

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de un secador rotativo de bagazo de caña para mejorar la
eficiencia energética y reducir costos de cogeneración.”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Cristian Xavier Sagal Guayara

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2024

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico especialmente a mis padres por su enorme esfuerzo y dedicación, que me permitió conseguir este importante logro en mi desarrollo profesional.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al ingeniero Jorge Duque Rivera, por permitirme colaborar en este desafiante proyecto.

Al Ing. Vicente Adum por su guía temprana en este trabajo y a todos aquellos docentes y compañeros quienes me brindaron su guía y apoyo a lo largo de la carrera.

Declaración Expresa

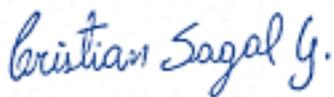
Yo Cristian Xavier Sagal Guayara acuerdo y reconozco que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí/nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 10 de octubre del 2024.



Cristian Xavier Sagal Guayara

EVALUADORES

Francis Roderich Loayza Paredes

Profesor de Materia

Jorge Washington Duque Rivera

Tutor de proyecto

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar un secador rotativo con capacidad de 10 toneladas por hora para reducir la humedad del bagazo de caña del 50% al 35%, incrementando el poder calorífico del mismo. Este incremento mejora la eficiencia energética en el proceso de cogeneración en ingenios azucareros, disminuye los costos operativos y contribuye a la sostenibilidad ambiental. Entonces se plantea que un diseño optimizado permitirá maximizar el rendimiento térmico y la durabilidad estructural del equipo.

El desarrollo del equipo incluyó el análisis de alternativas de diseño y la selección de un secador inclinado de contraflujo dada su ventaja de eficiencia térmica. Para el diseño se utilizaron herramientas CAD 3D, simulador de sólidos por elementos finitos, y cálculos, tanto térmicos como mecánicos, basados en normas como AGMA para dimensionamiento de componentes. Los materiales seleccionados fueron aceros comerciales en base factores de seguridad y resistencia estructural como ASTM A36, A500 y AISI 4340.

Los resultados muestran que el diseño del secador alcanzó una eficiencia energética del 73%, utilizando 2225 KW del total de 3030 KW suministrados. Además, el costo del equipo se estimó en \$22930, competitivo frente a opciones comerciales e incluso se proyectó un aumento energético de 19.7 GWh anuales, incrementando la caña de azúcar procesada de 1000 a 1273 toneladas al día.

Se concluye que el diseño propuesto es viable técnica y económicamente, mejora la eficiencia energética y fomenta el uso de energía renovable en la industria azucarera.

Palabras clave: secador de bagazo, bagazo de caña, eficiencia energética, cogeneración.

ABSTRACT

The objective of this project is to design a rotary dryer with a capacity of 10 tons per hour to reduce the moisture content of sugarcane bagasse from 50% to 35%, thereby increasing its calorific value. This increase improves energy efficiency in the cogeneration process in sugar mills, reduces operating costs, and contributes to environmental sustainability. The hypothesis is that an optimized design will maximize the thermal performance and structural durability of the equipment.

The development of the equipment included an analysis of design alternatives, with the inclined counterflow dryer being selected due to its thermal efficiency advantages. CAD 3D tools, finite element solid simulation, and both thermal and mechanical calculations were employed, following standards such as AGMA for component sizing. The selected materials were commercial-grade steels such as ASTM A36, A500, and AISI 4340, chosen based on safety factors and structural resistance.

The results show that the designed dryer achieved an energy efficiency of 73%, utilizing 2225 kW out of a total of 3030 kW supplied. Additionally, the equipment cost was estimated at \$22,930, making it competitive compared to commercial alternatives. The design also projected an annual energy production increase of 19.7 GWh, increasing processed sugar cane from 1000 to 1273 tons per day.

In conclusion, the proposed design is technically and economically viable, enhances energy efficiency, and promotes the use of renewable energy in the sugar industry.

Keywords: bagasse dryer, sugarcane bagasse, energy efficiency, cogeneration

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	IX
ÍNDICE DE PLANOS	X
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN	2
1.1. Descripción del problema	2
1.2. Justificación del proyecto	3
1.3. Objetivos	4
1.3.1. Objetivo general.....	4
1.3.2. Objetivos específicos.....	4
1.4. Marco teórico.....	4
1.4.1. Energía térmica	5
1.4.2. Balance de energía térmica.....	5
1.4.3. Flujo de fluido secante.....	6
1.4.4. Flujo másico	6
1.4.5. Transferencia de calor y masa	8
CAPÍTULO 2	12
2. Metodología	13
2.1. Alternativas de solución	13

2.1.1.	Alternativa 1 – Secador horizontal de flujo paralelo.....	13
2.1.2.	Alternativa 2 – Secador inclinado de contraflujo.....	15
2.1.3.	Alternativa 3 – Secador inclinado con quemador	16
2.2.	Selección de alternativa	18
2.2.1.	Tabla de comparación por pares	18
2.2.2.	Matriz de selección	19
2.3.	Diseño térmico del secador rotativo	21
2.3.1.	Cálculo de condiciones de flujo	21
2.3.2.	Transferencia de calor	24
2.3.3.	Transferencia de masa	25
2.4.	Diseño mecánico	26
2.4.1.	Dimensionamiento del secador	26
2.4.2.	Dimensionamiento de engrane	28
2.4.3.	Potencia del motor.....	30
2.4.4.	Cargas sobre ejes.....	34
2.5.	Simulaciones	36
CAPÍTULO 3.....		40
3.	Resultados y análisis	41
3.1.	Resultados de condiciones de flujo	41
3.2.	Resultados de transferencia de calor	43
3.3.	Resultados de transferencia de masa	44
3.4.	Resultados de dimensionamiento de secador.....	45
3.5.	Resultados de dimensión de engrane	46
3.6.	Resultados de potencia del motor	47
3.7.	Calculo de cargas sobre ejes	54
3.8.	Simulaciones.....	55

3.9.	Determinación de costos por componente	59
3.10.	Componentes externos	67
3.11.	Determinación de costos por factores	70
3.12.	Costo-Beneficio	72
3.13.	Análisis de resultados	74
CAPÍTULO 4		77
4.	Conclusiones y recomendaciones	78
4.1.	Conclusiones.....	78
4.2.	Recomendaciones.....	79
BIBLIOGRAFÍA.....		80
5.	Bibliografía.....	81
ANEXOS		83
6.	Anexos.....	84
6.1.	Consumo al calentar aire en la caldera:	84
6.2.	Anexo de planos.....	85

ABREVIATURAS

Abreviatura	Significado
PCI	Poder Calorífico Inferior
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
AGMA	American Gear Manufacturers Association
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
CAD	Diseño Asistido por Computadora (Computer-Aided Design)

SIMBOLOGÍA

Variable	Descripción	Unidad
Calor (Q)	Cantidad de energía térmica transferida en un intervalo de tiempo $\Delta t \rightarrow 0$	[J]
Tasa de calor (q)	Energía térmica transferida por unidad de tiempo	[W]
Coeficiente convectivo (h)	Coeficiente de transferencia de calor convectivo	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
Área superficial (A)	Área en contacto con el fluido	[m ²]
Temperatura (T)	Temperatura de la superficie en contacto	[K]
Masa (m)	Cantidad de sustancia en un objeto o cuerpo	[Kg]
Calor específico (Cp)	Cantidad de energía en forma de calor que se necesita para elevar la temperatura de una unidad de masa en un grado Celsius.	$\left[\frac{J}{kg * K}\right]$
Calor latente (Cl)	Puede ser de fusión o de vaporización	$\left[\frac{J}{kg * K}\right]$
Densidad (ρ)	Cantidad de masa contenida en un volumen dado	$\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
Velocidad (v)	Cambio de posición de un objeto en el tiempo	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Diámetro (D)		[m]
Viscosidad dinámica (μ)	Resistencia interna de un fluido a fluir	[Pa*s]
Coeficiente de difusión binario (D _{AB})	Mide tasa a la que dos especies se mezclan debido a difusión en ausencia de flujo de masa global	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
Coeficiente de transferencia de masa (hm)	Describe velocidad en que una especie se transfiere entre dos fases debido a diferencia de concentración.	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Concentración molar (C)	Cantidad de moles de una sustancia en un volumen de solución dado	$\left[\frac{mol}{m^3}\right]$
Caudal de fluido seco (Q _{fs})	Flujo de fluido a través de un área transversal	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. DIAGRAMA DE SECADOR ROTATIVO	7
FIGURA 2.1. BOCETO DE SECADOR ROTATIVO PARA ALTERNATIVA 1	13
FIGURA 2.2. BOCETO DE SECADOR ROTATIVO PARA ALTERNATIVA 2.....	15
FIGURA 2.3. BOCETO DE SECADOR ROTATIVO PARA ALTERNATIVA 3.....	16
FIGURA 2.4 DIAGRAMA DE PROCESO DE DISEÑO DE SECADOR ROTATIVO	21
FIGURA 2.5 <i>DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE EL ELEMENTO</i>	27
FIGURA 2.6. PROPIEDADES DE MATERIAL DESDE SOFTWARE, PALETAS.	33
FIGURA 2.7. PROPIEDADES DE MATERIAL DESDE SOFTWARE, ENGRANE.....	33
FIGURA 2.8. DIAGRAMA DE FUERZAS Y,Z SOBRE CILINDRO INCLINADO	35
FIGURA 2.9. DIAGRAMA DE FUERZAS X,Y.....	35
FIGURA 2.10. MODELADO 3D DE EJE DE ROTACIÓN	37
FIGURA 2.11. MALLADO DEL SÓLIDO PARA ANÁLISIS.	37
FIGURA 2.12. APLICACIÓN DE FUERZAS Y RESTRICCIONES.	38
FIGURA 2.13. ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SECADOR, MODELO SÓLIDO 3D.	38
FIGURA 2.14. MALLADO TETRAÉDRICO DE ESTRUCTURA.....	39
FIGURA 2.15. APLICACIÓN DE FUERZAS Y RESTRICCIONES	39
FIGURA 3.1. DEFORMACIÓN DEL EJE DEBIDO A CARGAS.....	56
FIGURA 3.2. ESFUERZO CORTANTE PRESENTE EN EL EJE.	56
FIGURA 3.3. FACTOR DE SEGURIDAD SEGÚN SOFTWARE CAD.....	57
FIGURA 3.4. DEFORMACIÓN DE ESTRUCTURA, VISTA SUPERIOR.	57
FIGURA 3.5. DEFORMACIÓN DE ESTRUCTURA, VISTA LATERAL.	58
FIGURA 3.6. TENSIÓN EQUIVALENTE SEGÚN VON-MISSES.	58
FIGURA 3.7. FACTOR DE SEGURIDAD PARA ESTRUCTURA.	59
FIGURA 3.8 MODELADO 3D DE SECADOR ROTATIVO	60
FIGURA 3.9 SECCIÓN DE INGRESO DE BAGAZO Y SALIDA DE GASES	60
FIGURA 3.10 SECCIÓN DE CILINDRO SECADOR Y MECANISMO DE MOVIMIENTO	61
FIGURA 3.11 SECCIÓN DE ENTRADA DE GASES Y SALIDA DE BAGAZO	61
FIGURA 3.12 SOPORTES PARA ROTACIÓN Y DESLIZAMIENTO CON PROTECTOR DE SEGURIDAD (TRANSPARENTE)	62
FIGURA 3.13 SISTEMA DE ROTACIÓN MOTOR-REDUCTOR, PIÑÓN Y ENGRANE. PROTECTOR DE SEGURIDAD.....	62
FIGURA 3.14 APRECIACIÓN DE PALETAS INTERNAS	63
FIGURA 3.15 VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	69
FIGURA 3.16 CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR.....	69

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1. VARIABLES ESTABLECIDAS PARA EL SECADOR ROTATIVO.	8
TABLA 2.1. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE ALTERNATIVA 1.	14
TABLA 2.2. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE ALTERNATIVA 2.	16
TABLA 2.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE ALTERNATIVA 3.	17
TABLA 2.4. PONDERACIÓN DE CRITERIOS DE DISEÑO.....	19
TABLA 2.5. MATRIZ DE SELECCIÓN	20
TABLA 2.6. PROPIEDADES DEL MATERIAL CILINDRO	31
TABLA 2.7. PROPIEDADES DE MATERIAL ANILLOS	32
TABLA 3.1 ESTIMACIÓN DE VALORES CILINDRO	63
TABLA 3.2 ESTIMACIÓN DE VALORES, ANILLOS.....	64
TABLA 3.3 ESTIMACIÓN DE VALORES, BASE ENGRANE.	64
TABLA 3.4 ESTIMACIÓN DE VALORES, ENGRANE.....	65
TABLA 3.5 ESTIMACIÓN DE VALORES, ESTRUCTURA.	65
TABLA 3.6 ESTIMACIÓN DE VALORES, CICLÓN.	66
TABLA 3.7 MASA DE PIEZAS DE IGUAL MATERIAL Y ESPESOR.....	67
TABLA 3.8 ESTIMACIÓN DE VALORES, VARIAS PIEZAS.	67
TABLA 3.9 <i>PRECIO VENTILADORES</i>	68
TABLA 3.10 CARACTERÍSTICAS DE COMPONENTES	71
TABLA 3.11 COMPONENTES EXTERNOS	71
TABLA 3.12 ENERGÍA DE BAGAZO EN KWH.....	72
TABLA 3.13 CARGA HORARIA DE TRABAJO.....	72
TABLA 3.14 COSTO DE IMPLEMENTAR EL SECADOR.....	72
TABLA 3.15 COSTO TRANSPORTE DE BAGAZO.....	72
TABLA 3.16 CONSUMO ENERGÉTICO DE PLANTA	73
TABLA 3.17 COSTOS DE PERSONAL	73
TABLA 3.18 COSTOS ANUALIZADOS	73
TABLA 3.19 ENERGÍA PRODUCIDA POR EL BAGAZO	73
TABLA 3.20 CANTIDAD DE BAGAZO PROCESADO	73

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 6.1 CILINDRO ROTATORIO	85
PLANO 6.2 <i>CABEZAL ENTRADA</i>	86
PLANO 6.3 <i>EJE H.</i>	87
PLANO 6.4 <i>CHUMACERA H.</i>	88
PLANO 6.5 <i>TOLVA SALIDA</i>	89
PLANO 6.6 <i>RODILLO SOPORTE H</i>	90
PLANO 6.7 <i>EJE V.</i>	91
PLANO 6.8 <i>ENGRANE</i>	92
PLANO 6.9 <i>PALETAS ELEVADORAS</i>	93
PLANO 6.10 <i>SOPORTE INFERIOR</i>	94
PLANO 6.11 <i>ANILLO DE ROTACIÓN</i>	95
PLANO 6.12 <i>FIJADOR DE ENGRANE</i>	96
PLANO 6.13 <i>BASE ENGRANE</i>	97
PLANO 6.14 <i>ADAPTADOR ENTRADA DE AIRE</i>	98
PLANO 6.15 <i>ADAPTADOR SALIDA DE AIRE</i>	99
PLANO 6.16 <i>ESTRUCTURA</i>	100
PLANO 6.17 <i>BASE EN I</i>	101
PLANO 6.18 <i>CHUMACERA V.</i>	102
PLANO 6.19 <i>RODILLO VERTICAL</i>	103
PLANO 6.20 <i>PLACA BASE</i>	104
PLANO 6.21 <i>SOPORTE SUPERIOR</i>	105
PLANO 6.22 <i>FIJADOR DE ANILLOS</i>	106
PLANO 6.23 <i>TOLVA ENTRADA</i>	107
PLANO 6.24 <i>CICLÓN SEPARADOR</i>	108
PLANO 6.25 <i>PIÑÓN</i>	109

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

La generación de energía capaz de reemplazar la producida por combustibles fósiles ha aumentado con el paso de los años, ejemplos de esto son la energía hidráulica, eólica, térmica, nuclear, solar, y entre estas se tiene de referencia la energía producida por la combustión de bagazo de caña, considerada renovable y con gran potencial energético.

El bagazo de caña representa alrededor del 25% del producto y es utilizado en cogeneración debido al poder calorífico inferior (PCI) que posee además de las grandes cantidades que se generan en cada cosecha, sin embargo, debido a que la humedad en su estructura es cercana al 50% no se logra aprovechar al máximo su PCI, requiriendo de un proceso de secado para lograrlo (Barreiro Cobeña & Murillo Zambrano, 2021).

El secado y combustión de bagazo proporciona un aumento de PCI hasta 27% al reducir la humedad apenas un 10%, esto puede lograrse mediante un secador rotativo cuyas dimensiones varían de acuerdo a factores como flujo de fluido secante, flujo másico de bagazo, velocidad de rotación, tiempo de secado, entre otros (Arosemena & Latorre, 2023).

El diseño de un secador rotativo que optimice la eficiencia energética del bagazo de caña, así como el costo de fabricación es el objetivo del presente proyecto, mismo que requiere de un proceso en el que se deben determinar las condiciones de entrada principalmente del bagazo y fluido secante, para luego diseñar el secador que cumpla con los requerimientos térmicos y mecánicos para posteriormente realizar un análisis, tanto de consumo energético como de costos.

1.1. Descripción del problema

En el proceso de cogeneración se emplea una gran cantidad de energía, por lo que se necesita un combustible con alto poder calorífico para lograr un trabajo eficiente. Los ingenios azucareros aprovechan el bagazo de caña, que es un subproducto de la producción de azúcar y cuya magnitud a nivel mundial es de alrededor de 1700 millones de toneladas métricas en el 2010 con Brasil a la cabeza con 40% del total, para extraer dicha energía (FAOSTAT, 2010)

El problema aparece cuando la humedad presente en su estructura, alrededor del 50%, retarda la combustión al emplear parte de energía térmica para evaporar el agua contenida produciendo una pérdida de calor y disminución de temperatura en la caldera, retardando la evaporación asociada a la cogeneración, afectando su rendimiento y eficiencia energética.

1.2. Justificación del proyecto

La producción de azúcar genera residuos que constituyen el 25% del producto, si tomamos de referencia los 11.4 millones de toneladas métricas de caña del país en el 2021, equivale a 2.85 millones de toneladas de bagazo de caña. Luego de secar el bagazo, se obtiene mayor poder calorífico convirtiendo dicho residuo en un recurso de mayor utilidad para la línea principal de producción (ESPAC, 2023).

La cogeneración contribuye tanto a la obtención de energía calorífica como eléctrica, sin embargo, para lograr el máximo aprovechamiento de esta fuente de energía se requiere optimizar la eficiencia energética producida por la combustión de bagazo de caña a través de la reducción de los niveles de humedad antes de entrar a las calderas.

El reemplazo de combustible para obtener energía calorífica y eléctrica contribuiría a la preservación del medio ambiente al generar menos gases por derivados del petróleo y se reducirían los residuos sólidos que generan contaminación, sumado al hecho que la energía eléctrica producida puede exceder la consumida, se generaría un aporte a la red eléctrica local permitiendo que sea utilizada en otros sectores, contribuyendo así a la sostenibilidad energética (International Sugar Organization, 2023).

En cuanto a funcionamiento y diseño, un secador requiere de pocos sistemas para funcionar y los materiales empleados en su fabricación también se encuentran disponibles para cotización en el mercado, así como la industria necesaria para su manufactura y ensamblaje además, para la gestión de transporte e instalación, existe personal capacitado para llevar a cabo cada paso de la implementación de un equipo de esas características, todo esto abarataría los costos relacionados a su fabricación y mantenimiento.

La actual tendencia por encontrar nuevas fuentes de energía renovable y preservación del medio ambiente, convierte a este proyecto en una mejora tecnológica importante para cumplir dicho objetivo puesto que a largo plazo representa un cambio significativo para la industria azucarera que puede influir en otras industrias y generar un progreso en el cambio de matriz energética (International Sugar Organization, 2023).

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar un secador rotativo con capacidad de 10 toneladas por hora de bagazo de caña, mediante cálculo térmico y herramientas de diseño CAD 3D y simulación para una mejora en la eficiencia energética y reducción de costos operativos relacionados a la cogeneración.

1.3.2. Objetivos específicos

- Realizar el diseño térmico del secador rotativo mediante cálculos termodinámicos y de transferencia de calor y masa para la obtención de parámetros de diseño mecánico.
- Diseñar un modelo CAD tridimensional del secador que cumpla los requerimientos de operación y optimice los valores de fabricación respecto a los equipos del mercado.
- Analizar el impacto económico del secado de bagazo en los costos operativos de un ingenio azucarero.

1.4. Marco teórico

El incremento de la eficiencia energética proveniente de la combustión del bagazo de caña después de un proceso de secado se relaciona con una variedad de conceptos establecidos que operan con variables de temperatura, humedad, velocidad de fluidos, flujo másico, tiempo de exposición, cuyos resultados permiten determinar el rendimiento, consumo y mejora de los procesos analizados.

1.4.1. Energía térmica

En el proceso de diseño de un secador rotativo se contempla, como punto de partida, el cálculo termodinámico del mismo, lo que implica analizar la energía del sistema mediante un proceso en el que se requiere la comprensión de conceptos relacionados a energía térmica.

La energía térmica es la energía interna de un sistema debido a la energía cinética de sus moléculas y generalmente se asocia con la temperatura de un cuerpo manifestada como calor y cuya transferencia de energía se produce por una diferencia de temperatura entre sistemas o cuerpos. La unidad de medida para la energía térmica es el Joule [J] y su ecuación es la siguiente, según el libro de (Y. A. Cengel & Boles, 2014).

$$Q_{sen} = m * c_p * \Delta T \quad (1.1)$$

Esta ecuación es idónea para calcular la energía necesaria para cambiar la temperatura de un cuerpo y es conocido como calor sensible, sin embargo, existe otra ecuación que permite conocer la energía empleada en cambiar de estado la materia de un sistema sin que haya un cambio de temperatura y se la conoce como calor latente, su ecuación es extraída del libro (Y. A. Cengel & Boles, 2014).

$$Q_{lat} = m * c_l \quad (1.2)$$

Cabe mencionar que existen dos tipos de calor latente uno denominado de fusión que se utiliza para pasar de estado sólido a líquido como el descongelamiento, y otro denominado de vaporización que es utilizado para pasar de estado líquido a gas o vapor.

1.4.2. Balance de energía térmica

Luego de identificar la energía relacionada con el sistema y como cuantificarla, se debe aplicar el principio de conservación de energía térmica la cual nos dice que la energía en un sistema es la diferencia entre la sumatoria de la energía que entra y la sumatoria de la energía que sale, más la energía almacenada en el sistema. Esta definición obedece la primera ley de la termodinámica (Y. A. Cengel & Boles, 2014).

Aplicar esa diferencia de energías se conoce como balance de energía y sirve para analizar sistemas que involucran cambios de calor.

La ecuación empleada se encuentra también en el libro de (Incropera et al., 2007).

$$\Delta E = Q_{ent} - Q_{sal} + W_{ent} - W_{sal} \quad (1.3)$$

Una consideración a tener presente es que al considerar un cilindro como sistema secador se tiene que, dado que no se genera trabajo sobre el sistema o de éste hacia el exterior, la ecuación se simplifica y se reduce a la diferencia de calor de entrada y salida.

1.4.3. Flujo de fluido secante

Para proceder con el secado se necesita un flujo de fluido secante, que puede ser aire caliente o gases de combustión ingresados en el sistema mediante un ventilador que cual los toma de la atmosfera o de una caldera o quemador.

El flujo de fluido secante se identifica como caudal y se refiere al movimiento del mismo a través de una sección transversal por unidad de tiempo debido a diferencias de presión, temperatura o por acción mecánica, su unidad de medida es $[m^3/s]$ y su ecuación es extraída de (Y. A. Cengel & Boles, 2014).

$$Q_{fs} = A * v \quad (1.4)$$

1.4.4. Flujo másico

Por otro lado, es necesario conocer el flujo de materia en el sistema, con esto nos referimos al bagazo húmedo y el fluido secante a la entrada mientras que a la salida se registra el bagazo seco y fluido con mayor humedad relativa.

El flujo másico se refiere a la cantidad de masa que atraviesa una sección transversal por unidad de tiempo, cuya unidad de medida es kilogramos por segundo (Kg/s), está relacionada con el caudal al haber un volumen de fluido que atraviesa un área, pero se incluye la densidad de

modo que se obtiene una ecuación como la siguiente (Incropera et al., 2007):

$$m^* = A * v * \rho \quad (1.5)$$

Donde A es el área medida en m^2 , la velocidad representada con v y medida en m/s y la densidad ρ medida en $\frac{Kg}{m^3}$.

Teniendo en cuenta las variables antes mencionadas se procede a identificar aquellas a utilizarse para reconocer los fluidos a interactuar, así como los puntos de referencia para el análisis termodinámico.

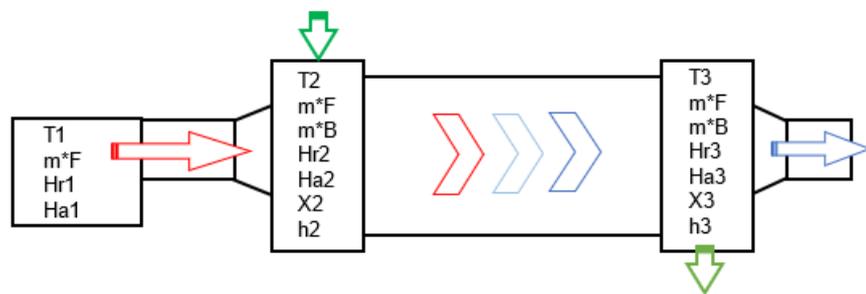


Figura 1.1. Diagrama de secador rotativo

En el punto 1 se debe considerar los valores atmosféricos de temperatura, humedad relativa y absoluta del aire, estos son los que entran al calentador de fluido secante, en el punto 2 se toma en cuenta la temperatura, humedad relativa y la entalpía. Para el punto 3 se considera la temperatura, humedad relativa y la entalpía de salida. En cada punto se considera el flujo másico de gas caliente como la suma de fluido seco y vapor de agua.

Por otro lado, al analizar el punto 2 y 3 se debe considerar el flujo másico de bagazo, el cual se descompone en masa seca y masa de agua. Las variables identificadas en el diagrama se colocan en la Tabla 1.1 para mejor comprensión.

Tabla 1.1. Variables establecidas para el secador rotativo.

Variables involucradas	
m_F^*	Flujo másico de fluido secante
m_{fs}^*	Flujo másico de fluido seco
m_{vf}^*	Flujo másico de vapor de agua en el aire
m_B^*	Flujo másico de bagazo
m_{bs}^*	Flujo másico de bagazo seco
m_{vb}^*	Flujo másico de vapor de agua del bagazo
T_1	Temperatura de fluido a entrada de calentador
T_2	Temperatura a salida de calentador=entrada de secador
T_3	Temperatura de fluido a salida de secador
h_2	Entalpía a salida de calentador
h_3	Entalpía a salida de secador
X_1	Porcentaje de humedad de bagazo a entrada de secador
X_2	Porcentaje de humedad de bagazo a salida de secador
Hr_1	Humedad relativa a entrada de calentador
Hr_2	Humedad relativa a entrada de secador
Hr_3	Humedad relativa a salida de secador
Ha_1	Humedad absoluta a entrada de calentador
Ha_2	Humedad absoluta a entrada de secador
Ha_3	Humedad absoluta a salida de secador

1.4.5. Transferencia de calor y masa

Una vez analizado el sistema, se continua con el secado de producto en donde se produce un intercambio de calor y masa. Para el presente caso, la transferencia se sucede por convección, considerando que entre elementos el intercambio por conducción es despreciable, así como entre los elementos y el cilindro y paletas.

Lo que se pretende analizar son tiras de bagazo por lo que se utiliza convección forzada externa. El intercambio de calor por convección o ley de enfriamiento de Newton es una forma de transferencia que sugiere la interacción entre una superficie sólida y un fluido en movimiento (Incropera et al., 2007).

La unidad con que se mide esta transferencia es Watts [W] y la tasa de transferencia se mide en Watts por metro cuadrado [W/m^2].

$$Q_{ht} = h * A * (T_s - T_{amb}) \quad (1.6)$$

$$q_{ht} = h * (T_s - T_{amb}) \quad (1.7)$$

Existe influencia en la transferencia dependiendo del tipo de flujo que entra en contacto con la superficie del producto, estos pueden ser flujo laminar o turbulento, y son reconocidos mediante el cálculo del número de Reynolds. En convección forzada externa un flujo laminar tiene un valor de Reynolds menor a 10^5 mientras que un flujo turbulento tiene un valor mayor a 3×10^6 y los valores que caen en ese rango se denomina flujo en transición. Un valor de análisis aceptado es Reynolds crítico igual a $Re_{cr} = 5 \times 10^5$. (Incropera et al., 2007).

$$Re = \frac{\rho v X}{\mu} \quad (1.8)$$

Existen números adimensionales que se determinan mediante tablas, las condiciones térmicas de los fluidos y relaciones con el número de Reynolds que permiten obtener el valor del coeficiente convectivo global para finalmente encontrar el calor utilizado al secar.

La transferencia de masa es el proceso de difusión de partículas de un cuerpo o fluido a otro, de manera que en un lado aumenta, mientras el otro disminuye, identificándose como concentraciones. La difusión puede producirse entre gases, líquidos y sólidos, llegando a identificar, según sea el caso, solvente y soluto de acuerdo a la proporción y estado de saturación alcanzado (Incropera et al., 2007).

Para analizar la transferencia de masa se debe tener presente que guarda semejanza con las ecuaciones de transferencia de calor, de modo que identificando como especie A, agua o vapor, la que está en menor concentración y especie B, fluido secante, la de mayor concentración, se procede a plantear la situación de análisis.

