de inercia, del área, en el centro de gravedad: ( milin  
 Mx = 15458882.81  
 My = 49518617.19

Figura 23. Centro de masa para paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones.



**Figura 24.** Carga puntual para paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones.

Ya que estas perforaciones en las paletas tipo L de dos y cuatro perforaciones se ubican a las mismas distancias, el cálculo sirve para ambas. La Figura 25 muestra esta sección transversal en color verde.



**Figura 25.** Sección transversal crítica para el cálculo de las paletas tipo L con dos y cuatro perforaciones.

A partir de la Ecuación (4) [17], [28], se calcula el esfuerzo flector ocasionado por la fuerza y distancia consideradas en las paletas.

$$\sigma_F = \frac{M \cdot c}{I} \quad (4)$$

Donde:

$\sigma_F$  = Esfuerzo flector [MPa].

$M$  =Momento [ $N \cdot mm$ ].

$c$  = Máxima distancia a la fibra neutra de la sección transversal bajo flexión [mm].

$I$  = Inercia de la sección transversal [ $mm^4$ ].

Con base en la Ecuación (5) [17], se calcula el momento:

$$M = F \cdot d \quad (5)$$

Donde:

$M$  = Momento [ $N \cdot mm$ ].

$F$  = Fuerza [ $N$ ].

$d$  = Distancia ortogonal al punto de acción de la fuerza [ $mm$ ].

Se obtiene el momento flector y el esfuerzo flector en función del espesor requerido  $t$ :

$$M = 254.80 \text{ N} \cdot 104.54 \text{ mm}$$

$$M = 26636.79 \text{ N} \cdot mm$$

$$\sigma_F = \frac{26636.79 \text{ N} \cdot mm \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} (10 \text{ mm} + 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(t)^3}$$

A partir de la Ecuación (6) se obtiene el espesor requerido mediante el factor de seguridad para esfuerzo flector [17].

$$FS = \frac{F_y}{\sigma_F} \quad (6)$$

Donde:

$FS$  = Factor de seguridad [*adimensional*].

$F_y$  = Esfuerzo de fluencia del material [ $MPa$ ].

$\sigma_F$  = Esfuerzo flector [ $MPa$ ].

Las paletas serán manufacturadas en acero A-36 con esfuerzo de fluencia de 250 MPa (Anexo 1) [19], reemplazando se obtiene:

$$2,5 = \frac{250 \text{ MPa}}{\frac{26636.79 \text{ N} \cdot mm \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} (10 \text{ mm} + 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(t)^3}}$$

$$t = 5.65 \text{ mm}$$

Se obtiene que el espesor requerido es de por lo menos 5.65 mm para garantizar el factor de seguridad de 2.5. Del Anexo 2 que muestra un catálogo de pletinas en A-36 se adquiere el espesor de 10 mm (cercano superior a 5.95 mm) y se vuelve a comprobar a partir de las Ecuaciones (4) y (6).

$$\sigma_F = \frac{29485.46 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{(10)}{2}}{\frac{1}{12}(10 \text{ mm} + 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(10)^3} = 35.38 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{35.38 \text{ MPa}} = 7.07 \therefore OK$$

Se comprueba ahora con este espesor a cortante de igual manera en la sección crítica a partir de la Ecuación (7) [17].

$$\tau_V = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Donde:

$\tau_V$  = Esfuerzo cortante [MPa].

$F$  = Fuerza [N].

$A$  = Área de sección transversal crítica [mm].

$$\tau_V = \frac{254.80 \text{ N}}{(10 \text{ mm} + 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(10 \text{ mm})} = 0.51 \text{ MPa}$$

Finalmente se comprueba el factor de seguridad a cortante a partir de la Ecuación (8) [17].

$$FS = \frac{0,5 * F_y}{\tau_V} \quad (8)$$

Donde:

$FS$  = Factor de seguridad [adimensional].

$F_y$  = Esfuerzo de fluencia del material [MPa].

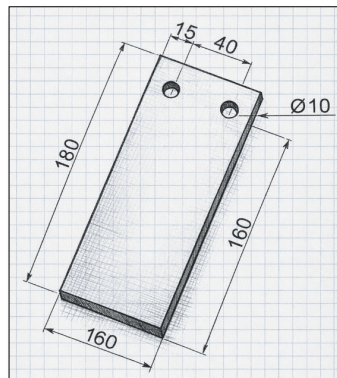
$\tau_V$  = Esfuerzo cortante [MPa].

Se obtiene entonces:

$$FS = \frac{0,5 * 250 \text{ MPa}}{0,51 \text{ MPa}} = 245,10 \therefore OK$$

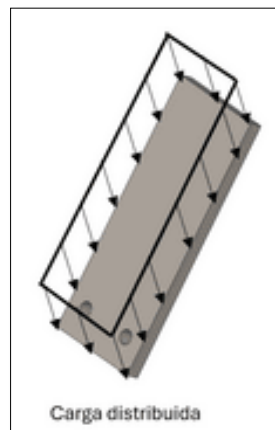
### 2.5.2 Cálculo y diseño de las paletas rectas

En la Figura 26 se muestran las dimensiones de estas paletas que se encuentran en el centro del rotor para remover el compost que llega hacia esa zona, estas considerarán el mismo espesor que las anteriores (10 mm) y se comprobará que le factor de seguridad cumpla con el establecido conociendo que también serán manufacturadas en A-36.



**Figura 26.** Dimensionamiento de las paletas rectas.

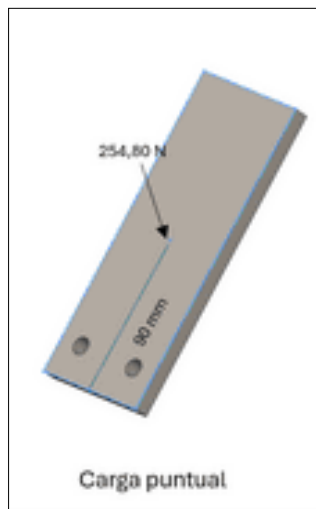
De manera similar a las paletas analizadas previamente, se considera la aplicación de una carga distribuida, cuya carga puntual equivalente se ubica en el centro geométrico de la geometría, tal como se ilustra en las Figuras 27 a 29.



**Figura 27.** Distribución de carga para paletas rectas.

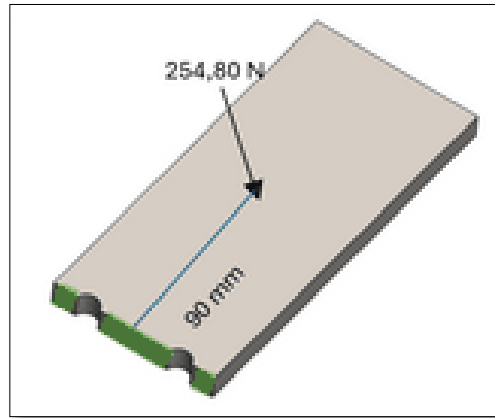


**Figura 28.** Centro de masa para paletas rectas.



**Figura 29.** Carga puntual para paletas rectas.

Como se observa la mayor distancia a la que actúa la carga puntual es 90 mm. Además de ello se considera también la sección transversal crítica justo donde se encuentran las perforaciones como se muestra en el Figura 30.



**Figura 30.** Sección transversal crítica para el cálculo de las paletas rectas.

Se obtiene el esfuerzo flector a partir de las Ecuaciones (4) y (5).

$$M = 254.80 \text{ N} \cdot 90 \text{ mm} = 22932 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_F = \frac{22932 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 5 \text{ mm}}{\frac{1}{12} (10 \text{ mm} + 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(10 \text{ mm})^3} = 27.52 \text{ MPa}$$

Asimismo, se verifica el factor de seguridad a flexión con base en la Ecuación (6).

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{27.52 \text{ MPa}} = 9.08 \therefore OK$$

El esfuerzo cortante es calculado a partir de la Ecuación (7).

$$\tau_V = \frac{254.80 \text{ N}}{(10 \text{ mm} + 30 \text{ mm} + 10 \text{ mm})(10 \text{ mm})} = 0.51 \text{ MPa}$$

Y se verifica a partir de su factor de seguridad a partir de la Ecuación (8).

$$FS = \frac{0.5 \cdot 250 \text{ MPa}}{0.51 \text{ MPa}} = 245.10 \therefore OK$$

### 2.5.3 Cálculo de la carga que ejercen paletas, portapaletas y pernos de sujeción

El peso total de todos los elementos que conforman las paletas, portapaletas y sus pernos de sujeción incide en los demás elementos a calcular junto con la carga estimada para la remoción del compost. Con ayuda de software de diseño especializado se obtienen los pesos individuales de cada elemento mostrados a continuación en las Figuras 31 a 36.

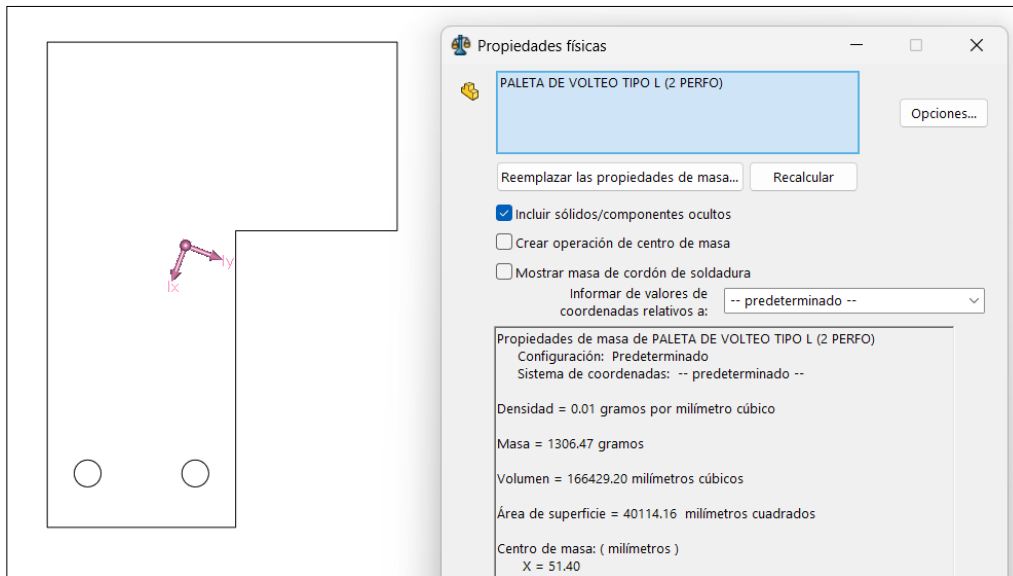


Figura 31. Masa de la paleta tipo L con dos perforaciones.

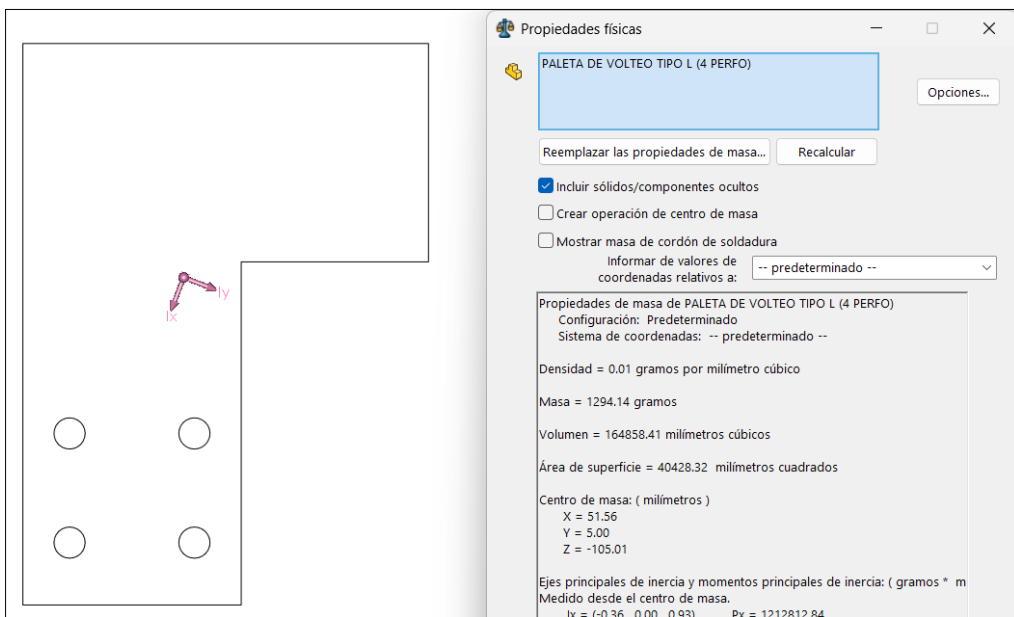
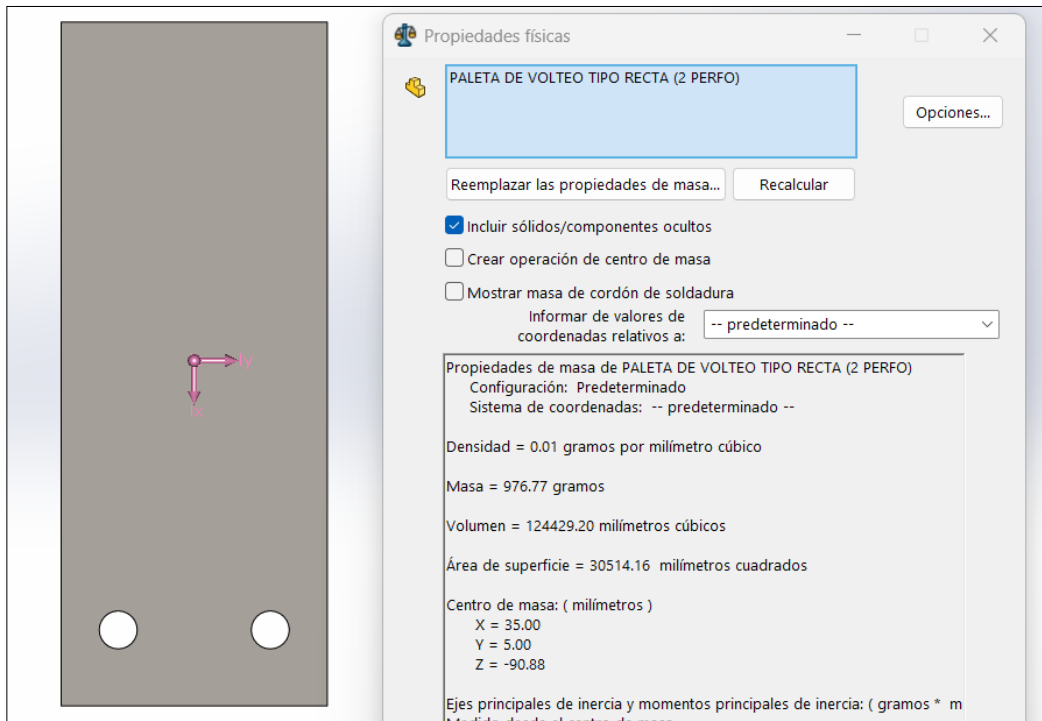
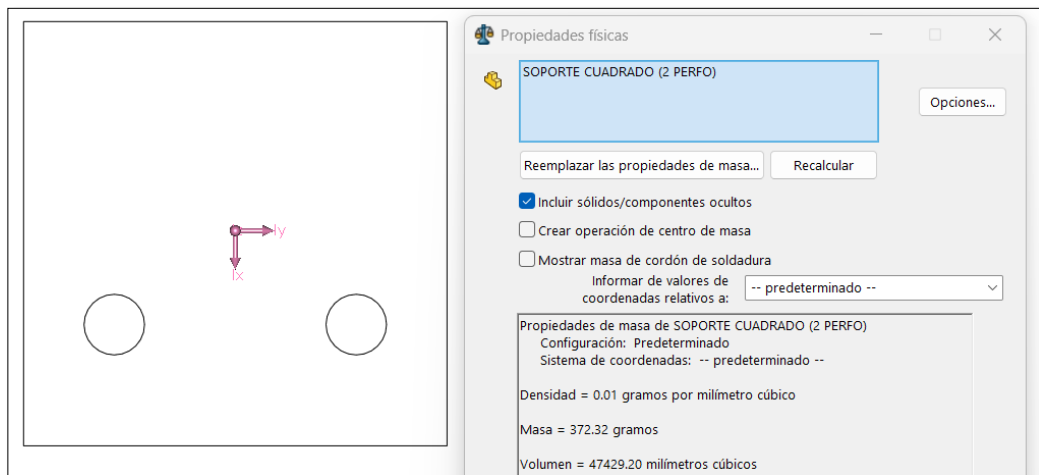


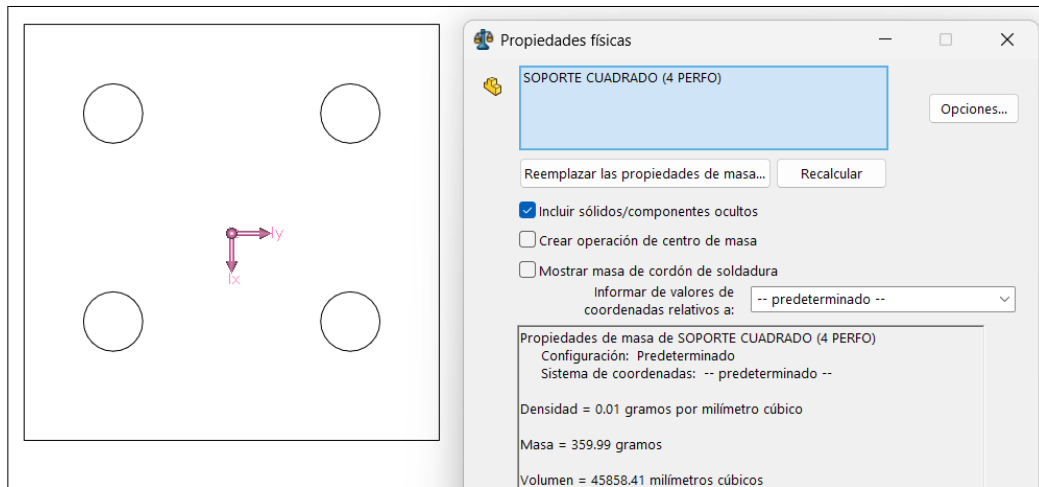
Figura 32. Masa de la paleta tipo L con cuatro perforaciones.



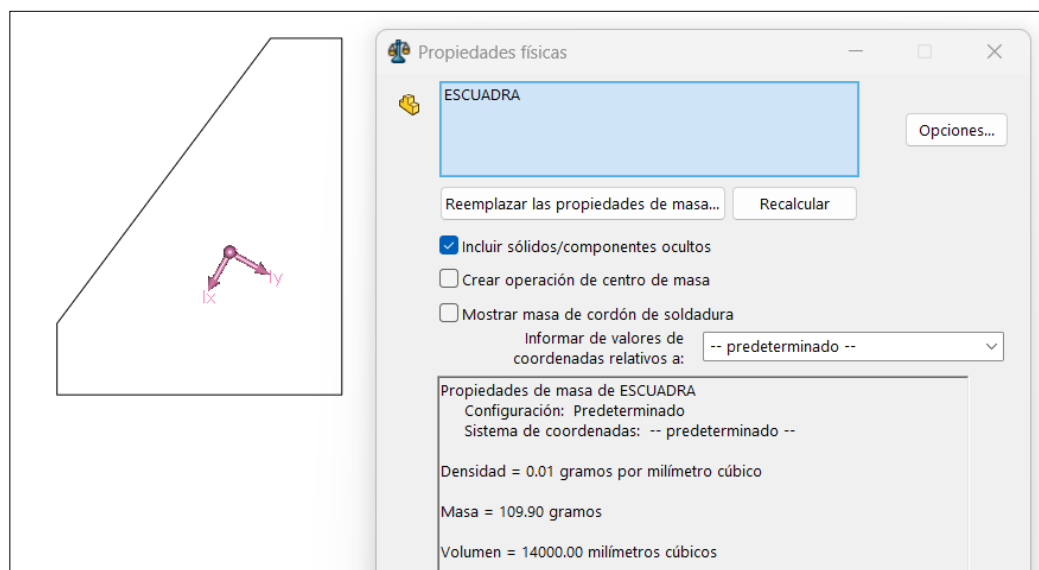
**Figura 33.** Masa de la paleta recta.



**Figura 34.** Masa del portapaletas con dos perforaciones.



**Figura 35.** Masa del portapaletas con dos perforaciones.



**Figura 36.** Masa de la escuadra para soporte del portapaletas.

Los pernos seleccionados para la unión son pernos de alta resistencia grado 8, con un diámetro nominal de 10 mm, conforme a la norma SAE J429. La selección del diámetro se realizó considerando las cargas actuantes sobre la unión y el esfuerzo máximo admisible del perno, garantizando que los esfuerzos de tracción y/o cortante se mantengan por debajo del límite elástico del material, aplicando un factor de seguridad adecuado.

El uso de pernos grado 8 se justifica debido a su alta resistencia mecánica, con un esfuerzo último aproximado de 134.21 MPa, lo cual proporciona un comportamiento seguro frente a

cargas estáticas y posibles esfuerzos dinámicos durante la operación del sistema.

Las tuercas hexagonales son igualmente de grado 8, fabricadas en acero aleado tratado térmicamente conforme a SAE J995, asegurando compatibilidad mecánica con el perno. Se emplean además arandelas planas de acero al carbono endurecido según SAE J403 y arandelas de presión reguladas por ASME B18.21.1, cuya función es distribuir la carga de apriete y evitar el aflojamiento por vibraciones.

En conjunto, perno, tuerca y arandelas garantizan una unión mecánicamente segura y coherente con los requerimientos normativos del diseño.

Los pernos de grado 8 con diámetro de 10 mm (3/4 in) mostrados en el Anexo 2, con peso individual de 0.0394 kg.

Realizando el recuento de elementos y considerando su peso se tiene que:

- $W_{paletas\ tipo\ L\ con\ dos\ perforaciones} = 1.30647\ kg \cdot 16 = 20.90\ kg$
- $W_{paletas\ tipo\ L\ con\ cuatro\ perforaciones} = 1.29414\ kg \cdot 2 = 2.59\ kg$
- $W_{paletas\ rectas} = 0.97677\ kg \cdot 20 = 19.54\ kg$
- $W_{portapaletas\ con\ dos\ perforaciones} = 0.37232\ kg \cdot 36 = 13.40\ kg$
- $W_{portapaletas\ con\ cuatro\ perforaciones} = 0.35999\ kg \cdot 2 = 0.72\ kg$
- $W_{escuadra\ del\ portapaletas} = 0.1099\ kg \cdot 38 = 4.18\ kg$
- $W_{pernos} = 0.0394\ kg * ((16 \cdot 2) + (2 \cdot 4) + (20 \cdot 2)) = 3.15\ kg$

El peso total es de:  $W_{sistema\ paletas-portapaletas} = 64,48\ kg$ .

La fuerza a considerar para los elementos es ahora la sumatoria del efecto del compost y el peso total de los elementos del sistema paletas-portapaletas:

$$F_1 = F + W_{sistema\ paletas-portapaletas} = 254.80\ N + \left(64.48\ kg \cdot 9.81\ \frac{m}{s^2}\right) = 887.35\ N$$

#### **2.5.4 Cálculo y diseño del tubo circular de soporte para las paletas y portapaletas**

Este elemento sirve como sujeción para los anteriores y permite la transmisión de potencia y torque debido a su unión con los ejes. Su dimensionamiento se puede ilustrar en la Figura 37.



Figura 37. Dimensionamiento del tubo circular.

Se observa que el tubo estructural circular cuenta con dimensionamiento en cuanto al largo y diámetro exterior. El largo es considerado para poder unirse al chasis de la máquina de lado a lado y cumplir con el paso específico de las paletas. La consideración de diámetro corresponde a 219.10 mm (8 in) dados por la distancia del eje del rotor al suelo para que pueda entrar en este espacio el compost.

Debido a que este elemento estructural se encuentra anclado a las tapas laterales que se unen a su vez al eje que permite el giro, pero bloquea los desplazamientos en los ejes; y a que los elementos pertenecientes al sistema paletas-portapaletas, se considera el diagrama de cuerpo libre el cual corresponde a una viga con carga uniformemente distribuida a lo largo de su longitud, y las ecuaciones [20], [29] mostradas en la Figura 38.

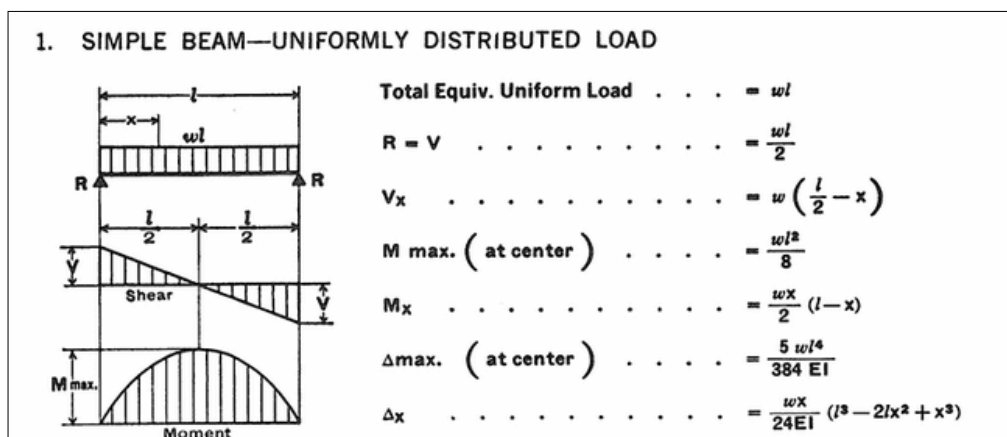


Figura 38. Diagrama de cuerpo libre y ecuaciones empleadas para el análisis del tubo circular [20].

Se calcula la carga distribuida de manera lineal a partir de la Ecuación (9) [20].

$$W = \frac{F_1}{l} \quad (9)$$

Donde:

$W$  = Carga distribuida  $\left[\frac{N}{mm}\right]$ .

$F_1$  = Fuerza considerada  $[N]$ .

$l$  = Longitud lineal de acción de la carga  $[mm]$ .

$$W = \frac{887.35 N}{1980 mm} = 0.45 \frac{N}{mm}$$

Se obtiene el momento flector máximo para este caso específico a partir de la Ecuación (10) [20].

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{W \cdot l^2}{8} \quad (10)$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$  = Momento máximo en toda la distribución de carga  $[N \cdot mm]$ .

$W$  = Carga distribuida  $\left[\frac{N}{mm}\right]$ .

$l$  = Longitud lineal de acción de la carga  $[mm]$ .