Al considerar un cuerpo con concentración superficial $C_{A,S}$, el cual es afectado por una corriente libre con concentración $C_{A,\infty}$, y el coeficiente de transferencia de masa por convección, se obtiene una ecuación parecida a la Ley de enfriamiento de Newton (Incropera et al., 2007).

$$N_{A,S}^* = h_m A_s (C_{A,S} - C_{A,\infty}) \quad (1.9)$$

Esta ecuación es conocida como la tasa transferencia de masa y se multiplica por la masa molar o también conocida como peso molecular, obteniendo una expresión en términos de $[Kg/s]$

$$N_{A,S}^* = h_m A_s (\rho_{A,S} - \rho_{A,\infty}) \quad (1.10)$$

Este análisis es aplicado a un elemento en particular de modo que debe extrapolarse a todo el flujo, para esto se utiliza la ecuación de la composición del mismo en masa de vapor y masa de bagazo seco a la entrada del secador:

$$m_B = \frac{m_{bs}}{1 - X_1} = \frac{\rho_{bs} * V_B}{1 - X_1}; V_B \text{ es volumen} \quad (1.11)$$

Y para determinar la cantidad de partículas por segundo se divide el flujo másico para la masa del producto a la entrada del secador:

$$N_{elem}^* = \frac{m_B^*}{m_{elem}} \left[\frac{\text{unidades}}{s} \right] \quad (1.12)$$

Para encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de masa h_m , se utiliza los números adimensionales análogos a los de transferencia de calor.

Por otro lado, la densidad de vapor a temperatura de fluido, necesaria para la ecuación 1.10 se obtiene de la ecuación:

$$H_{r\infty} = \frac{\rho_{A,\infty}}{\rho_{A,sat}} \quad (1.13)$$

Donde $\rho_{A,sat}$ es la densidad de vapor de agua saturada a temperatura de fluido y Hr es la humedad relativa del fluido fuera de capa límite. Mientras la densidad de vapor sobre la superficie $\rho_{A,S}$ se halla en tablas termodinámicas mediante el recíproco de volumen específico a temperatura superficial y para ello se debe suponer que:

En la interfaz del fluido y líquido hay equilibrio termodinámico, lo que implica que la temperatura de vapor en interfaz es igual a temperatura superficial; y que el vapor está saturado.

CAPÍTULO 2

2. Metodología

Al considerar las condiciones iniciales para el funcionamiento del sistema se planteó el desarrollo de alternativas de solución, con esto se pretende identificar los datos disponibles para realizar el diseño, además de tener en cuenta los componentes adicionales que acompañarán al secador rotativo.

Los datos obtenidos para el diseño fueron principalmente su capacidad de 10 ton/h, además, se identificó el fluido secante como los gases de combustión provenientes de la caldera. El sistema denotado como rotativo implicó la adición de un cilindro el cual tiene paletas internas que ayudan en el transporte de producto.

Adicionalmente, se tomaron en cuenta los cabezales que obligatoriamente conectan con el cilindro, tanto los de entrada como salida, en donde se adaptaron las tuberías de fluido secante y aberturas para flujo de bagazo de caña. También fueron definidas las bases estructurales como un armazón que soporta todo el sistema, de manera que se estableció una plantilla sobre la cual trabajar las opciones.

2.1. Alternativas de solución

2.1.1. Alternativa 1 – Secador horizontal de flujo paralelo

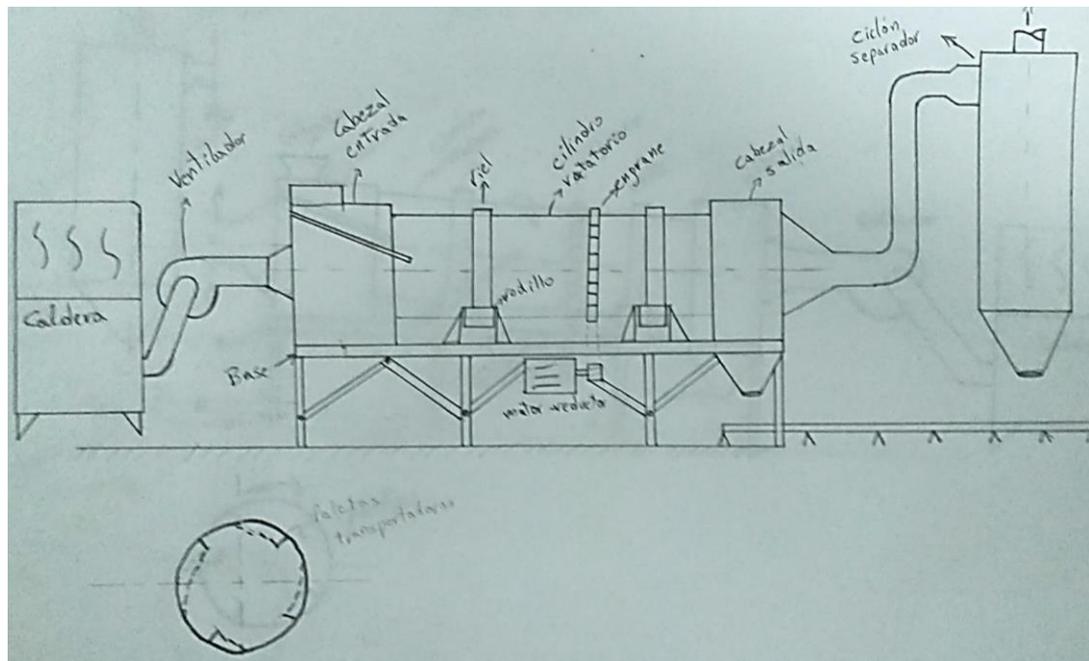


Figura 2.1. Boceto de secador rotativo para alternativa 1

Esta opción de solución consideró un cilindro horizontal como secador al cual le llega fluido secante de la caldera en flujo paralelo al flujo de bagazo mediante un ventilador centrífugo. El flujo de bagazo entra por el mismo cabezal que el fluido secante a 10 ton/h, mientras que en el cabezal del otro extremo del cilindro se producen la salida de bagazo y fluido secante hacia un ciclón separador.

Para dirigir el bagazo hacia el cilindro rotatorio se le agregó una rampa al cabezal mientras que la alimentación del bagazo se definió mediante una banda transportadora, mismo sistema utilizado en el transporte del producto seco a la salida del cabezal y del ciclón.

El cilindro rotatorio fue apoyado sobre rodamientos ubicados en dos puntos distintos longitudinalmente y a 120 grados de separación entre sí, de forma que se mantenga su posición reduciendo riesgos de accidentes. La rotación fue definida por motor reductor con transmisión por engranes y cadenas.

El movimiento de producto se produjo a través de paletas cuya inclinación de extremo a extremo es de 5 grados y estas paletas cuentan con labios que conservan el producto mayor tiempo durante el ascenso para soltarlos en el punto adecuado y se mejore el secado por convección.

Tabla 2.1. Ventajas y desventajas de alternativa 1.

Ventajas	Desventajas
<p>Mejor control de transferencia de calor debido a que el flujo paralelo disminuye progresivamente la temperatura.</p> <p>Es más eficiente cuando la diferencia de temperatura es mayor en el inicio.</p> <p>La inclinación de paletas permite un transporte continuo y uniforme.</p> <p>Al ser horizontal, es más fácil instalarlo a los cabezales y aplicar los sellos herméticos.</p>	<p>Baja eficiencia de transferencia de masa a medida que avanza el material por diferencia de humedad.</p> <p>Riesgo de alto consumo de combustible si no está bien aislado el secador.</p> <p>La inclinación de paletas podría distribuir desigualmente el material y afectar la humedad final.</p> <p>Si el gas contiene partículas abrasivas, desgastará más rápido la superficie interna.</p>

2.1.2. Alternativa 2 – Secador inclinado de contraflujo

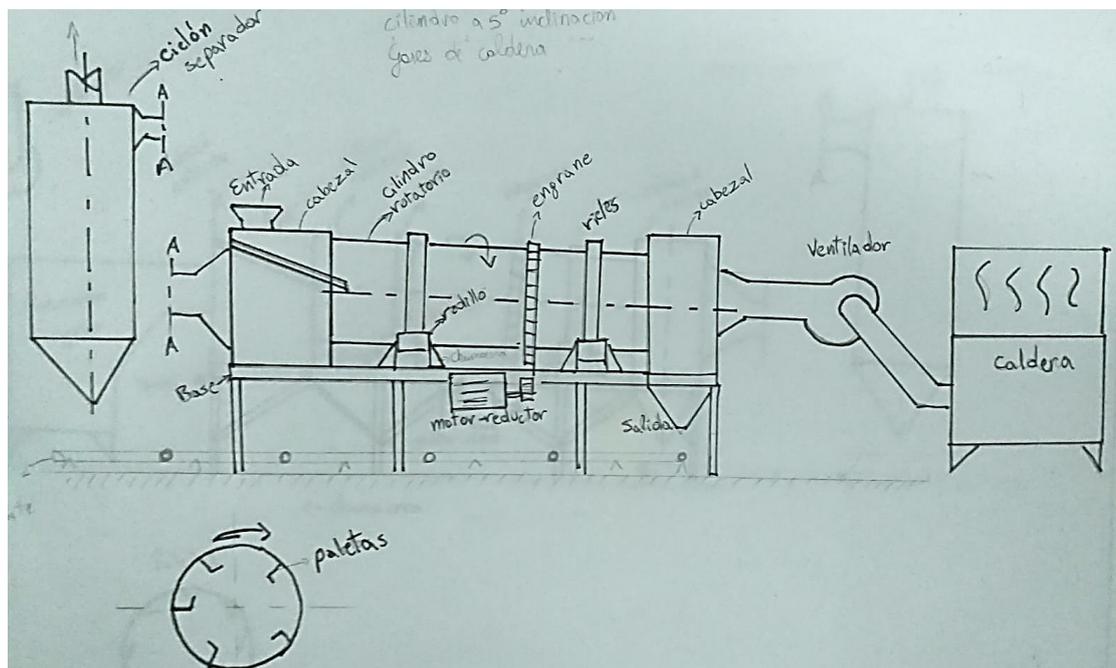


Figura 2.2. Boceto de secador rotativo para alternativa 2.

En esta ocasión se consideró un cilindro inclinado a un ángulo máximo de 5 grados con los soportes en puntos distintos y a 120 grados de separación para mayor estabilidad. Los cabezales fueron ubicados a cada extremo y es por donde entran el bagazo y fluido secante.

Dado que el secador fue configurado para contraflujo, la entrada de bagazo es opuesta a la del fluido, existen tuberías en ambos lados, sin embargo, la entrada de bagazo y el ciclón separador se encuentran en el mismo lado. Por otro lado, la rotación del cilindro se estableció mediante un motor reductor y engranes con cadenas.

La alimentación y descarga del producto se planteó realizarlos mediante bandas transportadoras mientras que, la alimentación de fluido al secador fue pensada hacerla a través de un ventilador centrífugo. Por otro lado, las paletas se plantearon de alrededor de 40 cm y con labio para sostener mayor tiempo el bagazo, además están intercaladas de forma que permita el avance junto con la inclinación.

Tabla 2.2. Ventajas y desventajas de alternativa 2.

Ventajas	Desventajas
<p>Humedad final menor dado que el bagazo interactúa con gas más seco.</p> <p>Interacción con gases calientes maximiza gradiente térmico y promueve evaporación rápida.</p> <p>Uso más eficiente de la energía térmica dada su disminución gradual mientras avanza hacia la entrada de bagazo.</p> <p>Fácil manejo de partículas finas o emisiones dado que son arrastradas hacia un ciclón.</p> <p>La inclinación y paletas dan flujo continuo y tiempo adecuado de residencia.</p>	<p>Dado que el bagazo seco es más abrasivo se produce más desgaste al final del secador.</p> <p>Es más complejo equilibrar térmicamente dada la temperatura de gases y velocidad de avance.</p> <p>El bagazo puede acumularse en la entrada si paletas no tienen diseño adecuado.</p> <p>Instalación de sellos herméticos más complicada dada inclinación.</p>

2.1.3. Alternativa 3 – Secador inclinado con quemador

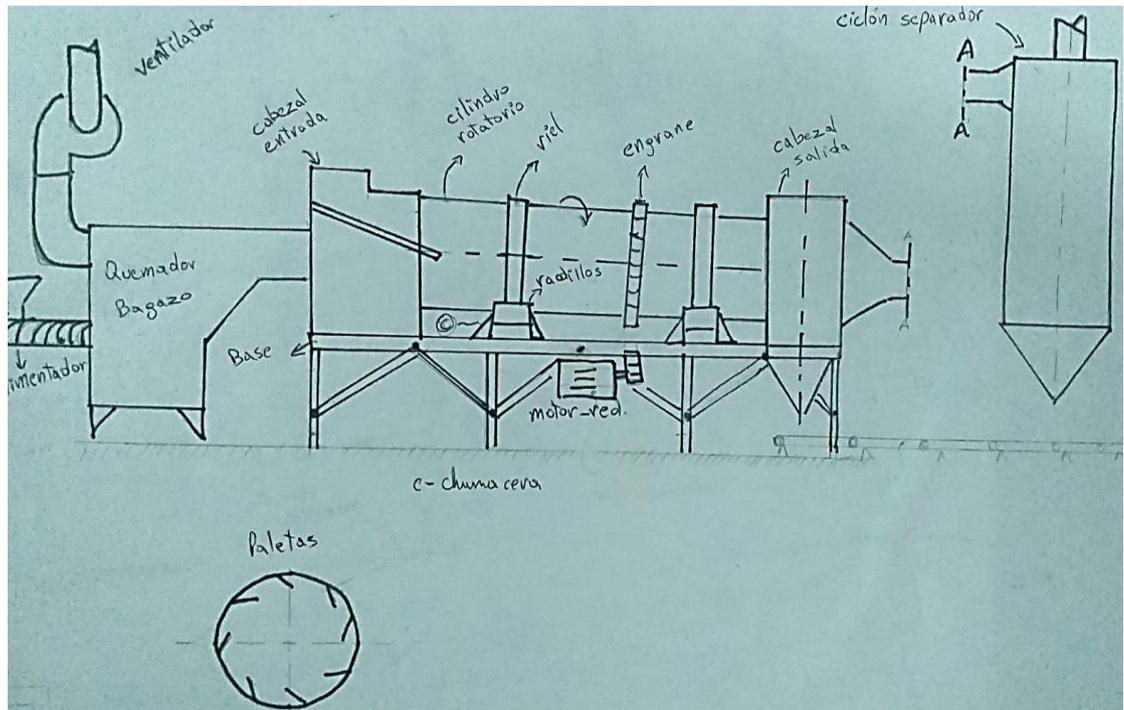


Figura 2.3. Boceto de secador rotativo para alternativa 3.

Para esta opción se consideró un cilindro inclinado que tiene dos puntos de apoyo distintos longitudinalmente y está separados 120 grados entre sí, mismos que fueron instalados en la base del equipo donde también están los cabezales de entrada y salida de bagazo y fluido.

El fluido inyectado en el sistema fue de configuración paralela y se condujo desde un quemador de biomasa cuyo calor se transportó mediante un ventilador, además se consideró la alimentación de bagazo al quemador y al secador mediante tornillo sin fin y bandas transportadoras respectivamente.

La rotación del cilindro se dio mediante engranes y cadenas movidos por un motor reductor de acuerdo a la capacidad dispuesta de 10 ton/h, las tuberías de expulsión de gases se elevaron. Las paletas que mueven el producto se aproximaron a 40 cm y con labios que permiten transportar más, dispuestos de forma intercalada para facilitar el avance hacia la salida.

Tabla 2.3. Ventajas y desventajas de alternativa 3.

Ventajas	Desventajas
<p>Gas caliente al inicio favorece rápida evaporación de humedad superficial</p> <p>Equilibrio térmico más fácil dado el flujo y su disminución gradual de temperatura.</p> <p>Gases de quemador tienen alto contenido de energía térmica.</p> <p>Menor desgaste al final del secador dada su interacción con el fluido secante más frío.</p> <p>Diseño más simple dado el flujo paralelo que facilita instalación y mantenimiento.</p> <p>Flujo paralelo no necesita sistema de recirculación de fluido.</p> <p>Promueve uso de recursos de planta</p>	<p>Diferencia de temperatura entre gases y bagazo disminuye hacia la salida lo que reduce la transferencia de calor.</p> <p>Secado menos uniforme al retener humedad internamente.</p> <p>Altas temperatura y gases abrasivos en la entrada provocan más desgaste.</p> <p>Puede haber acumulación de material al inicio.</p> <p>Cenizas o partículas del quemador se adhieren al cilindro y requiere mayor mantenimiento</p> <p>Quemador requiere sistema de alimentación confiable, complica instalación.</p>

2.2. Selección de alternativa

2.2.1. Tabla de comparación por pares

La selección de alternativa toma en cuenta características específicas o criterios que debe cumplir el equipo, estas opciones fueron extraídas a partir de las consideraciones de ventajas y desventajas de cada alternativa de diseño. Posteriormente fueron colocadas en una matriz para ser comparadas aplicando una escala de calificación, de modo que se estableciera el orden de importancia de los criterios antes de elegir entre las opciones disponibles.

Los criterios evaluados fueron los siguientes:

- **Precio:** en este punto se tomaron en cuenta los componentes del secador rotativo, cantidad de material y aquellos elementos de los que ya se disponía y se pudieron considerar para el diseño, como gases de combustión de una caldera.
- **Mantenimiento:** en este punto se consideró la dificultad en mantener el equipo funcionando correctamente, para los que tomaron en cuenta las emisiones de partículas de las fuentes de calor, así como la facilidad de distribución por las paletas internas.
- **Eficiencia:** el puntaje en esta sección consideró las condiciones que permite un secado rápido del producto tales como la temperatura y el tipo de flujo.
- **Durabilidad:** aquí se consideró el desgaste que la interacción de los fluidos, a las condiciones de secado expuestas, tienen sobre la estructura, específicamente el cilindro, al igual que las paletas internas.
- **Instalación:** este criterio hizo referencia a la dificultad propia del diseño al momento de realizar el ensamblaje de los componentes involucrados.

Los valores a ponderar se establecieron de manera que sea claro cuantificar el resultado final, con eso en mente se definió que el valor de 1 se asignaría si un elemento de la columna se considera igual de importante que uno de la fila, el valor de 3 si es de prioridad media y el valor de 6 si es de alta prioridad.

Tabla 2.4. Ponderación de criterios de diseño.

CRITERIOS	Precio	Mantenimiento	Eficiencia	Durabilidad	Instalación	total	%
Precio	0	1	1/3	1	6	8,33	0,23
Mantenimiento	1	0	1/3	1	3	5,33	0,15
Eficiencia	3	3	0	1	6	13,00	0,35
Durabilidad	1	1	1	0	6	9,00	0,25
Instalación	1/3	1/3	1/6	1/6	0	1,00	0,03
					Suma total	36,67	1,00

2.2.2. Matriz de selección

Esta matriz denominada también de priorización, sirve para tomar decisiones utilizando criterios ponderados, en el cual se asigna puntajes a las soluciones para obtener un valor final que determine la alternativa de solución de un proyecto (Dym et al., 2009).

Los valores designados para cuantificar las alternativas están en el rango de 1 a 5, mismos que indican en que proporción cumplen con el criterio evaluado. Los criterios fueron colocados, para este caso, en columna y las opciones en la fila superior y cada criterio lleva su porcentaje de ponderación, obtenido en la tabla anterior.

Tabla 2.5. Matriz de selección

ALTERNATIVAS	A-1	A-2	A-3
Precio (0,23)	4	4	3
Mantenimiento (0,15)	4	3	3
Eficiencia (0,35)	3	4	3
Durabilidad (0,25)	3	3	2
Instalación (0,03)	4	3	3
Total	3,44	3,61	2,78

Como se observó, la **alternativa 2** es aquella que posee mayor puntaje de modo que, el diseño con cilindro inclinado, en contraflujo y con los gases de combustión de la caldera fue el elegido como solución.

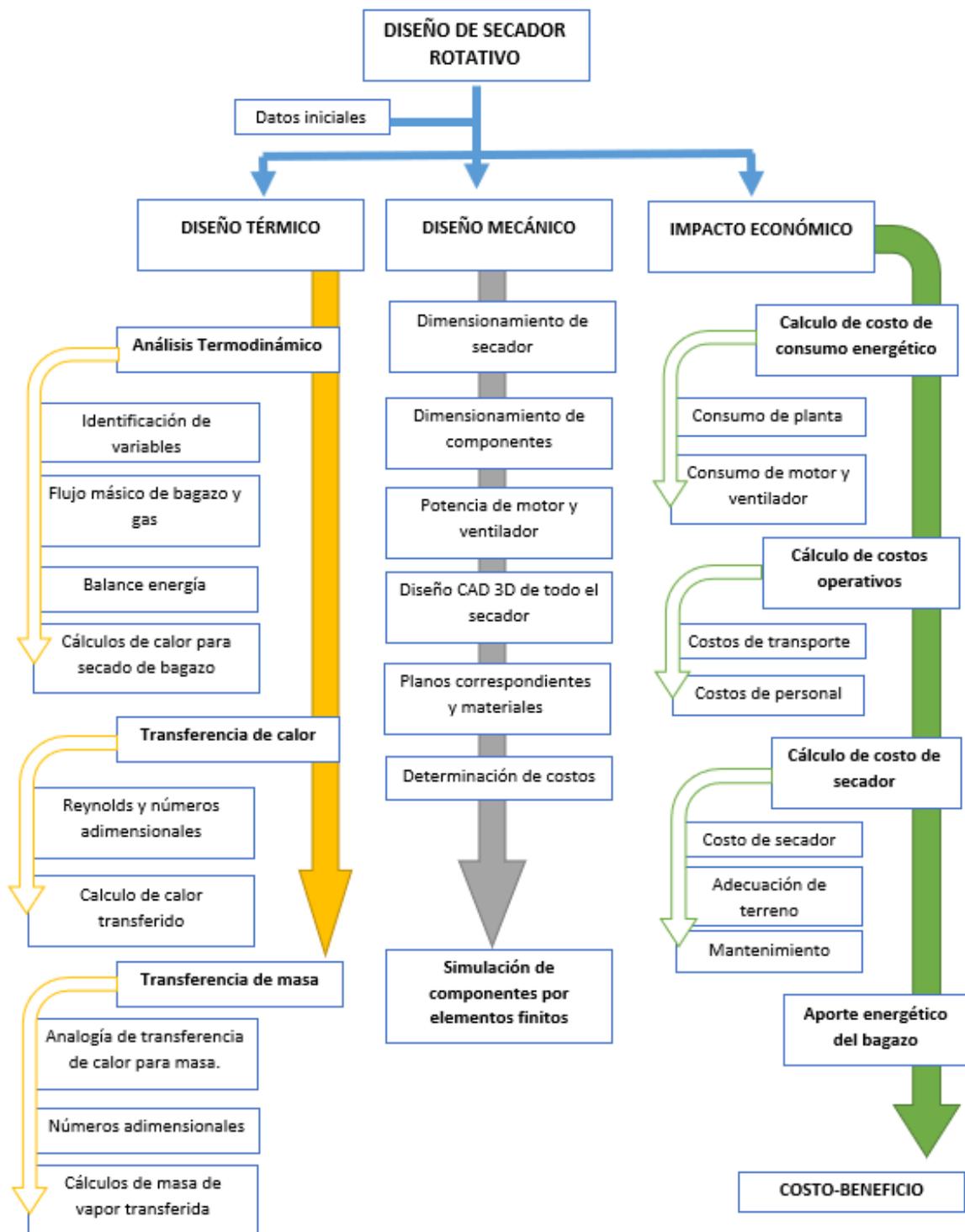


Figura 2.4 Diagrama de proceso de diseño de secador rotativo

2.3. Diseño térmico del secador rotativo

2.3.1. Cálculo de condiciones de flujo

El secador requirió un análisis termodinámico para determinar condiciones de flujo de fluido secante y bagazo, de modo que se planteó

un primer escenario en el que se consideró los gases de combustión en la caldera como un caso de calentamiento de fluido al obviar la reacción química implicada, de modo que se tienen los datos iniciales:

$$T_1 = 33 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Temperatura ambiente de Guayaquil)}$$

$$H_{r1} = 60\%$$

Al ser un caso de calentamiento, no hay otros gases, ni varía la humedad absoluta por lo que:

$$H_{a1} = H_{a2} \quad (2.1)$$

En este punto se hizo posible determinar el consumo mediante la ecuación:

$$Q^* = m_F^* C_p (T_2 - T_1) \quad (2.2)$$

Donde C_p es el calor específico del fluido en este caso gas de combustión. La temperatura de entrada al secador fue definida por el diseñador, mientras que la humedad relativa de gases de combustión a dicha temperatura se consideró como sigue:

$$T_2 = 350 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$H_{r2} = 5\% <$$

Luego se procedió a analizar el secador, en donde también existen asunciones a tener presente, una de ellas fue que el sistema no recibe ni genera trabajo, por lo que es conservativo y además se desprecian las pérdidas de calor al exterior con lo que también es adiabático.

Otro punto importante es que, el calor entregado por el fluido hacia el bagazo es devuelto en forma de vapor de manera que la entalpia del proceso se mantiene constante por lo tanto la energía neta del proceso es cero. Entonces se tiene que:

$$h_2 = h_3 \quad (2.3)$$

$$Q_{neto} = 0$$

$$m_{F2}^* = m_{F3}^* \quad (2.4)$$

La cantidad de humedad relativa del fluido secante quedó a decisión de diseñador, otorgando un valor de $h_{r3} = 70\%$. Toda esta operación es fácilmente observable en una carta psicrométrica.

Realizado el análisis, asunciones y consideraciones, se procedió entonces a determinar flujo másico del fluido, consumo en la caldera y calor de vaporización para los sólidos.

Se tiene que el flujo másico de bagazo se descompone en masa seca y húmeda, y con el porcentaje de humedad se despejan los términos:

$$m_B^* = m_{bs}^* + m_{vb}^* \quad (2.5)$$

$$m_{vb}^* = X m_B^* \quad (2.6)$$

$$m_{bs}^* = (1 - X)m_B^* \quad (2.7)$$

Mediante una relación se pudo despejar la cantidad de agua a evaporar en el secador:

$$\begin{aligned} \Delta m_{vb}^* &= m_{vb2}^* - m_{vb3}^* \\ &= m_{B2}^* - m_{B3}^* \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\Delta m_{vb}^* = \frac{m_{bs}^*}{1 - X_1} - \frac{m_{bs}^*}{1 - X_2} \quad (2.9)$$

Con esta variable encontrada, fue posible determinar el calor de vaporización en el secador mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{vap}^* = \Delta m_{vb}^* \times h_{fg} \quad (2.10)$$

Esta ecuación consideró la entalpía de vaporización a la temperatura superficial del bagazo, valor que debe consultarse en tablas de propiedades del agua. Por otro lado, antes de hallar el flujo de fluido se realizó una relación con las humedades absolutas del secador:

$$H_{a3} - H_{a2} = \frac{m_{vf2}^* + \Delta m_{vb}^*}{m_{fs}^*} - \frac{m_{vf2}^*}{m_{fs}^*} = \frac{\Delta m_{vb}^*}{m_{fs}^*} \quad (2.11)$$

$$m_F^* = m_{fs}^* + m_{vf2}^* = m_{fs}^*(1 + H_{a2}) \quad (2.12)$$

En la ecuación del flujo másico del fluido, el segundo término puede expresarse como una multiplicación de la humedad absoluta en la entrada del secador y el flujo de fluido seco. En una carta psicrométrica su valor es cercano a cero de modo que se aproxima $m_F^* \approx m_{fs}^*$, así la relación final queda:

$$m_F^* = \frac{\Delta m_{vb}^*}{H_{a3} - H_{a2}} \quad (2.13)$$

2.3.2. Transferencia de calor

Los cálculos relacionados con la transferencia de calor se analizaron a partir del número de Reynolds para determinar el valor de coeficiente convectivo h , y cuya ecuación es la siguiente:

$$Re_{crit} = \frac{\rho v X_{crit}}{\mu} \quad (2.14)$$

$$Re_{crit} = 5 \times 10^5$$

Para encontrar los valores de longitud crítica a partir del Reynolds crítico se consultó en tabla de propiedades A-16 del libro de Transferencia de calor y masa de Cengel, evaluadas en la temperatura de película (Y. Cengel & Ghajar, 2011):

$$T_{film} = \frac{T_f + T_s}{2} \quad (2.15)$$

La longitud de las fibras de caña en promedio a considerar es de 54 mm de acuerdo a experimentos de secado de bagazo, en el que se observó gráficamente que entre mayor la longitud de fibra hay mejor transferencia de calor y por ende menor humedad final (Villalba Vidales & Arzola de la Peña, 2019).

Se procedió a determinar Reynolds utilizando el valor de velocidad recomendado y luego los números adimensionales hasta hallar el coeficiente convectivo. Uno de estos valores es Nusselt, cuya ecuación se definió de acuerdo a las condiciones, así como el número de Prandtl y coeficiente conductivo.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} ; Re < Re_{crit}, Pr > 0.6 \quad (2.16)$$

Por interpolación, $Pr = 0.7443$, $k = 0.029774 \frac{W}{mK}$, $L = 0.054 m$, y despejando la variable convectiva:

$$h = \frac{k}{L} 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.17)$$

Para determinar el área se consideró el flujo másico de bagazo de $2.78 Kg/s$ y también se halló la masa de bagazo de modo que, al relacionar ambos términos, se encontró el número de elementos que fluyen por el secador:

$$m_{elem} = \frac{\rho_{bs} * V_B}{1 - X_1} \quad (2.18)$$

Número de elementos por segundo:

$$N_{elem}^* = \frac{m_B^*}{m_{elem}} \quad (2.19)$$

2.3.3. Transferencia de masa

Para transferencia de masa se consideró la ecuación (1.10), en donde se recurrió a números adimensionales para hallar el coeficiente convectivo h_m .

Número de Schmidt

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} = \frac{\text{viscosidad cinemática}}{\text{difusividad de masa}} \quad (2.20)$$

Número de Sherwood

$$Sh = \frac{h_{masa} L_c}{D_{AB}} \quad (2.21)$$

Transferencia de masa por convección, flujo laminar.

$$Sh = 0.664 Re_L^{0.5} Sc^{\frac{1}{3}}; Sc > 0.5 \quad (2.22)$$

Por tablas, a temperatura de película, se conoce:

$$Re_L = 6970.31, \nu = 1.9432 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}.$$

El valor de coeficiente de difusión se halló utilizando la ecuación que relaciona las temperaturas y presiones a partir de las ya conocidas:

$$D_{AB2} = D_{AB1} * \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{1.5} \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (2.23)$$

$$T_1 = 298 K, T_2 = 464.5 K, P_1 = P_2 = 1 atm, D_{AB1} = 1.6 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Luego hallamos las densidades correspondientes con la ecuación 1.13 y tablas termodinámicas. La densidad de vapor saturado a temperatura de fluido se halló mediante tabla A-16 de propiedades de vapor saturado, $\rho_{A,sat} = 0.35465 \frac{Kg}{m^3}$, (Y. Cengel & Ghajar, 2011) y la humedad relativa del fluido es 5%.

$$\rho_{A\infty} = 0.05 * 0.35465 = 0.0177325 \frac{Kg}{m^3}$$

Finalmente se reemplazaron los valores correspondientes en la ecuación 1.10 para hallar la tasa de transferencia de masa.

2.4. Diseño mecánico

2.4.1. Dimensionamiento del secador

La forma de determinar la longitud es mediante el cálculo de tiempo de secado, para luego determinar el número de ciclos y relacionarlo con la geometría del secador. Para esto se definieron parámetros de diseño como

un diámetro de cilindro $D_{cil} = 1.5 \text{ m}$ y una velocidad de rotación de $\omega_{cil} = 3 \text{ rpm}$.

Sabiendo que el cilindro tiene inclinación y fue configurado para contraflujo, se analizó el movimiento de un elemento dentro del cilindro:

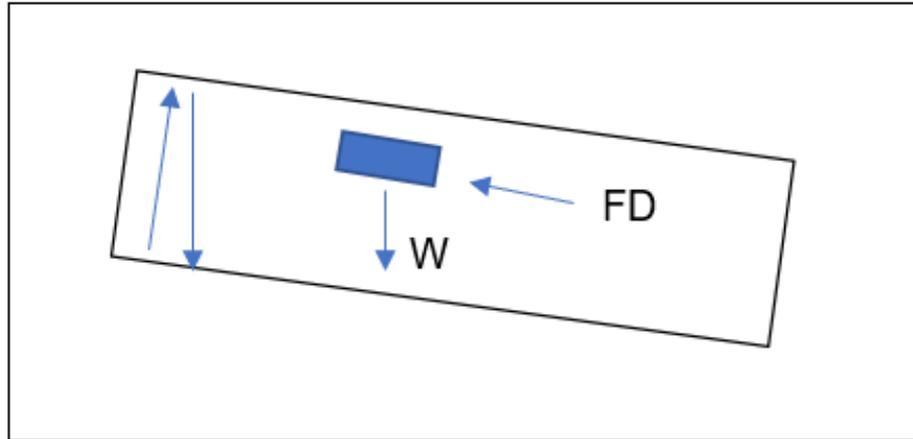


Figura 2.5 Diagrama de fuerzas sobre el elemento

Aplicando la segunda ley de Newton se despejó la aceleración con que cae un elemento que está influenciado por la gravedad y la fuerza de arrastre:

$$\sum F_y = m * a_y \quad (2.25)$$

$$W_{elem} - FD \sin(5^\circ) = m * a_y \quad (2.26)$$

Utilizando el coeficiente de fricción promedio se despejó el torque y a partir de su definición, la fuerza de arrastre:

$$C_f = 1.328 Re_L^{-0.5} = \frac{2T}{\rho * V_m^2} \quad (2.27)$$

$$T = \frac{FD}{A} \quad (2.28)$$

Se asumió caída libre desde el reposo y mediante relaciones geométricas se determinó la altura H de caída y la longitud de avance inclinado Li .

Mediante la ecuación 2.29 se halló el tiempo de secado de un elemento para alcanzar una humedad determinada:

$$t_{sec} = \frac{4z^2}{\pi^2 D_{AB}} \ln\left(\frac{8}{\pi^2} \frac{X1 - X_e}{X2 - X_e}\right) \quad (2.29)$$

$$X_{base\ seca} = \frac{Hr}{1 - Hr} \quad (2.30)$$

Luego se determinó el tiempo requerido para secar todos los elementos que entran al cilindro por segundo mientras están en el cilindro.

$$t_{sec\ total} = N_{elem}^* * 1 * t_{sec} \quad (2.31)$$

De ecuaciones de movimiento se despejó el tiempo de caída y cálculos derivados:

$$t_c = \left(\frac{2H}{g}\right)^{0.5} ; g = a_y \quad (2.32)$$

$$t_{sub} = \frac{1}{2} rev * \frac{60\ s}{3rev}$$

El tiempo de ciclo es lo que tarda cada elemento en subir y caer de regreso; luego se obtuvo el número de ciclos y la longitud del secador.

$$t_{ciclo} = (t_{subida} + t_c) \quad (2.33)$$

$$N_c = \frac{t_{sec\ total}}{t_{ciclo}} \quad (2.34)$$

$$L_{secador} = N_c * Li + 1 ; 1\ metro\ para\ descarga. \quad (2.35)$$

2.4.2. Dimensionamiento de engrane

La transmisión de potencia desde el motor hacia el cilindro se produce mediante engranes de modo que se procedió a diseñar el par de piñón y engrane que se acoplan desde el reductor de velocidades y el cilindro rotatorio.

Se definió previamente que la velocidad del cilindro es de 3 rpm de manera que, mediante la relación de velocidad de engranes rectos se halló la velocidad del piñón, así como el diámetro y número de dientes:

$$m_v = \frac{N_p}{N_e} = \frac{d_p}{d_e} = \frac{\omega_e}{\omega_p} \quad (2.36)$$

N dientes, ω velocidad angular, d diámetro

Para el número de dientes del piñón se utilizó el paso diametral, definiendo que tendrá un paso grueso de modo que $P_d < 20$:

$$P_d = \frac{N}{d} ; d \text{ diámetro de paso} \quad (2.37)$$

Se asumió el paso diametral de 4 y con un ángulo de presión de 20° , se escoge el número de dientes mínimo para profundidad total de acuerdo a la tabla 8-5 del libro de (Norton, 2011):

$N_{p,min} = 17$ sabiendo que el máximo para engranes es de $N_{e,max} = 1309$. Por otro lado, se consideró que el diámetro mínimo para el engrane es igual al diámetro externo del cilindro por lo que:

$$d_{emin} = D_{cil} + 2e \quad (2.38)$$

Además, se consideró la altura total del diente, a partir del cual se determinó el espesor de anillo del engrane (TR) mediante una razón de respaldo m_B que, para este caso bajo el criterio AGMA, debe estar en el rango $0.5 < m_B < 1.2$, y se definió a criterio de diseñador que sea $m_B = 1.2$:

$$h_t = 2.250/P_d \quad (2.39)$$

$$m_B = \frac{TR}{h_t} \quad (2.40)$$

Para definir finalmente el diámetro de paso, se le sumó el valor de espesor de base de engrane, el TR y del dedéndum calculado según AGMA:

$$d_{ef} = D_{cilext} + 2 * (TR + Dden + e_{be}) \quad (2.41)$$

$$Dden = 1.250/P_d \quad (2.42)$$

Luego se determinó el número de dientes mínimo para el engrane:

$$d = \frac{N}{P_d} \quad (2.43)$$

$$N_{e,min} = d_{ef} * P_d \quad (2.44)$$

Carga tangencial:

$$W_t = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2p_d T_p}{N_p} \quad (2.45)$$

Carga total:

$$W = \frac{W_t}{\cos\phi} \quad (2.46)$$

2.4.3. Potencia del motor

$$P = T_p * \omega_p \quad (2.47)$$

$$T = I * \alpha ; I \text{ inercia , } \alpha \text{ aceleración angular} \quad (2.48)$$

Inercia del cilindro

El torque requerido para determinar la potencia necesita determinar primero la inercia total involucrada que aportan el bagazo, el cilindro, el engrane. Para hallar dichos valores se debe conocer tanto su masa como su geometría y se debe empezar por definir el material.

El cilindro secador debe poseer propiedades resistentes al calor, desgaste y corrosión de modo que las opciones más recomendadas son acero ASTM A36 o ASTM A516 grado 70, con un espesor de $e = 0.003$ m.

Tabla 2.6. Propiedades del material cilindro

ASTM A36	
Densidad	$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
Resistencia a la tracción	$(\sigma_u): 400 - 550 \text{ MPa}$
Esfuerzo a la fluencia mínimo	$(\sigma_y): 250 \text{ MPa (36300 PSI)}$
Módulo de elasticidad	$(E): 200 \text{ GPa (29000 KSI)}$
Temperatura máxima	400 °C

$$\text{Volumen} \quad V_{cil} = \pi * D * L * e \quad (2.50)$$

$$\text{Masa} \quad m_{cil} = V_{cil} * \rho_{cil} \quad (2.51)$$

$$\text{Inercia} \quad I = \frac{1}{2} m_{cil} (R_2^2 + R_1^2) \quad (2.52)$$

Inercia de bagazo

Considerando el flujo másico de bagazo y que toma 302 segundos en secar el material que entra por segundo y que llegue al final del cilindro, se determinó el material que, durante ese tiempo, ocupa el cilindro para considerar una geometría de cilindro hueco con el bagazo.

$$m_B = m_B^* * t_{sec,total} \quad (2.53)$$

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2.54)$$

Siendo el radio exterior del bagazo igual al radio interior del cilindro, se despeja el radio interior del bagazo de la ecuación de volumen de un cilindro hueco:

$$V = \pi * (R_2^2 - R_1^2) * L \quad (2.55)$$

$$I_{BC} = \frac{1}{2} m_{BC} (R_2^2 + R_1^2) \quad (2.56)$$

Inercia de anillos para rotación

Se definió que los dos anillos que soportan el cilindro secador para que gire en los rodillos tendrán una geometría cuadrada de 0.1 m con paredes de espesor de 0.005 m de modo que se calculó el volumen, masa y finalmente la inercia.

Tabla 2.7. Propiedades de material anillos

Acero ASTM A500 Grado C	
Densidad	$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
Resistencia a la tracción	$(\sigma_u): 427 \text{ MPa}$
Esfuerzo a la fluencia mínimo	$(\sigma_y): 317 \text{ MPa (36300 PSI)}$
Módulo de elasticidad	$(E): 200 \text{ GPa (29000 KSI)}$

$$\text{Volumen} \quad V_{tc} = L * (A_{ext}^2 - A_{int}^2) \quad (2.57)$$

$$\text{Masa} \quad m_{tc} = 2(V_{ani} * \rho_{ani}) \quad (2.58)$$

$$\text{Inercia} \quad I_{tc} = m * R^2 \quad (2.59)$$

Inercia de paletas

las paletas fueron definidas con 0.4 m de longitud, 0.2 m de ancho, espesor de 0.003 m igual que para el cilindro e igual material, además de un labio de 0.1 m; con esto establecido se procede a determinar la inercia.

$$\text{Volumen} \quad V_{pal} = L * W * e \quad (2.60)$$

$$\text{Masa} \quad m_{pal} = V_{pal} * \rho_{pal} \quad (2.61)$$

$$\text{Inercia} \quad I_{pal} = \frac{1}{12} m_{pal} (a^2 + b^2) \quad (2.62)$$

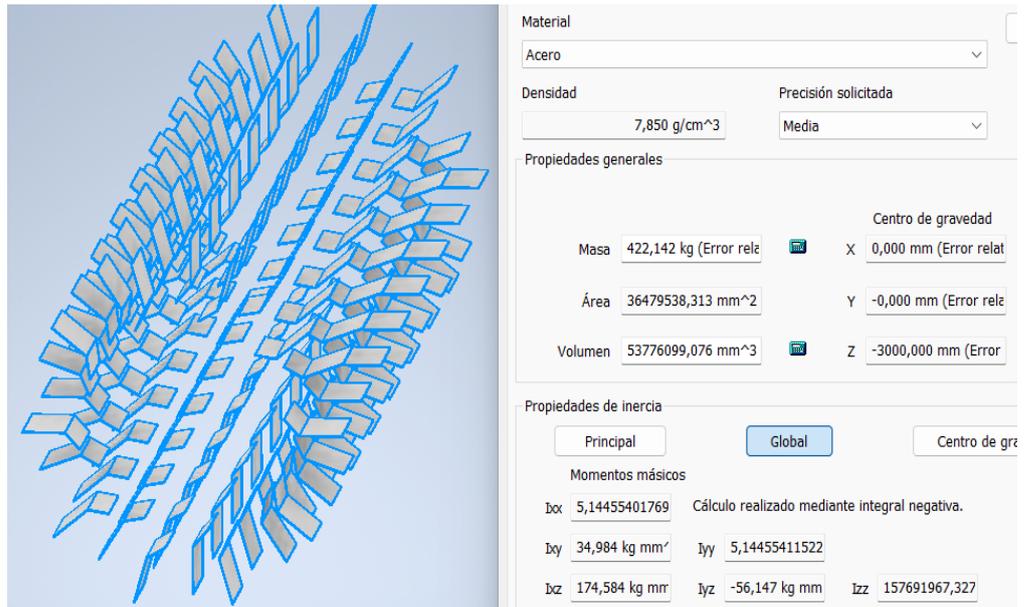


Figura 2.6. Propiedades de material desde software, paletas.

Inercia de engrane



Figura 2.7. Propiedades de material desde software, engrane.

Como se observó en la ventana de propiedades del engrane recto que se acopla al cilindro, la masa obtenida fue $m_e = 90.83 \text{ Kg}$, el volumen $V_e = 17.9 \text{ m}^3$, e inercia rotacional $I_{zz} = 67.1312 \text{ Kg} * \text{m}^2$.

Para determinar el valor de la **inercia total**, se realizó la suma de cada una de las obtenidas anteriormente.

Esfuerzos

El diseño del engrane necesitó conocer diferentes valores que están relacionados con la determinación del esfuerzo de flexión y fatiga superficial y para este proceso se utilizó las ecuaciones según AGMA, encontradas en el capítulo 8 – “Engranés Rectos”, del libro Diseño de Máquinas (Norton, 2011).

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F m J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I ; [MPa] \quad (2.63)$$

Esfuerzo de fatiga superficial

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} ; [MPa] \quad (2.64)$$

2.4.4. Cargas sobre ejes

Diseñar ejes que puedan resistir la carga requirió de la determinación de dicho valor considerando solo los elementos que acompañan al cilindro secador. Se consideró la inclinación del sistema en cuyo caso la carga recayó sobre otro soporte, además dada la apertura de separación entre los rodillos de rotación, se tomó en cuenta la componente en X y Y, que afectaron directamente sobre los ejes y rodamientos involucrados.

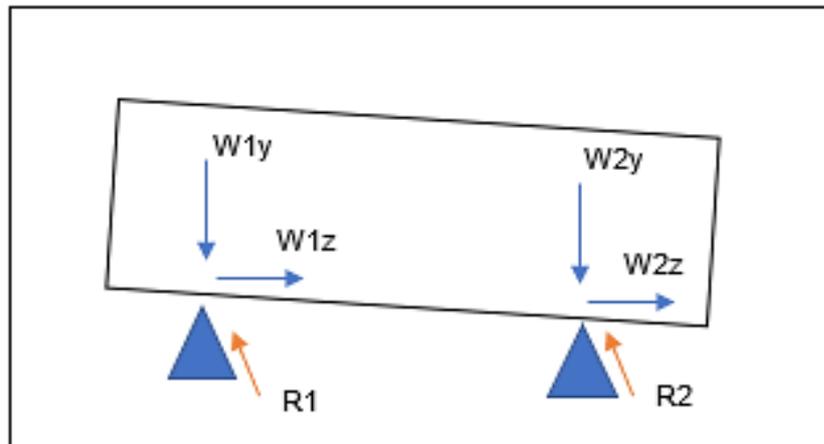


Figura 2.8. Diagrama de fuerzas Y,Z sobre cilindro inclinado

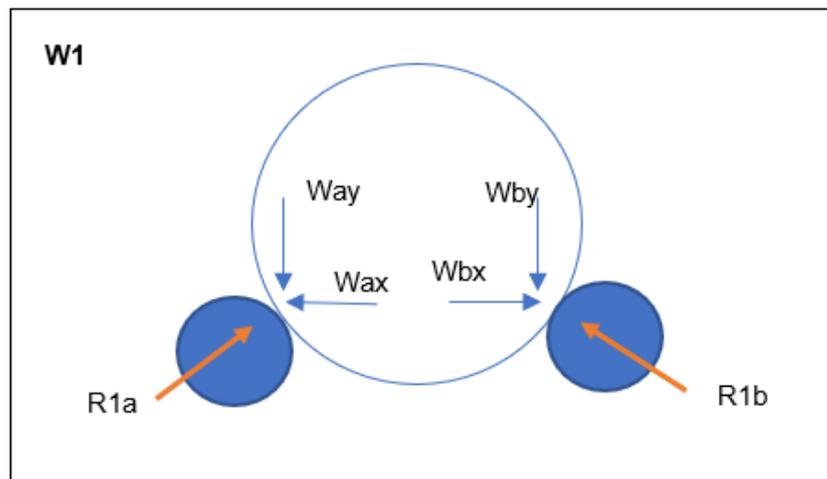


Figura 2.9. Diagrama de fuerzas X,Y

La figura 2.8 y 2.9 muestra el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas involucradas, para esto primero se determinó la carga a partir de la masa hallada en secciones anteriores:

$$M_{total} = m_{cil} + m_{anillos} + m_{be} + m_e + m_B$$

Luego se halló la carga: $W_{sist} = M_{total} * g$

Se asumió simetría y se plantearon las ecuaciones de estática:

Fuerzas en Z:

$$W_{2z} + W_{1z} - R_{1z} - R_{2z} = 0$$

$$W_{2z} = W_{1z} = R_{1z} = R_{2z}; \text{ en magnitud}$$

Fuerzas en Y:

$$W_{2y} + W_{1y} - R_{1y} - R_{2y} = 0$$

$$W_{2y} + W_{1y} = R_{1y} + R_{2y}$$

$$R_y = R_{ay} + R_{by}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

Fuerzas en X:

$$R_{ay(1,2)} - W_{ax(1,2)} + W_{bx(1,2)} - R_{bx(1,2)} = 0$$

$$W_{(a,b)x} = -R_{(a,b)x}$$

Al reemplazar los valores correspondientes se obtuvieron las magnitudes de cada componente de reacción.

2.5. Simulaciones

Las simulaciones se ejecutaron en elementos sólidos donde las cargas aplicadas tienen mayor efecto debido al contacto puntual entre superficies. Por otro lado, la concentración de esfuerzos tiene incidencia en fallas de modo que se tomaron consideraciones geométricas y direccionales para representar las cargas.

El primer sólido analizado en el que se ejercen fuerzas son los ejes de los rodillos que propician el movimiento del cilindro secador, para esto se cargó la geometría al simulador para posteriormente asignarle material y con varios ajustes efectuar un mallado que permita un análisis adecuado. Cabe mencionar que, dadas restricciones del sistema, se trabajó con pocos elementos de análisis, alrededor de 3000.

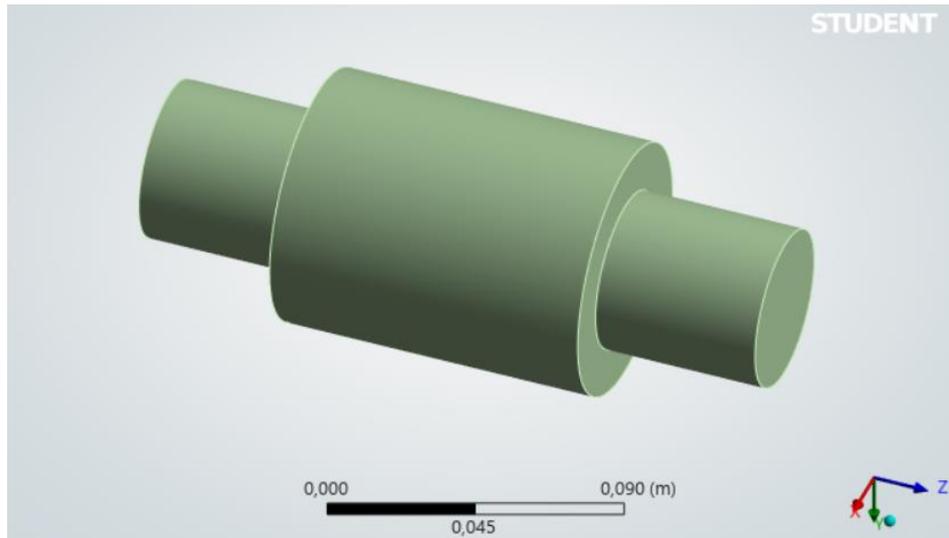


Figura 2.10. Modelado 3D de eje de rotación

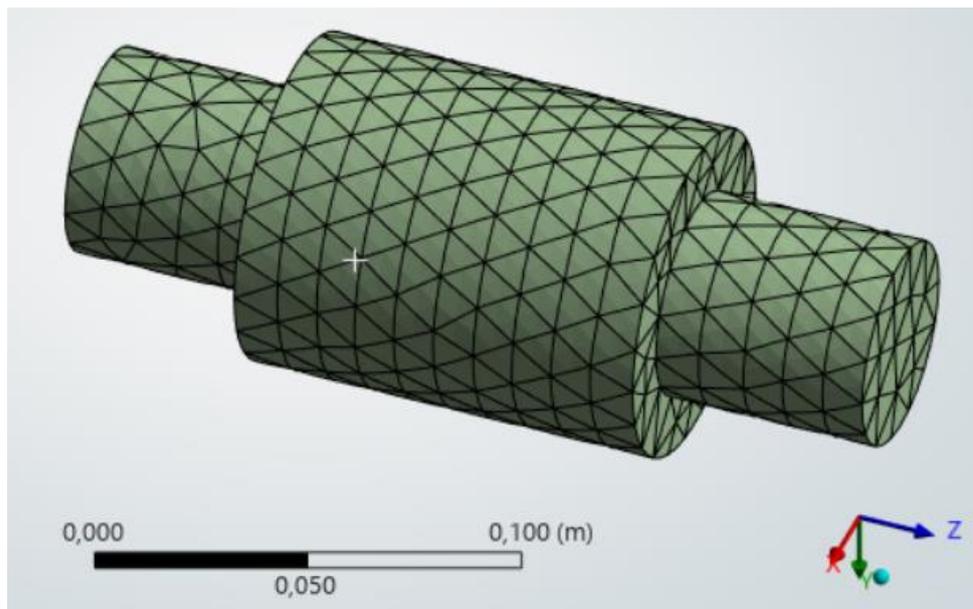


Figura 2.11. Mallado del sólido para análisis.

Se ubicaron las cargas y restricciones correspondientes para efectuar la resolución, con lo que se obtuvieron modelos representativos de distintos efectos sobre el sólido:

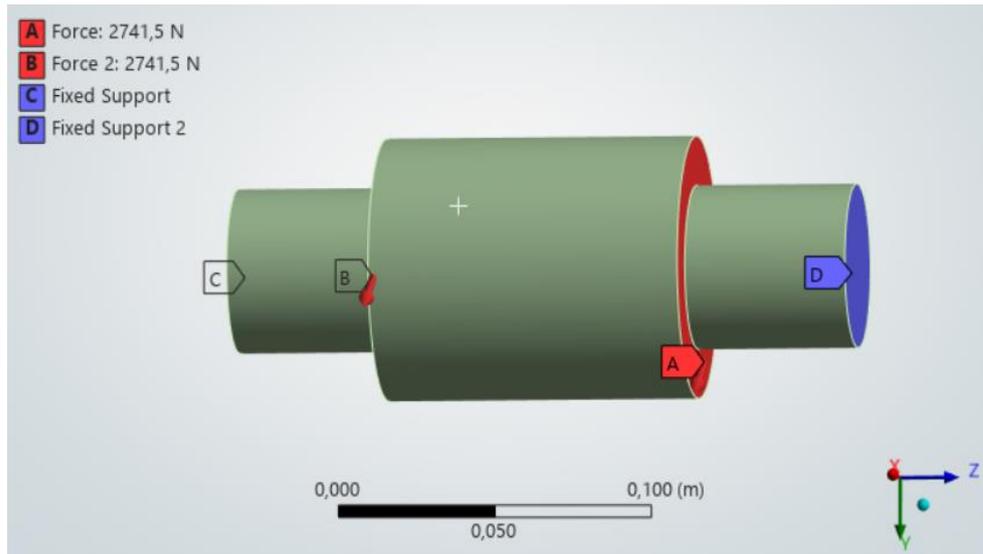


Figura 2.12. Aplicación de fuerzas y restricciones.

El mismo procedimiento se realizó para la estructura que soporta todos los componentes. Se definió la geometría, se realizó el mallado, se presentaron las restricciones y se ubicaron las cargas correspondientes. Luego se establecieron los elementos a analizar para correr el programa de resolución.

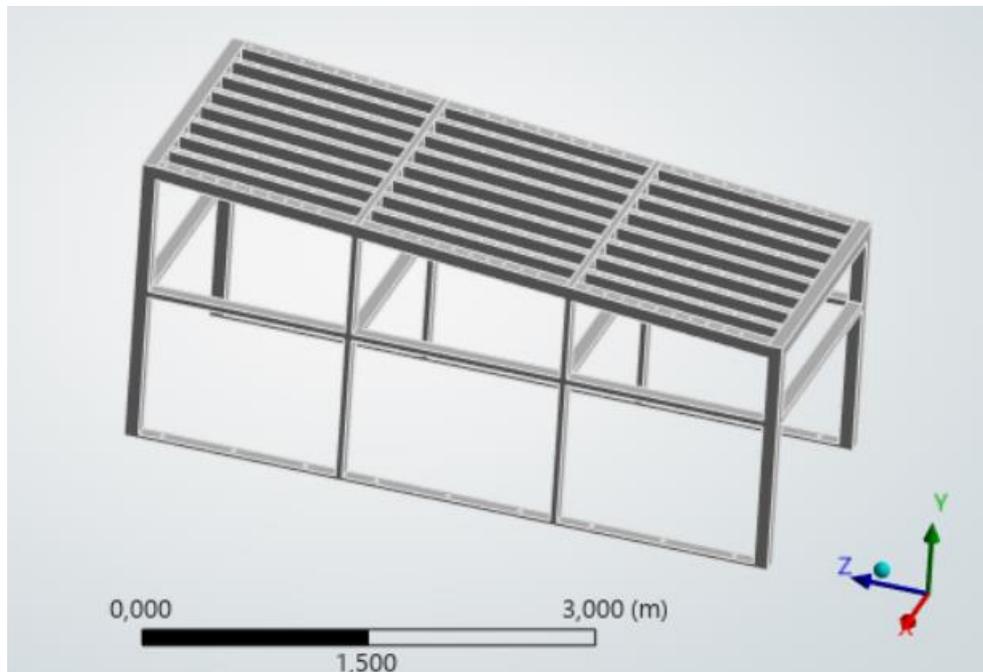


Figura 2.13. Estructura de soporte del secador, modelo sólido 3D.

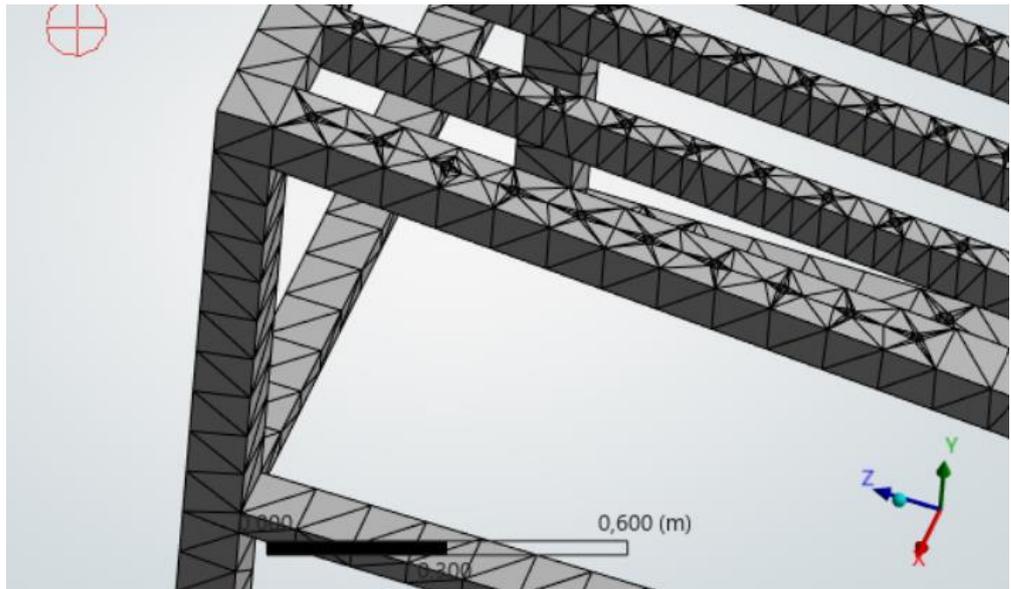


Figura 2.14. Mallado tetraédrico de estructura

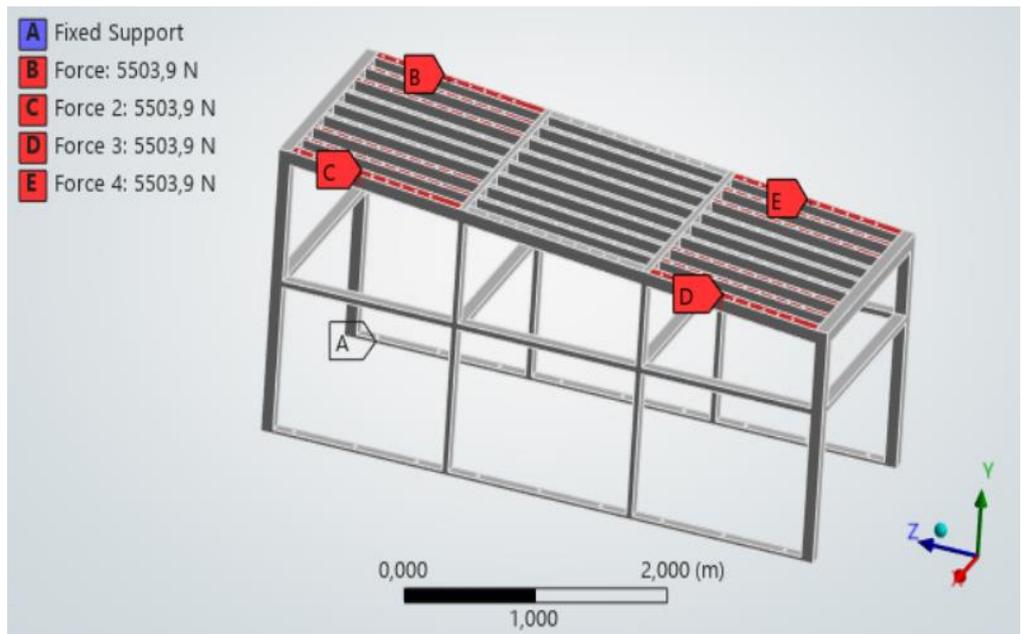


Figura 2.15. Aplicación de fuerzas y restricciones

CAPÍTULO 3

3. Resultados y análisis

Los valores de los cálculos efectuados se detallaron en las secciones correspondientes, cada uno proporciona datos importantes para el proceso de diseño térmico, mecánico y económico, lo que permite proceder con el dimensionamiento de cada uno de los componentes del secador, que el sistema funcione adecuadamente y además determinar un costo aproximado del equipo.