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{0.45 \frac{N}{mm} \cdot (1980 mm)^2}{8} = 220522.50 N \cdot mm$$

Se utilizará una tubería de cédula 40 de 8 in (219.10 mm) de diámetro para cumplir con las condiciones anteriormente mencionadas. En el Anexo 4 se presentan las propiedades físicas del material considerado y las geométricas requeridas para realizar el cálculo del esfuerzo flector y el factor de seguridad considerando los efectos de flexión se calcula mediante la aplicación de las Ecuaciones (4) y (6), tomando en cuenta que el diámetro interior de la tubería es de 202.79 mm y su resistencia a la fluencia es de  $24.60 \frac{kg}{mm^2} = 241.32 MPa$ .

$$\sigma_F = \frac{220522.50 N \cdot mm * \left(\frac{219,1 mm}{2}\right)}{\frac{\pi}{64} ((219.14 mm)^4 + (202.79 mm)^4)} = 0,80 MPa$$

$$FS = \frac{241.32 \text{ MPa}}{0.80 \text{ MPa}} = 301.65 \therefore OK$$

### 2.5.5 Cálculo de la carga que ejerce la tubería cédula 40 de 8 in

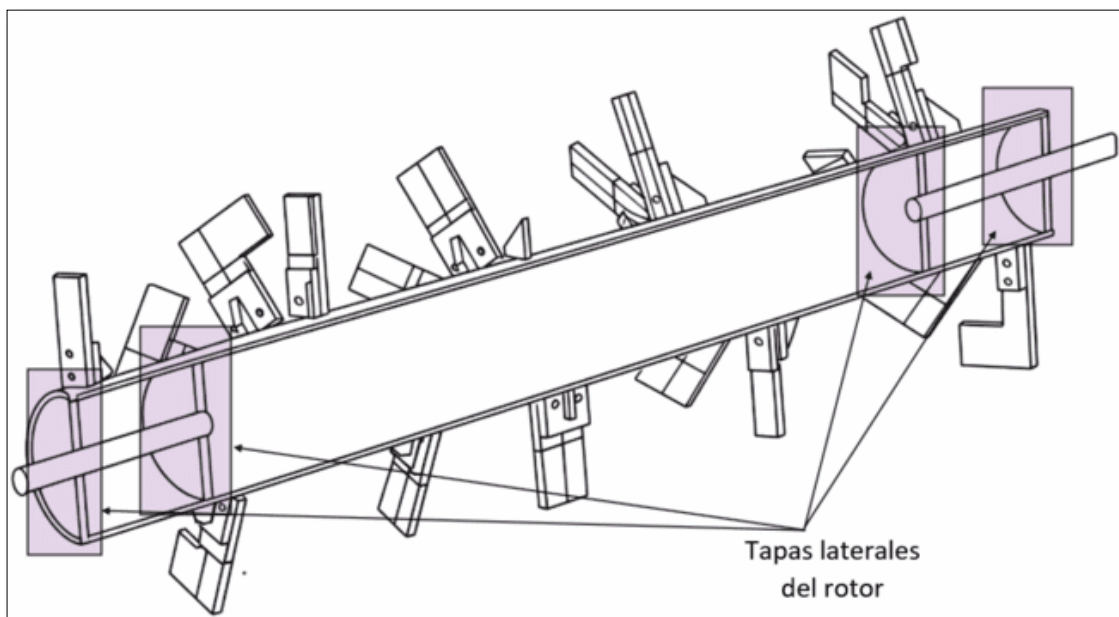
El peso por longitud total de la tubería debe considerarse también para el análisis, se tiene entonces:

$$W_{tubería} = 42.53 \frac{kg}{m} \cdot 1.98 \text{ m} = 84.21 \text{ kg}$$

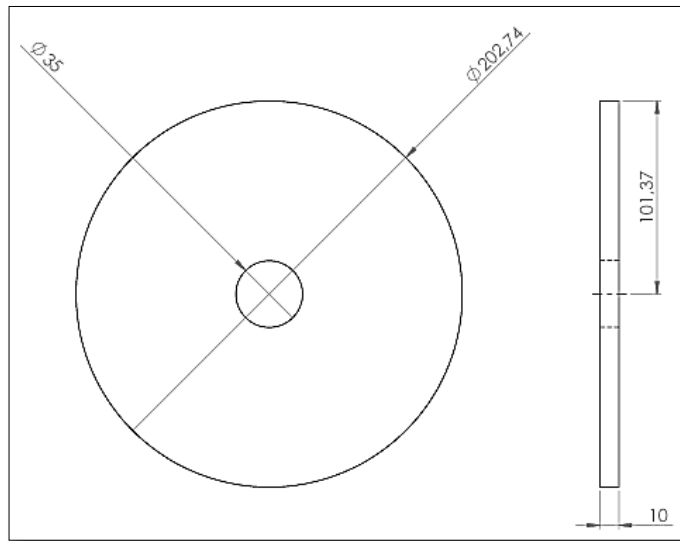
$$F_2 = F_1 + W_{tubería} = 887.35 \text{ N} + \left( 84.21 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \right) = 1713.45 \text{ N}$$

### 2.5.6 Cálculo y diseño de las tapas laterales del rotor

Como se muestra en la Figura 39, las tapas laterales del rotor son cuatro (distribuidas dos en ambos lados de manera simétrica), su dimensionamiento se aprecia en la Figura 40.



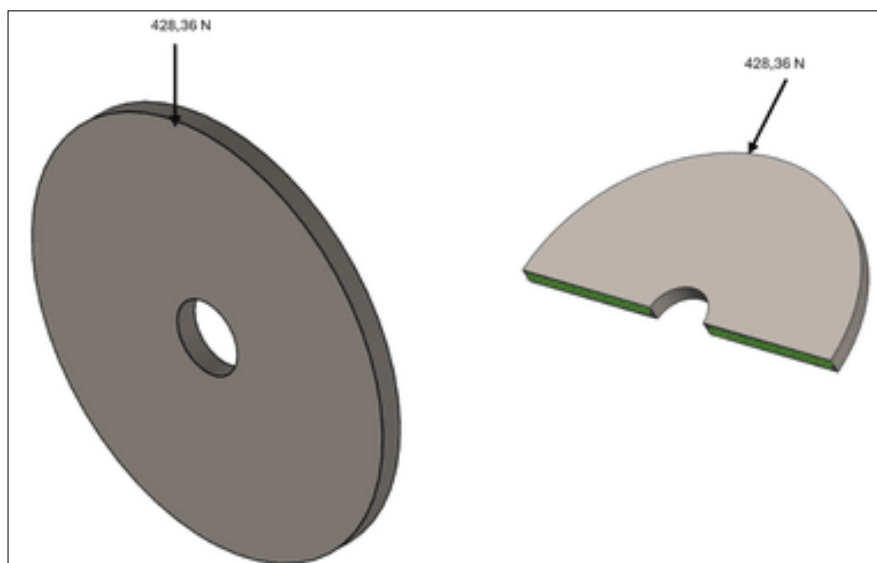
**Figura 39.** Tapas laterales del rotor.



**Figura 40.** Dimensionamiento de las tapas laterales del rotor.

Se observa que cada tapa lateral tendrá un espesor de 10 mm para aprovechar el material de las paletas y portapaletas. También el diámetro interior es de 35 mm para que el eje de diámetro exterior de 35 mm en él.

Debido a que estas tapas se encuentran unidas por soldadura al tubo circular, este ejerce una fuerza de compresión sobre ellas que se divide para cuatro debido a cada tapa lateral existente ( $\frac{1713.45 N}{4} = 428.36 N$ ), esto se muestra junto con la sección transversal crítica del elemento (sin considerar el agujero de 35 mm para el eje) en la Figura 41.



**Figura 41.** Carga de compresión en las tapas laterales y sección transversal.

Se comprueba a compresión a partir de la Ecuación (11) [17], [29].

$$\sigma_{a(c)} = \frac{F}{A} \quad (11)$$

Donde:

$\sigma_{a(c)}$  = Esfuerzo axial a compresión [MPa].

$F$  = Fuerza considerada [N].

$A$  = Área de sección transversal crítica considerada [mm<sup>2</sup>].

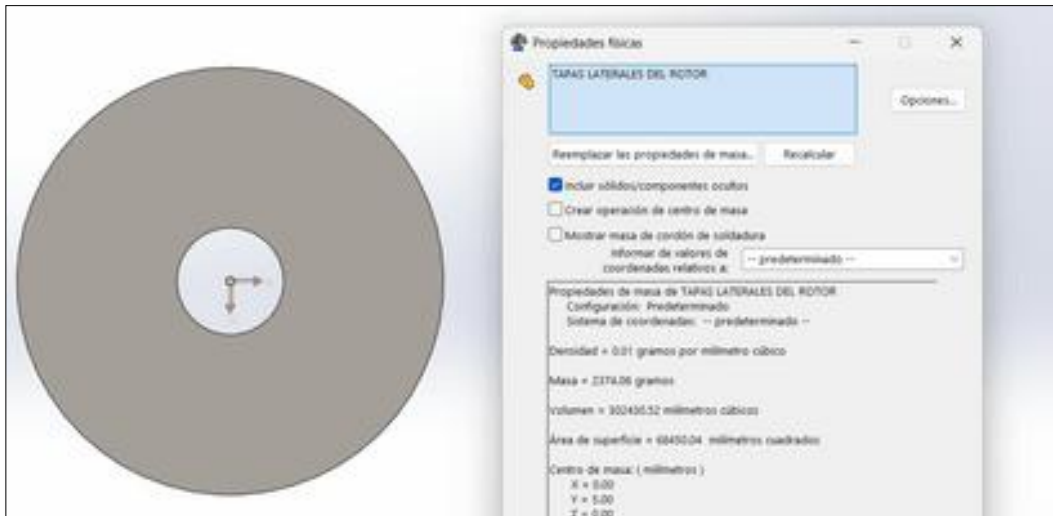
$$\sigma_{a(c)} = \frac{428.36 \text{ N}}{2(83.87 \text{ mm})(10 \text{ mm})} = 0.26 \text{ MPa}$$

Se comprueba el factor de seguridad partir de la Ecuación (6) para acero A-36.

$$FS = \frac{250 \text{ MPa}}{0.26 \text{ MPa}} = 961.54 \therefore OK$$

### 2.5.7 Cálculo de la carga de las tapas laterales

El peso de las tapas laterales debe considerarse para el cálculo de las fuerzas que se ejercerán en los ejes. La masa individual de cada tapa se obtiene con ayuda de software de diseño especializado y este valor se muestra en la Figura 42.



**Figura 42.** Masa individual de las tapas laterales.

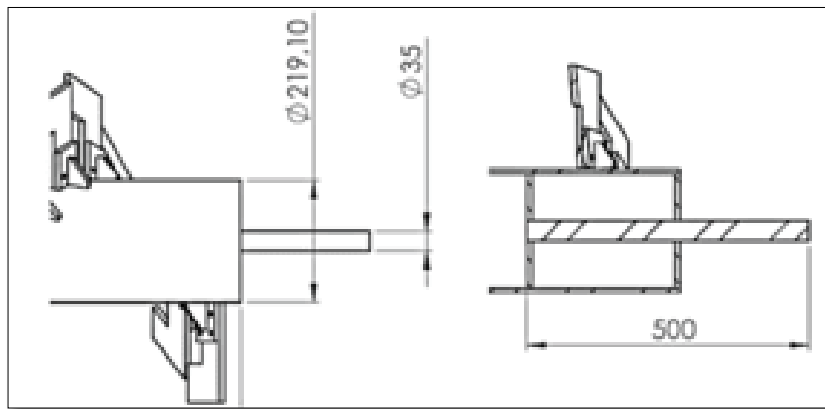
Se tiene entonces:

$$W_{tapas\ laterales} = 2.37408 \frac{kg}{m} \cdot 4 = 9.49632\ kg$$

$$F_3 = F_2 + W_{tapas\ laterales} = 1713.45\ N + \left(9.49632\ kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}\right) = 1806.61\ N$$

### 2.5.8 Cálculo y diseño de los ejes

El sistema del rotor se compone de dos ejes que permiten la transmisión de potencia y torque desde el sistema motor – reductor hacia el tubo circular y las paletas. Se requiere que el eje sea de 35 mm de diámetro con la finalidad de unirse al sistema motor – reductor y a las tapas laterales. Su dimensionamiento se muestra en la Figura 43.



**Figura 43.** Dimensionamiento de los ejes del rotor.

Para la selección del eje de la máquina volteadora de compost se consideraron parámetros fundamentales tales como criterios de diseño estructural, condiciones de funcionamiento y viabilidad económica. Estos parámetros permiten evaluar el comportamiento del material frente a esfuerzos combinados de flexión y torsión, resistencia al desgaste, facilidad de manufactura y disponibilidad comercial.

El análisis comparativo de los materiales candidatos se presenta en la Tabla 9, donde se valoran dichos criterios con el fin de determinar la alternativa más adecuada para el sistema mecánico propuesto, como se puede observar en la Tabla 9.

**Tabla 9.** Comparación de materiales candidatos para el eje de la volteadora de compost.

<b>Parámetro</b>	<b>AISI 1018</b>	<b>AISI 1045</b>	<b>AISI 5115</b>
Diseño	Buena resistencia mecánica. Adecuado para cargas moderadas. Fácil de maquinar y soldar.	Mayor resistencia y dureza que AISI 1018. Mejor desempeño ante cargas elevadas.	Alta resistencia al desgaste tras cementación. Adecuado para esfuerzos más exigentes.
Funcionamiento	Buen comportamiento en esfuerzos combinados si se dimensiona correctamente. Menor resistencia al desgaste.	Mejor resistencia a fatiga y mayor capacidad de carga.	Excelente resistencia superficial al desgaste. Núcleo tenaz tras tratamiento térmico.
Costo	Bajo costo y alta disponibilidad comercial.	Costo medio.	Costo elevado debido a tratamiento térmico y aleación.
Facilidad de manufactura	Muy buena maquinabilidad y soldabilidad.	Maquinabilidad media.	Requiere tratamientos térmicos adicionales.

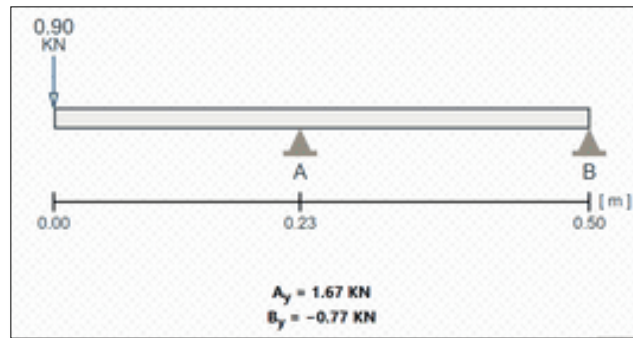
Se selecciona el AISI 1018 como material preliminar para el eje, ya que cumple con los criterios de diseño, funcionamiento y costo establecidos para la máquina volteadora de compost. Presenta un límite elástico aproximado de 370 MPa y una resistencia última a la tracción entre 440–540 MPa, valores adecuados para aplicaciones con esfuerzos de flexión y torsión moderados.

Aunque el AISI 1045 y el AISI 5115 ofrecen mayores propiedades mecánicas, su uso implicaría un incremento innecesario en el costo de fabricación. Por ello, el AISI 1018 representa una alternativa técnica y económicamente equilibrada, cuya validación definitiva se realizará mediante los cálculos estructurales correspondientes.

Asimismo, la buena soldabilidad y maquinabilidad del AISI 1018 facilitan los procesos de fabricación, ensamblaje y mantenimiento. En cuanto al tipo de eje seleccionado, se optó por un eje macizo, ya que esta configuración proporciona mayor rigidez torsional y resistencia

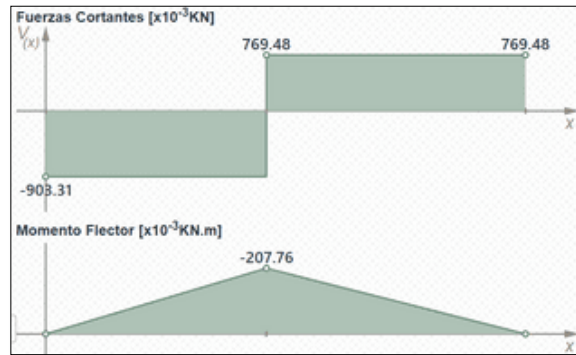
estructural frente a cargas combinadas, reduciendo concentraciones de esfuerzos y aumentando la confiabilidad del sistema para una aplicación de carga dinámica moderada como el rotor de volteo de compost.

Como se observa, son las dos tapas laterales que en cada uno de ambos ejes ejercen una fuerza y una reacción, el diagrama de cuerpo libre de este eje se muestra en la Figura 44, considerando que la carga de 1806.61 N se distribuye en cada eje por la tapa lateral que ejerce la fuerza, por lo que se divide para dos ( $\frac{1806.61 N}{2} = 903.31 N$ ).



**Figura 44.** Diagrama de cuerpo libre del eje del rotor.

Los diagramas de cortante y momento para determinar el momento flector máximo en el eje se muestran en la Figura 45.



**Figura 45.** Diagrama de cortante y momento del eje del rotor.

Los datos obtenidos son los siguientes:

- $R_A = 1670 N$
- $V_{m\acute{a}x} = R_B = 769.48 N$
- $M_{m\acute{a}x} = 207760 N \cdot mm$

Se calcula el esfuerzo flector considerando el momento máximo a partir de la Ecuación (4) considerando lo anterior para el obtener el diámetro requerido.

$$\sigma_F = \frac{207760 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} (d)^4}$$

Además, mediante la Ecuación (12) se calcula el torque ejercido por el sistema motor – reductor [3].

$$T = \frac{63025 \cdot \dot{W}}{n} \quad (12)$$

Donde:

$T$  = Torque [ $lb \cdot in$ ].

$\dot{W}$  = Potencia del motor [ $HP$ ].

$n$  = Número de revoluciones del motor [ $rpm$ ].

Se calcula:

$$T = \frac{63025 \cdot 5 \text{ HP}}{150 \text{ rpm}} = 2100.83 \text{ lb} \cdot \text{in} = 237.39 \text{ N} \cdot \text{m} = 237390 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Se calcula el esfuerzo cortante por torsión a partir de la Ecuación (13).

$$\tau_T = \frac{T \cdot \rho}{J} \quad (13)$$

Donde:

$\tau_T$  = Esfuerzo cortante por torsión [ $MPa$ ].

$T$  = Torque [ $N \cdot mm$ ].

$\rho$  = Distancia del centro de la sección transversal al punto de cálculo del esfuerzo [ $mm$ ].

$J$  = Momento polar de inercia de la sección transversal [ $mm^4$ ].

$$\tau_T = \frac{237390 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} (d)^4}$$

Finalmente, para considerar la acción de varios esfuerzos (flector y cortante por torsión) presentes en el diseño de ejes, se determina el esfuerzo de Von Mises con base en la teoría de la energía de distorsión. A partir de la Ecuación (14) que simplifica el cálculo para un esfuerzo flector respecto a un sentido y la torsión en el plano “X” y “Y”.

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_F)_z^2 + 3(\tau_T)_{xy}^2} \quad (14)$$

Donde:

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises basado en la teoría de la Energía de la distorsión [MPa].

$\sigma_F$  = Esfuerzo flector [MPa].

$\tau_T$  = Esfuerzo cortante por torsión [MPa].

Se obtiene entonces:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{207760 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d)^4}\right)^2 + 3\left(\frac{237390 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32}(d)^4}\right)^2}$$

Se calcula el factor de seguridad a partir de la Ecuación (6) considerando que el material del eje es AISI 1018 cuyas propiedades mecánicas se encuentran en el Anexo 5. De esta manera se obtiene el diámetro con un factor de diseño de 2.5.

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

$$2.5 = \frac{220 \text{ MPa}}{\sqrt{\left(\frac{207760 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d)^4}\right)^2 + 3\left(\frac{237390 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32}(d)^4}\right)^2}} \rightarrow d = 32.34 \text{ mm}$$

Se requiere un diámetro de 32.34 mm; pero se seleccionará uno de 35 mm, cumpliendo con las condiciones anteriores. A partir de ello, ahora se calcula el esfuerzo y factor de seguridad para este diámetro con las Ecuaciones (4), (5) (13) y (6):

$$\sigma_F = \frac{207760 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 17.5 \text{ mm}}{\frac{\pi}{64}(35 \text{ mm})^4} = 49.35 \text{ MPa}$$

$$\tau_T = \frac{237390 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 17.5 \text{ mm}}{\frac{\pi}{32} (35 \text{ mm})^4} = 28.20 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(49.35 \text{ MPa})^2 + 3(28.20 \text{ MPa})^2} = 69.43 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{220 \text{ MPa}}{69.43 \text{ MPa}} = 3.17 \therefore OK$$

### 2.5.9 Cálculo del peso de los ejes

Ambos ejes se consideran para obtener el peso completo del rotor que servirá para los rodamientos de las chumaceras y demás elementos de la máquina como el chasis. El peso de estos ejes se encuentra en el Anexo 6.

Se tiene entonces:

$$W_{ejes} = 6.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 1 \text{ m} = 6.2 \text{ kg}$$

$$F_4 = F_3 + W_{ejes} = 1806.61 \text{ N} + \left(6.2 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 1867.43 \text{ N}$$

### 2.5.10 Cálculo y diseño de las chumaceras - rodamientos

Las chumaceras seleccionadas son las UCP 207 – SNR de 35 mm, con rodamientos de bolas, con la finalidad de que ambos ejes puedan alojarse correctamente en ellas. Se trata de una chumacera de montaje en piso, con capacidad de auto alineación angular limitada y no regulable axialmente.

La sigla UCP identifica a las chumaceras montadas sobre base, diseñadas para fijarse directamente a una superficie horizontal (piso o bancada) mediante pernos. Sus propiedades técnicas se muestran en el Anexo 7.

Los rodamientos de estas chumaceras se comprueban bajo su carga estática, esta debe soportar la carga calculada anteriormente de 1867.43 N distribuida en las dos chumaceras (para los dos ejes), es decir 933,72 N. Del Anexo 7 se obtienen las siguientes propiedades:

- $C_0 = 25,5 \text{ KN} = 25500 \text{ N}$
- $C_{10} = 15,3 \text{ KN} = 15300 \text{ N}$

Como se observa la carga estática de 25500N supera a la de 933.72 N. Se procede ahora a

calcular la vida útil que tendrán los rodamientos siendo usados bajo las mismas condiciones de manera constante a partir de la Ecuación (15) y (16) [17], [28].

$$xD = \frac{LD}{LR} = \frac{LD \cdot ND \cdot 60}{10^6} \quad (15)$$

$$C_{10} = af(FD) \left( \frac{xD}{x_o + (\theta - x_o)(1 - RD)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (16)$$

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*].

$\theta$  = Parámetro característico correspondiente a 63,2121% en el valor de variación [*adimensional*].

$RD$  = Fiabilidad [*adimensional*].

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

$a$  = Constante del tipo de rodamiento; 3 para rodamientos de bolas [*adimensional*].

Se obtiene entonces:

$$xD = \frac{LD \cdot 150 \text{ rpm} \cdot 60}{10^6} = LD(9 \times 10^{-3})$$

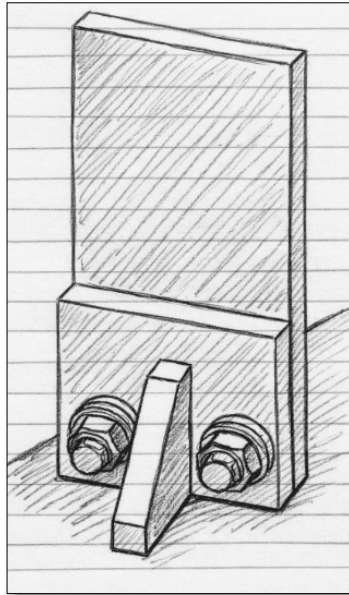
Se calcula para  $xD$  considerando un  $af$  de 1 como crítico para rodamientos.

$$15300 \text{ N} = 1(933.72 \text{ N}) \left( \frac{LD(9 \times 10^{-3})}{0.02 + (4.439)(1 - 0.99)^{\frac{1}{1.483}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 1944.82 \text{ h}$$

Los rodamientos de las chumaceras resistirán un total de 1944.82 h=2.70 meses bajo condiciones de trabajo constantes antes del fallo.

### **2.5.11 Cálculo y diseño de las conexiones no fijas**

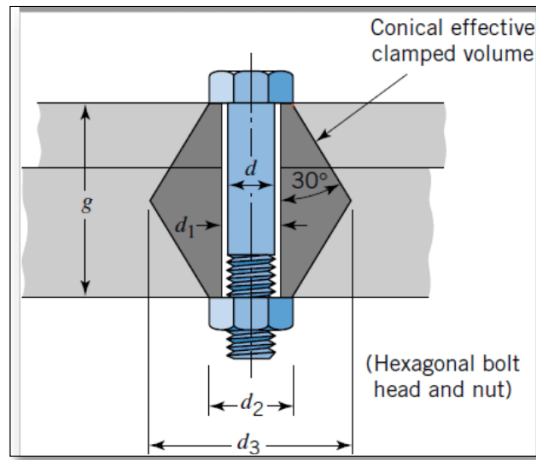
En el rotor existen dos conexiones no fijas o apernadas, la primera corresponde a la unión de las paletas con los portapaletas. Dicha unión se presenta a continuación en la Figura 46.



**Figura 46.** Unión apernada de las paletas a los portapaletas.

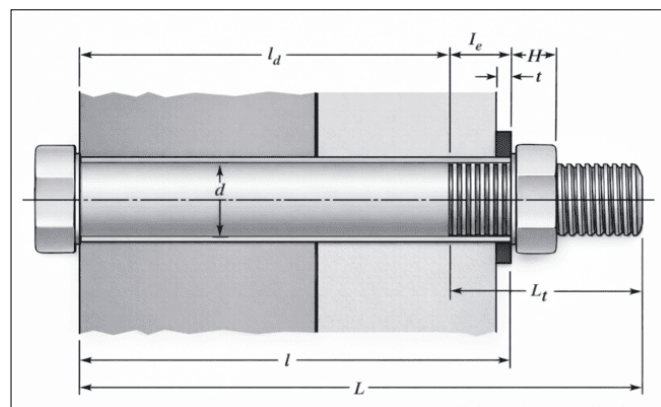
En esta primera etapa se desarrolla el cálculo del perno sin considerar aún la carga externa total aplicada, con el objetivo de determinar la distribución de esfuerzos y el comportamiento estructural básico del perno dentro del conjunto de sujeción. Posteriormente, se incorpora la carga externa que genera el momento flector máximo para la verificación final del diseño.

Para el desarrollo de esta etapa, se adopta el modelo teórico del volumen efectivo de apriete del perno, el cual permite representar la distribución de esfuerzos en el conjunto apernado bajo condiciones iniciales. Este modelo se ilustra en la Figura 47, donde se muestra el volumen cónico de material comprimido, así como los principales parámetros geométricos considerados en el análisis.



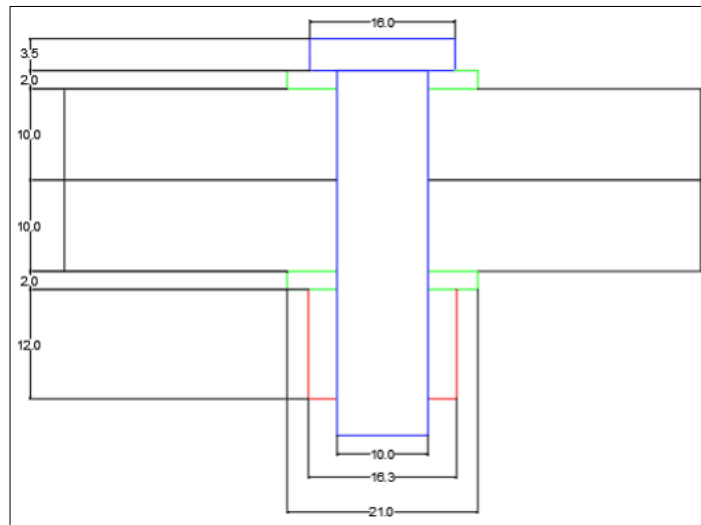
**Figura 47.** Modelo del volumen efectivo de apriete en uniones apernadas.