Los principales valores que definen el secador son el flujo másico de bagazo y gas caliente, la tasa de humedad evaporada, el calor de vaporización, el calor de secado, las dimensiones del cilindro secador, el tiempo de residencia, dimensiones y especificaciones del engrane, potencia del motor y ventiladores.

3.1. Resultados de condiciones de flujo

Se reemplazaron valores conocidos para determinar la variación de vapor en el bagazo:

$$m_B^* = 10 \frac{\text{ton}}{\text{h}} = 2.78 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$m_{vb2}^* = 0.5 * 2.78 = 1.39 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$m_{bs2}^* = (1 - 0.5) * 2.78 = 1.39 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\Delta m_{vb}^* = \frac{1.39}{1 - 0.5} - \frac{1.39}{1 - 0.35} = 0.6415 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Valores de humedad absoluta en ingreso y salida de caldera:

$$H_{a1} = H_{a2} = 0.0195$$

Entalpia a 350 grados para línea isoentálpica:

$$h_{T350} = 350 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Utilizando MATLAB se determinó la humedad absoluta en ese punto:

$$H_{a3} = 0.1100 \text{ Kg humedad/ kg gas seco}$$

$$T_3 = 62 \text{ }^\circ\text{C}$$

Se halló el flujo másico de fluido secante (CO₂):

$$m_F^* = \frac{0.6415}{0.1100 - 0.0195}$$

$$m_F^* = 7.088 \frac{Kg}{s}$$

Considerando una densidad promedio de gases de combustión de $1.1562 \frac{Kg}{m^3}$, se determinó el caudal a suministrar:

$$Q_{fs} = \frac{7.088}{1.1562} = 6.13 \frac{m^3}{s}$$

Calor para llevar el agua del bagazo a punto de ebullición:

$$Q_{ca}^* = 1.39 * 4.18 * (100 - 33)$$

$$Q_{ca}^* = 389.28 \text{ KW}$$

La entalpía de vaporización del agua es de $h_{fg} = 2257 \text{ KJ/Kg}$; que se utilizó para determinar el calor de vaporización:

$$Q_{vap}^* = 0.6415 * 2257 \text{ KW}$$

$$Q_{vap}^* = 1447.95 \text{ KW}$$

Calor para llevar el vapor de agua a temperatura del medio de secado:

$$Q_{cv}^* = 0.6415 * 2.04 * (350 - 100)$$

$$Q_{cv}^* = 327.18 \text{ KW}$$

Calor empleado en el bagazo seco para elevar su temperatura:

Teniendo en cuenta al calor específico del bagazo seco $Cp_B = 1.5 \frac{KJ}{KgK}$

y que la temperatura de salida es de 62°C :

$$Q_{bs}^* = 1.39 * 1.5 * (62 - 33)$$

$$Q_{bs}^* = 60.47 \text{ KW}$$

Calor total de secado:

$$Q_{sec} = 1447.95 + 389.28 + 327.18 + 60.47 = 2224.89 \text{ KW}$$

3.2. Resultados de transferencia de calor

Se determinó la temperatura de película para hallar propiedades y se obtuvo longitud crítica.

$$T_{film} = \frac{350 + 33}{2} = 191.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{CO_2} = 1.1564 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}; \text{ con interpolación}$$

$$\mu = 2.2397 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$v = 2.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}; \text{ recomendación de diseño}$$

$$X_{crit} = 3.87 \text{ m}$$

La longitud de fibra de 0.054 m se comparó con el valor crítico de longitud, claramente lo superó por lo que se determinó un flujo laminar en las fibras de bagazo y se calculó Reynolds para las fibras.

$$Re_L = \frac{1.1564 * 2.5 * 0.054}{2.2397 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 6970.31$$

Los valores obtenidos previamente se reemplazaron en la ecuación despejada de coeficiente convectivo y se halló el valor:

$$h = \frac{0.029774}{0.054} * 0.664 * (6970.31)^{0.5} * (0.7443)^{\frac{1}{3}}$$

$$h = 27.70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

El volumen se determinó al considerar un elemento como placa muy fina de dimensión $L = 54 \text{ mm}$, $W = 5 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$, de modo que el volumen de un elemento es $V_B = 5.4 \times 10^{-7} \text{ m}^3$, con la densidad promedio del bagazo definida en 350 Kg/m^3 se realizó el reemplazo:

$$m_{elem} = \frac{350 * 5.4 \times 10^{-7}}{1 - 0.05} = 1.99 \times 10^{-4} \text{ Kg}$$

Luego se halló el número de elementos:

$$N_{elem}^* = 13973.54 \frac{unidades}{s}$$

El área de cada elemento, considerando ideal la transferencia de calor, se duplicó debido a ambas superficies expuestas al entrar en contacto con el fluido secante; de modo que se obtuvo:

$$A_{elem} = (0.054 * 0.005) = 0.00027 m^2$$

Considerando el número de partículas, se obtuvo el área total:

$$A_{tot} = A_{elem} * N_{elem}^* = 3.773 m^2$$

Finalmente se tiene que la temperatura superficial del bagazo en la entrada es ambiente igual a 33 °C, y la salida es 62 °C, con lo que se obtuvo:

$$Q_{tbs} = 27.70 * 3.773 * (62 - 33) * 1 = 3030.85 KW$$

$$Q_{tbs} = 3.031 MW; \text{ recibe el bagazo del fluido.}$$

Eficiencia:

$$n = \frac{Q_{sec}}{Q_{tbs}} = \frac{2224.89}{3030.3} = 73.4\%$$

3.3. Resultados de transferencia de masa

Se determinó el valor de coeficiente de difusión entre CO₂ y vapor de agua:

$$D_{AB2} = 1.6 \times 10^{-5} * \left(\frac{464.5}{298} \right)^{1.5} * 1 = 3.114 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Con lo que Schmidt: $Sc = 0.624$ y Sherwood $Sh = 47.374$ y con

$$Lc = \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro}} = \frac{0.54 * 0.05}{2 * (0.54 + 0.05)} = 0.02288 m, \text{ se obtuvo el coeficiente}$$

convectivo de masa.

$$h_m = \frac{47.374 * 3.114 \times 10^{-5}}{0.02288} = 0.0645 \frac{m}{s}$$

Luego se procedió con la densidad de vapor a temperatura superficial de 191.5°C grados con el recíproco de volumen específico de vapor saturado fue:

$$\rho_{A,S} = \frac{1}{0.4758} = 2.10178 \frac{Kg}{m^3}$$

Finalmente se calculó la transferencia de masa:

$$N_{A,S}^* = 0.0645 * 3.773 * (2.10178 - 0.0177325)$$

$$N_{A,S}^* = 0.5072 \frac{Kg}{s}$$

Calor utilizado en evaporar la tasa de masa encontrado:

$$Q_{vap3}^* = 0.5072 * 2257 = 1144.7 \text{ KW}$$

3.4. Resultados de dimensionamiento de secador

Se halló el torque a partir de coeficiente de fricción:

$$T = \frac{0.016 * 1.1564 * 2.5^2}{2} = 0.05748$$

Una vez despejado y reemplazando valores se obtuvo aceleración:

$$a_y = 9.79 \frac{m}{s}$$

Al comparar la componente de gravedad con la fuerza de arrastre se determinó que no habría retroceso:

$$FD = 1.552 \times 10^{-5} \text{ N}$$

$$W \text{ sen}(5) = 1.614 \times 10^{-4} > FD$$

Se determinó la altura H de caída, que es mientras está expuesta a fluido de secado fue de:

$$H = 1.51 \text{ m}$$

La longitud horizontal inclinada que avanza en cada ciclo es $Li = 0.175$ m. Al reemplazar los valores en la ecuación 2.29 se obtuvo el tiempo de secado de un elemento y se calcula el tiempo total junto con el tiempo de caída, de subida, de ciclo:

$$H_{r1} = 0.5 : X1 = 1, H_{r2} = 0.35 : X2 = 0.54, X_e = 0.01 - 0.005, z = 0.002 \text{ m}, D_{AB} = 3.114 \times 10^{-5} \frac{m}{s}$$

$$t_{sec} = 0.022 \text{ s}$$

$$t_{sec\ total} = 13973 * 1 * 0.022$$

$$t_{sec\ total} = 302\ s$$

$$t_c = 0.56\ s$$

$$t_{sub} = 10\ s$$

$$t_{ciclo} = (10 + 0.56) = 10.56\ s$$

Finalmente se halló el número de ciclos y longitud de secador:

$$N_c = \frac{302}{10.56} = 28.6; \text{ ciclos}$$

$$L_{secador} = (28.6 * 0.175) + 1 = 7\ m$$

3.5. Resultados de dimensión de engrane

Conversión de velocidad angular de engrane:

$$\omega_e = 3\ rpm * \frac{2\pi}{60} = 0.31415\ \frac{rad}{s}$$

Se asumió **relación de velocidad** $m_v = 0.1$ y se hallaron los valores relacionados:

$$\omega_p = \frac{\omega_e}{m_v}$$

$$\omega_p = \frac{0.31415}{0.1} = 3.1415\ \frac{rad}{s}$$

Diámetro mínimo de engrane:

$$d_{emin} = \frac{1506}{25.4} = 59.3\ in$$

Se determinó también la altura o espesor de engrane:

$$h_t = 2.250/4 = 0.5625\ in$$

$$TR = 1.2 * h_t$$

$$TR = 0.675\ in = 0.017145\ m$$

Calculo de diámetro de engrane final:

$$D_{den} = 1.250/4 = 0.3125\ in$$

$$d_{ef} = \left(\frac{1506}{25.4} \right) + 2 * (0.67 + 0.3125 + \left(\frac{50}{25.4} \right))$$

$$d_{ef} = 65.19 = 65 \text{ in}$$

Los valores fueron hallados en pulgadas debido a la facilidad de manufactura. Luego se halló el número de dientes del engrane:

$$N_{e,min} = 4 * 65.19 = 260$$

Mediante la relación de velocidad se despeja los dientes del piñón, el diámetro de piñón y velocidad tangencial:

$$N_p = N_e * m_v$$

$$N_p = 260 * 0.1 = 26$$

$$d_p = m_v * N_e$$

$$d_p = 0.1 * 65 = 6.5 \text{ in}$$

$$V_t = \frac{d_e \omega_e}{2}$$

$$V_t = 65 * \frac{0.31415}{2} = 10.2102 \frac{\text{in}}{\text{s}} = 0.85085 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

3.6. Resultados de potencia del motor

El cálculo de inercia se realizó a partir de geometría y volumen, considerando el eje de rotación de cada pieza que generalmente es eje z.

Inercia cilindro

$$\text{Volumen } V_{cil} = \pi * 1.506 * 7 * 0.003 = 0.09896 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa } m_{cil} = 0.09896 * 7850 = 776.84 \text{ Kg}$$

$$\text{Inercia } I_{cil} = \frac{1}{2} (776.84) * (0.75^2) = 218.486 \text{ Kg m}^2$$

Inercia de bagazo

$$\text{Masa } m_B = 2.78 * 302 = 839.56 \text{ Kg}$$

$$\text{Volumen } V_{BC} = \frac{839.56}{350} = 2.4 \text{ m}^3$$

Siendo el radio exterior del bagazo igual al radio interior del cilindro, se despeja el radio interior del bagazo de la ecuación de volumen de un cilindro hueco:

$$V = \pi * (R_2^2 - R_1^2) * L$$

$$2.4 = \pi * (0.75^2 - R_1^2) * 7$$

$$R_1 = \left(0.75^2 - \frac{24}{7\pi}\right)^{0.5} = 0.673 \text{ m}$$

$$I_{BC} = \frac{1}{2} m_{BC} (R_2^2 + R_1^2)$$

$$I_{BC} = \frac{1}{2} * 839.56 * (0.75^2 + 0.673^2)$$

$$I_{BC} = 426.26 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Inercia de anillos

Propiedades generales

Masa	74,865 kg (Error relat		X	0,000 mm (Error relat
Área	3812423,903 mm^2 (Y	-0,000 mm (Error rele
Volumen	9536918,714 mm^3 (	Z	-50,000 mm (Error re

Centro de gravedad

Propiedades de inercia

Principal Global Centro de gra

Momentos máxicos

I_{xx} 24608001,134 l Cálculo realizado mediante integral negativa.

I_{xy} -0,000 kg mm^ I_{yy} 24608001,134 l

I_{xz} 0,000 kg mm^ I_{yz} -0,000 kg mm^ I_{zz} 48616476,651 l

Al realizar comparaciones se definieron valores cercanos:

$$\text{Masa} = 2 * 74.865 = 149.73 \text{ Kg}$$

$$\text{Volumen} = 0.009537 \text{ m}^3$$

$$\text{Inercia} = 2 * 48.616 = 97.23 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Inercia de base de engrane

Material		
Acero		
Densidad	Precisión solicitada	
7,850 g/cm ³	Media	
Propiedades generales		
Masa	Centro de gravedad	
49,813 kg (Error relat	X -0,000 mm (Error rela	
Área	Y 0,000 mm (Error relat	
2548397,129 mm ² (Z -47,000 mm (Error re	
Volumen		
6345545,921 mm ³ (
Propiedades de inercia		
Principal	Global	Centro de g
Momentos máxicos		
Ixx	Cálculo realizado mediante integral negativa.	
15206318,950 l	Iyy	15206318,950 l
Ixy	-0,000 kg mm ²	Iyz
Ixz	-0,000 kg mm ²	Izz
	0,000 kg mm ²	30084791,394 l

Masa = 49.813 Kg

Volumen = 0.006346 m³

Inercia = 30.085 Kg * m²

Inercia de engrane

Como se observó en la ventana de propiedades del engrane recto, la masa obtenida fue $m_e = 90.83 \text{ Kg}$, el volumen $V_e = 17.9 \text{ m}^3$, e inercia rotacional $I_{zz} = 67.1312 \text{ Kg} * \text{m}^2$.

Inercia de paletas

$$V_{pal} = 0.4 * 0.3 * 0.003 = 3.6 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{pal} = 422 \text{ Kg}$$

$$I_{pal,zz} = 157.7 \text{ Kg m}^2$$

Inercia total

$$I_{tot} = 157.7 + 97.23 + 30.085 + 426.26 + 218.486 + 67.13$$

$$I_{tot} = 996.89 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Resultados de potencia

La aceleración angular se determinó asumiendo arranque instantáneo:

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_i}{t_2 - t_1}; \omega_i = t_1 = 0, t_2 = 2 \text{ s}$$

$$\alpha_p = \frac{3.14159}{2} = 1.57058 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Entonces se determina el torque en piñón:

$$T_p = 996.89 * 1.57058 = 1565.7 \text{ Nm}$$

Carga tangencial

$$W_t = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2 * 1565.7}{6.5 * 0.0254} = 18966.623 \text{ N}$$

Carga total:

$$W = \frac{W_t}{\cos\phi} = \frac{18966.623}{\cos(20)} = 20183.86 \text{ N}$$

Potencia del motor:

$$P = T_p * \omega_p = 1565.7 * 3.14159 = 4918.7875 \text{ W} = 6.6 \text{ HP}$$

Esfuerzo de flexión en engrane

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F m J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

Los valores de los factores para determinar los esfuerzos se extrajeron de los gráficos y tablas del capítulo 8 “Engranés Rectos” del libro Diseño de Máquinas de Norton.

Factor geométrico J de resistencia a la flexión: para 26 dientes de piñón y 260 dientes de engrane el valor es de 0.32.

Factor dinámico Kv: Se tiene que $V_t = 3.6 \text{ ft/min}$ y en base a este valor el índice de calidad del engrane $Q_v = 7$.

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} = 0.731$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 65.064$$

$$V_{tmax} = (A + (Q_v - 3))^2 \text{ ft/min}$$

$$V_{tmax} = 4769.84 \text{ ft/min}$$

$$K_v = 0.5893$$

Factor de distribución de carga K_m : Para esto se recomienda tener el ancho de cara entre los valores $\frac{8}{p_d} < F < \frac{16}{p_d}$, que tras reemplazarlo; $2 < F < 4$ y el ancho de cara del engrane es de 3.7 in de modo que de acuerdo a la tabla 8.16, el valor de $K_m = 1.7$

Factor K_a : De acuerdo a la tabla 8.17, la máquina impulsora es un motor eléctrico y se define un impacto moderado de modo que $K_a = 1.25$.

Factor de tamaño K_s : recomendación AGMA $K_s = 1$.

Factor de espesor del aro K_B : se definió con anterioridad que $0.5 \leq m_B \leq 1.2$ e igual a $m_B = 1.2$. $K_B = -2m_B + 3.4 = -2.4 + 3.4 = 1$

Factor de engrane loco K_I : para engranes normales $K_I = 1$.

Reemplazando valores en la ecuación:

$$\sigma_b = \frac{18966.623}{93.98 * 6.35 * 0.32} \frac{1.25 * 1.7}{0.5893} 1 = 358.14 \frac{N}{mm^2} \text{ o } MPa$$

Resistencia a fatiga a flexión de AGMA:

$$S_{fb} = \left(\frac{K_L}{K_T * K_R} \right) S_{fb}'$$

Factor de vida K_L : para esto se necesitó la dureza Brinell del material del engrane que para este caso se definió como Acero AISI 4340, $HB = 197$ ubicó la curva de la ecuación $K_L = 4.9404 N^{-0.1045}$: y el número de ciclos de vida se estableció para 10000 horas, de modo que $N = 1.8 * 10^6$ y el factor es $K_L = 1.1$.

Factor de temperatura K_T : temperatura de lubricante, dado que es externa y temperatura baja $K_T = 1$.

Factor de confiabilidad K_R : se definió la confiabilidad al 90% de modo que $K_R = 0.85$.

La resistencia de fatiga por flexión según la AGMA para el acero 4340 está entre 230 a 325 MPa, de donde se escogió 325 MPa.

El valor de resistencia de fatiga corregida resultó $S_{fb} = 420.6 \text{ MPa}$.

Factor de seguridad para flexión en engrane

$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

$$N_b = \frac{420.6}{358.14} = 1.2$$

Se concluyó un buen grado de seguridad y aplica tanto para engrane como piñón al ser el mismo material.

Esfuerzos superficiales en engrane

Para los esfuerzos superficiales los valores de las constantes son iguales a las de flexión a excepción de C_p e I que se calcularon a continuación:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$$

De acuerdo a la tabla 8-18 para determinar el coeficiente elástico C_p según la AGMA, para piñón y engrane de acero este valor es de $C_p = 191 \text{ MPa}^{0.5}$.

Factor geométrico superficial I

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\phi$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(82.55 + \frac{1+0}{4}\right)^2 - (82.55 \cos 20^\circ)^2} - \frac{\pi}{4} \cos 20^\circ$$

$$\rho_p = 28.95657 - 0.738 = 28.21854$$

$$\rho_g = C \sin\phi - \rho_p$$

$$\rho_g = 908.05 \sin 20^\circ - 28.21854 = 282.3528$$

$$I = \frac{\cos 20}{\left(\frac{1}{28.22} + \frac{1}{282.3528}\right) 165.1} = 0.146$$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{\frac{18966.623}{93.98(0.146)165.1} \frac{1.25 * 1.7}{0.5893} 1} = 1049.47 \text{ MPa}$$

Resistencia a fatiga superficial

$$S_{fc} = \left(\frac{C_L C_H}{C_T * C_R}\right) S_{fc}'$$

Los valores de C_T y C_R son iguales a los obtenidos para flexión, entonces $C_T = 1$ y $C_R = 0.85$.

El valor de factor de vida superficial C_L se determinó mediante la ecuación $C_L = 2.466 * N^{-0.056}$, siendo N el mismo valor anterior se obtuvo $C_L = 1.1$.

Para el factor de razón de dureza C_H se considera la ecuación $C_H = 1 + A(m_G - 1)$ y el factor A se obtiene de la relación de dureza Brinell entre el piñón y engrane y, dado que son iguales el factor $A=0$, como resultado se obtuvo $C_H = 1$.

El valor de resistencia a fatiga superficial sin corregir de acuerdo a AGMA para acero AISI 4140 es 1150 MPa dentro del intervalo.

$$S_{fc} = \left(\frac{1.1 * 1}{1}\right) 1150 = 1265 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad superficial de engrane

$$N_c = \frac{S_{fc}}{\sigma_c}$$

$$N_c = \frac{1265}{1049.47} = 1.2$$

El factor de seguridad es aceptable, lo que implica que el material elegido fue el correcto.

3.7. Calculo de cargas sobre ejes

$$M_{total} = 776.84 + 149.73 + 49.813 + 422 + 839.56 + 90.83$$

$$M_{total} = 2328.773 \text{ Kg}$$

Luego se halló la carga: $W_{sist} = 2328.773 * 9.8$

$$W_{sist} = 22821.97 \text{ N}$$

Se asumió simetría y se plantearon las ecuaciones de estática:

$$W_1 = W_2 = \frac{W_{sist}}{2}$$

$$W_{(1,2)} = \frac{22821.97}{2} = 11411$$

Fuerzas en Z:

$$W_{2z} + W_{1z} - R_{1z} - R_{2z} = 0$$

$$W_{2z} = W_{1z} = -479.7 \text{ N}$$

$$R_{1z} = R_{2z} = 479.7 \text{ N}$$

Fuerzas en Y:

$$W_{2y} + W_{1y} - R_{1y} - R_{2y} = 0$$

$$W_{2y} + W_{1y} = R_{1y} + R_{2y}$$

$$R_y = R_{ay} + R_{by}$$

$$R_{ay} = R_{by}$$

$$W_{1(a,b)y} = \frac{W_1}{2} \text{sen}(30)$$

$$W_{1(a,b)y} = W_{2(a,b)y} = -2741.48 \text{ N}$$

$$R_{1(a,b)y} = R_{2(a,b)y} = 2852.75 \text{ N}$$

Fuerzas en X:

$$R_{ay(1,2)} - W_{ax(1,2)} + W_{bx(1,2)} - R_{bx(1,2)} = 0$$

$$W_{(a,b)x} = -R_{(a,b)x}$$

$$W_{1(a,b)x} = \frac{W_1}{2} \cos(30)$$

$$W_{(1,2)ax} = R_{(1,2)bx} = -4748.38 \text{ N}$$

$$W_{(1,2)bx} = R_{(1,2)ax} = 4748.38 \text{ N}$$

Carga en cada eje:

$$R_{eje} = \sqrt{4748.38^2 + 2741.48^2 + 479.7^2} = 5504 \text{ N}$$

A partir de estos valores se seleccionaron tanto el material como los rodamientos que ayudaron en el soporte de carga.

3.8. Simulaciones

Los resultados obtenidos tras simulaciones fueron los siguientes:

Eje de rodillos

Se obtuvo la simulación del eje que soporta la carga del cilindro secador y se observó la deformación causada en el componente cuyos valores y afectaciones están diferenciados por colores desde azul hasta rojo como baja y alta respectivamente.

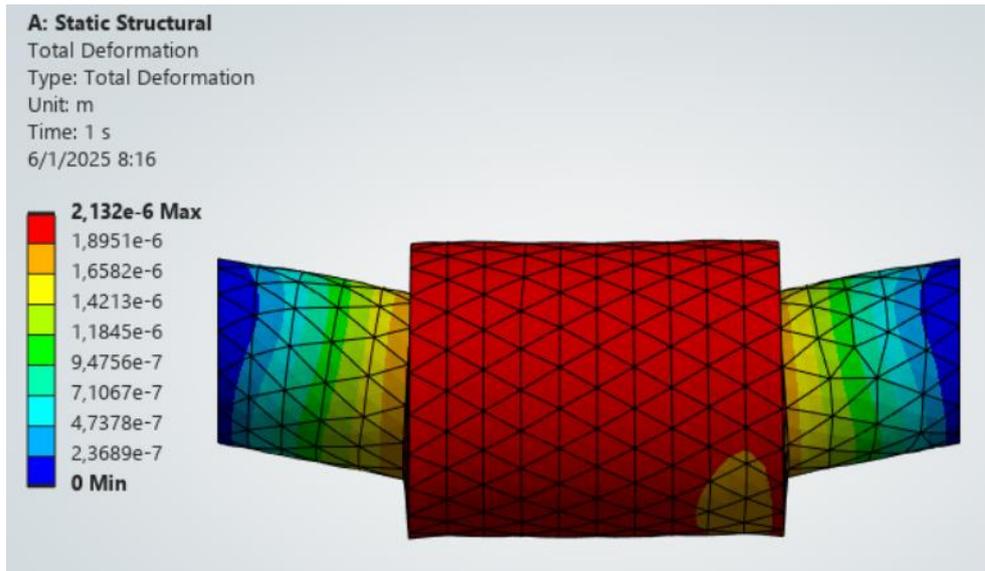


Figura 3.1. Deformación del eje debido a cargas.

En la simulación de esfuerzo cortante se puede observar el grado en que la carga sobre el eje afecta la integridad del componente, así mismo en una escala de colores donde se identificó mediano esfuerzo pero aun así bajo para la resistencia del material.

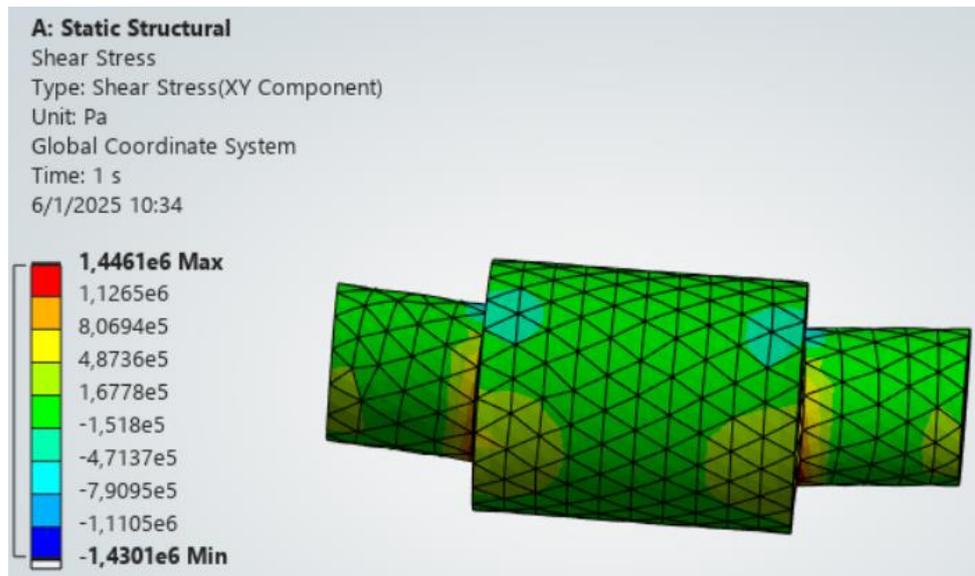


Figura 3.2. Esfuerzo cortante presente en el eje.

En esta simulación se puede observar el factor de seguridad que la geometría y material del componente proporcionan.

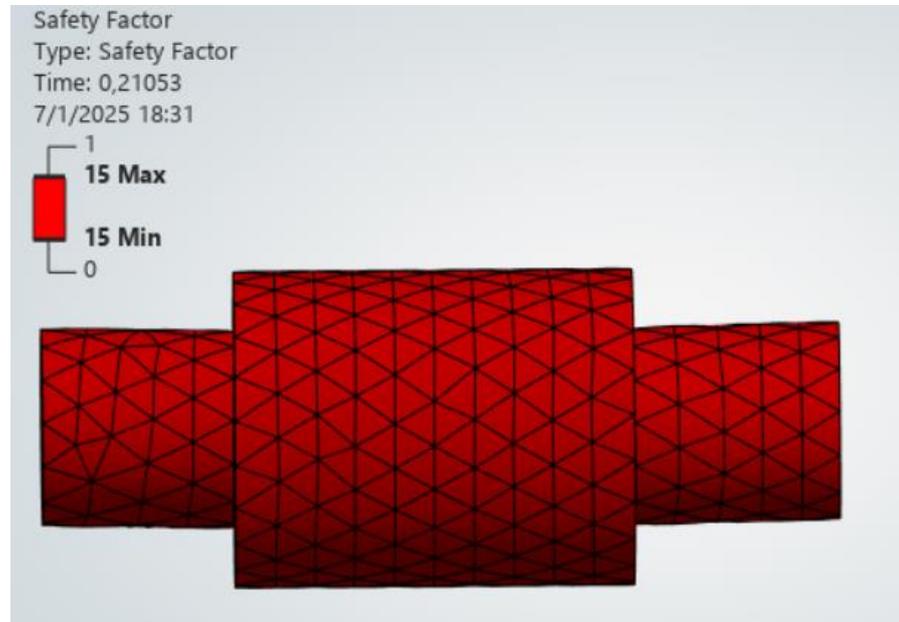


Figura 3.3. Factor de seguridad según software CAD

Estructura

La simulación de la base estructural de la deformación nos muestra la dirección de deformación así como la magnitud identificada por escala de colores, en la que se observó que son valores pequeños y que actúan con mayor incidencia en los puntos de sujeción.