Con el fin de definir los parámetros geométricos involucrados en el análisis del perno, se presenta el esquema del conjunto de sujeción, en el cual se identifican las longitudes efectivas del perno, el diámetro nominal y las zonas sometidas a esfuerzo durante la operación, Figura 48. Este esquema permite establecer con claridad las dimensiones necesarias para el cálculo de rigidez y esfuerzos en el elemento de unión.



**Figura 48.** Parámetros geométricos involucrados en el análisis del perno.

Como se muestra en la Figura 49, el sistema de sujeción está conformado por un perno, dos placas estructurales, arandela y una tuerca. El perno es el elemento principal encargado de soportar las cargas transmitidas por la unión, mientras que las placas y arandelas distribuyen los esfuerzos y evitan concentraciones locales. Para el cálculo se utilizan los valores obtenidos del dimensionamiento geométrico del conjunto, los cuales permiten determinar la longitud adecuada del perno y las longitudes efectivas.



**Figura 49.** Parámetros geométricos del perno.

En el presente análisis se consideran los elementos que conforman el sistema de sujeción, los cuales se identifican en la figura mediante un código de colores con fines ilustrativos: el perno se muestra en color azul, las placas estructurales en color negro, las arandelas en color verde y la tuerca en color rojo como se observa en la Figura 49. El dimensionamiento de cada uno de estos componentes ha sido previamente definido, y los valores obtenidos se emplean como datos de entrada para el desarrollo de los cálculos mecánicos correspondientes.

La longitud total del perno debe ser suficiente para asegurar el correcto acoplamiento de las placas, la tuerca y las arandelas. Esta longitud se determina mediante la siguiente Ecuación (17):

$$L > l + H + 2(t) \quad (17)$$

Donde:

$L$  = Longitud total del perno [ $mm$ ].

$l$  = Longitud de agarre [ $mm$ ].

$H$  = Altura de la tuerca [ $mm$ ].

$t$  = Espesor de la tuerca [ $mm$ ].

Se calcula entonces:

$$L > 20 \text{ mm} + 12 \text{ mm} + 2(2 \text{ mm})$$

$$L > 36 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona un perno con una longitud mayor o igual a 36 mm.

Estos pernos son los de 3/8 in (10 mm) seleccionados en el Anexo 3.

La rigidez del perno se determina considerando la contribución del vástago liso y de la parte roscada sometida a tensión. Para ello se emplea la Ecuación (18):

$$Kb = \frac{Ad \cdot At \cdot E}{Ad \cdot lt + At \cdot ld} \quad (18)$$

Donde:

$$Kb = \text{Rigidez del perno} \left[ \frac{N}{mm} \right].$$

$$Ad = \text{Área de la sección del vástago liso del perno} [mm^2].$$

$$At = \text{Área resistente de la rosca del perno} [mm^2].$$

$$E = \text{Módulo de elasticidad del material del perno} [Pa].$$

$$lt = \text{Longitud del vástago liso del perno} [mm].$$

$$ld = \text{Longitud de la parte roscada del perno sometida a tensión} [mm].$$

El módulo de elasticidad del material del perno de acero Grado 8.8 se muestra en el Anexo 13.

$$E = 30 \text{ Mpsi} = 207 \text{ GPa} = 2.07 \times 10^{11} \text{ Pa}$$

Para determinar el valor del área de la sección transversal del vástago liso del perno se utiliza la Ecuación (19):

$$Ad = \frac{\pi}{4} (d)^2 \quad (19)$$

Donde:

$$d = \text{Diámetro del perno} [mm].$$

Se calcula entonces:

$$Ad = \frac{\pi}{4}(10 \text{ mm})^2$$

$$Ad = 78.54 \text{ mm}^2$$

Una vez seleccionado el perno de 3/8 in (10 mm), de acuerdo con lo indicado en el Anexo 3, se determina el valor del área resistente de la rosca  $At$  serie UNF a partir de las tablas correspondientes al diámetro del perno, las cuales se presentan en el Anexo 14.

$$At = 0.0878 \text{ in}^2 = 56.65 \text{ mm}^2$$

Para calcular la longitud del vástago liso del perno se utiliza la Ecuación (20) (21):

$$ld = L - LT \quad (20)$$

Donde:

$L$  = Longitud total del perno [ $mm$ ].

$LT$  = Longitud de la parte roscada del perno [ $mm$ ].

Se calcula entonces:

$$LT = \left( (2(d)) + \frac{1}{4} \text{ in} \right) \quad (21)$$

$$ld = 36 \text{ mm} - \left( \left( 2 \left( \frac{3}{8} \text{ in} \right) \right) + \frac{1}{4} \text{ in} \right)$$

$$ld = 10.6 \text{ mm}$$

Para calcular la longitud del vástago liso del perno se utiliza la Ecuación (22):

$$lt = l - ld \quad (22)$$

Se calcula entonces:

$$lt = 24 \text{ mm} - 10.6 \text{ mm}$$

$$lt = 13.4 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos todas las variables se procede a calcular la rigidez del perno  $Kb$  de la Ecuación (18):

$$Kb = \frac{(78.54 \text{ mm}^2)(56.65 \text{ mm}^2) * 2.07 \times 10^{11} \text{ Pa}}{(78.54 \text{ mm}^2)(13.4 \text{ mm}) + (165.16 \text{ mm}^2)(10.6 \text{ mm})}$$

$$Kb = 5.57 \times 10^{11} \frac{N}{mm}$$

El valor obtenido de rigidez del perno indica que su deformación elástica es muy reducida frente a la aplicación de cargas externas. En consecuencia, el alargamiento del perno tiene una contribución mínima en la deformación total del sistema apernado, siendo el comportamiento estructural del conjunto gobernado principalmente por la rigidez de los elementos unidos.

La rigidez del material comprimido entre la cabeza del perno y la tuerca se calcula considerando un modelo de cono de presión con un ángulo de 30°. Bajo la suposición de materiales y geometrías simétricas, se obtiene una rigidez equivalente para ambas placas Ecuación (23).

$$\frac{1}{Km} = \frac{1}{k1} - \frac{1}{k2} \quad (23)$$

Donde:

$Km$  = Rigidez equivalente del sistema  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$ .

$k1$  = Rigidez del primer elemento o material  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$ .

$k2$  = Rigidez del segundo elemento o material  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$ .

Al tener un mismo material el valor para  $k1$  y  $k2$  será el mismo por lo que  $k1 = k2 = K$ , y ara obtener el valor de  $K$  se utiliza la Ecuación (24).

$$K = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan 30}{\ln \left( \frac{(2(t) \tan 30 + (D) - (d))(D + d)}{(2(t) \tan 30 + (D) + (d))(D - d)} \right)} \quad (24)$$

Donde:

$E$  = Módulo de elasticidad del material del perno  $[Pa]$

$d$  = Diámetro del perno  $[mm]$ .

$t$  = Espesor del cono  $[mm]$ .

$D$  = Diámetro superior del cono[mm].

Se calcula entonces:

$$K = \frac{\pi(2.07 \times 10^{11} \text{ (Pa)})(10 \text{ mm}) \cdot \tan 30}{\ln \left( \frac{(2(10 \text{ mm}) \tan 30 + (1.5(10 \text{ mm})) - (10 \text{ mm}))(1.5(10 \text{ mm}) + 10 \text{ mm})}{(2(10 \text{ mm}) \tan 30 + (1.5(10 \text{ mm})) + (10 \text{ mm}))(1.5(10 \text{ mm}) - 10 \text{ mm})} \right)}$$

$$K = \frac{3.75 \times 10^{12}}{\ln \left( \frac{913.68}{182.74} \right)}$$

$$K = k_1 = k_2 = 2.33 \times 10^{12}$$

Una vez determinado el valor de la constante  $K$   $K = K_1 = K_2$  , se procedió a sustituir los valores obtenidos en la Ecuación (23).

Se calcula entonces:

$$\frac{1}{Km} = \frac{1}{2.33 \times 10^{12}} - \frac{1}{2.33 \times 10^{12}}$$

$$\frac{1}{Km} = 8.58369 \times 10^{-13}$$

$$Km = 1.17 \times 10^{12} \left( \frac{N}{mm} \right)$$

El valor obtenido de la rigidez del material comprimido indica que las placas presentan una alta resistencia a la deformación elástica bajo la acción de la carga transmitida por el perno. En consecuencia, la deformación del material comprimido es reducida, contribuyendo de manera significativa a la rigidez global del sistema apernado y permitiendo una adecuada distribución de las cargas entre el perno y los elementos unidos.

Una vez determinadas la rigidez del perno  $K_b$  y la rigidez del material comprimido  $K_m$  , se procede a calcular la carga efectiva que actúa sobre el perno como resultado de la aplicación de la carga externa sobre el sistema de sujeción. Este cálculo permite establecer la fracción de la carga total que es absorbida directamente por el perno, considerando la interacción elástica entre el perno y los elementos unidos. Ecuación (25)

$$P_b = \frac{k_b \cdot P}{K_b + K_m} \quad (25)$$

Donde:

$P_b$  = Carga efectiva que actúa sobre el perno [N]

$K_b$  = Rigidez del perno [N/mm].

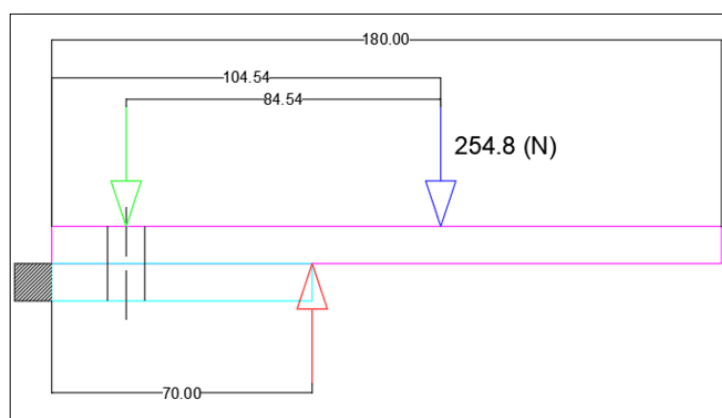
$K_m$  = Rigidez del material comprimido [N/mm].

$P$  = Carga externa total aplicada al sistema de sujeción [N].

Una vez obtenidos los valores de la rigidez del perno  $K_b$  y de la rigidez del material comprimido  $K_m$ , así como definidos los parámetros geométricos del sistema de sujeción, se establece la carga externa total aplicada sobre el conjunto. El dato que se desconoce sería el valor de  $P$  (la fuerza que ejerce el perno). Por lo que se procederá a calcular.

Para determinar la fuerza que actúa sobre el perno de sujeción, se realizó el análisis estático del sistema, considerando la viga en condiciones de equilibrio. La carga aplicada conocida corresponde a una fuerza vertical de 254.8 N, mientras que el perno genera una reacción vertical desconocida.

Con el fin de simplificar el análisis, se tomaron momentos respecto al apoyo simple, ya que la reacción en dicho punto no genera momento al tener un brazo de palanca nulo. El diagrama de Cuerpo libre se puede observar en la Figura 50.



**Figura 50.** Diagrama de cuerpo libre del sistema placa-perno.

En la Figura 50 se presenta el diagrama de cuerpo libre del sistema placa-perno, donde se

identifican la placa tipo “L” con dos perforaciones y el soporte correspondiente, representados en color rosado y celeste, respectivamente. Sobre la placa actúa una fuerza puntual conocida de 254 N, asociada a la acción del compost, aplicada de manera perpendicular a la superficie. Asimismo, se indica la reacción en el perno, representada mediante la flecha de color verde, la cual constituye la fuerza desconocida a determinar a partir de las condiciones de equilibrio del sistema. Para lo a partir del equilibrio de momentos y considerando las distancias geométricas entre los puntos de aplicación de las fuerzas se podrá calcular la fuerza del perno.

Se realiza sumatoria de momentos respecto al apoyo simple (flecha de color rojo).

$$\sum M = 0 \quad (26)$$

$$FuerzaPerno \cdot (55 \text{ mm}) - (254.8 \text{ N}) \cdot (34.54 \text{ mm}) = 0$$

$$FuerzaPerno \cdot (55 \text{ mm}) = (254.8 \text{ N}) \cdot (34.54 \text{ mm})$$

$$FuerzaPerno = \frac{((254.8 \text{ N}) \cdot (34.54 \text{ mm}))}{(55 \text{ mm})}$$

$$FuerzaPerno = 160 \text{ N}$$

Considerando que el sistema cuenta con dos pernos de sujeción, se asume una distribución uniforme de la carga, por lo que la fuerza de cada perno se obtiene dividiendo la carga total entre el número de pernos:

$$P = \frac{160 \text{ N}}{2} = 80 \text{ N}$$

Este valor se emplea para el cálculo de la carga efectiva que actúa sobre cada perno y para el análisis posterior de los esfuerzos inducidos.

Se calcula entonces:

$$P_b = \frac{9.58 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 80 \text{ N}}{9.58 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{mm}} + 1.17 \times 10^{12} \left( \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right)}$$

$$P_b = 36.01 \text{ N}$$

El valor de la carga efectiva que actúa sobre el perno evidencia que el perno absorbe solo una parte de la carga externa aplicada, debido a la contribución de la rigidez del material

comprimido, lo que resulta en una reducción de los esfuerzos actuantes sobre el elemento de sujeción.

Con el valor de la carga efectiva que actúa sobre el perno, se procede a realizar el análisis del esfuerzo flector desarrollado en el perno como consecuencia de la carga transversal aplicada. Ecuación (4).

Se calcula entonces.

$$\sigma = \frac{36.01 N \cdot 104.54 mm \cdot 5 mm}{\frac{\pi}{64} \cdot (10 mm)^4}$$
$$\sigma = 38.34 MPa$$

Una vez obtenido el esfuerzo flector se procede a calcular el factor de seguridad del perno. Ecuación (6).

$$FS = \frac{1034.21 MPa}{38.34 MPa} = 26.97 \therefore OK$$

El siguiente arreglo de pernos se encuentran al sujetar el sistema motor – reductor al chasis de la máquina mediante pernos grado 8 con 20 mm de diámetro. Información y pesos de los equipos motor - reductor se encuentran en los Anexos 8 a 10. Se obtienen los siguientes datos respecto al peso:

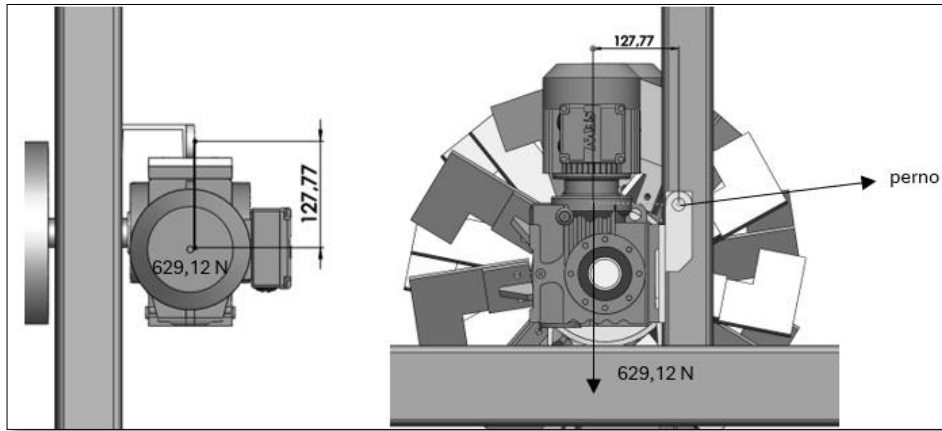
- $W_{motor} = 97,30 lb = 44,13 kg$
- $W_{reductor angular} = 44,09 lb = 20,00 kg$

Se calcula el peso de estos elementos:

$$W_{motor-reductor} = W_{motor} + W_{reductor angular} = 44.13 kg + 20.00 kg = 64.13 kg$$

$$W_{motor-reductor} = 64.13 kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 629.12 N$$

La Figura 51 muestra la disposición de estos elementos con el perno de sujeción, solo un perno de grado 8 soporta el motor respectivo a cada lado de la máquina, por lo que se considera totalmente la carga.



**Figura 51.** Unión apornada del sistema motor - reductor.

Los pernos son de 3/4 in (20 mm) (Anexo 3). Se calcula el esfuerzo cortante a partir de las Ecuaciones (7) y (13) y se verifica respecto a la resistencia de los pernos de grado 8 (Anexo 3) con las Ecuaciones (14) y (6).

$$\tau_v = \frac{629.12 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} (20 \text{ mm})^2} = 2.00 \text{ MPa}$$

$$\tau_T = \frac{629.12 \text{ N} \cdot 127.77 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}}{\frac{\pi}{32} (20 \text{ mm})^4} = 51.17 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \sqrt{(0 \text{ MPa})^2 + 3(2 \text{ MPa} + 51.17 \text{ MPa})^2} = 92.09 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{1034.21 \text{ MPa}}{92.09 \text{ MPa}} = 11.23 \therefore OK$$

La resistencia de los pernos grado 8 es de 1034.21 MPa que sobrepasa los 1.00 MPa.

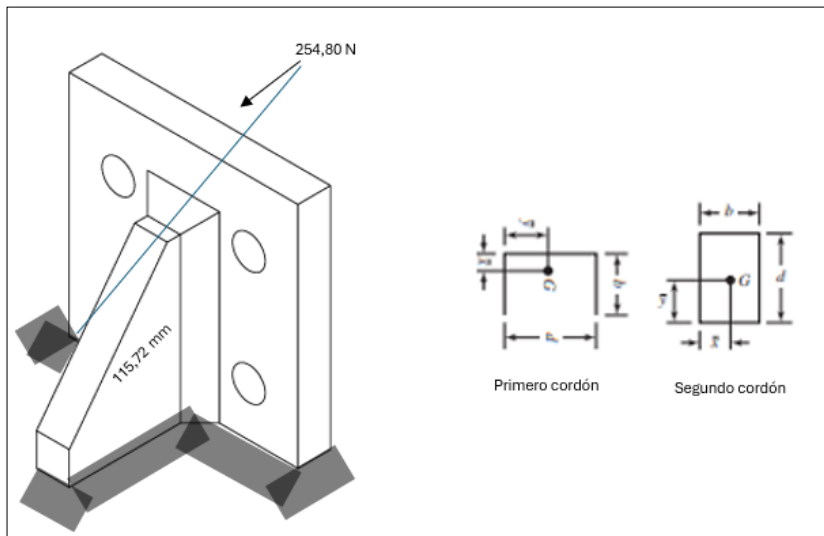
### 2.5.12 Cálculo y diseño de las conexiones fijas

Existe únicamente una conexión fija correspondiente a la soldadura del portapaletas al tubo. Son dos los cordones de soldadura que se plantean como soldaduras en filete.

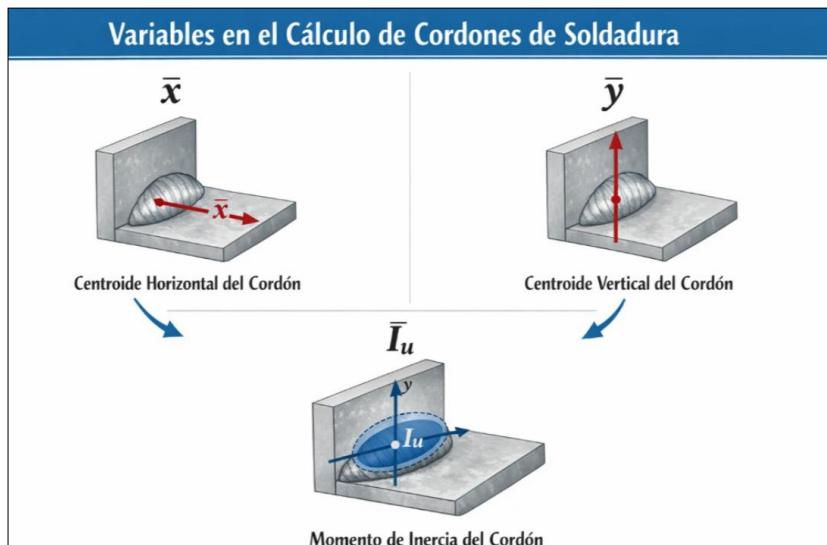
Estos se encuentran a cortante y flector, por lo que sus propiedades geométricas se identifican en el Anexo 11, en el Anexo 12 se muestran las resistencias de algunos materiales de aporte de soldadura. El proceso de soldadura seleccionado corresponde a SMAW (Shielded Metal Arc Welding), ya que la unión se realizará mediante el uso de electrodo revestido tipo E6011. Este proceso es adecuado para aplicaciones estructurales, ofreciendo buena penetración y un

desempeño confiable en diferentes posiciones de soldadura.

En la Figura 52 se muestran los cordones de soldadura y la carga que les corresponde. En la Figura 53 se muestra parámetros de  $\bar{x}$ ,  $\bar{y}$ ,  $I_u$ .



**Figura 52.** Disposición y análisis de carga en los cordones de soldadura 1 y 2.



**Figura 53.** Variables a tomar en cuenta para cálculo en cordones de soldadura.

Como se observa, se selecciona el caso crítico de carga y momento flector mostrados en la Figura 25 para las paletas tipo L.

Existen dos cordones de soldadura, se obtienen sus propiedades a partir de las ecuaciones del Anexo 11. Estas son:

Primer cordón:

- $\bar{x} = \frac{(b)^2}{2b+d} = \frac{(10 \text{ mm})^2}{2 \cdot 10 \text{ mm} + 70 \text{ mm}} = 1.11 \text{ mm}$
- $\bar{y} = \frac{d}{2} = \frac{70 \text{ mm}}{2} = 35 \text{ mm}$
- $I_u = \frac{(d)^2}{12} (6b + d) = \frac{(70 \text{ mm})^2}{12} (6 \cdot 10 \text{ mm} + 70 \text{ mm}) = 53083.33 \text{ mm}^3$

Segundo cordón:

- $\bar{x} = \frac{b}{2} = \frac{50 \text{ mm}}{2} = 25 \text{ mm}$
- $\bar{y} = \frac{d}{2} = \frac{10 \text{ mm}}{2} = 5 \text{ mm}$
- $I_u = \frac{(d)^2}{6} (3b + d) = \frac{(50 \text{ mm})^2}{6} (3 \cdot 10 \text{ mm} + 50 \text{ mm}) = 33333.33 \text{ mm}^3$

A partir de las Ecuaciones (27) y (28) se calcula los esfuerzos a cortante y momento respectivamente [17].

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (27)$$

$$\tau'' = \frac{M \cdot c}{I} \quad (28)$$

Donde:

$\tau'$  = Esfuerzo cortante en soldadura [MPa].

$V$  = Carga de cortante [N].

$A$  = Área de la sección del cordón de soldadura [ $\text{mm}^2$ ].

$\tau''$  = Esfuerzo flector en soldadura [MPa].

$M$  = Momento [ $N \cdot \text{mm}$ ].

$c$  = Máxima distancia a la fibra neutra de la sección transversal bajo flexión [mm].

$I$  = Inercia de la sección transversal [ $\text{mm}^4$ ].

De acuerdo con el criterio adoptado, el esfuerzo último del material de aporte de la soldadura se considera afectado por un factor de 0.3, tal como se expresa en la Ecuación (29).

$$\tau_{admisible} = 0.3 \cdot S_{ut} \quad (29)$$

Donde:

$\tau_{admisible}$  = Esfuerzo admisible en soldadura [MPa].

$S_{ut}$  = Esfuerzo último del material de aporte de soldadura [MPa].

De antemano se toma una altura de cordón de 6 mm, geoméricamente el espesor de garganta de la soldadura en filete será el mostrado en la Ecuación (30):

$$h = \frac{t}{0,707} \quad (30)$$

Donde:

$h$  = Altura del cordón de soldadura de filete [mm].

$t$  = Espesor del cordón de soldadura de filete [mm].

$$6 \text{ mm} = \frac{t}{0.707} \rightarrow t = 4.24 \text{ mm}$$

Se calculan lo factores de seguridad para ambos cordones mediante las Ecuaciones (27), (28), (8) (20) y (14):

Primer cordón:

$$\tau' = \frac{254.80 \text{ N}}{(70 \text{ mm} \cdot 4.24 \text{ mm}) + 2(10 \text{ mm} \cdot 4.24 \text{ mm})} = 0.67 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{254.80 \text{ N} \cdot 115.72 \text{ mm} \cdot 1.11 \text{ mm}}{53083.33 \text{ mm}^3 \cdot 4.24 \text{ mm}} = 0.15 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{0.3 \cdot 427 \text{ MPa}}{\sqrt{(0.67 \text{ MPa})^2 + (0.15 \text{ MPa})^2}} = 186.58 \therefore OK$$

Segundo cordón:

$$\tau' = \frac{254.80 \text{ N}}{2(50 \text{ mm} \cdot 4.24 \text{ mm}) + 2(10 \text{ mm} \cdot 4.24 \text{ mm})} = 0.50 \text{ MPa}$$

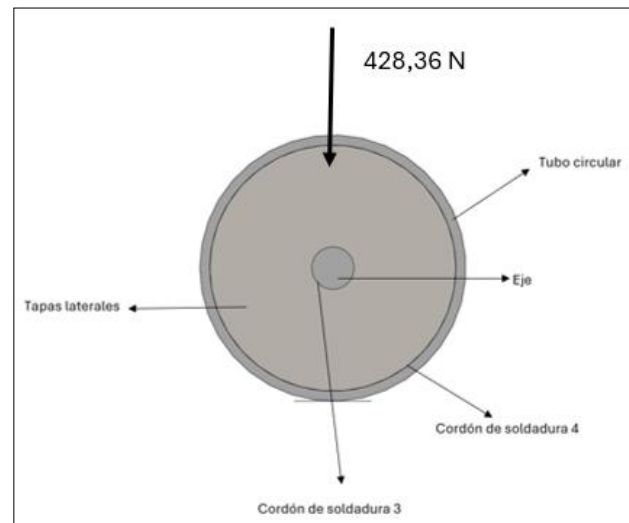
$$\tau'' = \frac{254.80 \text{ N} \cdot 115.72 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}}{33333.33 \text{ mm}^3 \cdot 4.24 \text{ mm}} = 5.22 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{0.3 \cdot 427 \text{ MPa}}{\sqrt{(0.50 \text{ MPa})^2 + (5.22 \text{ MPa})^2}} = 24.42 \therefore OK$$

Lo que resulta que una soldadura de 6 mm de alto en su cordón con electrodo E6011 es factible

para realizar las uniones propuestas.

La siguiente conexión fija corresponde a los diámetros de las tapas laterales con el tubo circular y con el eje, estas se muestran en la Figura 54 y son calculadas a continuación.



**Figura 54.** Disposición y análisis de carga en los cordones de soldadura 3 y 4.

Se obtiene que estos cordones únicamente están sujetos ante la carga que soporta cada una de las tapas laterales la cual actúa como cortante. A continuación, se obtienen las propiedades geométricas de ellos (Anexo 11).

Tercer cordón:

- $\bar{x} = \bar{y} = r = 35 \text{ mm}$

Cuarto cordón:

- $\bar{x} = \bar{y} = r = 202.74 \text{ mm}$

Se calculan los esfuerzos en estas soldaduras en ambos cordones mediante la Ecuación (18), puesto que se encuentra solo ante cargas de cortante.

Tercer cordón:

$$\tau' = \frac{428.36 \text{ N}}{35 \text{ mm (t)}}$$

Cuarto cordón:

$$\tau' = \frac{428.36 \text{ N}}{202.74 \text{ mm (t)}}$$

Se calculan las dimensiones requeridas de las soldaduras mediante las Ecuaciones (8) (21) y (14) con electrodo E6011:

Tercer cordón:

$$2.5 = \frac{0.3 \cdot 427 \text{ MPa}}{\sqrt{\left(\frac{428.36 \text{ N}}{35 \text{ mm (t)}}\right)^2 + (0)^2}} \rightarrow t = 0.046 \text{ mm} \approx 1 \text{ mm}$$
$$h = \frac{t}{0.707} = \frac{1 \text{ mm}}{0.707} = 1.41 \text{ mm} \approx 1.5 \text{ mm}$$

Cuarto cordón:

$$2.5 = \frac{0.3 \cdot 427 \text{ MPa}}{\sqrt{\left(\frac{428.36 \text{ N}}{202.74 \text{ mm (t)}}\right)^2 + (0)^2}} \rightarrow t = 0.051 \text{ mm} \approx 1 \text{ mm}$$
$$h = \frac{t}{0.707} = \frac{1 \text{ mm}}{0.707} = 1.41 \text{ mm} \approx 1.5 \text{ mm}$$

Del análisis de resistencia de la unión soldada se obtuvo un espesor teórico mínimo del orden de aproximadamente 0.05 mm en ambos casos. No obstante, dicho valor resulta inferior a los espesores mínimos constructivamente viables en procesos de soldadura por arco, los cuales no garantizan continuidad del cordón ni adecuada fusión del material. Por esta razón, y atendiendo a criterios de manufacturabilidad, práctica ingenieril y diseño conservador, se adopta un espesor efectivo de soldadura de 1 mm, el cual asegura un comportamiento estructural adecuado de la unión y un margen de seguridad frente a variaciones del proceso y condiciones reales de servicio.

Estas soldaduras pueden ser darse de 1,5 mm o de 6 mm para garantizar que todas las soldaduras en el equipo tengan similar dimensionamiento.

## CAPÍTULO III

### SIMULACIÓN DEL ROTOR PARA EL REMOVEDOR DEL COMPOST

Se procede a detallar las bases teóricas en las que se enmarca la simulación estructural del rotor, así como las características de los softwares utilizados, el proceso de simulación mediante el Método de los Elementos Finitos (FEA) y métodos sin mallado, y los resultados obtenidos.

#### 3.1 Generalidades de los métodos de simulación

El análisis estructural estático es aquel proceso por el cual se evalúan sistemas mecánicos y estructurales ante el comportamiento de cargas. Dichos sistemas se evalúan mediante el uso de software especializado cuyas características de funcionamiento permiten el uso del cálculo computacional para resolver ecuaciones diferenciales complejas hasta converger en una solución muy aproximada al comportamiento real [35].

El análisis estructural estático permite evaluar el comportamiento del modelo ante restricciones de movilidad y cargas aplicadas, obteniendo principalmente desplazamientos, tensiones y deformaciones. Así mismo se pueden definir fuerzas de reacción y factores de seguridad basados en diferentes teorías, para comprobar la factibilidad del modelo e identificar zonas que podrían tender al fallo en el funcionamiento real. Para este análisis, independientemente del método de solución, existen dos suposiciones principales:

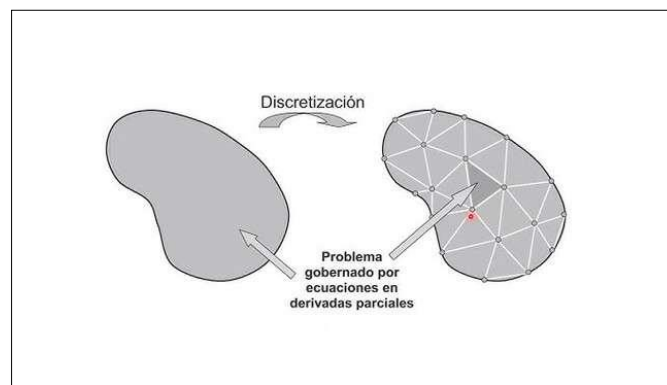
- Las cargas consideradas en el análisis no incluyen efectos dinámicos, tales como fuerzas inerciales ni fenómenos de amortiguamiento, y se aplican de manera gradual hasta alcanzar el valor máximo previamente definido.
- Asimismo, se asume un comportamiento elástico lineal del material, de modo que las deformaciones unitarias y las tensiones generadas son directamente proporcionales a las cargas aplicadas dentro del rango de trabajo establecido.

Se tratarán dos tipos de análisis en el presente proyecto, la solución por el Método de los Elementos Finitos y uno de los métodos de Aproximaciones Externas basados en modelos sin la obtención de mallados [34], [36].

### 3.1.1 Método de análisis por elementos finitos (FEA)

El método de análisis por elementos finitos (FEA) es el método más común utilizado por softwares como SolidWorks y ANSYS. Consiste en dividir una geometría compleja en un conjunto de elementos pequeños y simples (llamados elementos finitos) [35], interconectados entre sí mediante nodos. A partir de las ecuaciones de la mecánica y de las propiedades del material [34], el método permite aproximar campos de desplazamientos, deformaciones y tensiones en cada punto del modelo [37].

Al proceso de división del sistema en elementos más pequeños se lo conoce como discretización, una vez el modelo se encuentra totalmente dividido en elementos y puntos nodales se presenta como una malla, en este punto el modelo se encuentra ya discretizado. En la Figura 55 se muestra la discretización de un sistema en elementos y nodos.



**Figura 55.** Proceso de discretización.

El sistema discretizado no es únicamente visual, puesto a que en él y en cada uno de los nodos se crean vectores de reacción ante las cargas y restricciones de movimiento (condiciones de borde). Cada uno de los nodos se desplazará conforme a dichas condiciones de borde y la ecuación de equilibrio que los rige se muestra de forma matricial. Dentro de dicha representación matricial se muestra la matriz de rigidez que representa como el sistema resiste las deformaciones generadas por las fuerzas, primero locales (en cada nodo) y posteriormente globales (en todos los nodos) [37]. La Ecuación 31 muestra lo siguiente [34]:

$$\{q\} = [K]\{a\} + \{f_p\} + \{f_{co}\} \quad (31)$$

Donde:

$q$  = Vector de fuerza nodal.

$K$  = Matriz de rigidez.

$a$  = Vector de desplazamiento nodal.

$f_p$  = Vector de fuerzas nodales de reacción para cargas en el elemento.

$f_{c0}$  = Vector de fuerzas nodales de reacción ante deformaciones iniciales.

A continuación, los softwares que utilizan FEA resuelven las ecuaciones diferenciales características de un análisis estructural estático, en el cual se enmarcan las relaciones desplazamientos – deformaciones y desplazamientos – esfuerzos, caracterizadas por parámetros que dependen de las propiedades de los materiales y dimensiones del modelo. Dichas relaciones se muestran en la Figura 56 a continuación.

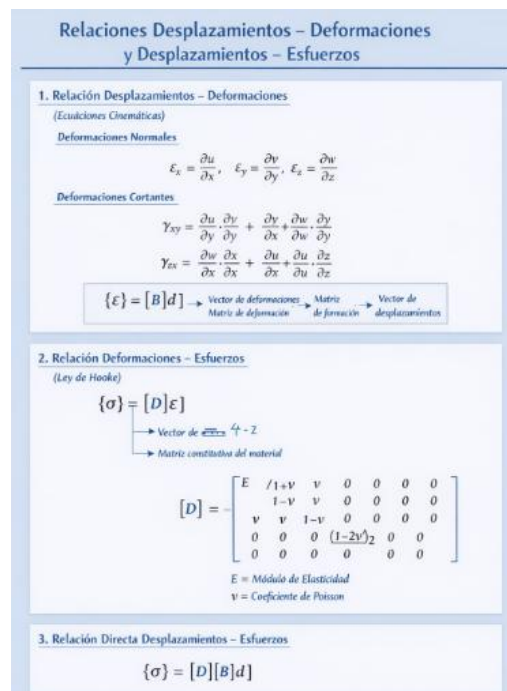


Figura 56. Ecuaciones de relación desplazamientos, deformaciones y esfuerzos.

### 3.1.2 Método de las aproximaciones externas

El método de las aproximaciones externas 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.

En lugar de aproximar el campo de desplazamientos dentro de cada elemento, las aproximaciones externas construyen el campo de desplazamientos como una combinación de funciones base globales que se proyectan sobre el dominio del sólido. Los softwares especializados en simulación de elementos finitos utilizan este método junto con otras herramientas de identificación de elementos característicos (como pernos, arandelas, soldaduras) para agilizar el proceso de simulación.

Para lograrlo, este método se basa en el Meshless o métodos sin mallado directo. 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. 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 [37].

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

Adicionalmente, el software 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 [38].

Este método no reemplaza al análisis por Elementos Finitos, sino que actúa como una herramienta complementaria que permite evaluar de manera eficiente sistemas estructurales complejos, facilitando la validación del comportamiento mecánico global del modelo sin los elevados tiempos de preparación asociados al mallado tradicional.

## **3.2 Generalidades de los procesos de simulación**

Independientemente del método de solución, toda simulación cuenta con tres etapas principales identificadas a continuación.

### **3.2.1 Preprocesamiento**

El preprocesamiento constituye la etapa inicial del análisis numérico y es una de las más importantes, ya que de su correcta definición depende en gran medida la precisión de los

resultados. En esta fase se diseña o se importa el modelo CAD que será objeto de estudio y se realiza la depuración geométrica del mismo, eliminando detalles irrelevantes y corrigiendo imperfecciones que no influyen en el comportamiento físico del sistema, pero que podrían afectar la estabilidad del cálculo.

Posteriormente, se asignan las propiedades físicas de los materiales o del fluido, tales como módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson, densidad, resistencia mecánica y módulo de cortante, según corresponda.

A continuación, se establecen las condiciones de contorno que restringen el movimiento del modelo, tales como apoyos, fijaciones o uniones, así como los estados de carga representados mediante fuerzas, momentos, presiones o torsiones que reproducen las condiciones reales de operación.

En los métodos tradicionales como el Método de Elementos Finitos, esta etapa incluye la generación de la malla y discretización. Los métodos sin malla o basados en aproximaciones externas, el software prepara el modelo directamente a partir de la geometría CAD sin necesidad de discretización tradicional [34] [38].

### ***3.2.2 Procesamiento***

En esta fase se ejecuta el análisis numérico propiamente dicho. El software utiliza recursos computacionales para resolver el sistema de ecuaciones que gobierna el comportamiento físico del modelo, considerando las propiedades del material, las condiciones de frontera y los modelos físicos definidos en el preprocesamiento [34]. Dependerá del método de solución para analizar las condiciones y obtener posteriormente los resultados.

### ***3.2.3 Postprocesamiento***

Una vez finalizado el cálculo, se procede a la etapa de postprocesamiento, en la cual se visualizan, interpretan y analizan los resultados obtenidos. Estos pueden representarse mediante mapas de contornos, paletas de colores, animaciones de deformación, gráficos y diagramas que permiten comprender el comportamiento del fluido o de la estructura bajo las cargas aplicadas [34].

### **3.3 Simulación del rotor para remover el compost**

Para la simulación estructural del rotor se empleó un análisis de la máquina completa con la fuerza del compost de 254.8 N aplicada a las paletas tipo “L” y paletas tipo rectas, estas fuerzas fueron aplicadas mediante carga puntual y perpendicular a las paletas.

El rotor de la volteadora de compost analizado en este trabajo presenta una geometría extensa, con un tubo principal de gran longitud y diámetro, así como múltiples elementos soldados y componentes estructurales secundarios. En este tipo de sistemas, la generación de un mallado adecuado mediante FEA puede volverse un proceso iterativo complejo, sensible a la calidad del mallado y dependiente de la capacidad computacional disponible, lo cual puede afectar la eficiencia del análisis.

El análisis mediante FEA se mantiene como una herramienta de validación, permitiendo contrastar los resultados obtenidos y analizar con mayor detalle la respuesta estructural del rotor bajo las condiciones de carga consideradas.

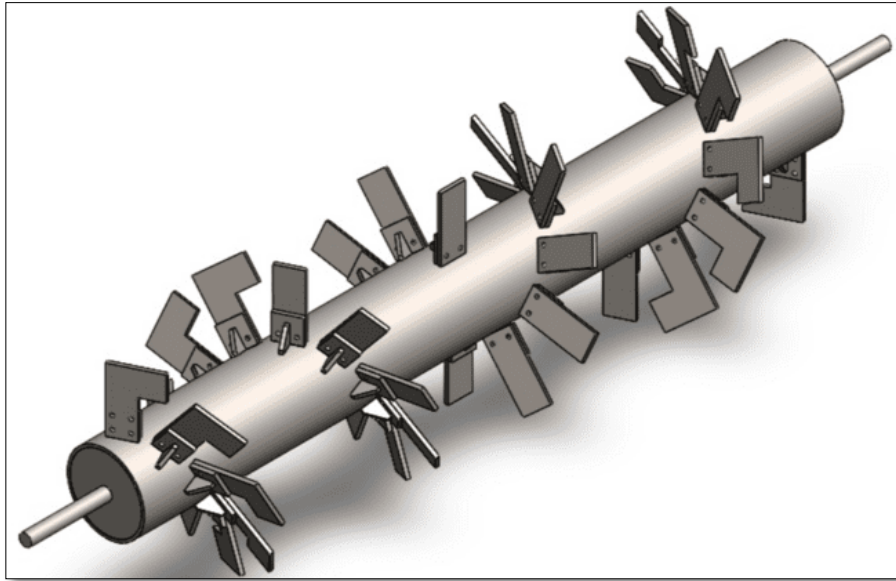
#### ***3.3.1 Simulación mediante análisis de elementos finitos***

#### ***3.3.2 Definición del modelo***

La geometría definida para el análisis mediante el Método de los Elementos Finitos incluye el tubo estructural principal, las paletas, los portapaletas, el eje y las tapas, permitiendo representar de manera adecuada el comportamiento mecánico del conjunto. Para el modelo general no se incorporaron de forma explícita los elementos de unión tales como pernos, arandelas, tuercas y cordones de soldadura, ya que se optó por emplear una interacción global entre las distintas partes del ensamblaje, herramienta disponible en el software de análisis estructural utilizado.

La interacción global permite transferir correctamente las cargas, esfuerzos y desplazamientos entre las superficies en contacto, simulando el comportamiento conjunto de los elementos como si se encontraran solidariamente unidos, sin necesidad de modelar individualmente cada elemento de fijación. Este enfoque reduce significativamente la complejidad del modelo, mejora la estabilidad numérica del cálculo y disminuye el tiempo de simulación, manteniendo una representación adecuada del comportamiento estructural global del sistema.

A partir de esta geometría, se generó la discretización del modelo mediante una malla de elementos finitos, la cual permite aproximar el campo de desplazamientos, esfuerzos y deformaciones en cada región del rotor. El proceso de análisis se desarrolló tanto para los componentes individuales paleta tipo “L” de dos perforaciones, paleta recta, eje, tubería estructural y tapas como para el conjunto completo de la máquina, lo que facilitó la comparación de resultados y la validación del modelo estructural.



**Figura 57.** Definición del modelo en Software para Análisis de Elementos Finitos.

### ***3.3.3 Aplicación de fuerzas y restricciones de movimiento***

Para la aplicación de las fuerzas en el análisis por el método de los elementos finitos, se optó por utilizar la herramienta línea de partición la cual permitiría dividir la pieza, obteniendo un punto específico en el cual se les aplicaría fuerzas o restricciones. Esta herramienta permite subdividir la geometría y generar entidades auxiliares sobre las superficies, lo que hizo posible definir con precisión los puntos de aplicación de las cargas, aplicándolas como cargas puntuales, de manera consistente con el enfoque empleado en los cálculos analíticos desarrollados en el Capítulo II.

Finalmente, se establecen las condiciones de restricción de movimiento en las zonas correspondientes a los apoyos del eje, definiendo grados de libertad controlados que limitan los desplazamientos lineales en las direcciones Y y Z, mientras se permite el movimiento

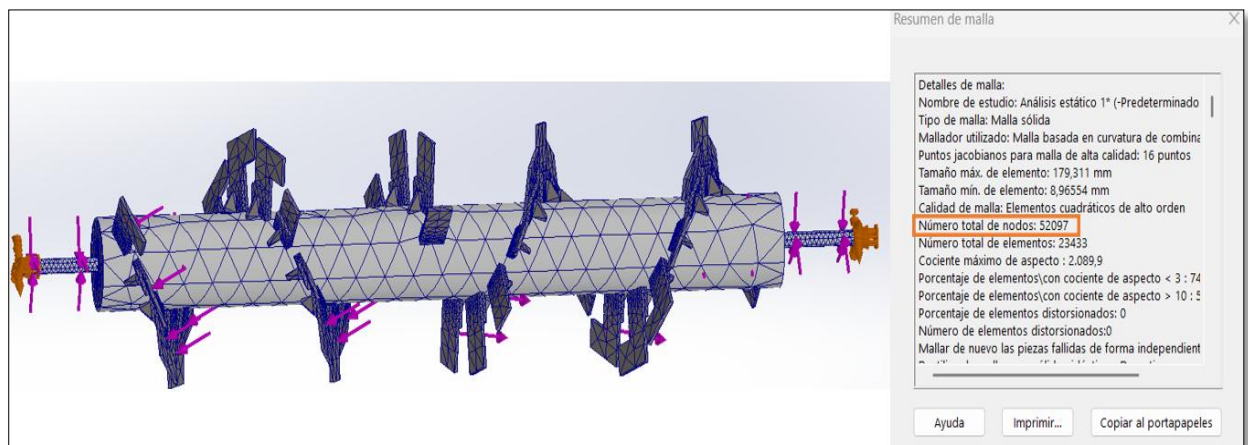
rotacional alrededor del eje longitudinal. Esta configuración reproduce de manera adecuada el comportamiento mecánico de las chumaceras, tal como es modelado en entornos de análisis estructural por elementos finitos, donde los apoyos se representan mediante restricciones cinemáticas equivalentes.

Para este análisis se emplearán tres niveles de discretización: mallado grueso, mallado medio y mallado fino suavizado. El número de nodos correspondiente a cada tipo de mallado será mostrado en cada simulación respectiva. Finalmente, se realizará un diagrama comparativo del factor de seguridad en función del tipo de mallado, estableciendo como criterio límite un factor de seguridad base de 2.5.

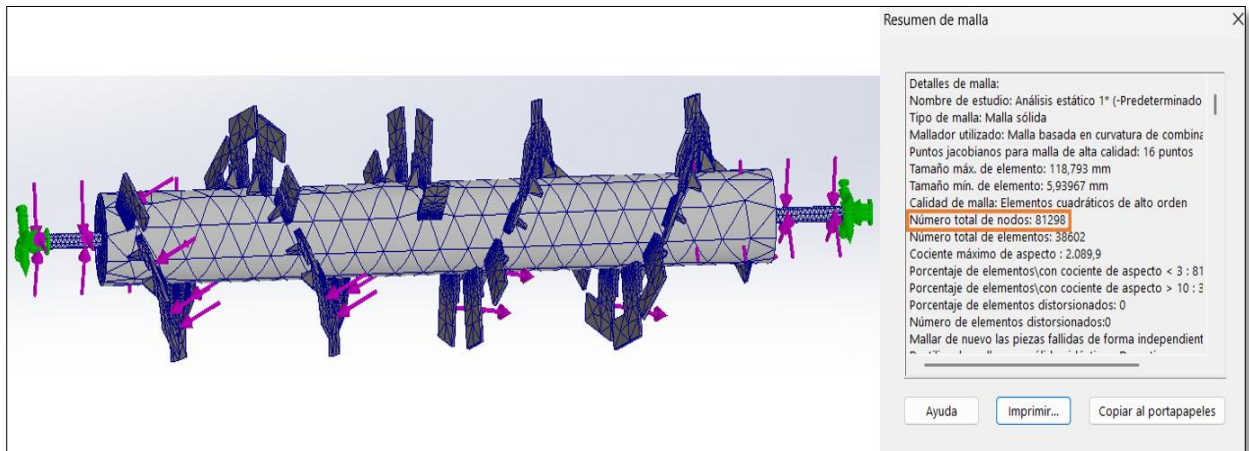
### 3.3.4 Resultados obtenidos de la simulación

Se considera la aplicación de una carga puntual en el centroide de cada paleta, tanto del tipo “L” como recta, a fin de reproducir de forma representativa las condiciones reales de funcionamiento del equipo en el contexto calculado.

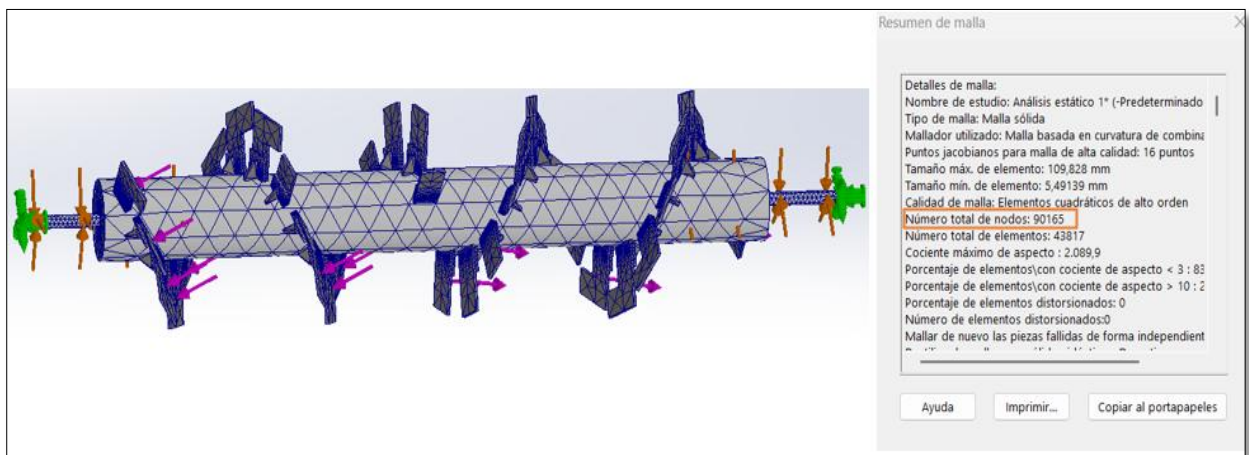
A continuación, se muestra de la Figura 58 a 60 los 3 tipos de mallado a ejecutarse en el modelo CAD, visualizando también las cargas en las paletas que tienen contacto con el compost, así como la torsión en el eje y los soportes en el mismo.



**Figura 58.** Modelo de análisis con mallado grueso y cantidad de nodos.

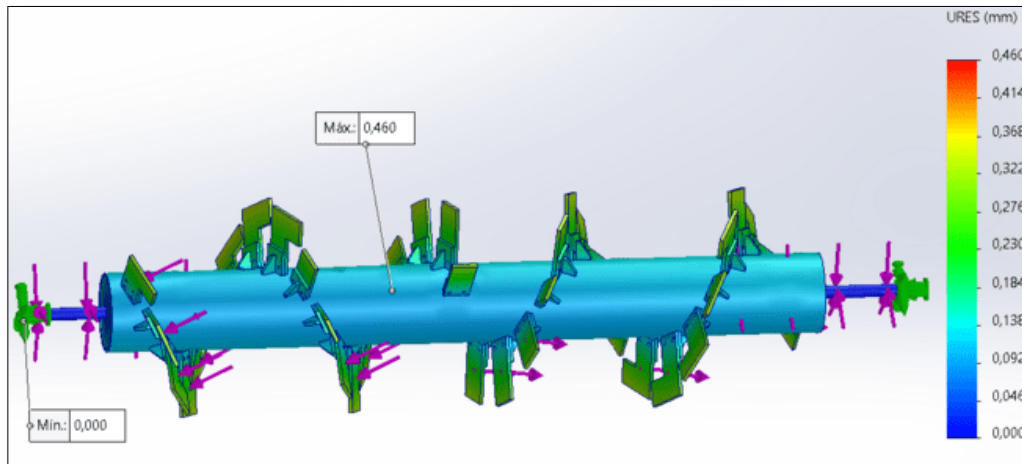


**Figura 59.** Modelo de análisis con mallado medio y cantidad de nodos.

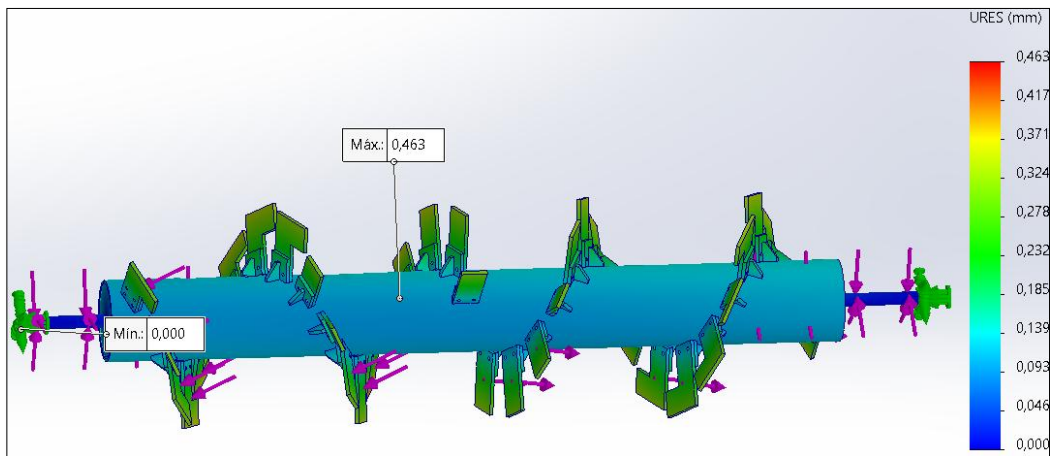


**Figura 60.** Modelo de análisis con mallado fino suavizado y cantidad de nodos.

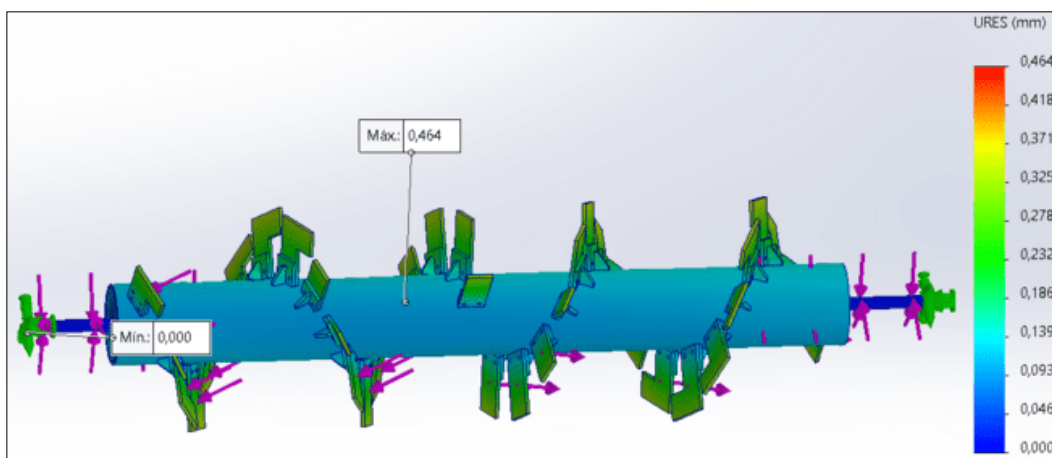
A continuación, se presentan las Figuras 61 a 63, en estas se visualiza la respuesta en términos de desplazamiento del sistema, considerando las condiciones de carga aplicadas sobre las paletas en contacto con el compost, así como los efectos de la torsión en el eje y las restricciones impuestas en los soportes, permitiendo evaluar la influencia del refinamiento del mallado en los resultados obtenidos.