Figura 3.4. Deformación de estructura, vista superior.

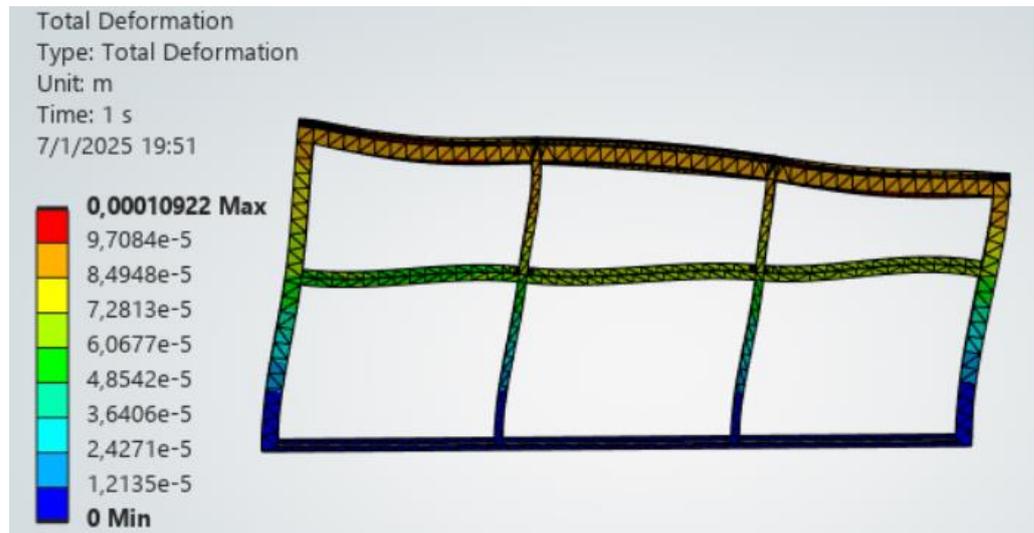


Figura 3.5. Deformación de estructura, vista lateral.

En cuanto a los esfuerzos de tensión en la simulación se pudo diferenciar los puntos donde hay mayor concentración de esfuerzos.

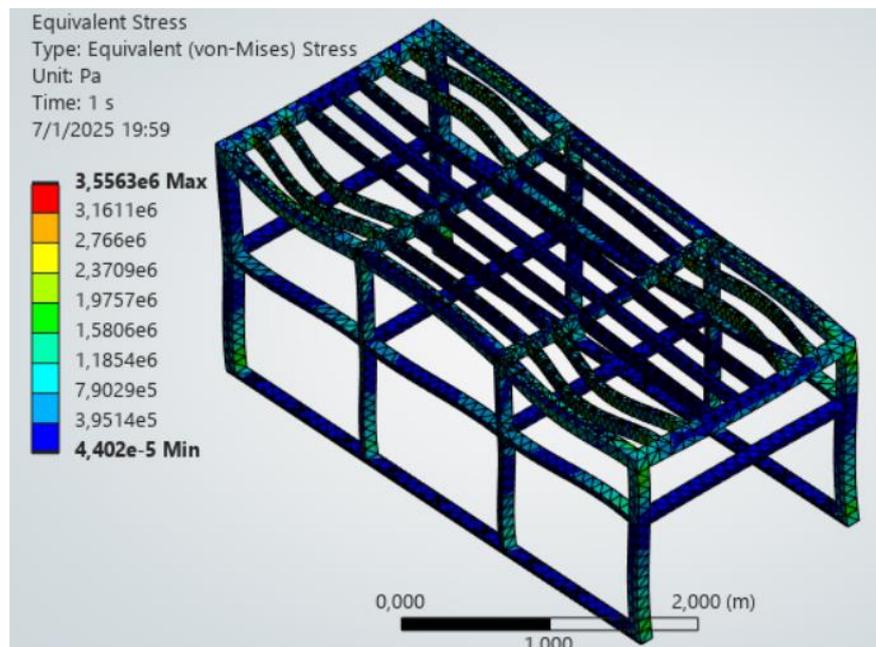


Figura 3.6. Tensión equivalente según Von-Misses.

A esta base estructural también se le determinó un factor de seguridad de 15 mostrado en todo el cuerpo que nos permitió verificar su resistencia.

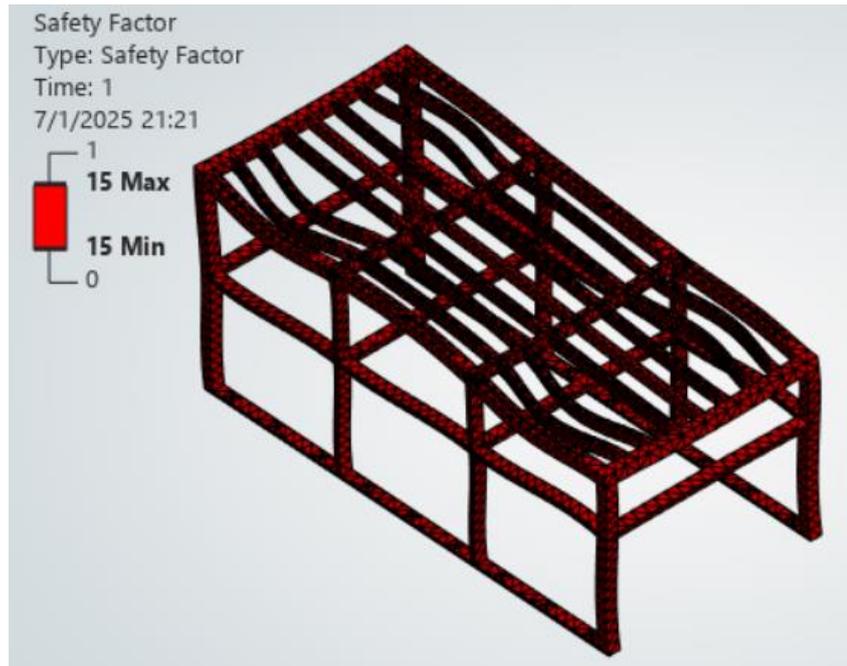


Figura 3.7. Factor de seguridad para estructura.

3.9. Determinación de costos por componente

El acero ASTM A36 posee un valor de mercado de alrededor de \$1,5 por kilogramo la plancha, el acero A500 de \$1.8 el kilogramo y el valor del acero 4340 es de \$2.5 el kilogramo. Los costos hallados incluyen material, mano de obra, insumos y acabado, sin embargo, los valores de transporte y montaje se consideraron al final como un 12% del total.

Cabe mencionar que los costos por kilogramo y demás variables se determinaron en base a valores nacionales tanto de materia como de salario y precios comerciales. Como base de salario de un personal calificado se consideró \$520 mensuales.

Adicionalmente se indagaron los precios de componentes externos para la consideración del precio final del secador rotativo de bagazo de caña. En la Figura 3.8 podemos ver el secador modelado y ensamblado con cada uno de sus componentes.

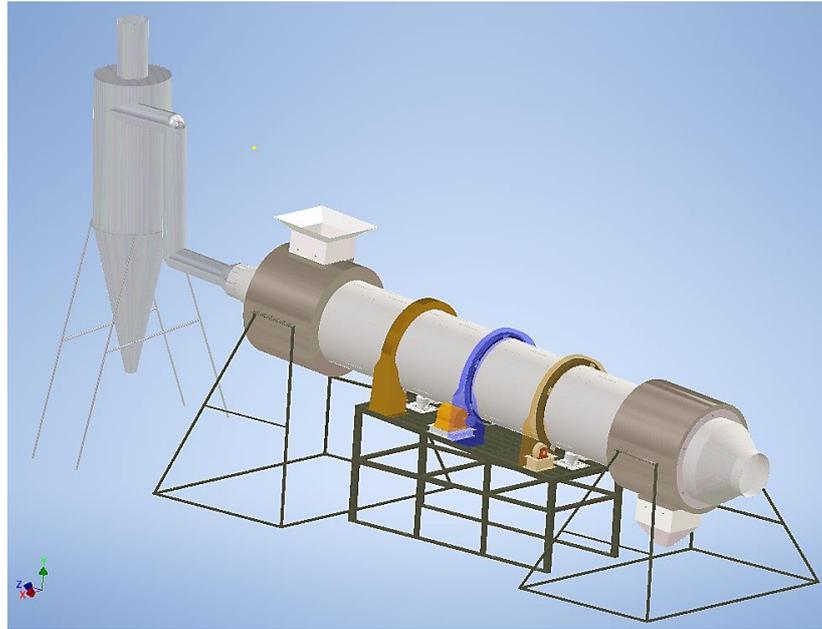


Figura 3.8 Modelado 3D de secador rotativo

En las siguientes figuras se muestra el secador por secciones, primero la sección de ingreso de ingreso de ingreso.

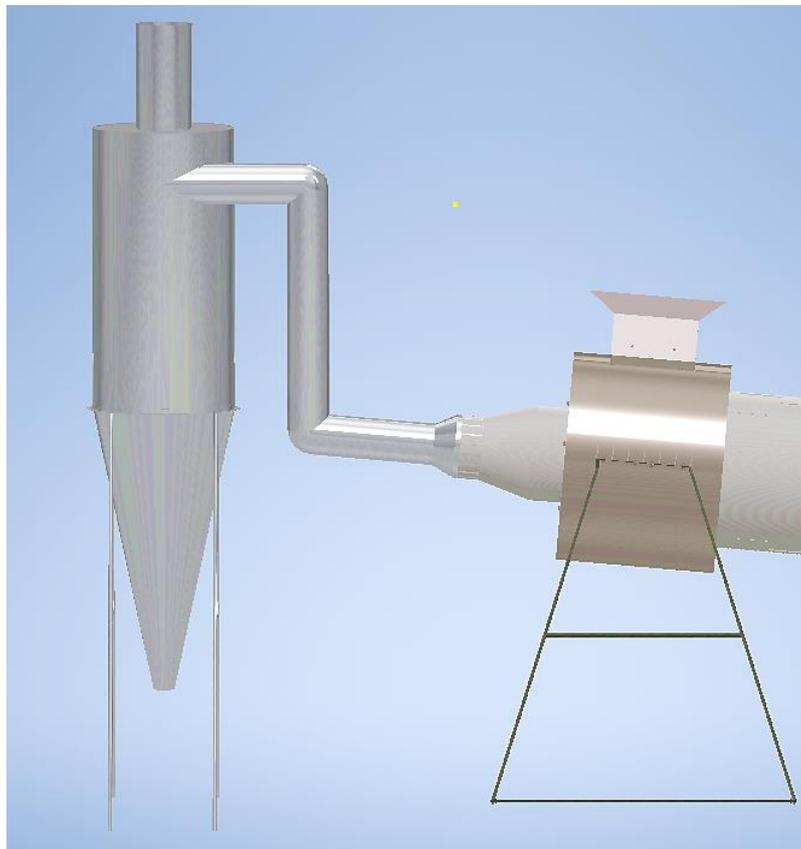


Figura 3.9 Sección de ingreso de bagazo y salida de gases

En esta sección media donde se encuentra el cilindro secador se puede apreciar los componentes involucrados.

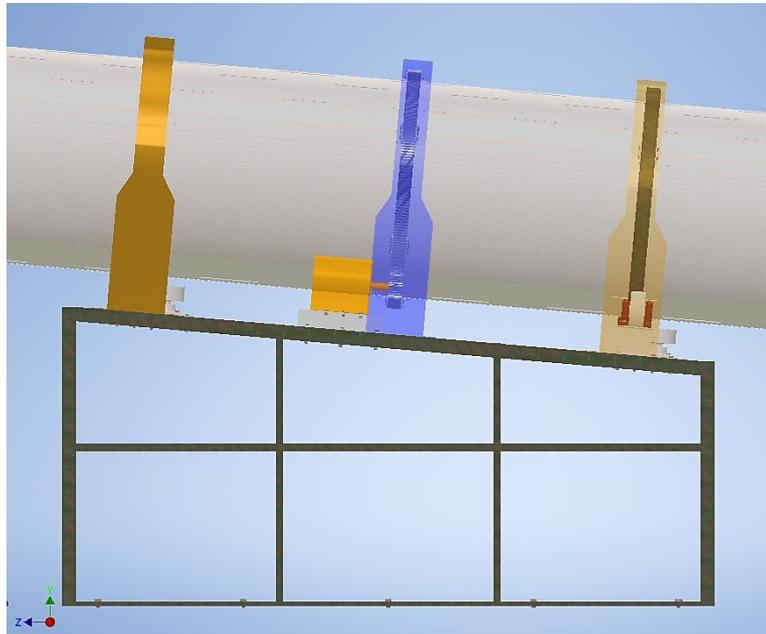


Figura 3.10 Sección de cilindro secador y mecanismo de movimiento

La sección de salida nos muestra el cabezal, el adaptador de alimentación de gases y la salida de bagazo.

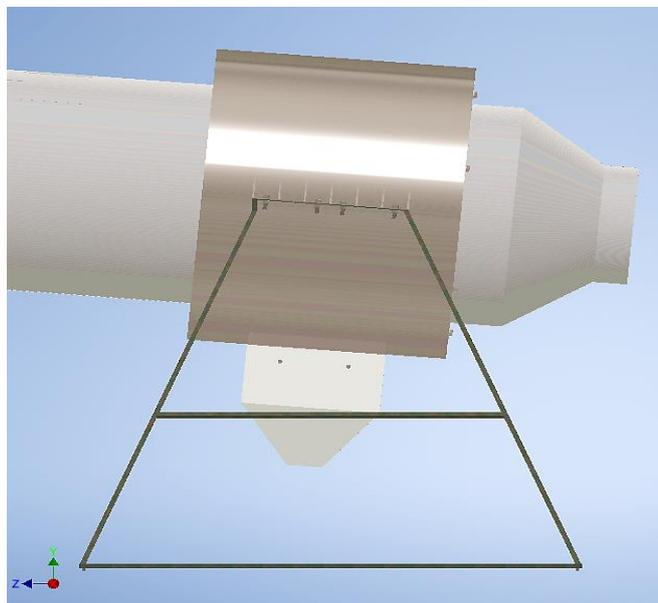


Figura 3.11 Sección de entrada de gases y salida de bagazo

Aquí se puede observar el sistema de movimiento del secador, el soporte del cilindro secador, el rodillo, las chumaceras y también un componente de soporte de deslizamiento.



Figura 3.12 Soportes para rotación y deslizamiento con protector de seguridad (transparente)

En la imagen siguiente se puede apreciar el motor y la forma de proporcionar movimiento al cilindro secador.

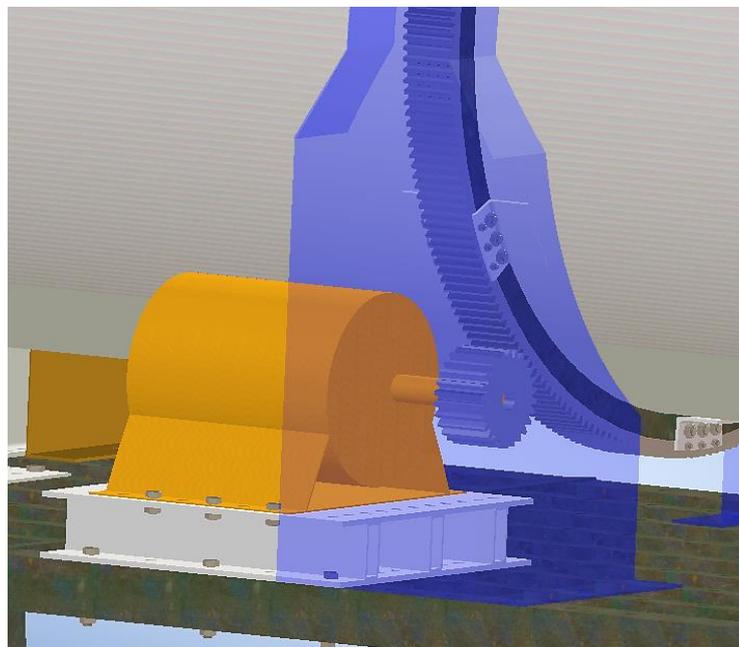


Figura 3.13 Sistema de rotación motor-reductor, piñón y engrane. Protector de seguridad.

Al aplicar una propiedad al componente cilíndrico se puede apreciar las paletas internas que se encuentran unidas al cilindro secador.

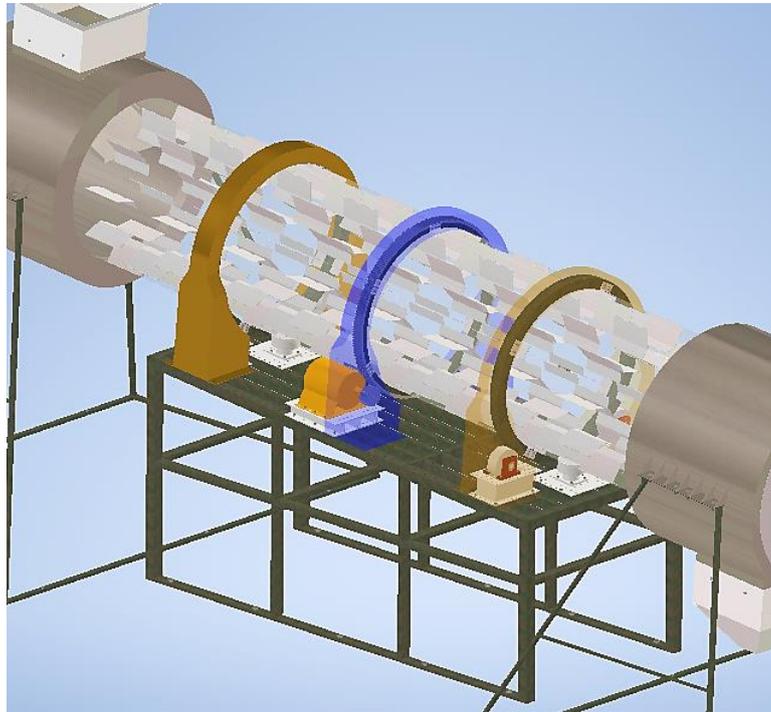


Figura 3.14 Apreciación de paletas internas

Cilindro

Peso del material: 776.84 Kg

Material: acero A36

Longitud: 7 m

Área externa: 33.12 m²

Tabla 3.1 estimación de valores cilindro

Denominación	Precio	Total
Costo de material	1.5 USD/Kg	1165.26
Costo corte y rolado	0.25 USD/Kg	194.04
soldadura	10 USD/m x7	70
Tratamiento superficial	3 USD/m ²	99.36
Total estimado		1528.66

Anillos de rotación

Peso del material: 149.73 Kg

Material: acero: A500

Área externa: 3.08 m²

Tabla 3.2 Estimación de valores, anillos.

Denominación	Precio	Total
Costo de material	1.8 USD/Kg	269.51
Costo de perfil	0.25 USD/Kg	37.43
soldadura	10 USD/m	20
Recubrimiento	3 USD/m ²	9
Total estimado		335.94

Base engrane

Peso del material: 49.813 Kg

Material: acero: A500

Área externa: 0.503 m²

Tabla 3.3 Estimación de valores, base engrane.

Denominación	Precio	Total
Costo de material	1.8 USD/Kg	89.66
Costo de perfil	0.25 USD/Kg	12.45
soldadura	10 USD/m	10
Recubrimiento	3 USD/m ²	1.51
Total estimado		113.62

Engrane

Peso del material: 90.83 Kg

Material: acero: AISI 4340

Tabla 3.4 Estimación de valores, engrane

Denominación	Precio	Total
Costo de material	2.5 USD/Kg	227.075
Costo de corte inicial	0.2 USD/Kg	18.17
Mecanizado	$75 \frac{USD}{h} \times 8h$	600
Acabado		200
Tratamiento de cementación		56
Total estimado		1101.245

Estructura

Peso del material: 863.6 Kg

Material: acero A36

Área superficial: 23.46 m²

Tabla 3.5 Estimación de valores, estructura.

Denominación	Precio	Total
Costo de material	1.5 USD/Kg	1254.9
Costo de cortes	0.25 USD/Kg	215.9
Soldadura	$10 \frac{USD}{m} \times 30$	300
Recubrimiento	3 USD/m ²	70.4
Total estimado		1841.2

Ciclón separador

Peso del material: 750.524 Kg

Material: acero A36

Área superficial: 31.5 m²

Tabla 3.6 Estimación de valores, ciclón.

Denominación	Precio	Total
Costo de material	1.5 USD/Kg	1125.36
Costo de cortes	0.25 USD/Kg	187.6
Soldadura	$10 \frac{USD}{m} \times 12$	120
Recubrimiento	3 USD/m ²	94.5
Total estimado		1527.5

Componentes varios

Se recopiló la masa total de varias piezas que se designaron el mismo material y espesor, con diferente geometría, dichos valores se obtuvieron a partir del programa de diseño 3D.

Tabla 3.7 Masa de piezas de igual material y espesor.

Pieza	Masa
Cabezal salida:	309.38 Kg
Cabezal entrada:	364.345 kg
Tolva salida:	49.180 Kg
Tolva entrada:	50.06 Kg
Entrada aire:	105.61 Kg
Salida aire:	68.203 Kg
paletas	422
Protectores	256.5
Total estimado	1625.28 Kg

Material: acero A36

Área superficial: 39 m²

Tabla 3.8 Estimación de valores, varias piezas.

Denominación	Precio	Total
Costo de material	1.5 USD/Kg	2438
Costo de corte	0.25 USD/Kg	406.5
Soldadura	$10 \frac{USD}{m} \times 126$	1260
Recubrimiento	3 USD/m ²	183
Total estimado		3412.21

3.10. Componentes externos

Se eligieron rodamientos, alrededor de 14 de la marca SKF de la serie 7204 con valor unitario de \$37 y valor total de **\$518**. En cuanto a pernos de unión de acero al carbono con medidas 16x40 mm y 120 mm con resistencia

grado 5 para cargas moderadas a un precio de \$15-30, por lo que se consideran **\$40**. También se cotizó 10 chumaceras, como ejemplo tipo UC210, con valor de \$34 con total de **\$340**.

Como componente principal también se cotizó un motor con potencia de 10 HP de la marca WEG, trifásico, modelo IP55 IE1 con un precio de **\$781.4**. El complemento es un reductor de velocidades cuyo valor para la potencia obtenida es de **\$1500**.

Debido a la temperatura, se debe considerar aislamiento térmico, para esto se seleccionó lana mineral de vidrio cuyo rango de temperatura es de hasta 750 °C, además de no ser inflamable y tiene un costo aproximado de 70 USD la plancha de 1.2 x 15 m y 50 mm de espesor, siendo necesarios para las dimensiones del cilindro 4 rollos.

Para lograr el caudal requerido de $6.13 \text{ m}^3/\text{s}$ con la velocidad de 2.5 m/s dentro del secador y con caída de presión máxima de $2 \text{ in } H_2O$ se utilizó una configuración en paralelo, donde cada ventilador tiene un precio aproximado de 3000 USD y 500 USD adicionales de instalación dando un total de **6500 USD**.

Tabla 3.9 Precio ventiladores

Descripción	Costo	Total
Lana mineral	70 USD x plancha	280
Instalación	60 USD/m ² x 33 m ²	1980
Herramientas	500 USD	500
	TOTAL	2760



Figura 3.15 Ventilador centrífugo

General Characters

1-1	Rated Voltage	380 VAC
1-2	Frequency	50/60 Hz
1-3	Operating Voltage	304~456 VAC
1-4	Rated Speed	1250 RPM
1-5	Input Current	4.4 A
1-6	Input Power	2700 W
1-7	Air Flow	10877.25 CFM / 18500 M ³ /H
1-8	Static Pressure	3.56 inH ₂ O / 890 Pa
1-9	Acoustical Noise	85 dB(A)
1-10	Life Expectance	50,000 Hours(L10) At 40°C room, humidity 15%~65%RH.
1-11	Insulation Class	Class F
1-13	Motor Protection	Locked rotor protection Polarity protection Automatic restart capability
1-14	Speed Control	Control input 0~10VDC / PWM
1-15	Protection Type	IP44
1-17	Signal Output	FG (Frequency Generator)

Mechanical Characters

2-1	Dimension	Ø630 mm X 376 mm (see dimension drawing)
2-2	Material of Impeller	Aluminium Sheet
2-3	Number of Blades	8
2-4	Bearing System	NMB ball bearing
2-5	Lead Wire	AC (AWG18 #), DC (AWG22 #)

Figura 3.16 Características del ventilador

Presupuesto mínimo total a considerar: \$23516; sin embargo, a este se le suma el 12% descrito anteriormente, con lo que finalmente se tiene **\$26350**.

3.11. Determinación de costos por factores

Existe otra manera de determinar los costos de fabricar un componente en base a su peso, para el presente proyecto existen estructuras metálicas y estructuras cilíndricas de acero, a las que se le aplican factores o porcentajes respecto a su peso y estructura.

Para estructura metálica:

- Materiales (62%): costo del acero
- Insumos (5%): soldadura, gases, electricidad y otros consumibles.
- Mano de obra (13%): salarios de personal
- Transporte (3%): costos de traslado de materiales y productos terminados
- Montaje (10%): gastos de instalación o ensamblaje de estructura.
- Tornillería (2%)
- Pintura (5%)

Para estructura cilíndrica:

- Material (40-60%): costo de material
- Mano de obra (20-35%): curvado, soldadura continua, inspección y pruebas.
- Procesos de acabado (5-15%): pintura, galvanizado, recubrimiento anticorrosivo o pulidos.
- Costos indirectos (10-25%): ingeniería, diseño, pruebas, transporte y margen del fabricante.

Para el caso de estructuras metálicas se definió el porcentaje al 62% al peso de material mientras que para estructura cilíndricas se definió el 50%, dejando en ambos casos el resto de porcentaje como factor de costo para determinar el valor de fabricación de cada componente.

Tabla 3.10 Características de componentes

Componente	Peso (Kg)	Material	USD/Kg	Costo material	costo total
Cilindro	776,84	ASTM A36	1,5	1165,26	1747,89
Anillos	149,73	A500	1,8	269,514	377,3196
Base engrane	50	A500	1,8	90	126
Engrane	91	AISI 4340	2,5	227,5	1045
Estructura	864	ASTM A36	1,5	1296	1944
Ciclón separador	751	A36	1,5	1126,5	1689,75
Cabezal salida	310	A36	1,5	465	697,5
Cabezal entrada	365	A36	1,5	547,5	821,25
Tolva salida	50	A36	1,5	75	112,5
Tolva entrada	50	A36	1,5	75	112,5
Entrada air	106	A36	1,5	159	238,5
Salida air	68	A36	1,5	102	153
Paletas	422	A36	1,5	633	949,5
Protectores	265.5	A36	1.5	398.25	597.375
				TOTAL	10538.5

Al valor final del secador rotativo, ya habiendo considerado los costos directos e indirectos, se le agregan los valores de componentes externos.

Tabla 3.11 Componentes externos

Componente	Unidades	Descripción	Precio	Costo
Rodamientos	14	Di30-Do47	37	518
Chumaceras	10	150x250	34	340
Motor	1	10 HP WEG	782	782
Reductor velo	1		1500	1500
Ventiladores	2	11000 m3/h		6500
Aislante	4	15x1.2x0.05		2750
			Subtotal	12390
			TOTAL	22930

De modo que el costo total estimado de la estructura es de cerca de **\$22930**.

3.12. Costo-Beneficio

Al reducir un 10% la humedad del bagazo, se mencionó que aumenta el PCI un 27%, y considerando que con 50% de humedad el PCI es de 9500 KJ/Kg, se obtuvo el incremento de energía producida por el bagazo:

Tabla 3.12 Energía de bagazo en KWh

ENERGÍA BAGAZO		
PCI (50%)	9500	KJ/Kg
Aumento PCI	0,27	%
PCI (40%)	12065	KJ/Kg
Procesa	10000	Kg/h
Insumo energía	25650000	KJ/h
Factor conversión	3600	KJ/KWh
Energía (60%)	4275	KWh/h

Además se consideró el valor relacionado con la operación del sistema de secado, para lo cual primero se definió la carga de trabajo:

Tabla 3.13 Carga horaria de trabajo

Precio energía	0,098	USD/KWh
Horas x día	16	h
Trabajo	24	días
Horas x mes	384	h
Turnos	2	

Tabla 3.14 Costo de implementar el secador

SECADOR		
Costo secador	22930	USD
Adecuación	1000	USD
Mantenimiento	10000	USD/anual

Tabla 3.15 Costo transporte de bagazo

TRANSPORTE		
Diesel (USD/L)	1,5	USD/L
Consumo diésel	8	L/h
Costo x hora	12	USD/h

Tabla 3.16 Consumo energético de planta

PLANTA		
Consumo energía	250	KWh/Ton

Tabla 3.17 Costos de personal

PERSONAL				
	Persona x turno	USD/c.u.	USD mes	USD anual
Operadores	2	600	2400	28800
Técnico mantenimiento.	1	700	1400	16800
Supervisor compartido	1	360	720	8640
TOTAL			4520	54240

Luego se determinaron los valores anuales de los aspectos considerados anteriormente:

Tabla 3.18 Costos anualizados

COSTOS ANUALES			
	KWh	KWh anual	USD anual
Consumo ventiladores	5,4	24883,2	2438,56
Consumo motor	7,457	34361,86	3367,46
Consumo transporte	12	55296	5419,00
Personal			54240
Secador operativo			23930
Mantenimiento			10000
Costo total			114541

Tabla 3.19 Energía producida por el bagazo

Energía bagazo	KWh	KWh anual	USD anual
Energía (50%H)	15833	72960000	7150080
Energía (40%H)	20108	92659200	9080602
Energía de secador	4275	19699200	1930522

Tabla 3.20 Cantidad de bagazo procesado

	Ton/día
Bagazo (50%H)	1000
Bagazo (40%H)	1273

3.13. Análisis de resultados

Los resultados obtenidos previamente sirvieron para determinar varios puntos de interés en el diseño de un secador rotativo con capacidad de 10 toneladas/hora; una de ellas es el flujo másico de fluido secante de 7.08 Kg/s, que es un valor importante para identificar el tipo de ventilador correcto.

El calor que se necesitó para realizar el proceso de secado hasta la humedad definida de 35% fue 2224.8 KW, que al compararlo con el calor transferido de 3030.85 KW, se puede decir que la energía empleada para secar el bagazo cubrió la demanda y se encuentra un margen que puede interpretarse como pérdidas de calor.

Además de lo mencionado, la tasa de humedad evaporada fue de 0.6415 Kg/s y 0.5072 Kg/s para cada sección correspondiente, esta discrepancia corroboró que se evapora menos cantidad de lo teorizado de modo que el porcentaje de humedad final puede ser menor, lo que implica una reducción de la eficiencia del secador.

Este cambio se debe a la consideración de varios factores entre un análisis y otro, lo que altera el resultado final con un error de al menos 20%. Entre esos factores están las cifras significativas entre los cálculos efectuados o inclusive consideraciones adicionales sobre el comportamiento de las partículas dentro del secador cuyo análisis puede mejorarse.

La forma de corregir esta diferencia de valores varía entre aumentar el *tiempo de residencia*, reducir la *velocidad de rotación* o alargar el cilindro secador, dichas variaciones implican cambios sobre otras variables, como capacidad o velocidad de fluido, que podrían afectar los parámetros de funcionamiento establecidos para el sistema

En la sección de diseño mecánico, mediante modelado 3D se efectuó la creación de distintas piezas que conforman el secador, los cálculos involucraron medidas y propiedades de materiales para cada componente. Los componentes externos y piezas de gran importancia como engranes y rodamientos se eligieron en base a las cargas y esfuerzos involucrados, hallando factores de seguridad aceptables para funcionamiento de mínimo 1.2.

El cálculo del engrane permitió determinar las cargas en el piñón, así como el torque y potencia que debe proporcionar el motor el cual fue de alrededor de 5 KW o 6.6 HP, que finalmente se definió en 10 HP para encontrar un equipo adecuado que pueda cubrir variaciones de potencia de ser necesario.

El detalle de los planos, disponibles en la sección de anexos, muestran las medidas calculadas para el correcto ensamblaje y funcionamiento del secador rotatorio, interacción que se aprecia en el software CAD, esto denotó especialmente el proceso de diseño mecánico en el dimensionamiento del equipo completo.

Al continuar con las simulaciones, dado que el equipo posee varios componentes, se eligieron 2 que soportan las cargas en mayor proporción y permiten la funcionalidad del mismo, por un lado, tenemos al eje sobre el que se coloca el rodillo que sostiene el cilindro y también la estructura que soporta todo el cilindro secador.

Para el eje, se observó que presenta deformación, pero dichos valores entran en rango con un máximo de 2.13 micrómetros, lo que indica que las cargas afectan mínimamente la estructura teniendo una duración prolongada sin llegar a la falla.

Esto fue comprobado por los valores de esfuerzos cortantes lo cuales no sobrepasaron los 1.45 MPa en las áreas críticas, que en comparación con las propiedades del material utilizado no representa un gran valor que afecte la resistencia del mismo, hecho que es corroborado mediante la determinación del factor de seguridad el cual resultó de 15.

Para la estructura se comprobó que la deformación que presenta también está en el rango de los micrómetros de modo que no representa riesgo para soportar las cargas, y la flexión que sufre la estructura en cada dirección es imperceptible tanto para vigas como columnas de la mesa.

Viendo la Figura 3.11 se notó que las columnas de la estructura se doblaron hacia el lado inclinado debido a la componente de carga, aun así, se puede considerar la estructura como segura y que no causará desalineación respecto a las demás componentes.

El esfuerzo equivalente mostrado en la Figura 3.12 muestra las zonas en las que se ejerce mayor presión sobre la estructura debido a las cargas, llegando a notar por la escala de colores que el efecto es bastante escaso, no mayor a 1.8 MPa, y junto con la simulación de factor de seguridad se comprueba que la estructura es segura para operar.

Respecto al análisis de costos se lo efectuó de dos formas distintas, una obtuvo un precio de secador rotativo de \$26350 mientras que el otro obtuvo un valor de \$22930, esto nos dice que el valor estimado para el equipo es consistente con el proceso de diseño efectuado y se encuentra dentro del rango comercial.

De acuerdo con averiguaciones realizadas en distintas páginas web comerciales como Alibaba, Made-in-China, el valor de un secador rotativo con capacidad incluso menor de 10 ton/h se encuentra a partir de los \$14000 y varía dependiendo la aplicación, características y personalización del sistema de secado, llegando a precios de hasta \$40000.

Mediante la revisión de literatura se sabe que al disminuir la humedad del bagazo un 10% la eficiencia en la producción de calor aumenta un 10% debido al aumento del poder calorífico del bagazo en un 27% (Arosemena & Latorre, 2023), debido al análisis previo sobre la tasa de evaporación de vapor, se entiende que la eficiencia del sistema es menor a la prevista de 73%, y con mayor humedad final de 38%.

Además, es posible vincular también que los factores descritos de temperatura de fluido secante, velocidad de rotación, inclinación del cilindro, tipo de flujo entre bagazo y fluido secante, velocidad del fluido secante, tiempo de residencia, afectan a las condiciones finales de humedad del bagazo de caña e influyen en la capacidad de procesamiento de materia prima.

En cuanto al costo beneficio efectuado, se pudo observar que con la energía producida por el bagazo con 50% de humedad una planta con consumo energético promedio de 250 KWh/ton podrá procesar 1000 toneladas al día mientras que con bagazo a 40% de humedad se procesará 1273 toneladas al día de caña de azúcar.

CAPÍTULO 4

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

- El diseño térmico del sistema podría cubrir la demanda energética al proveer 3030 KW y utilizar 2225 KW para reducir la humedad del bagazo, el valor faltante se interpretó como pérdidas de energía, lo que resultó en una eficiencia de 73%.
- Las pérdidas de energía estimadas en alrededor de 800 KW se asume que se distribuyen en las paredes del cilindro, sumadas a los espacios por los que fluye entre el bagazo mientras cae en cascada y teniendo en cuenta que el análisis se simplificó e idealizaron varias circunstancias, por lo tanto, se justifica la eficiencia obtenida previamente.
- Los requerimientos de diseño mecánico del secador rotativo fueron cumplidos y las piezas modeladas en CAD 3D, a las que se les designó material y costo de fabricación, y cuyo valor de \$22930 fue comparado con opciones comerciales que oscilan entre los \$14000 y \$40000 concluyendo su competencia comercial en caso de fabricación.
- Las simulaciones efectuadas para el análisis de resistencia determinaron que tanto los ejes como la estructura poseen un alto grado de seguridad, concluyendo que el equipo de secado es bastante estable incluso con carga operativa.
- Al aumentar el PCI del bagazo se estimó que aumentaría la producción de energía en alrededor de 4275 KWh con el flujo de 10 ton/h y considerando que se aprovecha 60% de energía en calderas, produciendo un ahorro de 19.7 millones de KWh al año, con un valor de 1.93 millones de dólares al año contribuyendo al aporte de energía a la planta y reducción de costos operativos.
- Los materiales designados para los componentes del secador, como acero ASTM A36 y A500, AISI 4340 y AISI 1045 fueron elegidos en base a cálculos estructurales y simulaciones concluyendo que el equipo tiene durabilidad y resistencia.

4.2. Recomendaciones

- Realizar un análisis detallado sobre la interacción de bagazo de caña con el fluido caliente dentro del secador para lograr el flujo másico evaporado teórico de 0.6415 Kg/s y cumplir con el porcentaje final de humedad de 35% en el bagazo de caña, incrementando el potencial energético del mismo.
- Realizar un análisis CFD para verificar la transferencia de calor y determinar con mayor exactitud las causas de pérdidas de energía dentro del secador para un mejoramiento de la eficiencia energética hallada entre el calor entregado y el utilizado para el secado de bagazo.
- A partir de los planos de diseño del secador rotativo proporcionados, detallar cada componente de acuerdo a normas de construcción para una implementación a escala en caso de ser requerida y diseñar un plan de mantenimiento para preservar un correcto funcionamiento y alargar la vida útil del mismo.
- Indagar y comparar otras configuraciones de secador rotativo para aprovechar las condiciones de temperatura y flujo másico del bagazo y gas caliente en el proceso de secado.

BIBLIOGRAFÍA

5. Bibliografía

- Arosemena, F., & Latorre, C. (2023). *Diseño de máquina secadora de bagazo de 60 ton/h para estabilizar la producción de vapor en ingenio azucarero Pomalca*.
- Barreiro Cobeña, A. J., & Murillo Zambrano, L. H. (2021). Estimación de la generación de energía calórica a partir del bagazo de caña de azúcar mediante simulación. *Ciencias Naturales*, 6, 872–883. <https://doi.org/10.23857/pc.v6i1.2581>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. (2014). *TERMODINÁMICA* (McGRAW-HILL & INTERAMERICANA, Eds.; 8th edition). The McGraw-Hill Companies.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. (McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, Ed.; 4 th edición).
- Dym, C., Little, P., & Orwin, E. (2009). *Proceso de Diseño en Ingeniería*. https://es.scribd.com/document/529796215/1-Diseno-de-Ingenieria-Ed-4-Dym?utm_source=chatgpt.com
- ESPAC. (2023). *Ficha Sectorial Azúcar - Subgerencia de Análisis de Productos y Servicios*. <chrome-extension://efaidnbnmnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.cfn.fin.ec/wp-content/uploads/downloads/biblioteca/2023/fichas-sectoriales-4-trimestre/Ficha-Sectorial-Azucar.pdf>
- FAOSTAT. (2010). *Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura*.
- Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer: Vol. 6th edition*.
- International Sugar Organization. (2023). *GREEN ENERGY FROM SUGAR CROPS: BAGASSE-BASED COGENERATION, BIOGAS, AND BIOMETHANE MECAS(23)17*. www.isosugar.org
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado* (L. M. Cruz Castillo, Ed.; Cuarta edición).

Villalba Vidales, J. A., & Arzola de la Peña, N. (2019). Estudio experimental sobre el secado de bagazo de caña de azúcar panelera. *Scientia Et Technica*, 24(1), 25–34. <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=84959429003>

ANEXOS

6. Anexos

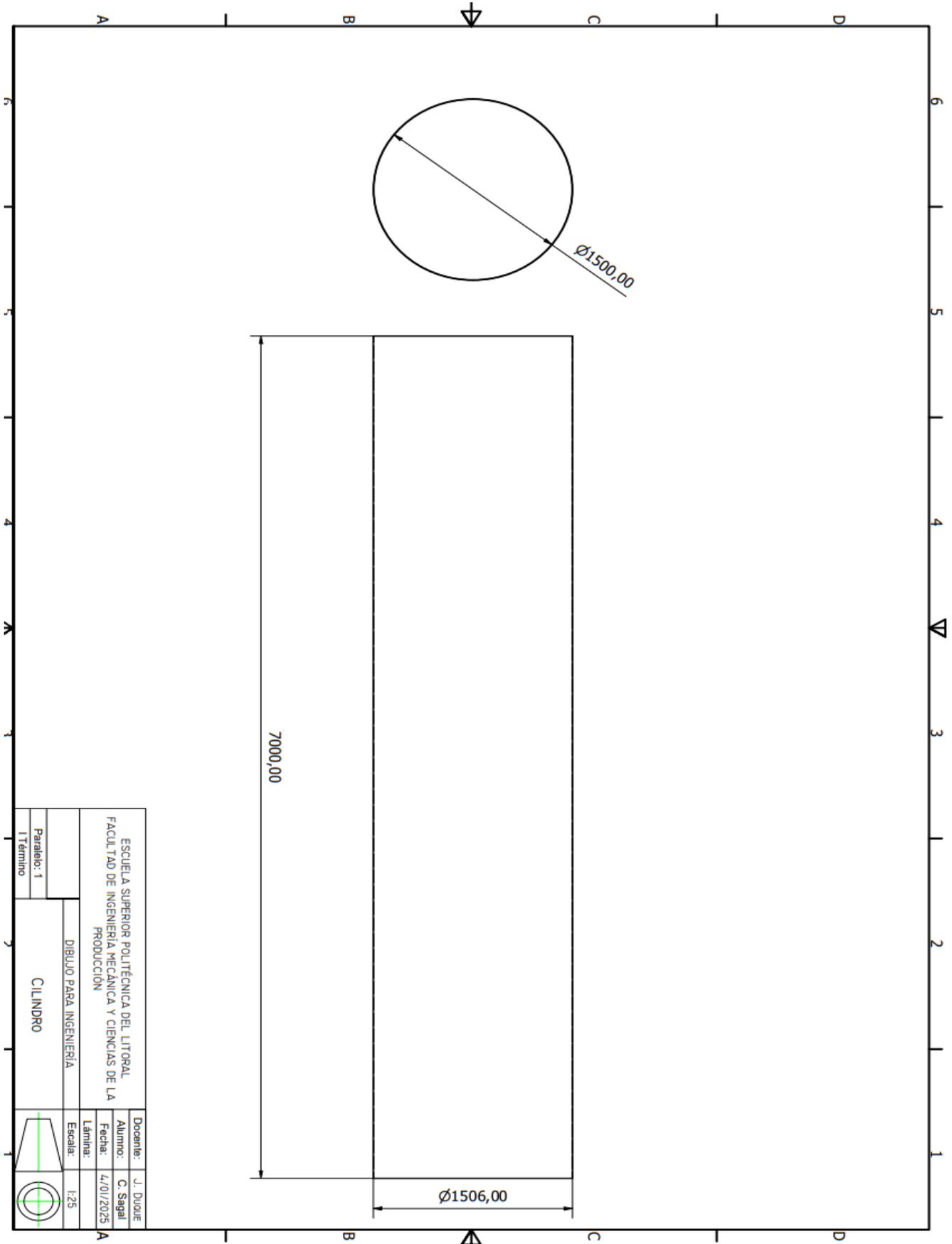
6.1. Consumo al calentar aire en la caldera:

$$Cp_{air} = 1077 \frac{J}{Kg * K}$$

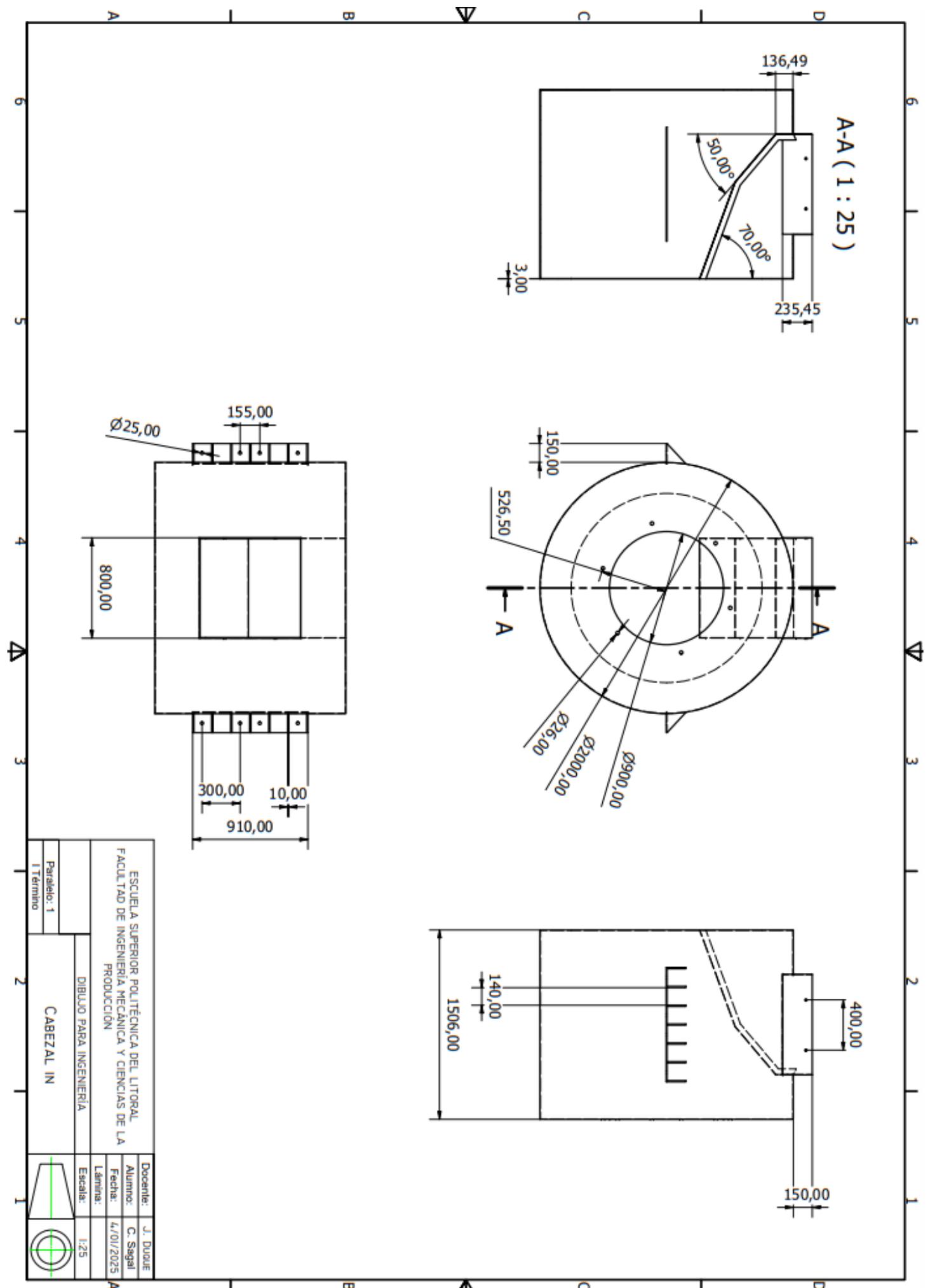
$$Q_{air}^* = 7.088 * 1077 * (350 - 33)$$

$$Q_{air}^* = 2420 KW$$

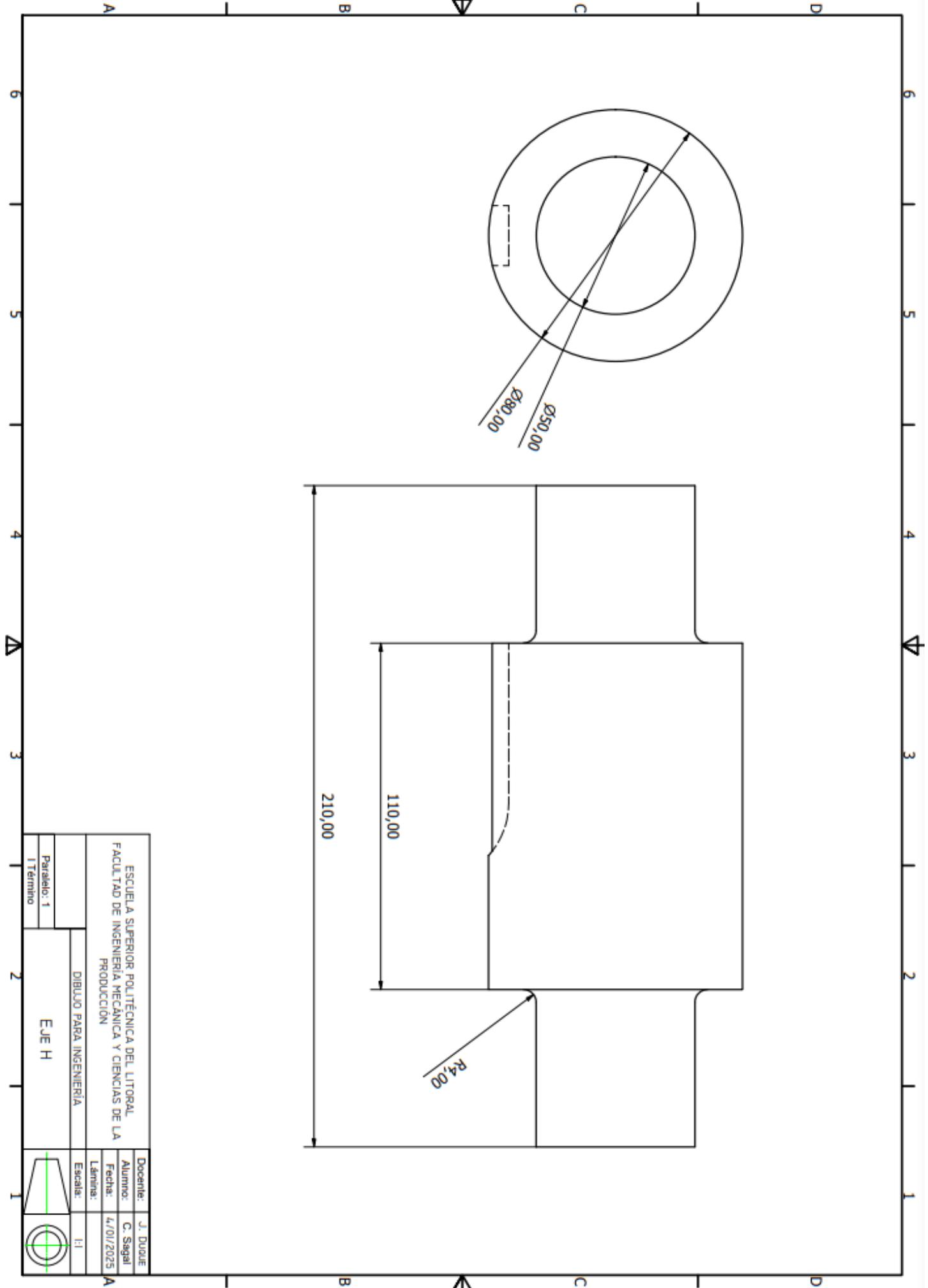
6.2. Anexo de planos



Plano 6.1 Cilindro rotatorio

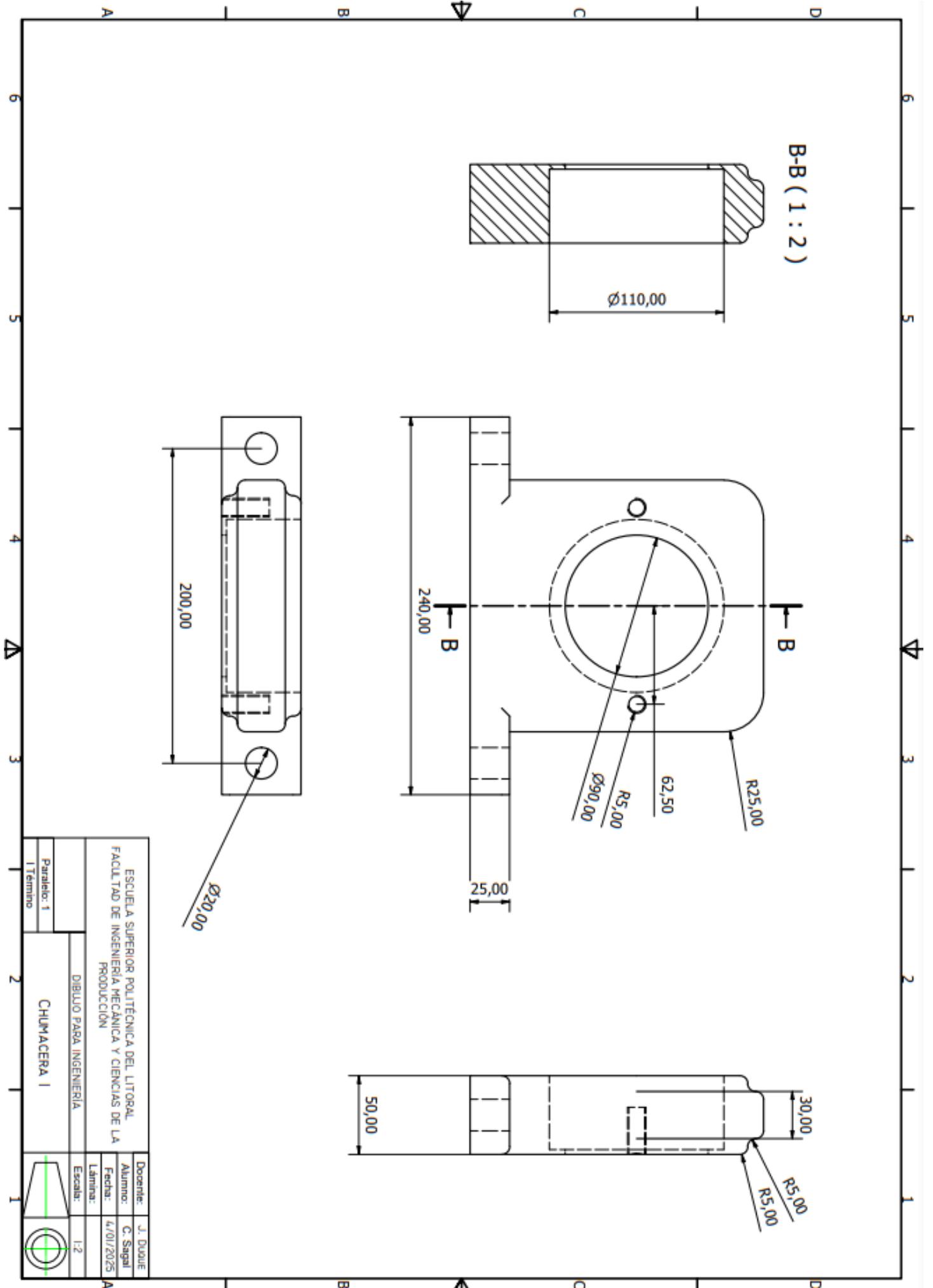


Plano 6.2 Cabezal entrada

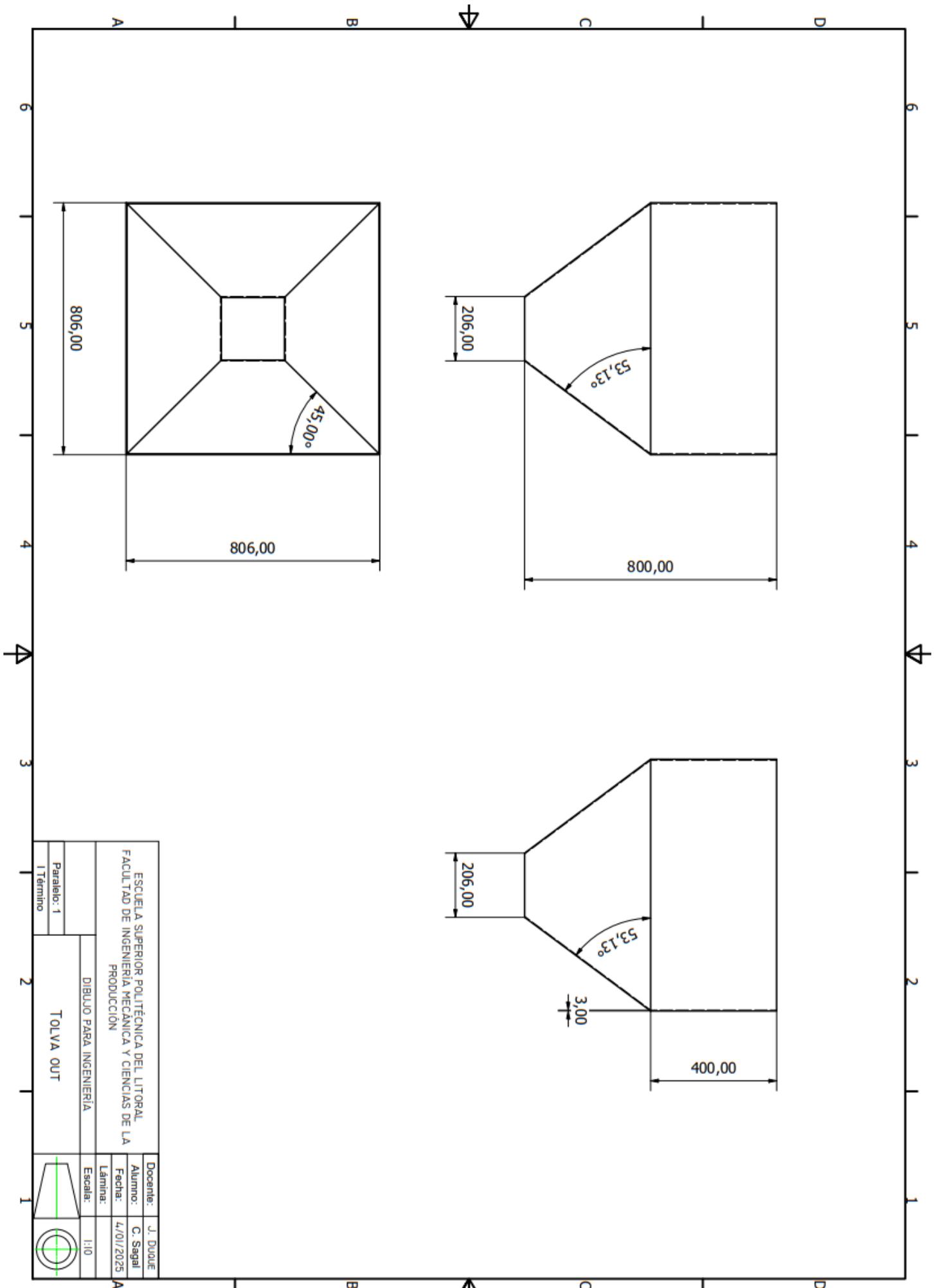


ESCUOLA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Docente:	J. Duque
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Alumno:	C. Segal
		Fecha:	4./01/2025
		Lámina:	
		Escala:	1:1
DIBUJO PARA INGENIERÍA			
EJE H			
Paralelo: 1			
I Término			