**Figura 61.** Desplazamientos globales del rotor con mallado grueso.



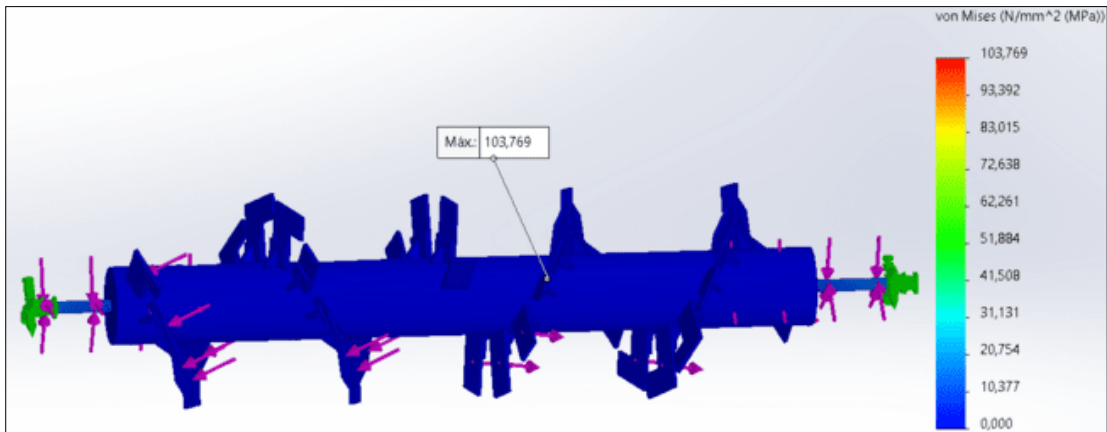
**Figura 62.** Desplazamientos globales del rotor con mallado medio.



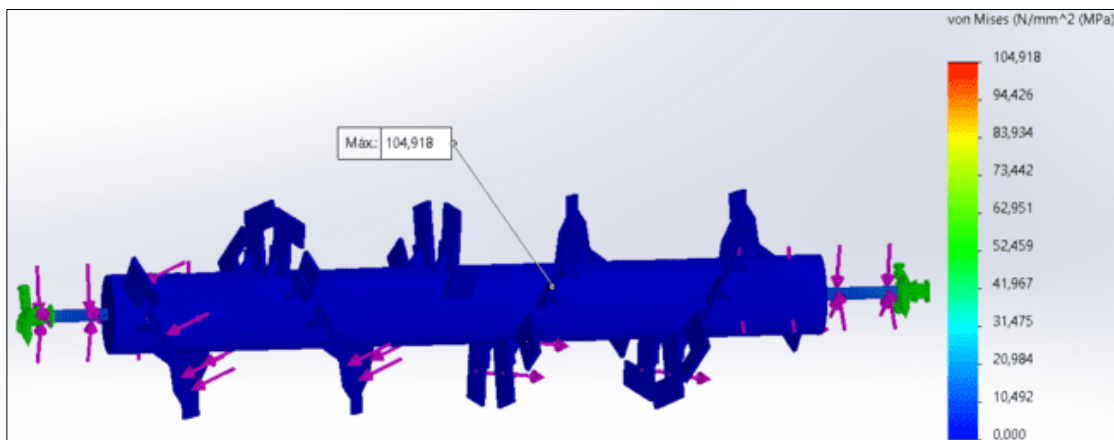
**Figura 63.** Desplazamientos globales del rotor con mallado fino suavizado.

Con base en los resultados obtenidos en las Figuras 61 a 63, se observa que el valor de la deformación máxima del rotor presenta variaciones mínimas al incrementar el nivel de refinamiento del mallado. El mallado grueso arroja una deformación de 0,460 mm, mientras que el mallado medio y el mallado fino suavizado registran valores de 0,463 mm y 0,464 mm, respectivamente. Esta ligera diferencia evidencia que el modelo ha alcanzado un estado de convergencia, ya que el refinamiento adicional del mallado no produce cambios significativos en el desplazamiento calculado.

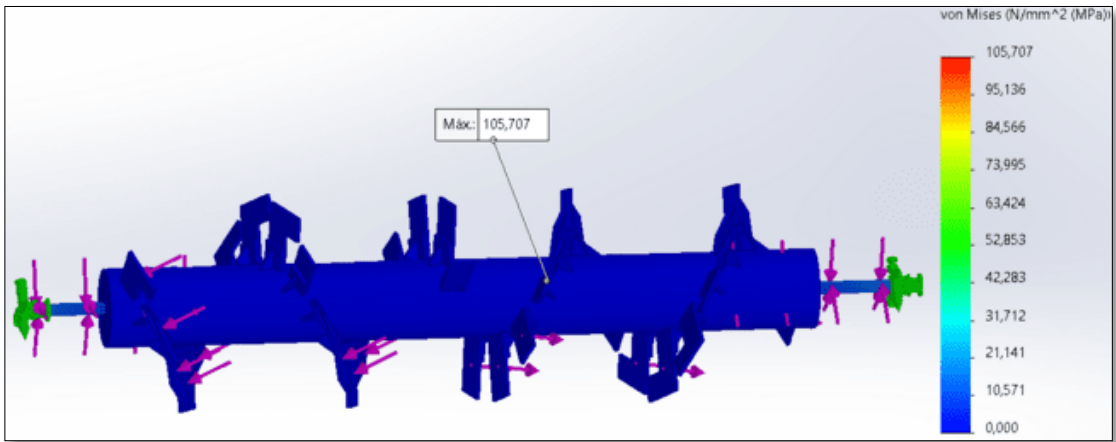
A continuación, se muestran las Figuras 64 a 66, donde se presenta el campo de esfuerzos desarrollado en el conjunto analizado bajo las cargas aplicadas en las paletas en contacto con el compost. Estas figuras permiten analizar cómo el nivel de refinamiento del mallado influye en la distribución y magnitud de los esfuerzos obtenidos.



**Figura 64.** Esfuerzos equivalentes del rotor con mallado grueso.



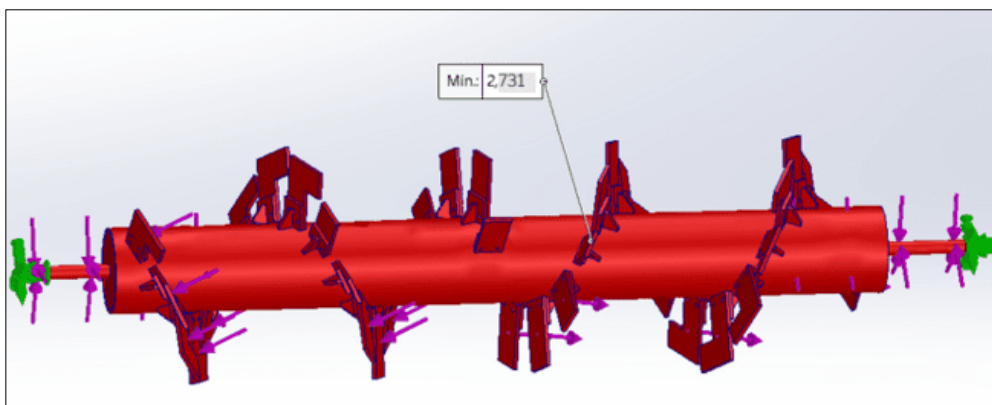
**Figura 65.** Esfuerzos equivalentes del rotor con mallado medio.



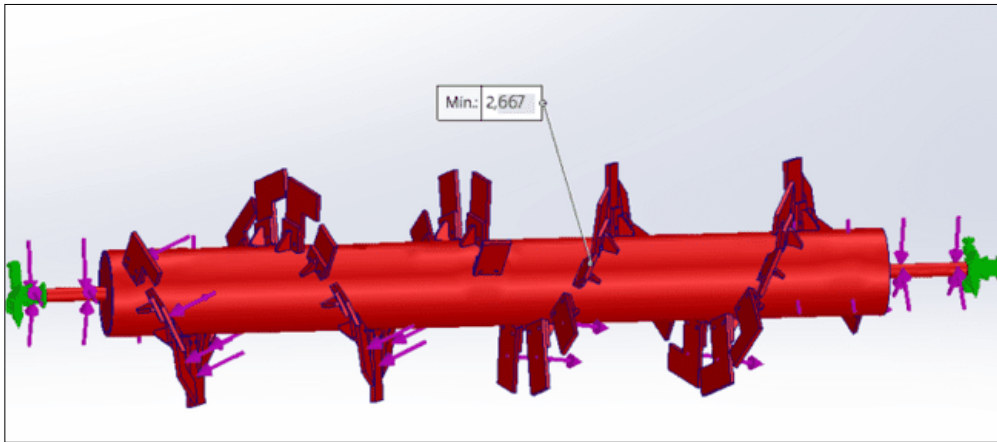
**Figura 66.** Esfuerzos equivalentes del rotor con mallado fino suavizado.

Con base en los resultados obtenidos en las Figuras 64 a 66, se observa que los esfuerzos equivalentes máximos presentan un incremento leve a medida que se refina el mallado. Para el mallado grueso se obtiene un valor máximo de 103.769 MPa, mientras que el mallado medio y el mallado fino suavizado alcanzan valores de 104.918 MPa y 105.707 MPa, respectivamente. Esta variación progresiva y de baja magnitud indica que el modelo numérico tiende a la convergencia, evidenciando que el refinamiento de la malla mejora la captura de los gradientes de esfuerzo sin generar cambios significativos en los valores máximos.

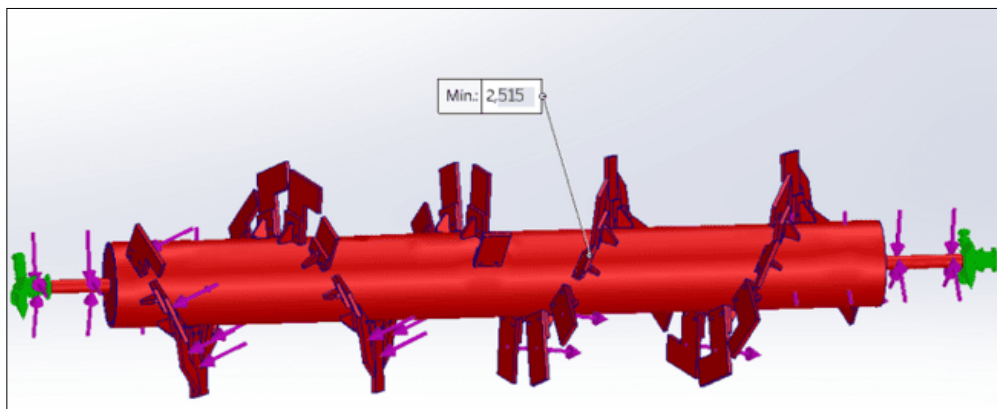
A continuación, se presentan las Figuras 67 a 69 correspondientes al factor de seguridad del rotor, obtenidas a partir de los esfuerzos equivalentes calculados, considerando las condiciones de carga aplicadas y las restricciones del sistema. Estas permiten evaluar la influencia del refinamiento del mallado en la distribución y magnitud del factor de seguridad del conjunto analizado.



**Figura 67.** Factor de seguridad del rotor con mallado grueso.



**Figura 68.** Factor de seguridad del rotor con mallado medio.

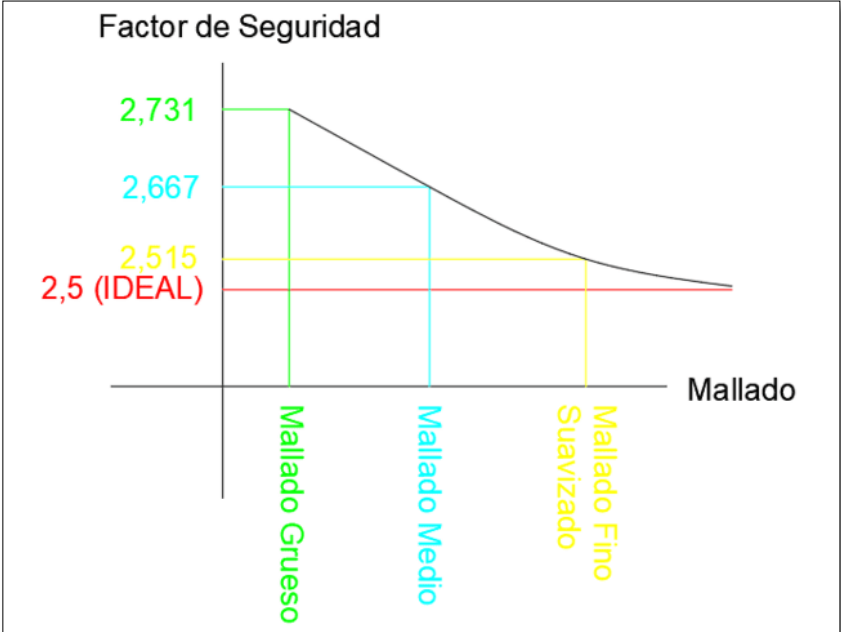


**Figura 69.** Factor de seguridad del rotor con mallado fino suavizado.

La Figura 70 muestra la variación del factor de seguridad del rotor en función del nivel de refinamiento del mallado empleado en el análisis por elementos finitos. Se observa que, para un mallado grueso, el factor de seguridad alcanza un valor mayor, asociado a una subestimación de los esfuerzos equivalentes debido a la limitada capacidad del modelo para capturar adecuadamente los gradientes locales de tensión. A medida que el mallado se refina hacia un nivel medio y fino suavizado, el factor de seguridad disminuye de forma progresiva, aproximándose al valor de diseño considerado como ideal.

Este comportamiento es consistente con la teoría del método de los elementos finitos, ya que un mallado más fino permite una representación más precisa del campo de deformaciones y, en consecuencia, un incremento en los esfuerzos equivalentes de Von Mises calculados. Dado que el factor de seguridad se define de manera inversamente proporcional al esfuerzo máximo, resulta razonable que la curva presente una tendencia descendente conforme mejora la calidad

del mallado. La aproximación gradual al valor ideal indica que el modelo tiende a la convergencia, lo que refuerza la confiabilidad de los resultados obtenidos y confirma que el nivel de refinamiento adoptado es adecuado para la evaluación estructural del rotor.



**Figura 70.** Convergencia del factor de seguridad con el refinamiento del mallado.

A continuación, en la Tabla 10 se muestran los errores porcentuales calculados entre los factores de seguridad obtenidos por el software de análisis de elementos finitos respecto a los calculados con el más acercado valor del análisis realizado.

**Tabla 10.** Errores de simulación y comparación de factor de seguridad.

Elemento	Factor de seguridad ideal	Factor de seguridad Análisis	Error Análisis (%)
Rotor Completo	2,5	2,515	0.6

## CAPÍTULO IV

### ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO DE LA MÁQUINA MEZCLADORA DE COMPOST

#### **4.1 Introducción al análisis económico del rotor**

Dado que uno de los objetivos de esta investigación es el diseño y simulación de un rotor para una máquina volteadora de compost, el presente capítulo se enfoca exclusivamente en los aspectos técnicos y económicos. Se excluyen deliberadamente componentes como el sistema de accionamiento eléctrico (motores, motorreductores), sensores, automatización o el análisis financiero integral del equipo completo, ya que se escapan al alcance del problema planteado y a los recursos disponibles para esta etapa del proyecto [40].

#### **4.2 Clasificación de costos del proyecto**

##### ***4.2.1 Costos directos***

Los costos directos comprenden el conjunto de gastos que se vinculan directamente con la producción y fabricación de la máquina mezcladora de compost. Es decir, todos los insumos que se pueden asignar de forma exclusiva a la fabricación, tales como los materiales, así como la mano de obra especializada en corte, mecanizado, soldadura y ensamblaje. Estos gastos son medibles y determinantes en la evaluación económica, pues constituyen la base de la inversión tangible del proyecto [45].

##### ***4.2.2 Costos indirectos***

Los costos indirectos son aquellos gastos asociados al proceso general de fabricación que no pueden asignarse directamente a una sola unidad de producto ni a una fase específica, pero que son necesarios para la operación global. Incluyen la depreciación de instalaciones y maquinaria, servicios públicos (electricidad, agua), herramientas de uso común, supervisión técnica, seguros y gastos administrativos.

##### ***4.2.3 Análisis de costos de producción***

Las Tablas 11 y 12 muestran los costos de fabricación. Costos indirectos y mano de obra ya se

consideran en la cotización por el tiempo de uso de máquinas y ensamblaje del equipo en el taller.

**Tabla 11.** Costos de materiales principales.

<b>Elemento/Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario (USD)</b>	<b>Costo Total (USD)</b>	<b>Distribuidor</b>
Tubo SCH 40 de 8"	1	\$455	\$455.00	GMS Ecuador
Eje 2" AISI 1018 (1m)	1	\$27.16	\$27.16	DIPAC
Pernos Grado 8.8 3/8" X 1 1/2"	80	\$0.20	\$16.00	La casa del Perno
Tuercas Grado 8.8 M10 x 1,5 mm	80	\$0.20	\$16.00	La casa del perno
Arandelas planas y de seguridad M10 x 3 mm	252	\$0.20	\$50.40	La casa del perno
Pernos Grado 8.8 3/4" X 1 1/2"	2	\$1.33	\$2.66	La casa del perno
Tuercas Grado 8.8 M20 x 1,5 mm	2	\$0.40	\$0.80	La casa del perno
Arandelas planas y de seguridad M20 x 3 mm	4	\$0.40	\$0.80	La casa del perno
Plancha A36 de 3/8"	1	\$ 217.32	\$ 217.32	Servicor Aceros
<b>VALOR TOTAL</b>			<b>\$786.14</b>	

**Tabla 12.** Costos de mano de obra.

<b>Concepto</b>	<b>Operación</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario (USD)</b>	<b>Costo total (USD)</b>
Corte perfil soporte vertical	Corte CNC	38	\$2.20	\$83.60
Corte soporte cuadrado 2 perforaciones	Corte CNC	36	\$3.00	\$108.00
Corte soporte cuadrado 4 perforaciones	Corte CNC	2	\$7.84	\$15.68
Paleta de Volteo Tipo Recta 2 Perforaciones	Corte CNC	20	\$5.31	\$106.20
Paleta de Volteo Tipo L 2 perforaciones	Corte CNC	16	\$6.30	\$100.80
Paleta de Volteo Tipo L 4 Perforaciones	Corte CNC	2	\$4.00	\$8.00
Tapas Laterales del Rotor	Corte CNC	4	\$7.45	\$29.80
Maquinado de ejes	Torno	2	\$15.00	\$30.00
Soldadura (incluido material E6011 y E7018)	Proceso soldadura SMAW	80	\$1.50	\$120.00
Ensamblaje	Montaje	1	\$2391.50	\$2391.50
<b>VALOR TOTAL</b>				<b>\$2993.58</b>

El costo total sin contar imprevistos al momento de la fabricación únicamente del rotor tomando en cuenta la sumatoria de los valores totales que se dieron en la Tabla 11 y 12, es de \$3779.72, el costo del equipo diseñado es menor pues se trata de un equipo individual sin optimización de materiales estructurales y con dimensiones específicas, en contraste con el

comercial cuya producción es mayor y tiene elementos estándares.

**Tabla 13.** Costos totales para la fabricación del Rotor.

<b>Descripción</b>	<b>Costo Estimado (USD)</b>
Tabla de costos de materiales principales para la fabricación del rotor.	\$786.14
Tabla de costos mano de obra para la fabricación del rotor.	\$2993.58
<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$3779.72</b>
INPREVISTOS 7%	\$264.58
<b>VALOR TOTAL</b>	<b>\$4044.30</b>

A partir del análisis de la Tabla 13 de costos totales, se evidencia que el costo de fabricación del rotor giratorio de la máquina volteadora de compost está conformado por dos formatos principales: los materiales (Tabla 11) y la mano de obra (Tabla 12).

La Tabla 11 refleja la selección de materiales estructurales y elementos mecánicos necesarios para garantizar la resistencia mecánica, durabilidad y correcto desempeño del rotor bajo condiciones de operación continua y cargas variables propias del proceso de volteo del compost.

Por su parte, la Tabla 12 corresponde a los costos asociados a los procesos de manufactura, ensamblaje y ajustes mecánicos, los cuales resultan indispensables para asegurar la correcta alineación, balance dinámico y funcionamiento seguro del sistema rotativo.

La integración de ambos costos permite obtener un presupuesto global realista, al cual se incorpora un porcentaje de imprevistos que contempla variaciones en precios, desperdicio de material y ajustes no previstos durante la fabricación. En conjunto, la estructura de costos presentada justifica económicamente la viabilidad del diseño propuesto, asegurando un equilibrio entre eficiencia operativa, confiabilidad mecánica y factibilidad de implementación.

## CONCLUSIONES

Las volteadoras de compost tipo puente constituyen una solución técnicamente eficiente para procesos de compostaje en plantas fijas o de escala comunitaria, ya que su diseño estructural tipo pórtico y su rotor horizontal permiten un volteo, mezcla y aireación homogéneos del material.

El diseño mecánico del sistema fue desarrollado con base en los principios de la Resistencia de Materiales y posteriormente validado mediante simulaciones por el método de Elementos Finitos. Los resultados obtenidos evidencian un factor de seguridad para todo el sistema de rotor completo mínimo de 2.5 adecuado para las condiciones de operación establecidas.

Los rotores de eje central con paletas, dispuestos de forma radial o helicoidal constituyen una solución ampliamente utilizada en máquinas volteadoras de compost y equipos de trituración agrícola, debido a su elevada capacidad de remoción volumétrica y eficiencia en los procesos de mezcla y aireación. Su configuración permite procesar grandes volúmenes de material de manera continua, manteniendo un comportamiento estructural estable frente a materiales de alta densidad, al distribuir adecuadamente las cargas a lo largo del eje.

La evaluación económica del equipo no pudo desarrollarse de manera completa debido a la ausencia de información confiable sobre el capital de inversión inicial. Esta limitación impidió la aplicación de indicadores financieros clave, como la Tasa Interna de Retorno (TIR), el Valor Actual Neto (VAN) y el análisis costo-beneficio, por lo que no fue posible determinar con precisión la viabilidad económica del proyecto.

A partir de la revisión teórica y del análisis de los parámetros operativos del proceso de compostaje, fue posible establecer requerimientos técnicos representativos para el diseño del rotor. Se determinó una densidad crítica del compost es de  $1170 \text{ kg/m}^3$  y una capacidad de operación de  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $3.33 \text{ m}^3/\text{min}$ ), valores que permitieron definir condiciones de carga realistas para el análisis estructural y la simulación del sistema.

Se efectuó el análisis de costos de los materiales requeridos para la construcción del equipo, determinándose una inversión total estimada de \$4044,30, la cual contempla los insumos detallados en las tablas correspondientes de materiales y mano de obra, adicional con los imprevistos. Este costeo permite establecer una referencia económica preliminar para la

fabricación del equipo y constituye un insumo fundamental para futuras evaluaciones de viabilidad financiera y planificación del proyecto.

En el desarrollo del proyecto se elaboraron planos técnicos detallados de cada uno de los componentes y del conjunto general del rotor, los cuales constituyen una documentación gráfica completa del diseño propuesto. Estos planos serán entregados como fichas técnicas y documentos guía para la fabricación, ensamblaje, operación y mantenimiento de la máquina, aportando estandarización, trazabilidad técnica y soporte documental para futuras intervenciones, mejoras o réplicas del equipo.

## RECOMENDACIONES

Se sugiere considerar la implementación de volteadoras de compost tipo puente en instalaciones de compostaje fijo o de escala comunitaria, debido a su capacidad para operar de manera continua, garantizar una mezcla y aireación homogéneas de la materia prima y permitir la integración de sistemas de desplazamiento autónomo y control automatizado, optimizando así la eficiencia del proceso y reduciendo la intervención del operario.

Se recomienda que, durante la operación y selección del sistema de accionamiento, se consideren siempre los valores máximos de diseño establecidos, en este caso en particular la densidad crítica del compost es de 1170 kg/m<sup>3</sup>, así como el régimen máximo y la potencia nominal del motor. Este criterio conservador permite evitar estabilizar la maquina y reduce el riesgo de fallas mecánicas durante la operación en campo.

Respecto a las uniones soldadas, se recomienda mantener el uso de cordones de filete de 6 mm con electrodo E6011, conforme a lo establecido en los cálculos realizados. Adicionalmente, es aconsejable realizar inspecciones posteriores a la soldadura mediante ensayos no destructivos básicos, como inspección visual o ensayo por tintas penetrantes, especialmente en las zonas donde se identificaron concentraciones de esfuerzo.

Se recomienda la inspección periódica de los pernos de sujeción, ya que las uniones apernadas de las paletas y soportes están sometidas a cargas dinámicas y vibraciones, lo que puede provocar su aflojamiento. Para mitigar este efecto, se sugiere la aplicación de un sellador o fijador de roscas, con el fin de garantizar la estabilidad y confiabilidad de la unión.

Se recomienda obtener y validar los datos correspondientes al capital de inversión y costos asociados al equipo, con el fin de realizar un análisis financiero integral que incluya la TIR, el VAN y el estudio costo-beneficio, permitiendo así una evaluación completa de la rentabilidad y sostenibilidad de la inversión.

Se recomienda el diseño e implementación de un plan de mantenimiento preventivo y correctivo, basado en criterios técnicos y operativos del equipo, que permita asegurar su correcto funcionamiento, minimizar fallas, optimizar la disponibilidad operativa y prolongar la vida útil de los componentes mecánicos.

Desde el punto de vista operativo, se recomienda considerar un diseño modular de las paletas

y portapaletas, utilizando uniones de pernos estandarizadas que faciliten su reemplazo en campo. Asimismo, es conveniente incorporar elementos de protección para chumaceras o rodamientos, como cubiertas o sellos, con el fin de reducir la entrada de polvo y humedad y prolongar la vida útil del conjunto.

## REFERENCIAS

- [1] Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC), “Boletín Técnico — Estadística de Información Ambiental Económica en Gobiernos Autónomos Descentralizados Municipales, Gestión de Residuos Sólidos 2022”, INEC / Asociación de Municipalidades Ecuatorianas (AME) / Banco de Desarrollo del Ecuador (BDE), Quito, Ecuador, Dic. 2023. [En línea]. Disponible: [https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas\\_Ambientales/Municipios\\_2022/Residuos\\_Solidos/Boletin\\_Tecnico\\_Residuos\\_2022%20VF.pdf](https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Municipios_2022/Residuos_Solidos/Boletin_Tecnico_Residuos_2022%20VF.pdf)
- [2] Román, P., Martínez, M. M., & Pantoja, A. (2013). MANUAL DE COMPOSTAJE DEL AGRICULTOR Experiencias en América Latina. Recuperado 30 de junio de 2022, de fao.org website: <https://www.fao.org/4/i3388s/i3388s.pdf>
- [3] Hashim, S., Bashir, R., Khan, A. A., Mirani, A. A., Shoaib, M., Razzaq, A., Ehsan, F., & Munir, F. (2024). Performance evaluation of compost of windrow turner machine using agriculture waste materials. Sustainability, 16(17), 7779. <https://doi.org/10.3390/su16177779>
- [4] Evaluación de técnicas para el aumento de la calidad del compost a partir de residuos orgánicos, Universidad de Valparaíso, Repositorio UV, 2021. [En línea]. Disponible: <https://repositoriobibliotecas.uv.cl/serveruv/api/core/bitstreams/24e64af1-c78f-491a-a591-58063f3b0ee2/content>
- [5] Röben, E. (2002). Manual de compostaje para municipios. DED Ecuador / Ilustre Municipio de Loja. <https://sinia.minam.gob.pe/sites/default/files/sial-sialtrujillo/archivos/public/docs/424.pdf>
- [6] Hashim, S., Khan, A. A., Munir, F., & Bashir, R. (2024). Comparative evaluation of mechanized and conventional composting process. Journal of Computing & Biomedical Informatics ICASET, ISSN 2710-1606. <https://jcbi.org/index.php/Main/article/download/425/329/1263>.
- [7] Montero Avendaño, J. E. (2006). Diseño de máquina volteadora de compost (Tesis de título). Universidad Austral de Chile. Cybertesis UACH. <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfcim778d/doc/bmfcim778d.pdf>
- [8] Quezada Cid, V. I. (2021). Diseño de volteadora de materia orgánica para vermicomposteras comunitarias (Memoria de título). Universidad de Chile. Repositorio Institucional de la Universidad de Chile. <https://repositorio.uchile.cl/handle/2250/180734>
- [9] Petta GP. (2022, 27 de septiembre). La importancia del rotor en la trituradora de mayales. Pettamachineagricole.it. Recuperado el 1 de enero de 2026, de <https://pettamachineagricole.it/es/la-importancia-del-rotor-en-la-trituradora-de-mayales/>

- [10] Barragán Andrade, J. A., & Merino Nogales, C. P. (2021). Diseño y simulación de una volteadora de compost impulsado por un sistema oleohidráulico como parte del diseño e implementación del proyecto de producción, transformación, comercialización y promoción de consumo de la quinua y sus derivados (Tesis de grado). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.  
<https://dspace.esPOCH.edu.ec:8080/server/api/core/bitstreams/eb6c671d-6710-4b4f-893d-858b9696e07b/content>
- [11] Samalvides Pacheco, A. M. (2025). Diseño mecánico de una volteadora de compost aplicado a la zona agrícola del vivero municipal de Cerro Colorado en Arequipa (Trabajo académico). Universidad Tecnológica del Perú.  
<https://repositorio.utp.edu.pe/backend/api/core/bitstreams/05ea1467-5277-44b9-bb14-c817ae7cf38e/content>
- [12] Martínez Martínez, Y. (2024). Fabricación de una volteadora de composta a partir de una segadora acondicionadora (Documento académico). Universidad Nacional Autónoma de México. <https://ru.dgb.unam.mx/server/api/core/bitstreams/e32f2803-440c-4f2d-8455-16519ca9684d/content>
- [13] Jiang-ming, Z. (2017). Effect of turning frequency on co-composting pig manure and fungus residue. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 67(3), 313–321.  
<https://doi.org/10.1080/10962247.2016.1232666>
- [14] Pérez-Pupo, R., & Fundora, R. (2019). Sistemas hidráulicos en la maquinaria agrícola: Fundamentos teóricos y aplicaciones prácticas. ESPOCH Publicaciones.  
<http://cimogsys.esPOCH.edu.ec/direccion-publicaciones/public/docs/books/2019-09-19-151331-83%20Sistemas%20hidraulicos.pdf>
- [15] FAO. (2022). ¿Qué tractor elegir? Parámetros de comparación de tractores agrícolas engomados. Oficina Regional de la FAO para América Latina.  
<http://openknowledge.fao.org/items/3f70005f-6ba3-46e0-95ba-7b500d5217b7>
- [16] E. López Bravo, A. Andrade Rivera, M. Herrera Suárez, O. Gonzalez Cueto y A. García , «Propiedades de un compost obtenido a partir de residuos de la producción de azúcar de caña,» *SCIELO*, vol. 44, n° 3, pp. 49-55, 2017.
- [17] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, *Shingley's mechanical engineering design*, New York: McGraw-Hill, 2011.
- [18] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, *Diseño de elementos de máquinas*, México, D.F.: EDITORIAL LIMUSA, 2013.
- [19] ASTM International, *Especificación estándar para acero estructural al carbono*, ASTM A 36/A 36M - 04, 2004.
- [20] AISC, *Manual of Steel Construction* [23], AISC, 1989.

- [21] DISMETAL, Platinas de acero laminadas negras, DISMETAL, 2022.
- [22] EUROPER, Ficha técnica pernos hexagonales grado 8, EUROPER.
- [23] DIPAC, «Catálogo general de productos,» 20 7 2020. [En línea]. Available: <https://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf>. [Último acceso: 14 5 2025].
- [24] BOHMAN, «Catálogo aceros y materiales,» 29 8 2020. [En línea]. Available: <https://online.fliphtml5.com/dljug/alyk/>. [Último acceso: 28 4 2025].
- [25] SKF, UCP 207, SKF.
- [26] WEG, W22 NEMA Premium Efficiency 5 HP 4P 182/4T 3F 230/460//380 V 60//50 Hz IC411 - TEFC, WEG.
- [27] BONFIGLIOLI, A 30 2 UH35 10.5 P100 VA, BONFIGLIOLI.
- [28] R. L. Norton, Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos, México, D.F.: McGraw-Hill, 2009.
- [29] J. C. McCormac y S. F. Csernak, Diseño de estructuras de acero, México, D. F.: Alfaomega, 2012.
- [30] CSR Laboratorio. (s.f.). Factores que afectan al proceso de compostaje. Recuperado de <https://csrlaboratorio.es/laboratorio/agricultura/fertilizantes-y-abonos/abonos-organicos-y-especiales/factores-que-afectan-al-proceso-de-compostaje/>
- [31] Inversanet. (2012, 3 de abril). Práctica 1º volteo pila CBD. <https://inversanet.wordpress.com/2012/04/03/practica-1o-volteo-pila-cbd/>
- [32] Inversanet. (2012, 3 de abril). Práctica 1º volteo pila CBD. <https://inversanet.wordpress.com/2012/04/03/practica-1o-volteo-pila-cbd/>
- [33] Compost Systems. (s. f.). Volteadoras de compost arrastradas por tractor. <https://www.compost-systems.com/es/productos/tecnologia-de-maquinas/volteadoras-de-compost-arrastradas-por-tractor>
- [34] S. Gómez Gonzáles, SolidWorks Simulation, México, D.F.: RA-MA Editorial, 2010.
- [35] O. C. Zienkiewicz y R. L. Taylor, El método de los elementos finitos, Barcelona: McGraw-Hill, 1994.
- [36] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, Shingley's mechanical engineering design, New York: McGraw-Hill, 2011.
- [37] S. D. Campaña López, Diseño y simulación de un elevador manual hidráulico con capacidad de 400 kg, Quito: Universidad Politécnica Salesiana (UPS), 2025.

- [38] Altair Engineering, «Welcome to Altair,» 2024. [En línea]. Available: [https://help.altair.com/ss/en\\_us/index.htm](https://help.altair.com/ss/en_us/index.htm). [Último acceso: 31 5 2025].
- [39] Organic Fertilizer Line. (s.f.). The complete guide to choosing a compost turner machine for organic fertilizer production. Recuperado de <https://organicfertilizerline.com/the-complete-guide-to-choosing-a-compost-turner-machine-for-organic-fertilizer-production/>
- [40] Pressbooks. (2025). Capital Budgeting – NPV, IRR & Payback. Recuperado de <https://pressbooks.cconline.org/acffinance/chapter/why-it-matters-12/>
- [41] Investopedia. (2003). What Is Sensitivity Analysis?. Recuperado de <https://www.investopedia.com/terms/s/sensitivityanalysis.asp>
- [42] ZonaEconómica. (2026). Métodos de Análisis de Inversiones – TIR VAN. Recuperado de <https://www.zonaeconomica.com/inversion/metodos>
- [43] UniNotas. (2025). *Análisis Económico y Financiero de Proyectos de Inversión*. Recuperado de <https://www.uninotas.net/analisis-economico-y-financiero-de-proyectos-de-inversion/>
- [44] Gestipolis. (2026). Análisis económico financiero de un proyecto de inversión en Cuba. Recuperado de <https://www.gestipolis.com/analisis-economico-financiero-de-un-proyecto-de-inversion-en-cuba/>
- [45] Santic. (2025). Análisis Económico. Recuperado de <https://santic.cl/mt-content/uploads/2025/01/analisis-economico.pdf>
- [46] Actualicese. (2026). Planeación Financiera del Diagnóstico a la Estrategia. Recuperado de <https://actualicese.com/rutas/books/planeacion-financiera-del-diagnostico-a-la-estrategia-en-5-pasos/page/capitulo-2-pasos-para-una-planeacion-financiera-eficiente>
- [47] Laboratorio, C. S. R. (2022, June 21). Factores que afectan al proceso de compostaje. CSR Laboratorio. <https://csrlaboratorio.es/laboratorio/agricultura/fertilizantes-y-abonos/abonos-organicos-y-especiales/factores-que-afectan-al-proceso-de-compostaje/>
- [48] Infoisla [@infoisla]. (2013, July 29). Máquina volteadora de compost [Video]. Youtube. Retrieved February 9, 2026, from <https://www.youtube.com/watch?app=desktop&v=gIW-8qDw6cs&lc=Ugh8HngW6EoVMXgCoAEC>
- [49] Volteadoras de compost arrastradas por tractor. (n.d.). Compost-systems.com. Retrieved February 9, 2026, from [https://www.compost-systems.com/es/productos/tecnologia-de-maquinas/volteadoras-de-compost-arrastradas-por-tractor?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.compost-systems.com/es/productos/tecnologia-de-maquinas/volteadoras-de-compost-arrastradas-por-tractor?utm_source=chatgpt.com)
- [50] Ag, G. I. (n.d.). Volteadora de compost SGF 2100 B & E. Escapenet.ch GmbH. Retrieved February 9, 2026, from <https://www.gujerinnotec.com/es/maschinen/sgf-201->

[el.html](#)

- [51] Groove Type Compost Turner. (2022, April 14). Affordable Compost Turner For Sale; Compost Turner. <https://compost-turner.net/compost-turner/groove-type-compost-windrow-turner.html>
- [52] Máquina volteadora de compost a gran escala. (2024, April 18). Plantas de fertilizantes orgánicos. <https://www.organicfertilizerplants.com/es/large-scale-compost-turner-machine/>

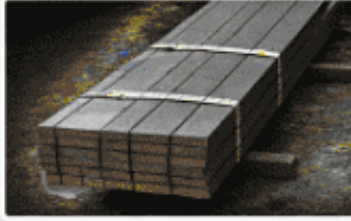
## ANEXOS

**Anexos 1.** ASTM propiedades de diferentes aceros [19].

Clasificación de los aceros, según ASTM	Límite elástico		Tensión de rotura	
	Ksi	MPa	Ksi	Mpa
ASTM A36	36	250	58-80	400-550
ASTM A53 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A106 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A131 Gr A, B, CS, D, DS, E	34	235	58-71	400-490
ASTM A139 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A381 Grado Y35	35	240	>60	>415
ASTM A500 Grado A	33	228	>45	>310
Grado B	42	290	>58	>400
ASTM A501	36	250	>58	>400
ASTM A516 Grado 55	30	205	55-75	380-515
Grado 60	32	220	60-80	415-550
ASTM A524 Grado I	35	240	60-85	415-586
Grado II	30	205	55-80	380-550
ASTM A529	42	290	60-85	415-550
ASTM A570 Grado 30	30	205	>49	>340
Grado 33	33	230	>52	>360
Grado 36	36	250	>53	>365
Grado 40	40	275	>55	>380
Grado 45	45	310	>60	>415
Grado 50	50	345	>65	>450
ASTM A709 Grado 36	36	250	58-80	400-550
API 5L Grado B	35	240	60	415
Grado X42	42	290	60	415

Anexos 2. Catálogo de platinas A-36 DISMETAL [21].

**PLATINAS DE ACERO LAMINADAS NEGRAS**



**CALIDAD:** ASTM A36  
**OTRA CALIDAD:** PREVIA CONSULTA  
**LARGO NORMAL:** 6.00m  
**OTRO LARGO:** PREVIA CONSULTA  
**ACABADO:** NATURAL  
**OTRO ACABADO:** PREVIA CONSULTA

DIMENSIONES				LARGO	PESO
Pulgadas	mm	a	b	mm	kg/m
	mm	mm	mm		
1/2"	12	12	3	6000	1.70
1/2"	12	12	4	6000	2.26
1"	25	20	6	6000	2.83
1 1/4"	20	20	3	6000	3.57
1 1/4"	25	25	4	6000	5.43
1"	25	20	6	6000	7.87
1"	25	30	9	6000	10.60
1 1/2"	30	38	12	6000	14.13
1 1/2"	30	30	3	6000	5.45
1 1/2"	30	30	4	6000	7.76
1 1/2"	30	30	6	6000	10.74
1 3/4"	30	38	12	6000	21.18
2"	50	50	4	6000	5.37
2"	50	50	4	6000	9.42
2"	50	50	6	6000	10.74
2 1/8"	50	50	12	6000	21.18
3"	50	65	4	6000	7.07
3"	50	65	6	6000	12.72
3"	50	65	12	6000	21.18
4"	75	75	6	6000	15.37
4"	75	75	9	6000	21.20
6"	110	120	12	6000	25.35

# FICHA TECNICA PERNOS HEXAGONALES GRADO 8



## SAE J429 GRADE 8

**ESTÁNDARES REGULADORES:**

<b>SAE J429</b>	Cubre los requisitos mecánicos y materiales para los sujetadores de la serie de la pulgada usados en automotor y industrias relacionadas en los diámetros con 1-1 / 2".
<b>ASME B18.2.1</b>	Cubre los datos generales y dimensionales completos para múltiples tipos de tornillos y tornillos cuadrados cuadrados y hexagonales.
<b>ASME B1.1 UNC y UNF Clase 2A</b>	Especifica el formulario 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:**

Fijador 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 7/16", es posible utilizar acero AISI 1541.

DIÁMETRO	CARGA DE PULGADA	RENDIMIENTO DE RENDIMIENTO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	Dureza
1/4" a través de 1-1 / 2"	120.000 psi	130.000 psi	150.000 psi	C33 a C39

Alargamiento	12% mínimo (todos los diámetros)
Reducción del área	35% Mínimo (Todos los diámetros)

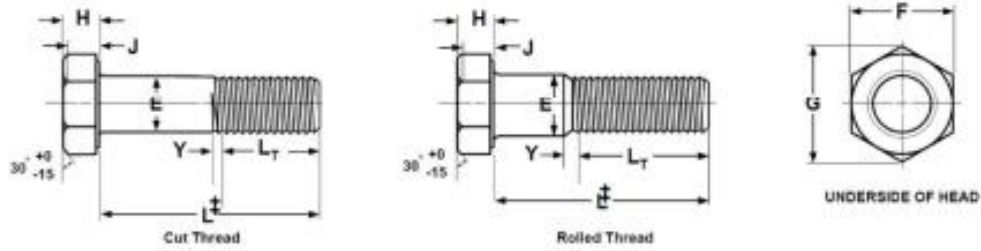
Las resistencias de los materiales enumerados son mínimamente aceptables por norma de gobierno. Dureza del núcleo basada en la escala de Rockwell. Para diámetros mayores de 1-1 / 2 pulg., Vea ASTM A354 Grado BD.

**GRADOS SIMILARES**

ASTM A354 Grado BD

Clase 10.9 Tornillos de cabeza hexagonal

ESPECIFICACIONES DIMENSIONALES:



L<sub>T</sub> Length of a cap screw is measured from the underhead bearing surface to the extreme end of the screw.

HEX CAP SCREWS															ASME B18.3.1-1996	
Nominal or Basic Product Diameter	E		F				G		H			J	L <sub>T</sub>		Y	
	Body Diameter		Width Across Flats				Width Across Corners		Head Height			Wrenching Height	Thread Length		Transition Thread Length	
	Max	Min	Basic	Max	Min	Max	Min	Basic	Max	Min	Min		For Screw Lengths ≤ 8 in.	For Screw Lengths > 8 in.		Ref
1/4	0.2500	0.2500	0.2450	7/16	0.438	0.428	0.505	0.488	5/32	0.163	0.150	0.106	0.750	1.000	0.250	
5/16	0.3125	0.3125	0.3065	1/2	0.500	0.489	0.577	0.557	13/64	0.211	0.195	0.140	0.875	1.125	0.278	
3/8	0.3750	0.3750	0.3690	9/16	0.562	0.551	0.650	0.628	15/64	0.243	0.226	0.160	1.000	1.250	0.312	
7/16	0.4375	0.4375	0.4305	5/8	0.625	0.612	0.722	0.698	9/32	0.291	0.272	0.195	1.125	1.375	0.357	
1/2	0.5000	0.5000	0.4930	3/4	0.750	0.736	0.866	0.840	5/16	0.323	0.302	0.215	1.250	1.500	0.385	
9/16	0.5625	0.5625	0.5545	13/16	0.812	0.798	0.938	0.910	23/64	0.371	0.348	0.250	1.375	1.625	0.417	
5/8	0.6250	0.6250	0.6170	15/16	0.938	0.922	1.083	1.051	25/64	0.403	0.378	0.269	1.500	1.750	0.455	
3/4	0.7500	0.7500	0.7410	1-1/8	1.125	1.100	1.299	1.254	15/32	0.483	0.455	0.324	1.750	2.000	0.500	
7/8	0.8750	0.8750	0.8660	1-5/16	1.312	1.285	1.616	1.466	38/64	0.563	0.531	0.378	2.000	2.250	0.556	
1	1.0000	1.0000	0.9900	1-1/2	1.500	1.469	1.732	1.675	39/64	0.627	0.591	0.418	2.250	2.500	0.625	
1-1/8	1.1250	1.1250	1.1140	1-11/16	1.688	1.631	1.949	1.859	11/16	0.718	0.658	0.461	2.500	2.750	0.714	
1-1/4	1.2500	1.2500	1.2390	1-7/8	1.875	1.812	2.165	2.066	25/32	0.813	0.749	0.530	2.750	3.000	0.714	
1-1/2	1.5000	1.5000	1.4880	2-1/4	2.250	2.175	2.598	2.480	1-5/16	0.974	0.902	0.640	3.250	3.500	0.833	

Tolerance on Length	Nominal Screw Size	Nominal Screw Length				
		Up to 1 in., incl.	Over 1 in. to 2 1/2 in., incl.	Over 2-1/2 in. to 4 in., incl.	Over 4 in. to 6 in., incl.	Longer than 6 in.
	1/4 to 3/8	-0.03	-0.04	-0.05	-0.10	-0.18
	7/16 and 1/2	-0.03	-0.06	-0.08	-0.10	-0.18
	9/16 to 3/4	-0.03	-0.08	-0.10	-0.10	-0.18
	7/8 and 1	....	-0.10	-0.14	-0.16	-0.20
	1-1/8 to 1-1/2	....	-0.12	-0.16	-0.18	-0.22

La longitud de rosca utilizable para los tornillos de cabeza hexagonal de grado 6 puede ser aproximada por la ecuación LONGITUD DE LA ROSCA = (2 X DIÁMETRO) + 1/4"

Fuentes: Normas ASTM para sujetadores mecánicos y procesos relacionados 2ª Edición, Normas de sujeción en pulgadas 8ª Edición, Guía de Referencia para sujetadores Kanebridge 4ª Edición



TSC

## TUBERIA PARA VAPOR TUBERIA SIN COSTURA Y ACCESORIOS CEDULA 40

### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A 53 GR B para conducción de fluidos
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal</b>	6,00 m.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro acabado</b>	Previa Consulta

### Resistencia Mecánica

<b>Resistencia a la tracción</b>	60000 psi ( 42,2 Kg F/mm2)
<b>Límite de elasticidad</b>	35000 psi ( 24,6 Kg F/mm2 )
<b>Alargamiento</b>	0.5%



DIAMETRO NOMINAL	ESPESOR		PRESION/PRUEBA			PESO kg/mt	
	EXTERIOR		e mm	pulg	kg/cm2		lb/pulg2
	mm	pulg					
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1960	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1790	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

Composición Química	Máximo porcentaje
Carbono	0.3
Manganeso	1.2
Fósforo	0.05
Azufre	0.06

Anexos 5. Propiedades de distintos aceros [17].

**Table A-20**

Deterministic ASTM Minimum Tensile and Yield Strengths for Some Hot-Rolled (HR) and Cold-Drawn (CD) Steels [The strengths listed are estimated ASTM minimum values in the size range 18 to 32 mm ( $\frac{3}{4}$  to  $1\frac{1}{4}$  in). These strengths are suitable for use with the design factor defined in Sec. 1–10, provided the materials conform to ASTM A6 or A568 requirements or are required in the purchase specifications. Remember that a numbering system is not a specification.] *Source:* 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Process- ing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

## ACERO MAQUINARIA

### SAE 1018 (Ejes de transmisión - tolerancias h10-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. Factible 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 <sup>2</sup>	min 31
Resistencia a la tracción kg/mm <sup>2</sup>	51-71
Elongación A5	20%
Reducción del área Z	57%
Dureza	163 HB

#### MEDIDAS EN STOCK

##### REDONDO

Díámetro (mm)	Peso (Kg/m)
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 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.9
2 3/4	30.1
3	35.8
3 1/4	42.0
3 1/2	48.7
4	63.6
4 1/2	80.5
5	99.4
5 1/2	120.3
6	143.2
7	194.9
8	254.6
9	322.2
10	397.8



## Anexos 7. Datos técnicos chumacera con rodamiento de bolas UCP – 207 SNR 35 mm [25].

31/12/15, 17:19

UCP 207 - Unidades de rodamientos de bolas | SKF

### Descripción general

#### Dimensiones

Diámetro de las tornillos de fijación	14 mm
Diámetro del eje	32 mm
Altura del centro (soporte de pie)	47 mm
Ancho total del soporte	44 mm
Distancia del centro entre los agujeros para tornillos	127 mm
Ancho del rodamiento, total	42.5 mm

#### Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	15.3 kN
Velocidad límite	4 300 r/min
Nota	Velocidad límite con tolerancia de eje h9

#### Propiedades

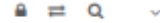
Tipo de soporte	Pillow block, normal base
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Tipo de agujero para tornillos de fijación	Planos
Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sellado y/o deflector en ambos lados
Tipo de sellamiento	Contacto estático
Sellado, unidad	Sin
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla engrasadora	Con

#### Logística

Peso neto del producto	1.54 kg
Código clas.:	25-04-16-02



**Anexos 9.** Ficha técnica del motor con brida WEG de 5 HP/230-460V/1730RPM FRAME 100 [26].



HOME > MOTORES ELÉCTRICOS > MOTOR DE INDUCCIÓN - NEMA > USO GENERAL > TEFC HIERRO GRIS > W22 > W22 > W22 NEMA PREMIUM EFFICIENCY 5 HP 4P 182/4T 3F 230/460/380 V 60/50 HZ

## W22 NEMA Premium Efficiency 5 HP 4P 182/4T 3F 230/460//380 V 60//50 Hz IC411 - TEFC - Con pies

Número del Catálogo: 00518ET3E184TF2-W22 | Producto: 12097205

VISION GENERAL

DETALLES DEL PRODUCTO

CENTRO DE DESCARGAS



Imagen meramente ilustrativa

Con carcasa de hierro fundido, flexibilidad de forma constructiva, patas macizas de apoyos y niveles de ruido y temperatura de operación reducidos, los motores W22 son perfectamente adecuados para las más diversas aplicaciones industriales.

### Resumen de las características técnicas

Norma	NEMA MG-1
Frecuencia	60/50 Hz
Tensión	230/460/380 V
Numero de polos	4
Grado de protección	IP55
Rotación sincrónica	1800 rpm
Potencia	5 HP
Fijación	Con pies
Brida	Sin
Forma constructiva	F-2
Caja de conexión <sup>1</sup>	Posición derecha
Refrigeración	IC411 - TEFC

**USD772.00** (sin IVA/Impuesto con Impuesto)

### DETALLES DEL PRODUCTO

Datos Técnicos ▾

230/460 V 60 Hz 4P   380 V 50 Hz 4P IE3   400 V 50 Hz 4P IE3   415 V 50 Hz 4P IE3   380 V 50 Hz 4P IE2   400 V 50 Hz 4P IE2   415 V 50 Hz 4P IE2

### Motores Eléctricos

Carcasa	182/4T
---------	--------

Potencia	5 HP (3.7 kW)
Numero de polos	4
Frecuencia	60 Hz
Rotación nominal	1750 rpm
Resbalamiento	2.78 %
Tensión nominal	230/460 V
Corriente nominal	13.0/6.49 A
Corriente de arranque	97.4/48.7 A
Ip/In	7.5x(Cód. J)
Corriente en vacío	6.00/3.00 A
Torque nominal	15.0 ft.lb
Torque de arranque	229 %
Torque máximo	300 %
Tiempo de rotor bloqueado	27s (frio) 15s (caliente)
Momento de inercia (J)	0.4003 sq.ft.lb
Categoría	B
Clase de aislamiento	F
Factor de servicio	1.25
Elevación de temperatura	80 K
Ciclo de servicio	Cont.(S1)
Método de partida	Partida directa
Temperatura ambiente	-20°C hasta +40°C
Altitud	1000 m
Grado de protección	IP55
Refrigeración	IC411 - TEFC
Forma constructiva	F-2
Dirección de rotación <sup>1</sup>	Ambos
Nivel de ruido <sup>2</sup>	56.0 dB(A)
Masa aproximada <sup>3</sup>	97.3 lb

(1) Mirando la punta delantera del eje del motor; (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A); (3) Masa aproximada sujeta a cambios después del proceso de fabricación; (4) Al 100% de la carga completa.

#### Eficiencia

	50%	75%	100%
	<b>88.5</b>	<b>89.5</b>	<b>89.5</b>

#### Factor de potencia

	50%	75%	100%
	<b>0.60</b>	<b>0.72</b>	<b>0.80</b>

#### Otras características

Material de la carcasa	Hierro fundido
------------------------	----------------

## Anexos 10. Ficha técnica del reductor angular BONFIGLIOLI A 30 2 UH35 [27].

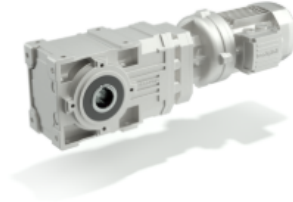
### ☆ A 30 2 UH35 10.5 P100 VA

ZE60G01254

Helical Bevel Gear Units

La serie A combina eficiencia y fiabilidad elevadas, costes bajos de mantenimiento y una amplia gama de par. El diseño perpendicular entre la ENTRADA y la SALIDA hace particularmente compacta la serie A. La combinación del conjunto de engranajes convierte a este producto de ángulo recto en el más eficiente y duradero de la cartera de productos ligeros y para la industria mediana de Bonfiglioli. La serie A puede completarse con una amplia gama de motores eléctricos fabricados totalmente por Bonfiglioli. Pueden acoplarse a la serie A los motores asíncronos, IEC y compactos (B-BE-BX/M-ME-MX), motorreductores (BMD) y motores de reluctancia (BSR).