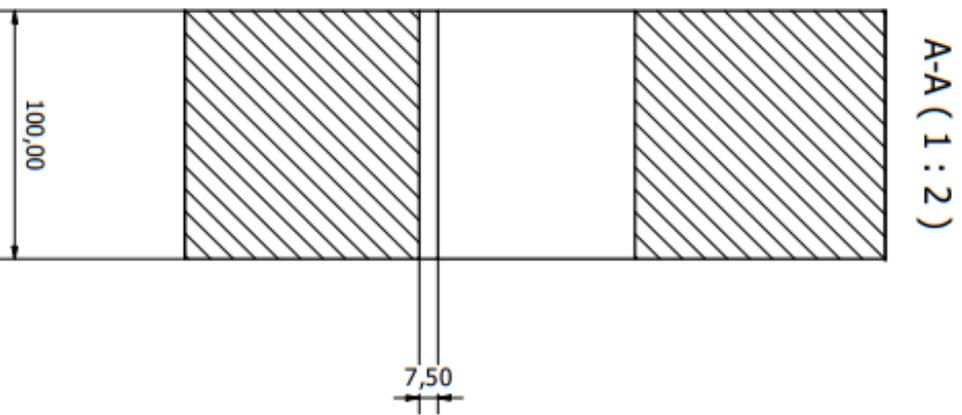
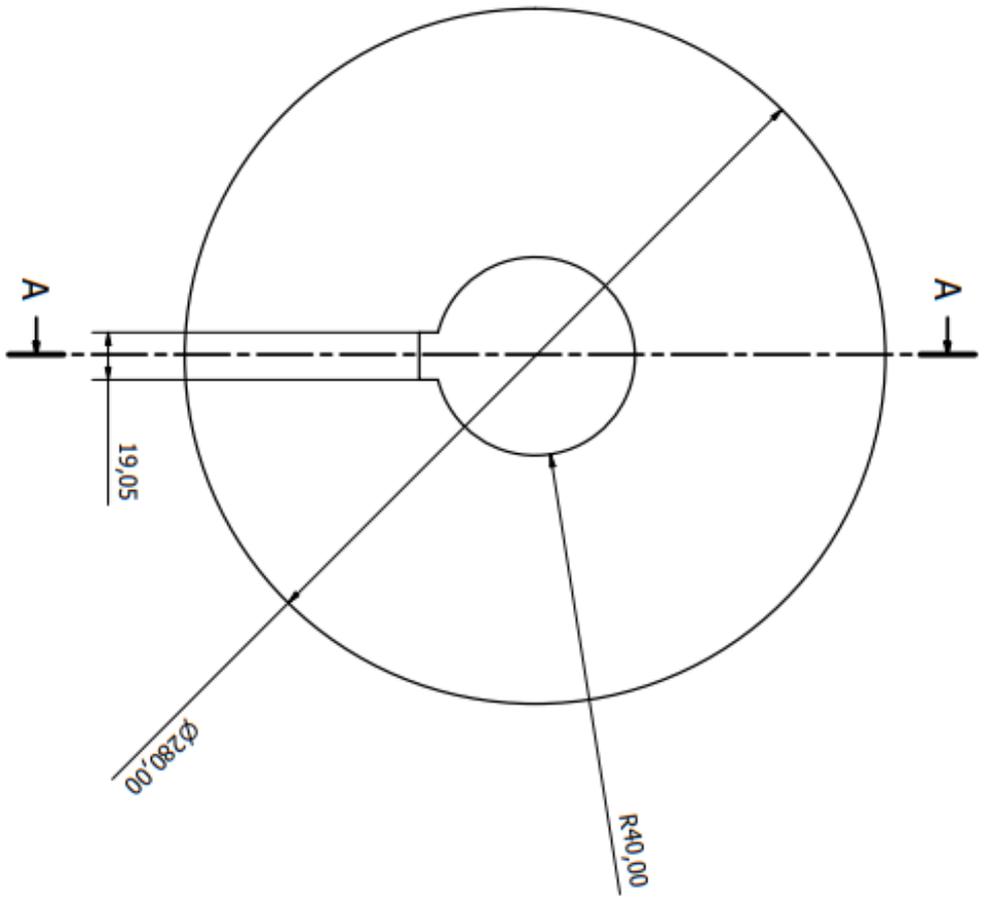
Plano 6.3 Eje H.
87

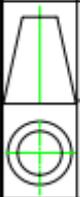


Plano 6.4 Chumacera H.

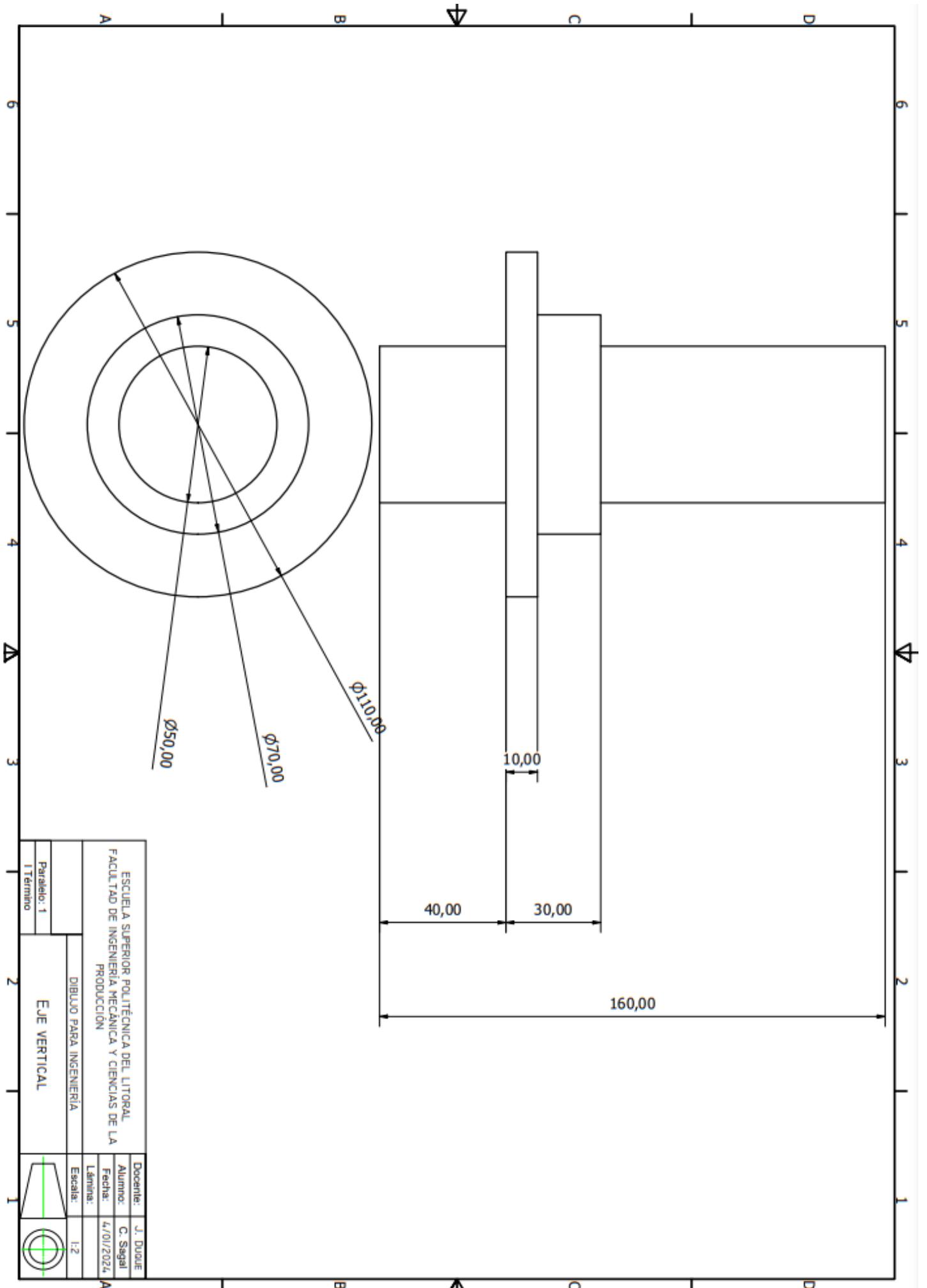


Plano 6.5 Tolva salida
89



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. Duque Alumno: C. Segal Fecha: 4/01/2025
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Límite: 1:2 Escala: 1:2
RODILLO SOPORTE		
Paralelo: 1 1 Término		

Plano 6.6 Rodillo soporte H
90



Plano 6.7 Eje V.
91

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
 FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA
 PRODUCCIÓN

DIBUJO PARA INGENIERÍA

EJE VERTICAL

Paralelo: 1
 1 Término

Docente: J. Duque

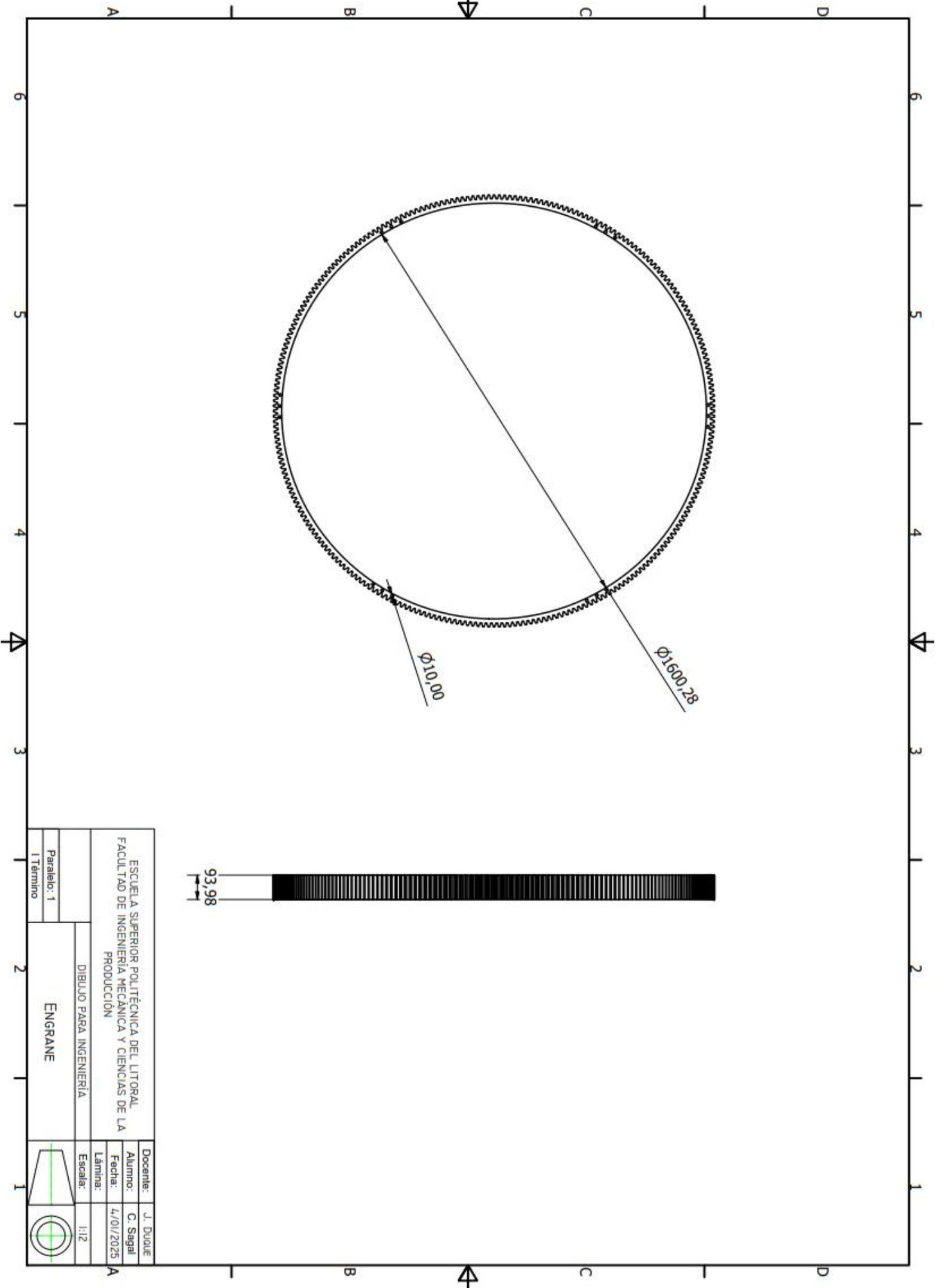
Alumno: C. Saggi

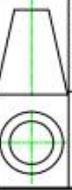
Fecha: 4/01/2024

Lámina:

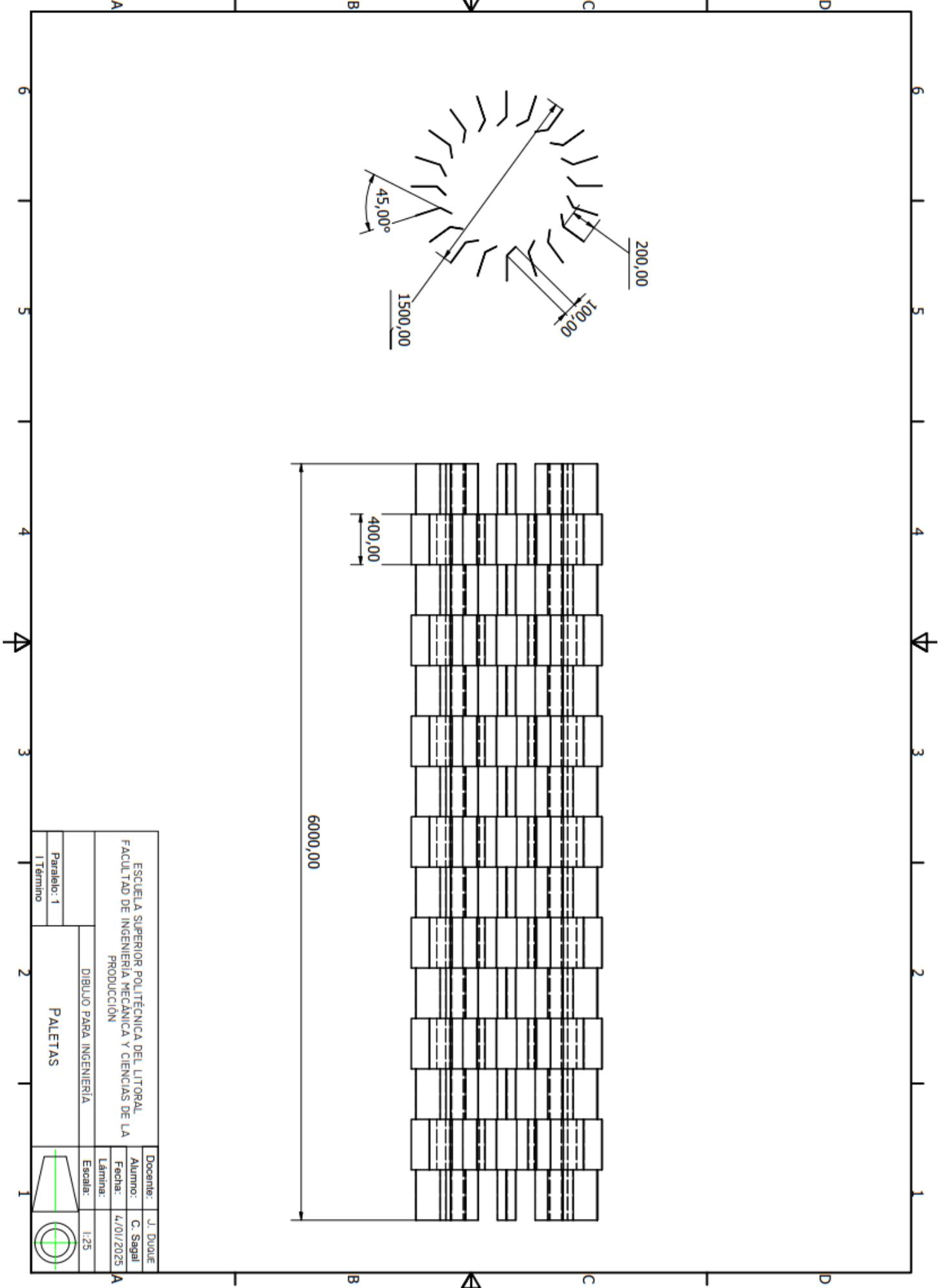
Escala: 1:2





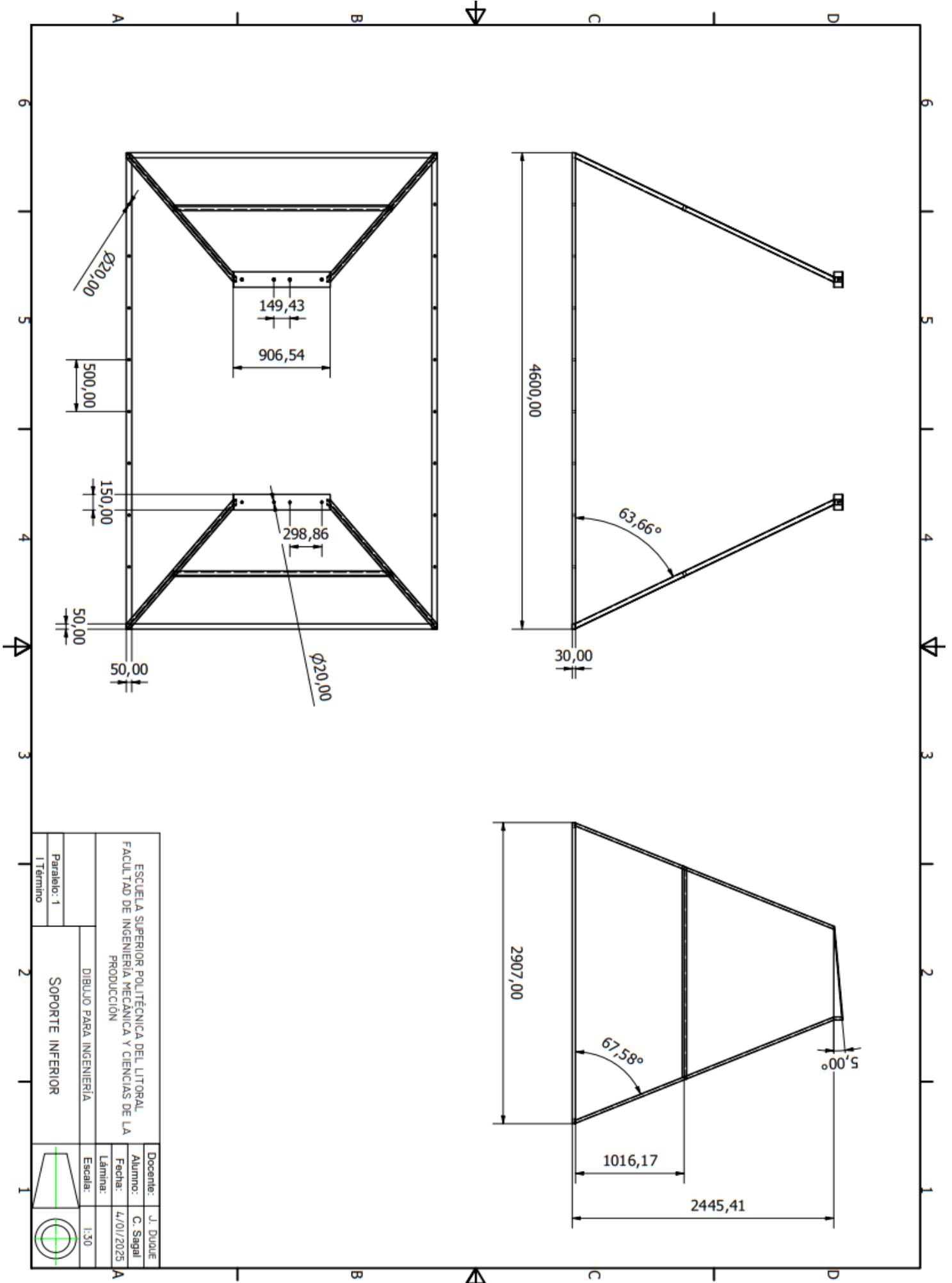
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. Duque Alumno: C. Sagal Fecha: 4/01/2025
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Lámina: Escala: 1:12
ENGRANE		
Paralelo: 1 1 Término		

Plano 6.8 Engrane

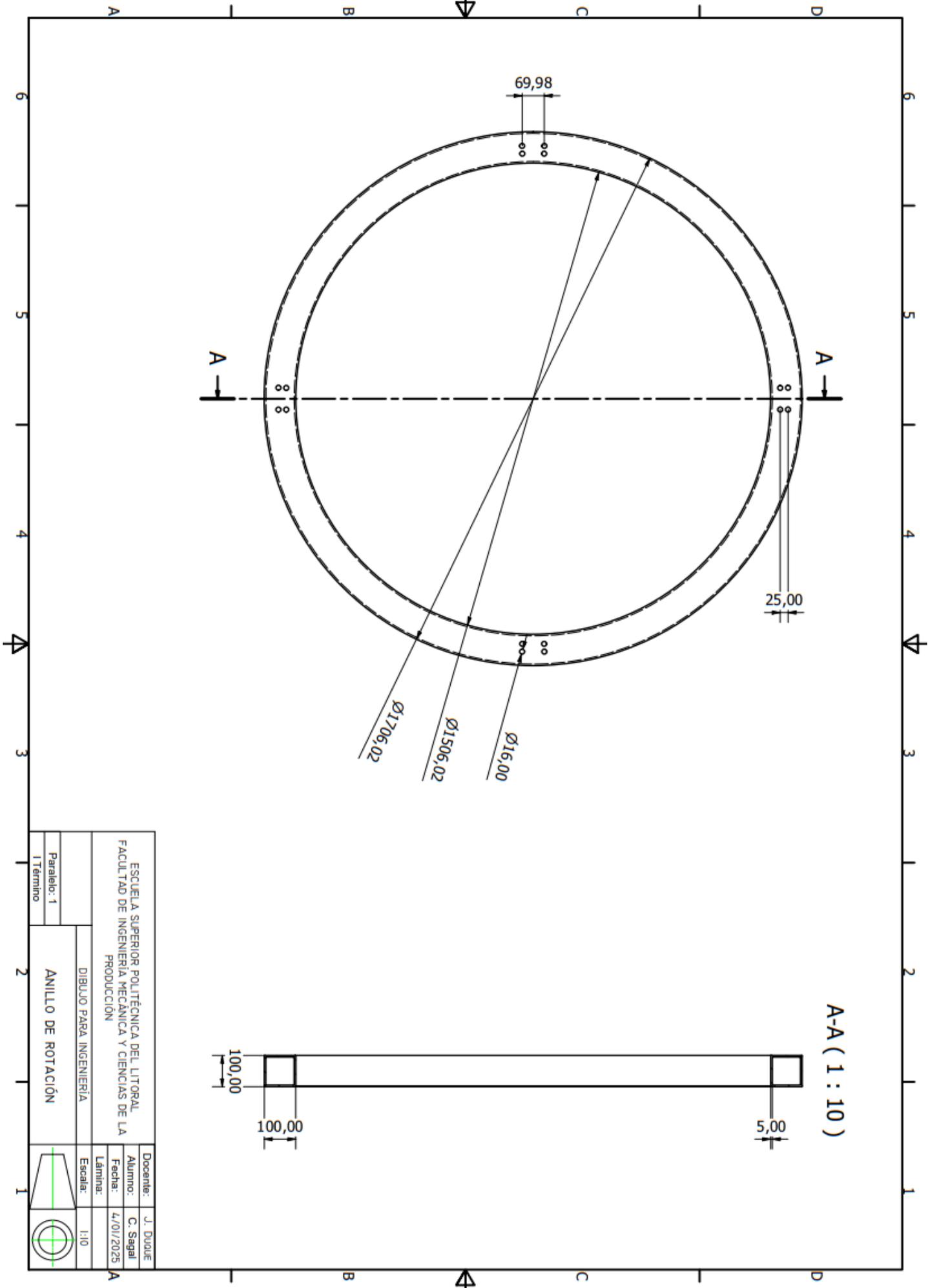


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Docente:	J. DUQUE
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Alumno:	C. Sagal
		Fecha:	4/01/2025
		Lámina:	
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Escala:	1:25
Paralelo: 1	PALETAS		
1 Término			

Plano 6.9 Paletas elevadoras
93



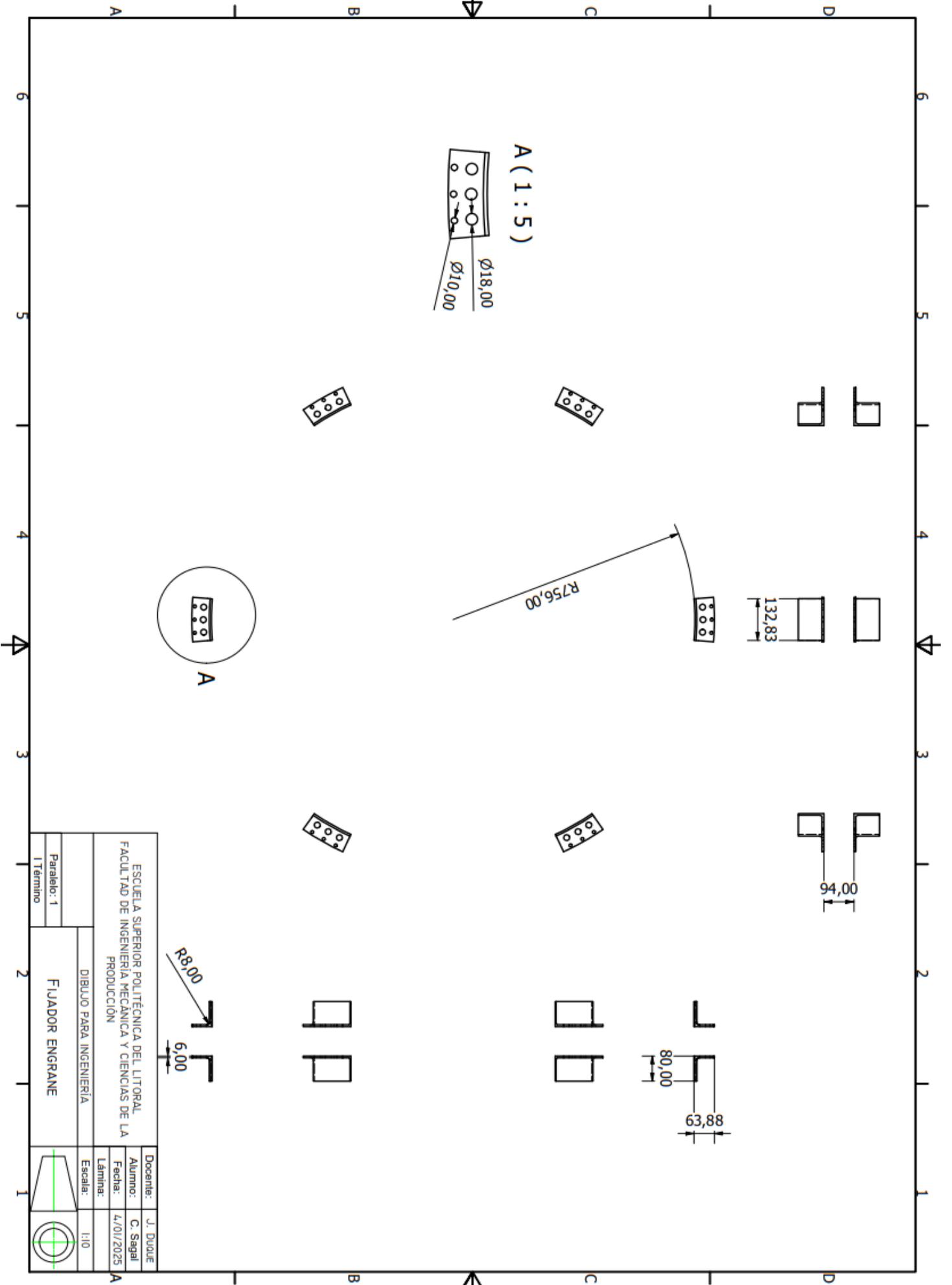
Plano 6.10 Soporte inferior



A-A (1 : 10)