AÑADIR AL CARRITO



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y DESCARGAS

VISTA PREVIA 3D

#### SPECIFICATIONS

Sistema Intern. de Medición	IMPERIAL
n1 Velocidad entrada [min-1]	1800
Pn1 potencia nom.entrada [hp]	8.1
Rn1 Car.máx.admi.de ent.[lbs]	449
n2 Velocidad De salida [min-1]	171
Tn2 Par nominal salida [lb/in]	2790
Rn2 sali.over.car.perm. [lbs]	731
$\eta$ d Eficiencia dinámica [%]	94
Peso de Reductor [lb]	44.0924
Dimensión de salida	Ø35 G7 mm
TD_OIL_G	0.792516

#### Product Documents

SPECIFICATIONS

DIMENSIONS

#### 2D Drawings

DWG

DXF

PDF

#### 3D Drawings

STEP203

JT

#### Product Range DISCRETE MANUFACTURING & PROCESS INDUSTRIES D&P

EN

IT

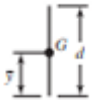
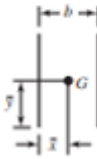
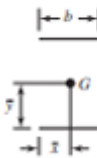
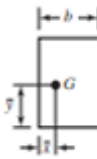
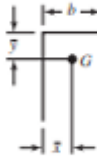
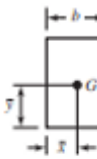
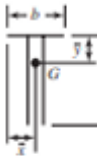
ES

DE

ZH

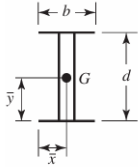

Anexos 11. Propiedades geométricas a flexión de los cordones de soldadura en filete [17].

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. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

**Table 9-2**

Continued

Weld	Throat Area	Location of $G$	Unit Second Moment of Area
8. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
9. 	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

\* $I_u$ , unit second moment of area, is taken about a horizontal axis through  $G$ , the centroid of the weld group,  $h$  is weld size; the plane of the bending couple is normal to the plane of the paper and parallel to the  $y$ -axis; all welds are of the same size.

**Anexos 12.** Resistencia de los materiales de aporte de soldadura [17].

**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.

**Anexos 13.** Módulo de elasticidad para Acero.

**Tabla 8-8**

Parámetros de la rigidez de varios materiales  
(Fuente: J. Wileman, M. Choudury y I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", en *Trans. ASME, J. Mech. Design*, vol. 113, diciembre de 1991, pp. 432-437.)

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,			
		GPa	Mpsi	A	B
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

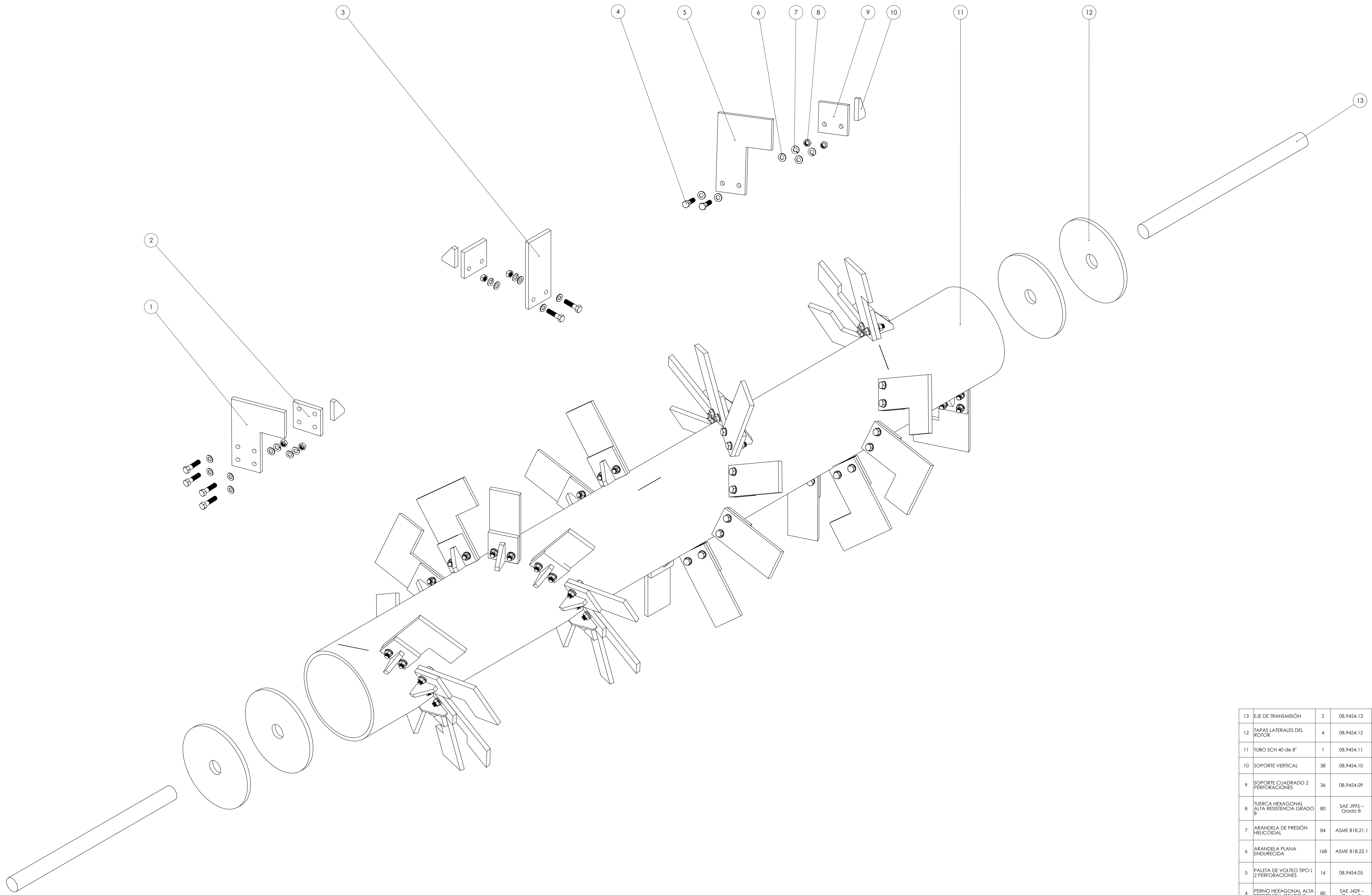
Anexos 14. Resistencia de los materiales de aporte de soldadura [17].

**Tabla 8-2**

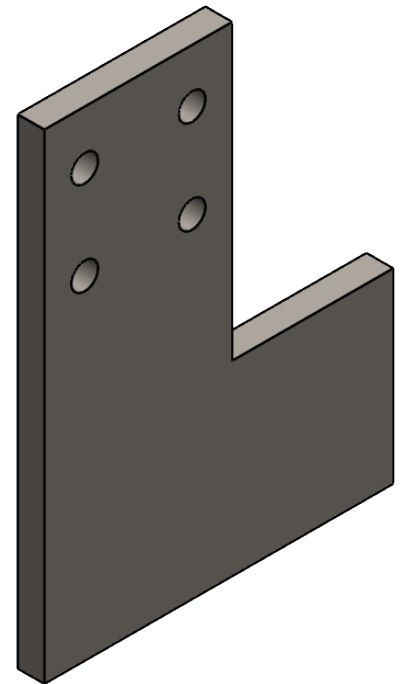
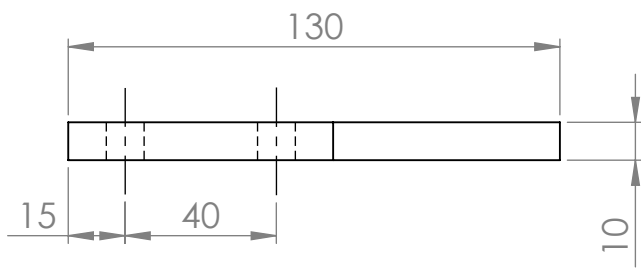
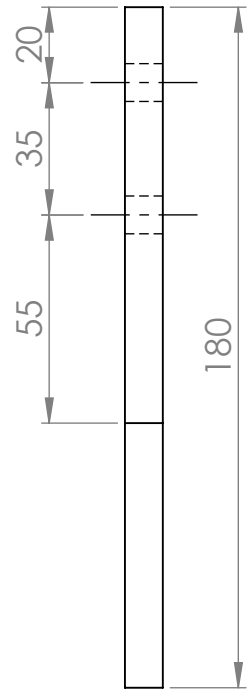
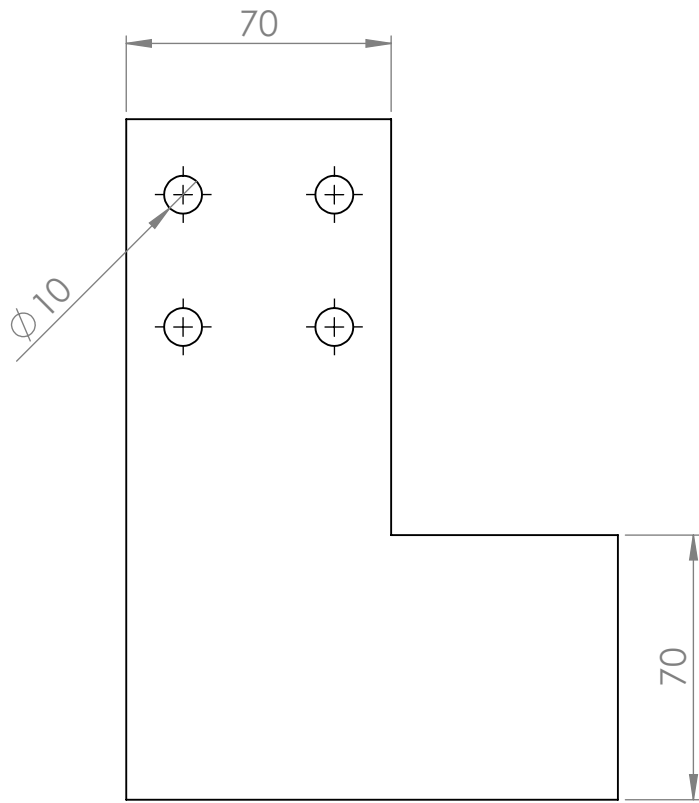
Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF\*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, <i>N</i>	Área de esfuerzo de tensión <i>A<sub>t</sub></i> , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor <i>A<sub>r</sub></i> , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, <i>N</i>	Área de esfuerzo de tensión <i>A<sub>t</sub></i> , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor <i>A<sub>r</sub></i> , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

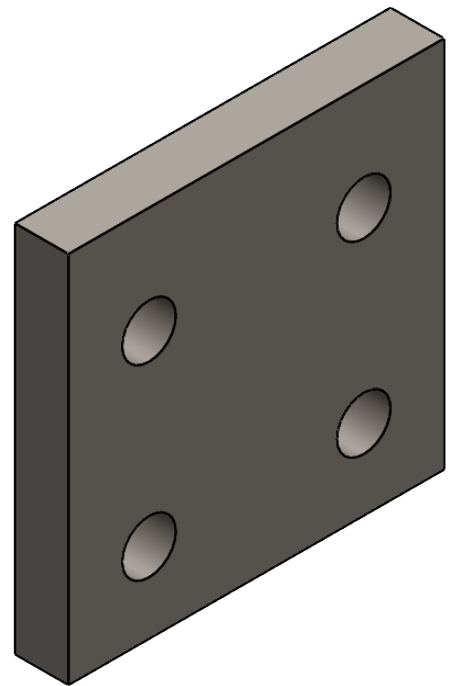
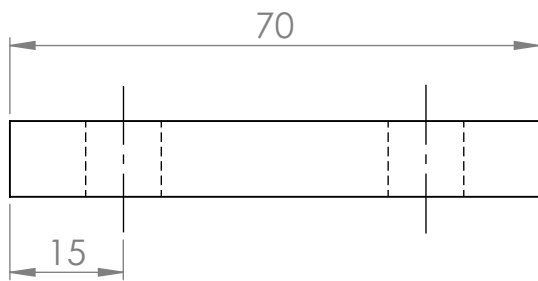
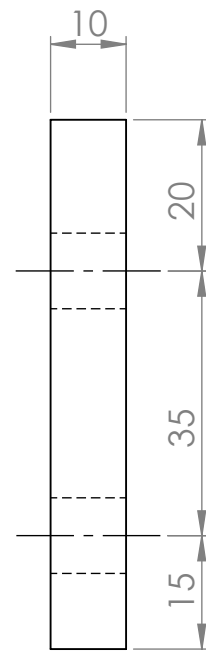
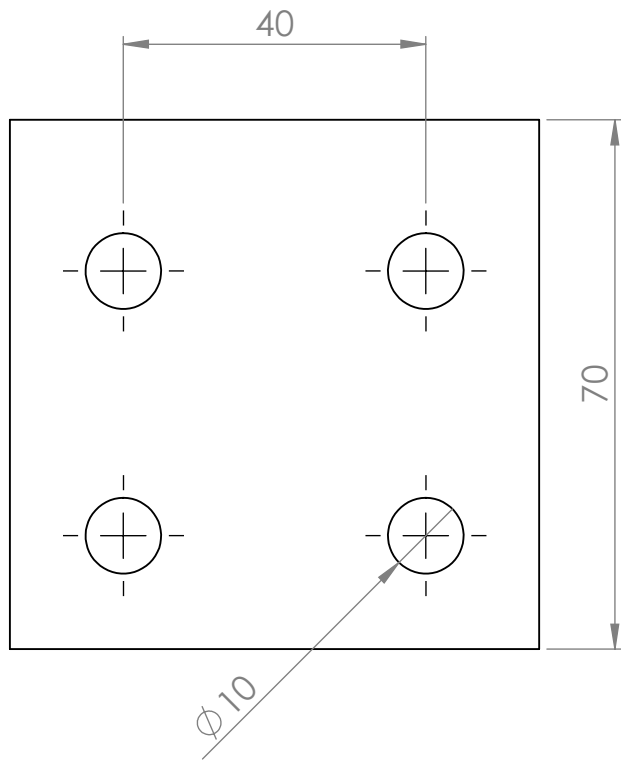
**Anexos 15. Planos.**



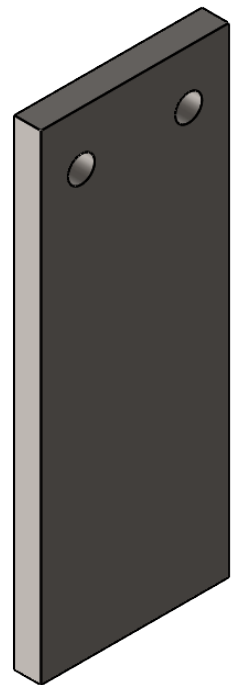
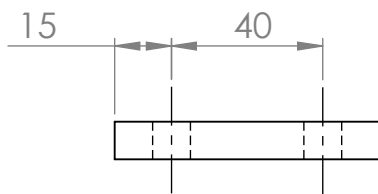
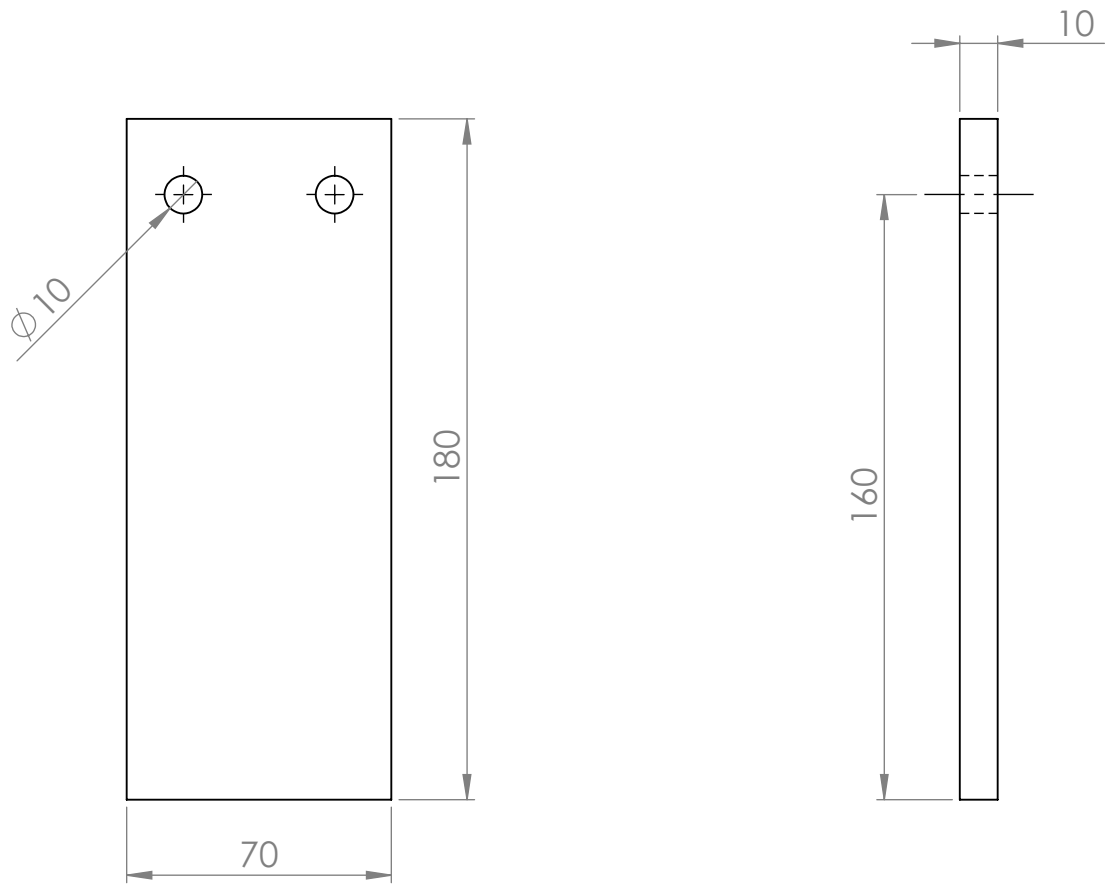
13	EJE DE TRANSMISIÓN	2	08.9454.13	3P	ASI 1018	NA
12	TAPAS LATERALES DEL ROTOR	4	08.9454.12	7R	ASTM A36	NA
11	TUBO SCH 40 de 8"	1	08.9454.11	9R	ASTM A53	NA
10	SOPORTE VERTICAL	38	08.9454.10	10R	ASTM A36	NA
9	SOPORTE CUADRADO 2 PERFORACIONES	36	08.9454.09	10R	ASTM A36	NA
8	TUERCA HEXAGONAL ALTA RESISTENCIA GRADO 8	80	SAE J995 - Grado 8	11R	ACERO AL CARBONO	NA
7	ARANDELA DE PRESIÓN HELICOIDAL	84	ASME B18.21.1	11R	ACERO AL CARBONO T&R	NA
6	ARANDELA PLANA ENDURECIDA	168	ASME B18.22.1	12R	ACERO AL CARBONO LAMINADO EN FRIO	NA
5	PALETA DE VOLTEO TIPO L 2 PERFORACIONES	16	08.9454.05	13R	ASTM A36	NA
4	PERNO HEXAGONAL ALTA RESISTENCIA GRADO 8	80	SAE J429 - Grado 8	14R	ACERO ALEADO T&R	NA
3	PALETA DE VOLTEO TIPO RECTA 2 PERFORACIONES	10	08.9454.03	18R	ASTM A36	NA
2	SOPORTE CUADRADO 4 PERFORACIONES	2	08.9454.02	21M	ASTM A36	NA
1	PALETA DE VOLTEO TIPO L 4 PERFORACIONES	2	08.9454.01	21L	ASTM A36	NA
Ref	Denominación:	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Observaciones
Tratamiento térmico:		NA		Material:		NA
Recubrimiento:		NA		Dim.Brutas:		NA
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA						Diseño: B. Ramón/D. Tiaguero Dibujo: B. Ramón/D. Tiaguero Revisó: Ing. Cristian Leiva 11-02-2026 11-02-2026
PLANO DESPIECE ROTOR				Escala: 1:3 Código: 08.9454.00	Dim.Brutas: NA Tol.Gral.: NA	




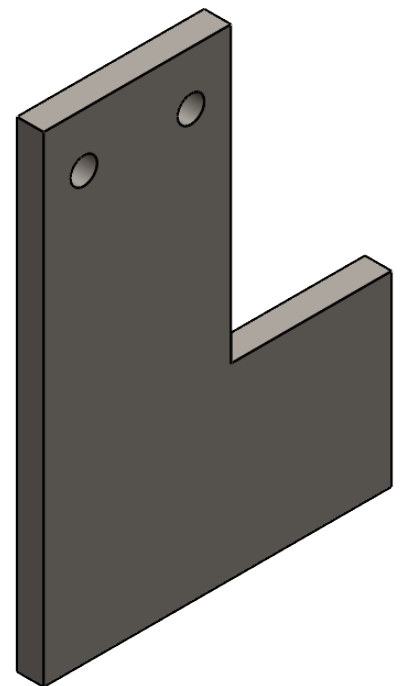
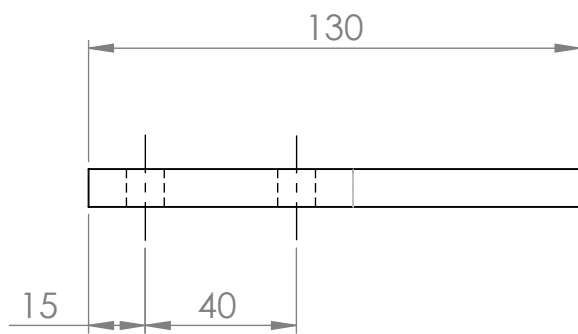
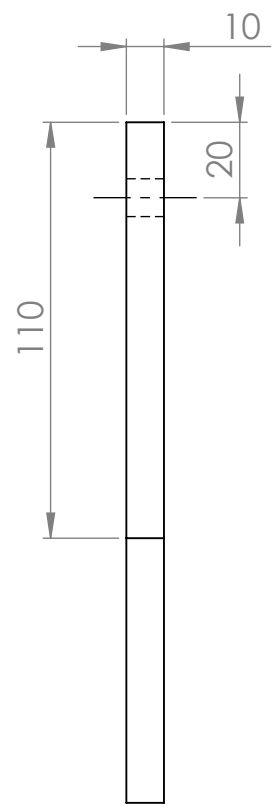
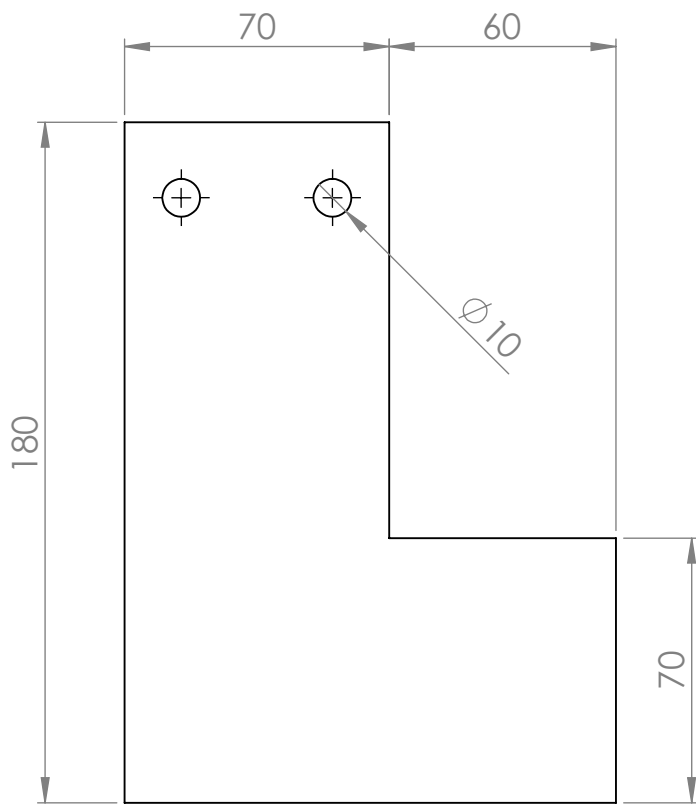
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim. Brutas:	180 X 130 X 10 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026	
PALETA DE VOLTEO TIPO L 4 PERFORACIONES	Escala: 1:2	Código:	08.9454.01	Tol. Gral.: ±0.2	



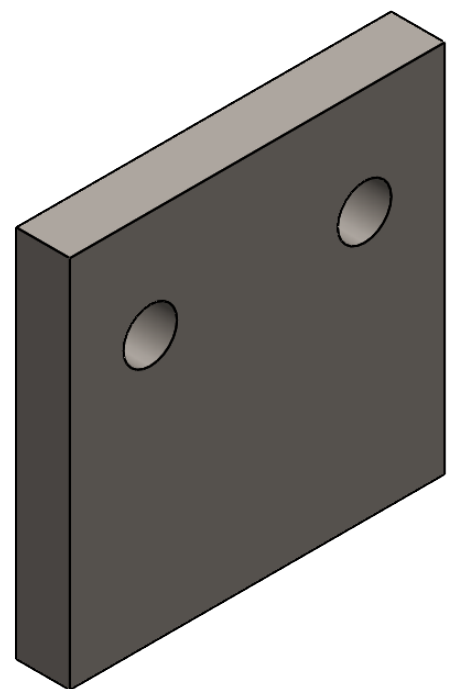
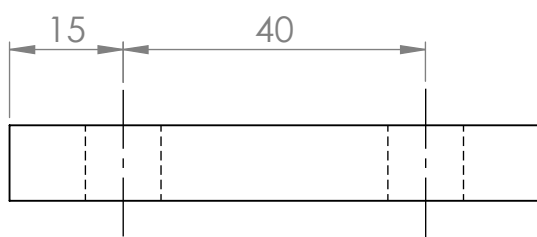
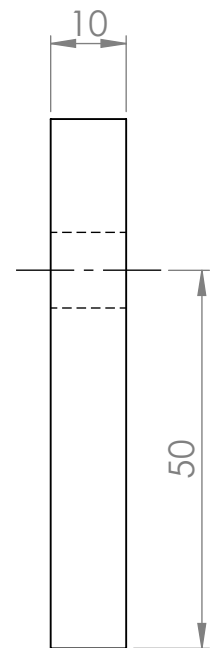
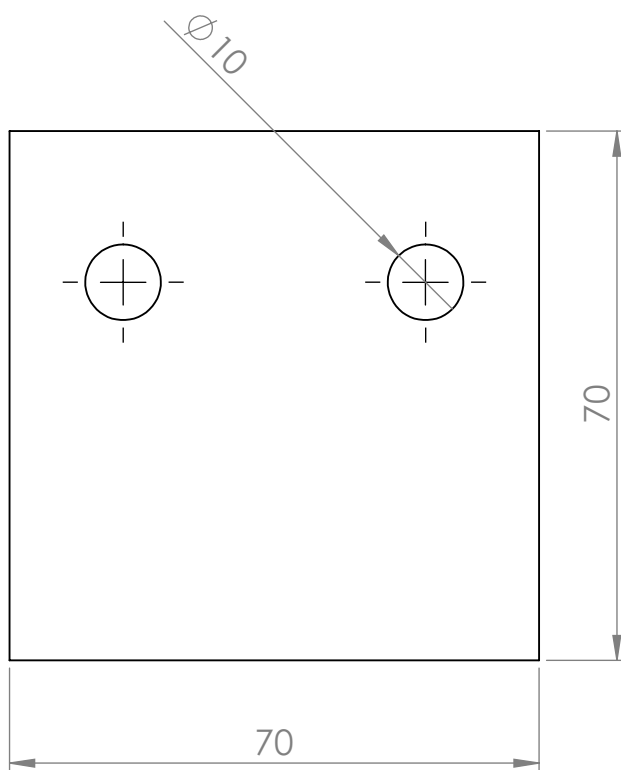
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim.Brutas: 70 X 70 X 10 mm
Recubrimiento:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
SOPORTE CUADRADO 4 PERFORACIONES	Escala: 1:1	Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026
		Código:	08.9454.02	Tol.Gral.: ±0.2



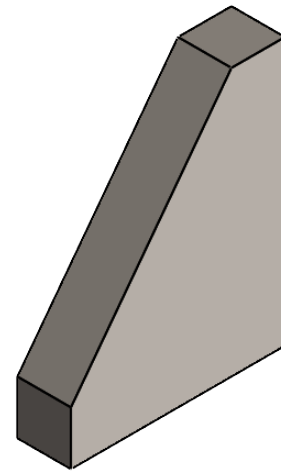
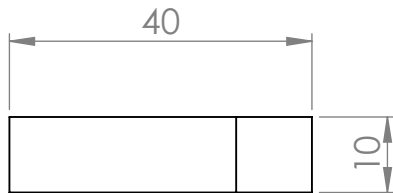
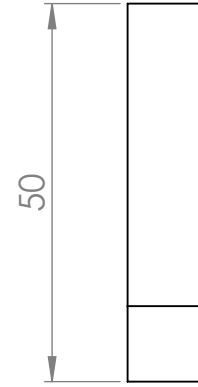
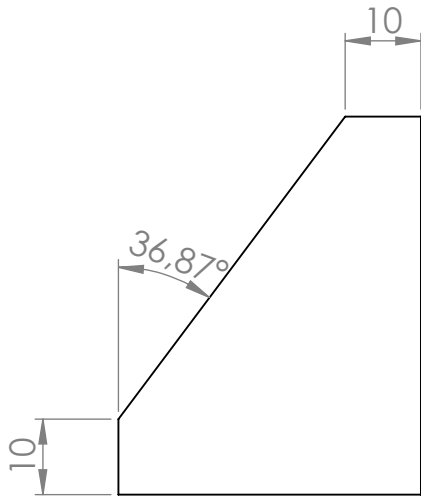
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim.Brutas: 180 X 70 X 10 mm
Recubrimiento:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026
PALETA DE VOLTEO TIPO RECTA 2 PERFORACIONES	Escala: 1:2	Código:	08.9454.03	Tol.Gral.: $\pm 0.2$



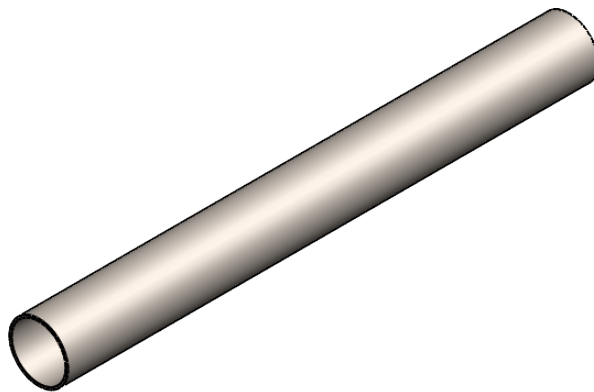
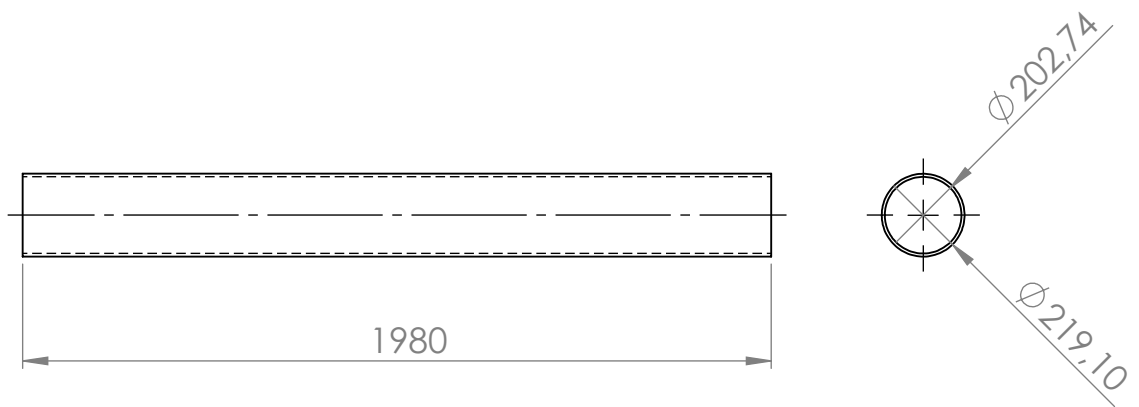
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim.Brutas:	180 X 130 X 10 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026	
PALETA DE VOLTEO TIPO L 2 PERFORACIONES	Escala: 1:2	Código:	08.9454.05	Tol.Gral.: ±0.2	



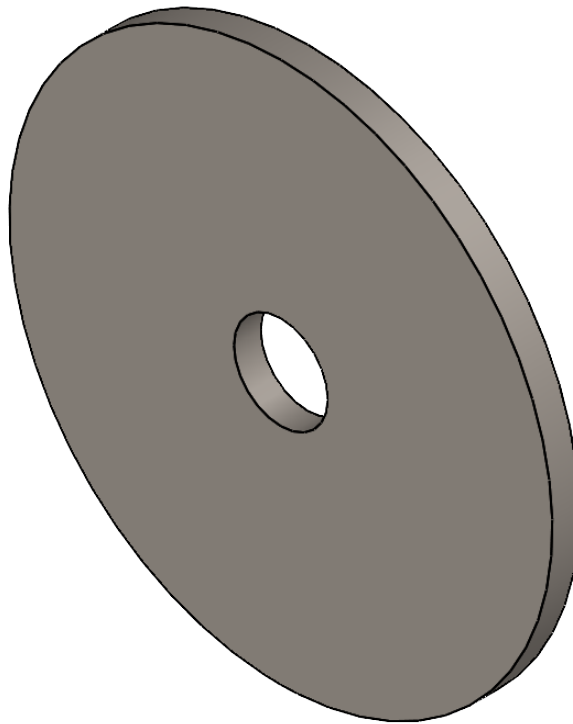
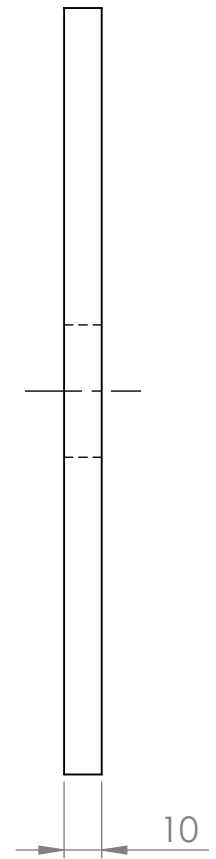
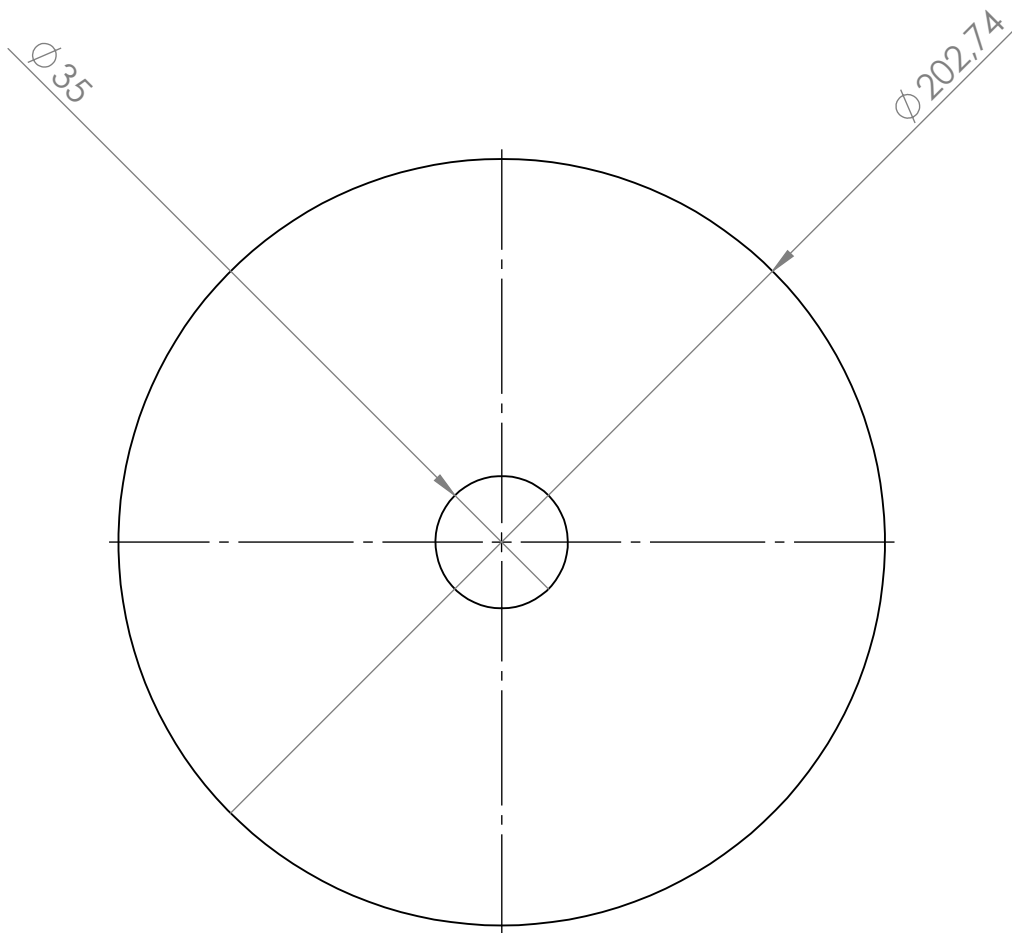
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim.Brutas:	70 X 70 X 10 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026	
SOPORTE CUADRADO 2 PERFORACIONES	Escala: 1:1	Código:	08.9454.09	Tol.Gral.:	±0.2



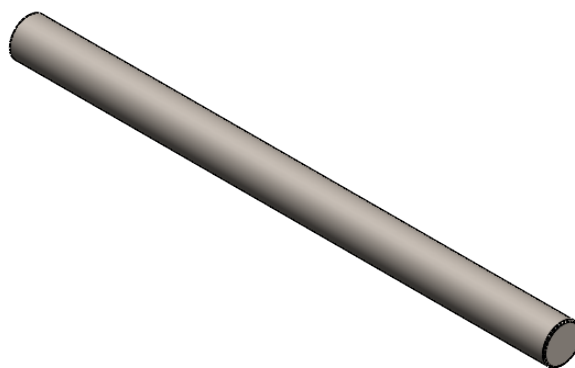
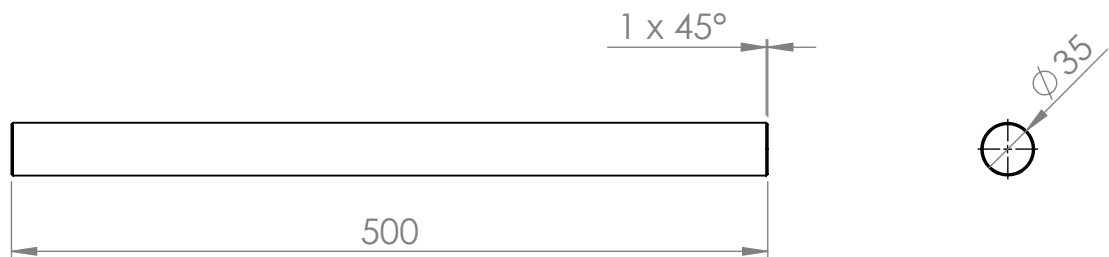
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim.Brutas: 50 X 40 X 10 mm
Recubrimiento:	NA			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026
SOPORTE VERTICAL	Escala: 1:1	Código:	08.9454.10	Tol.Gral.: ±0.2



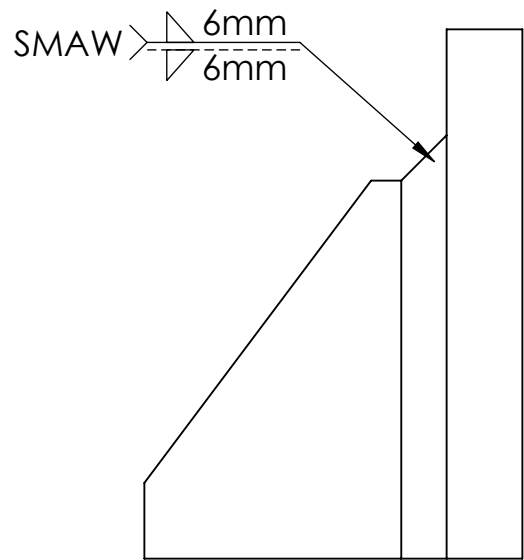
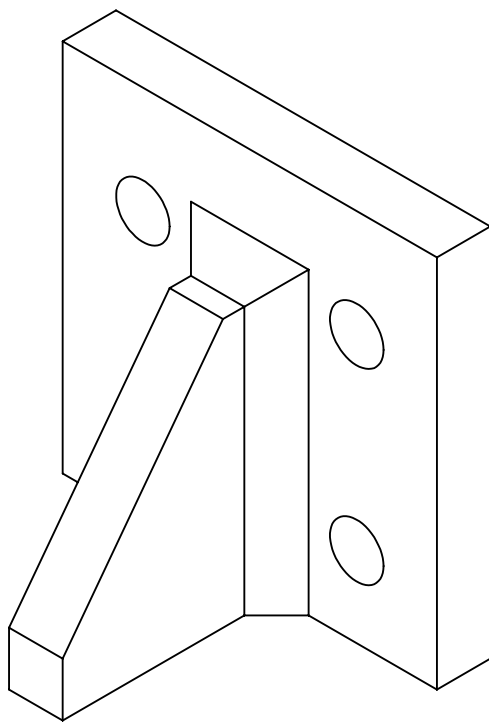
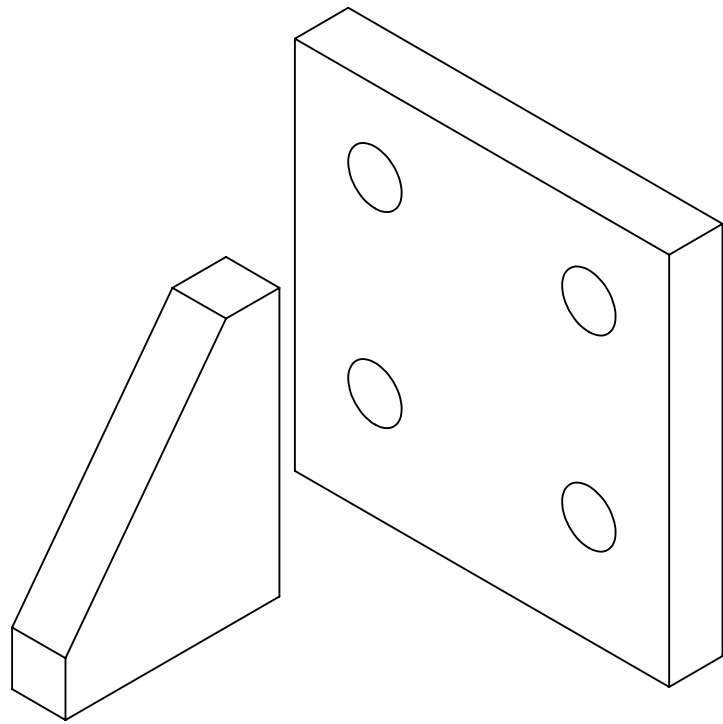
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A53	Dim.Brutas:	$\text{Ø } 219,10 \times 1980 \text{ mm}$
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026	
TUBO SCH 40 de 8"	Escala: 1:20	Código:	08.9454.11	Tol.Gral.:	$\pm 0.2$



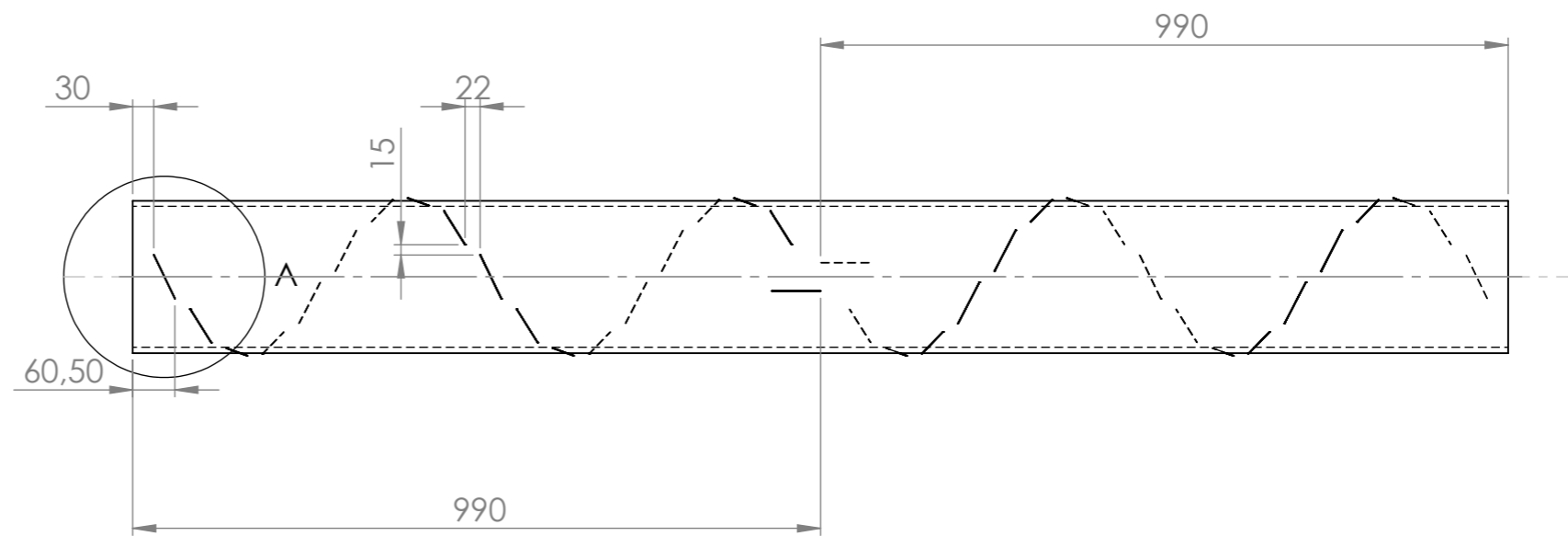
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A36	Dim.Brutas:	$\varnothing 202,74 \times 10 \text{ mm}$
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026	
TAPAS LATERALES DEL ROTOR	Escala: 1:2	Código:	08.9454.12	Tol.Gral.: $\pm 0.2$	



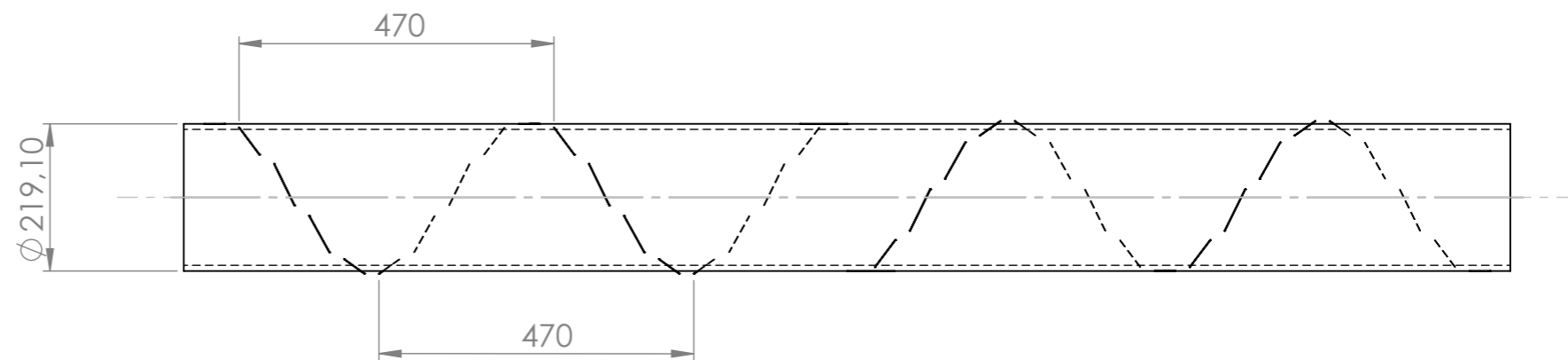
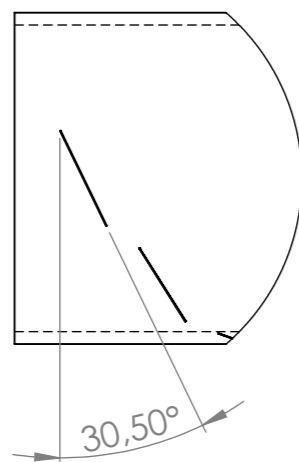
Tratamiento Térmico:	NA	Material:	AISI 1018	Dim.Brutas:	Ø 35 X 500 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026	
		Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026	
EJE DE TRANSMISIÓN	Escala: 1:5	Código:	08.9454.13	Tol.Gral.:	±0.2



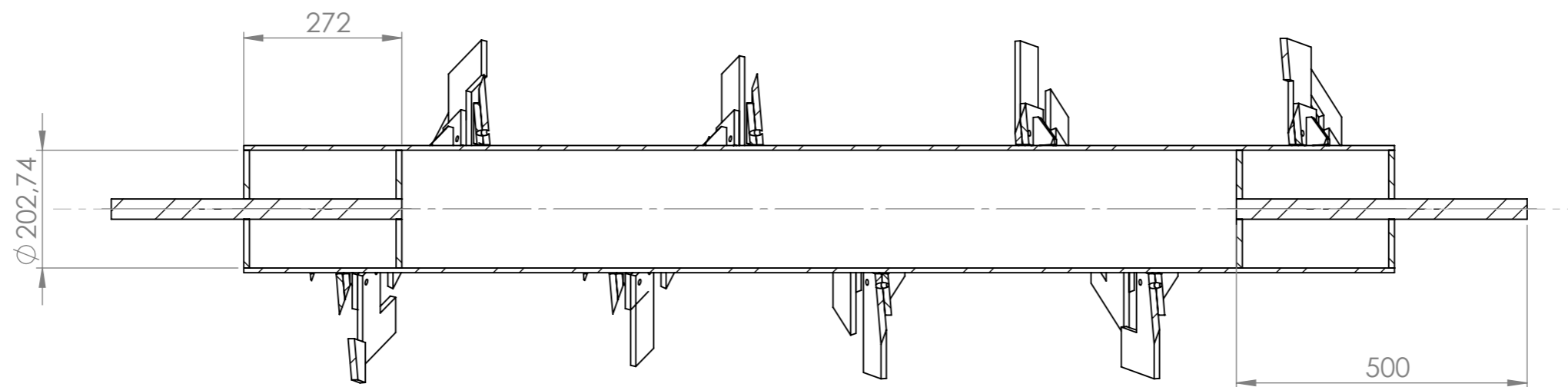
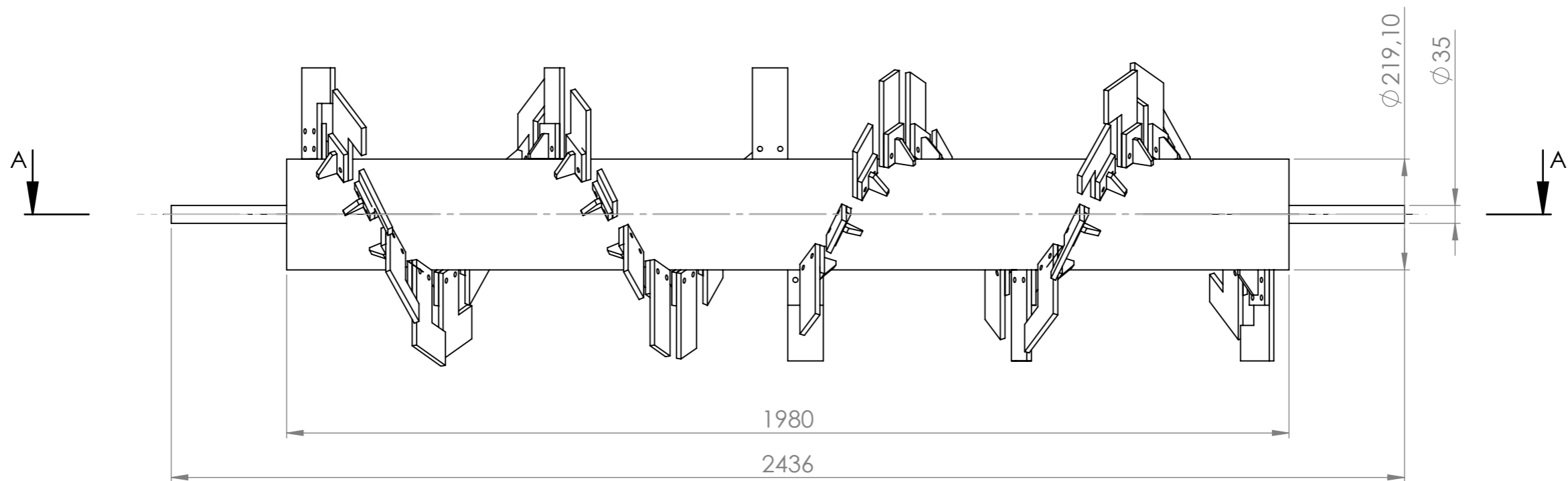
Tratamiento Térmico:	NA	Material: ELECTRODO 6011	Dim.Brutas: NA	
Recubrimiento:	NA			
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA	<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
		Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
SOLDADURA EN SOPORTE	Escala: 1:1	Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026
		Código:	08.9454.14	Tol.Gral.: ±0.05



DETALLE A  
ESCALA 1 : 5



Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A53	Dim.brutas:	Ø 219,10 x 1980 mm
Recubrimiento:	NA				
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		<b>UPS</b>	Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
			Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
			Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026
MEDIDAS PASO DE ALETAS		Escala:	1:10	Código:	08.9454.15
					Tol. Gral.: ±0.10



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 10

Tratamiento Térmico:	NA	Material:	ASTM A53	Dim.brutas:	Ø 219,10 X 2436 mm
Recubrimiento:	NA		Diseño:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA		UPS	Dibujo:	B. Ramón/D. Tiaguaro	11-02-2026
			Reviso:	Ing. Cristian Leiva	11-02-2026
MEDIDAS GENERALES DEL ROTOR		Escala:	1:10	Código:	08.9454.16
				Tol. Gral.:	±0.10