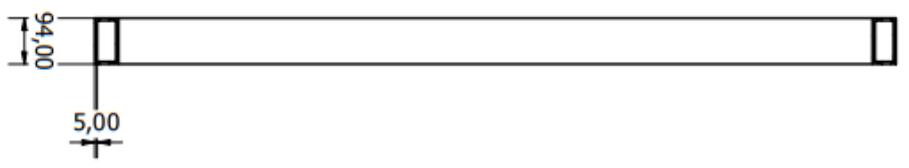
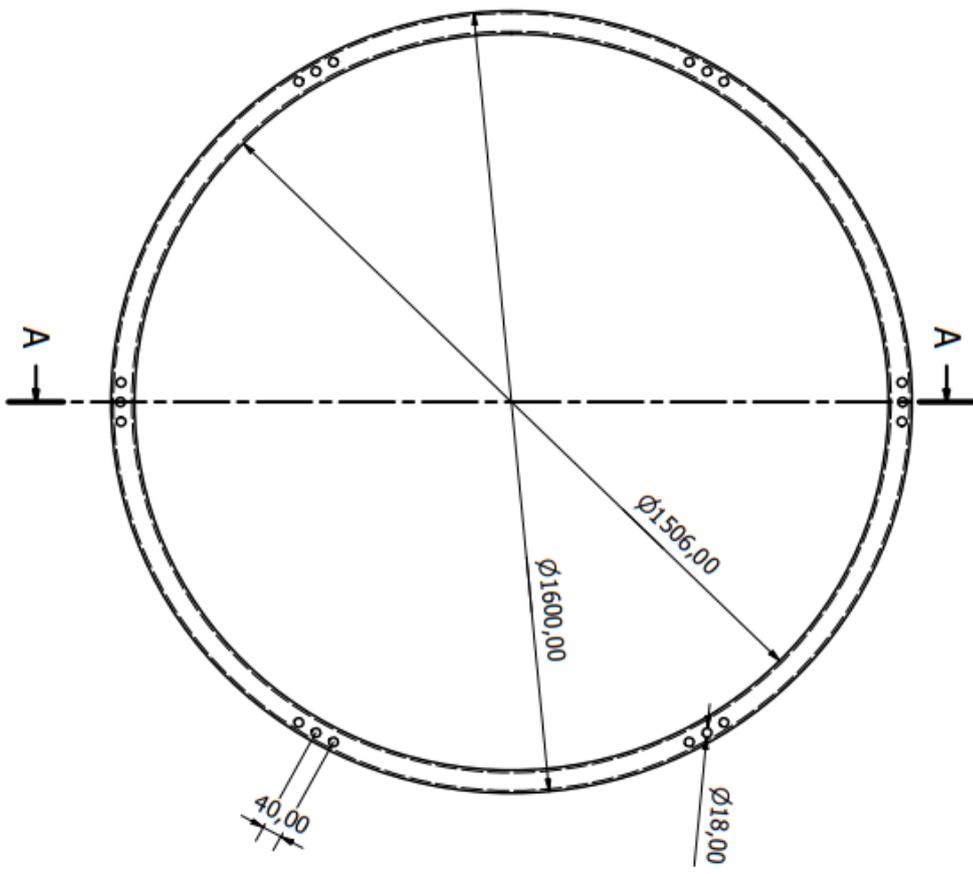
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. Duque
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Alumno: C. Segal
ANILLO DE ROTACIÓN		Fecha: 4/01/2025
Paralelo: 1		Lamina:
I Término		Escala: 1:10

Plano 6.11 Anillo de rotación



ESCUOLA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. Duque
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Alumno: C. Sagal
FIJADOR ENGRANE		Fecha: 4/01/2025
Paralelo: 1		Lámina:
I Término		Escala: 1:10

Plano 6.12 Fijador de engrane



A-A (1 : 10)

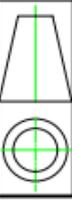
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
 FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA
 PRODUCCIÓN

DIBUJO PARA INGENIERÍA

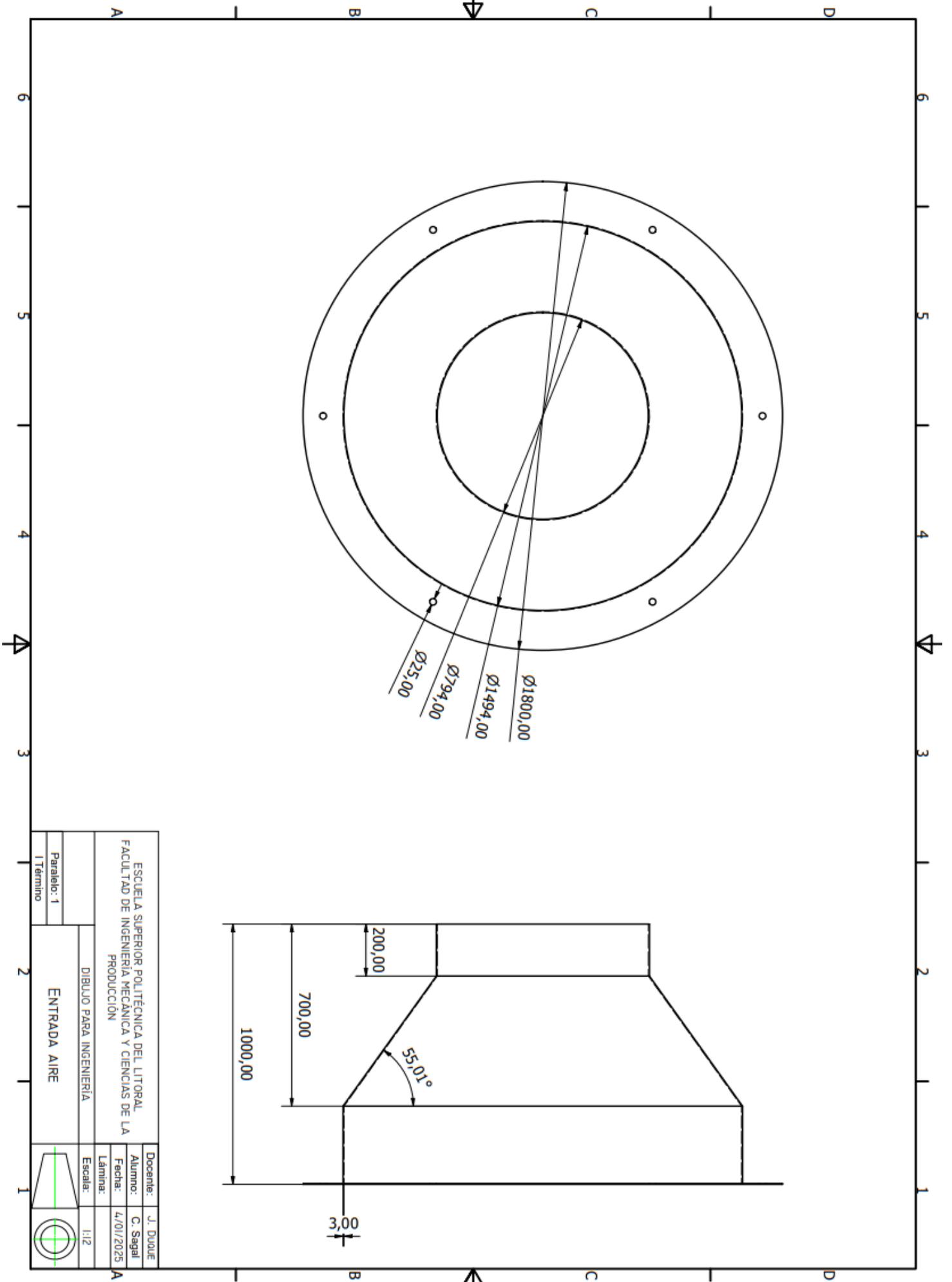
Paralelo: 1
 1 Término

BASE ENGRANE

Docente:	J. DUQUE
Alumno:	C. Sagal
Fecha:	4/01/2025
Lámina:	
Escala:	1:10

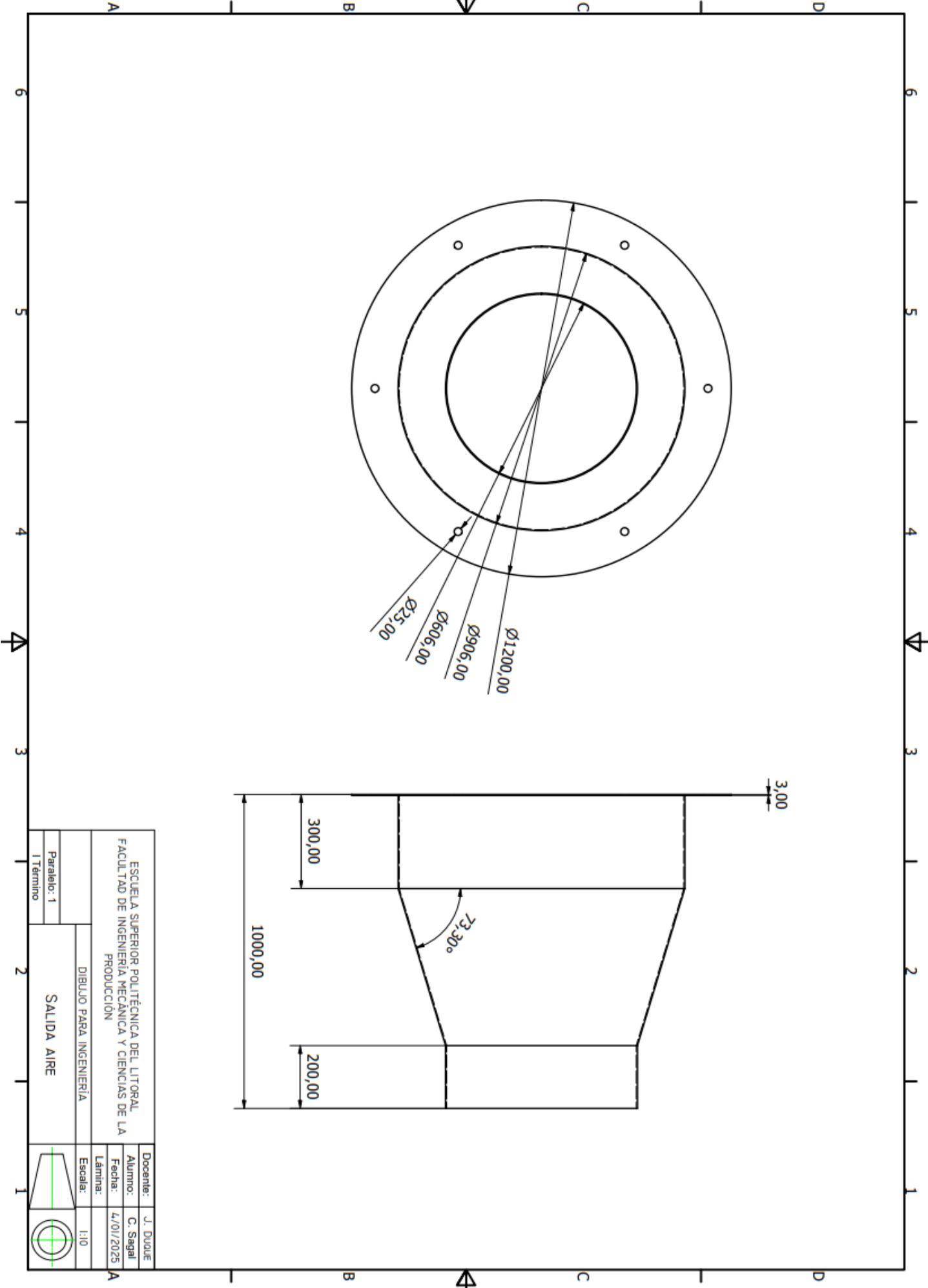


Plano 6.13 Base engrane
 97



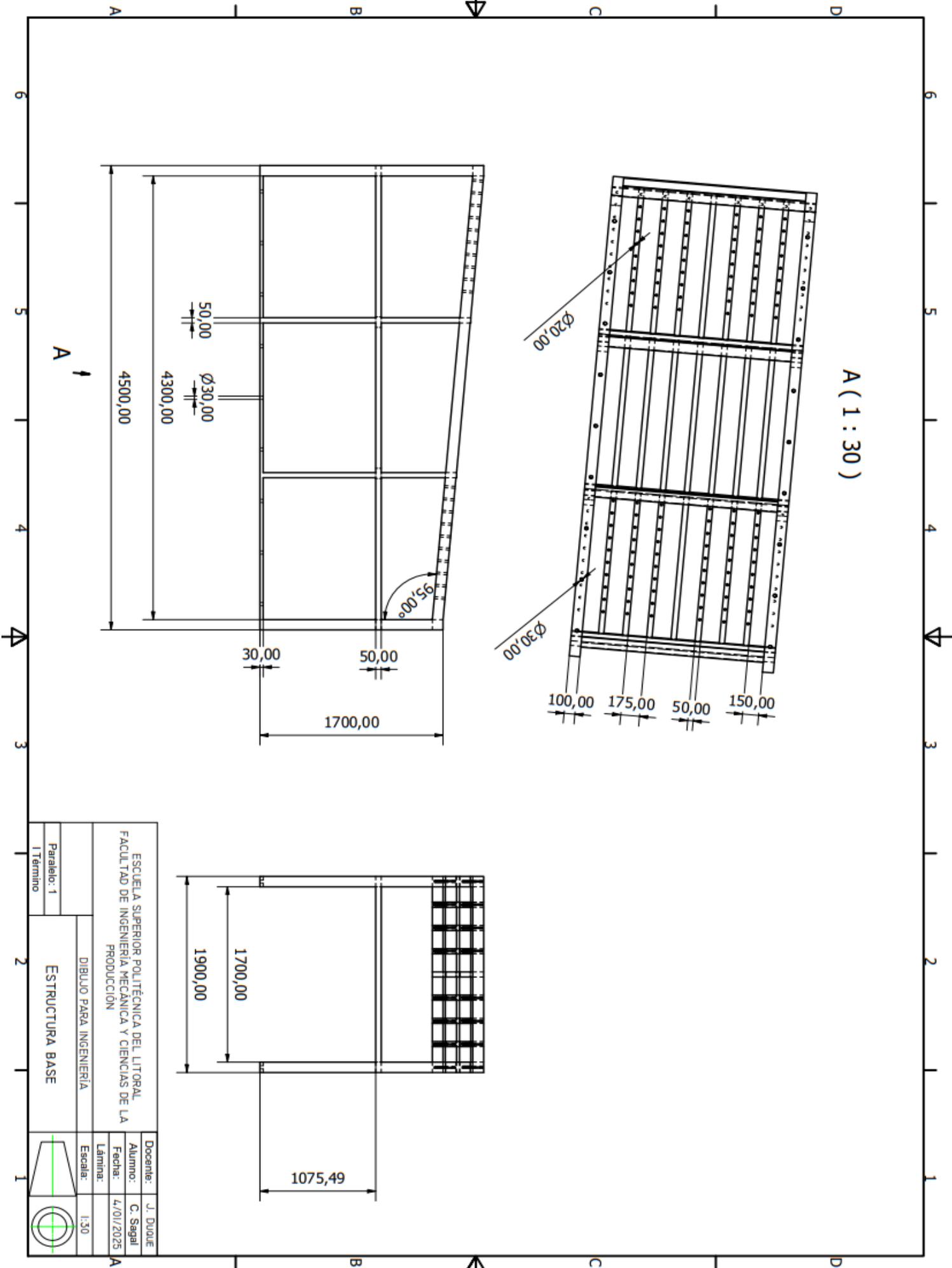
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. Duque
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Alumno: C. Sagal
ENTRADA AIRE		Fecha: 4/01/2025
Paralelo: 1		Lámina: 1:12
1 Término		

Plano 6.14 Adaptador entrada de aire.

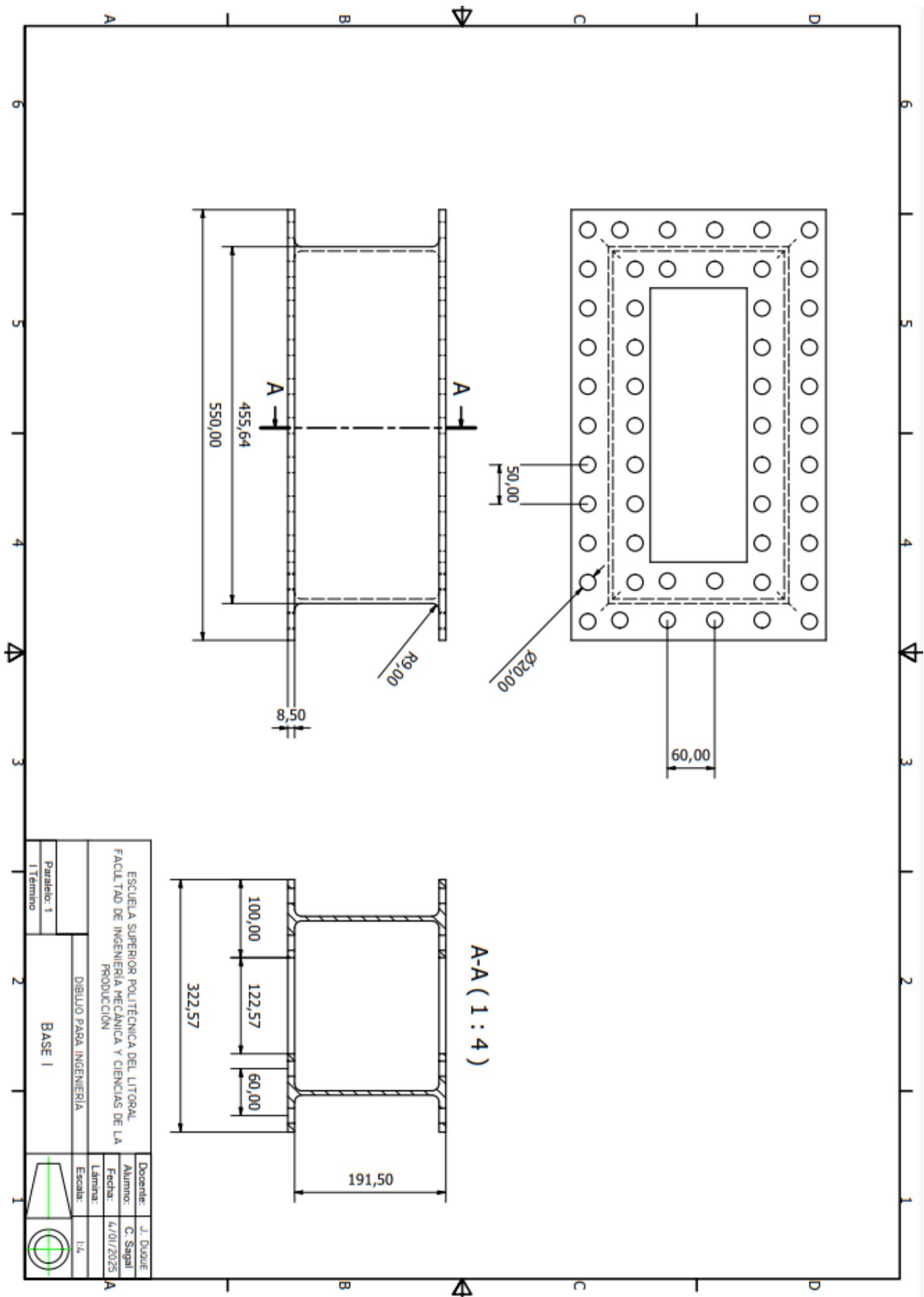


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Docente: J. Duque
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		
DIBUJO PARA INGENIERIA		Alumno: C. Segal
Paralelo: 1		Fecha: 4/01/2025
1. Término		Lámina:
SALIDA AIRE		Escala: 1:10
		

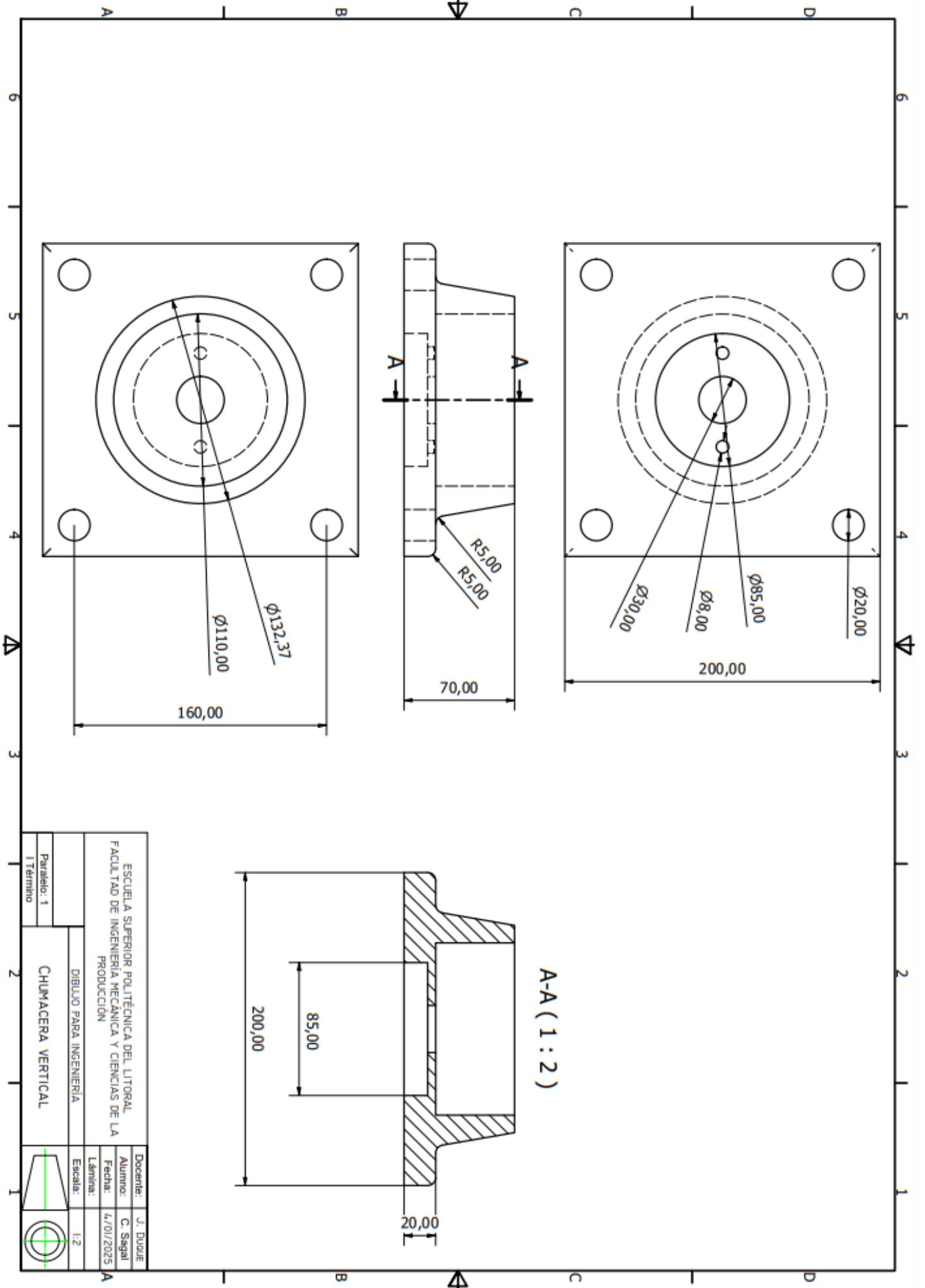
Plano 6.15 Adaptador salida de aire
99



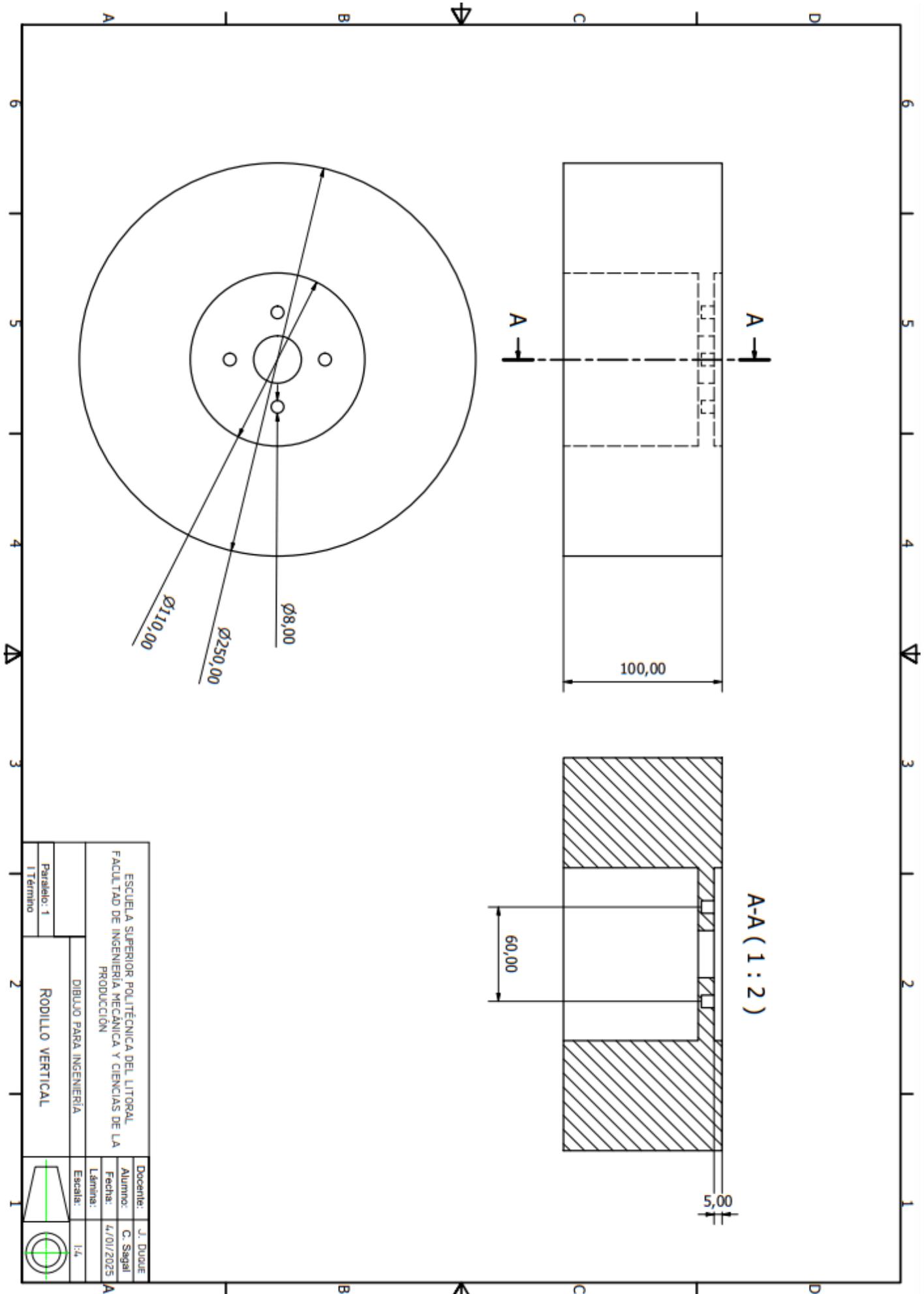
Plano 6.16 Estructura
100



Plano 6.17 Base en I
101

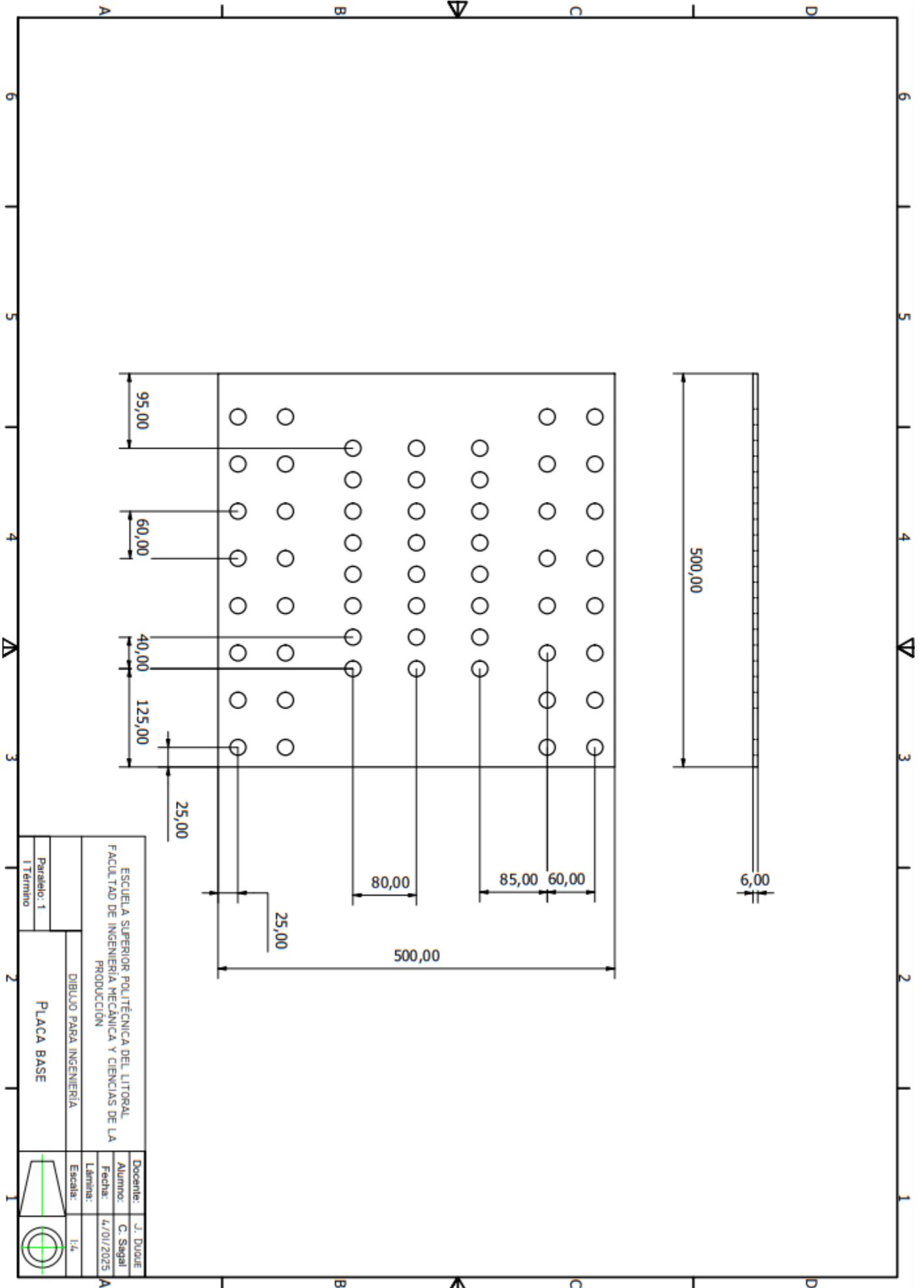


Plano 6.18 Chumacera V.

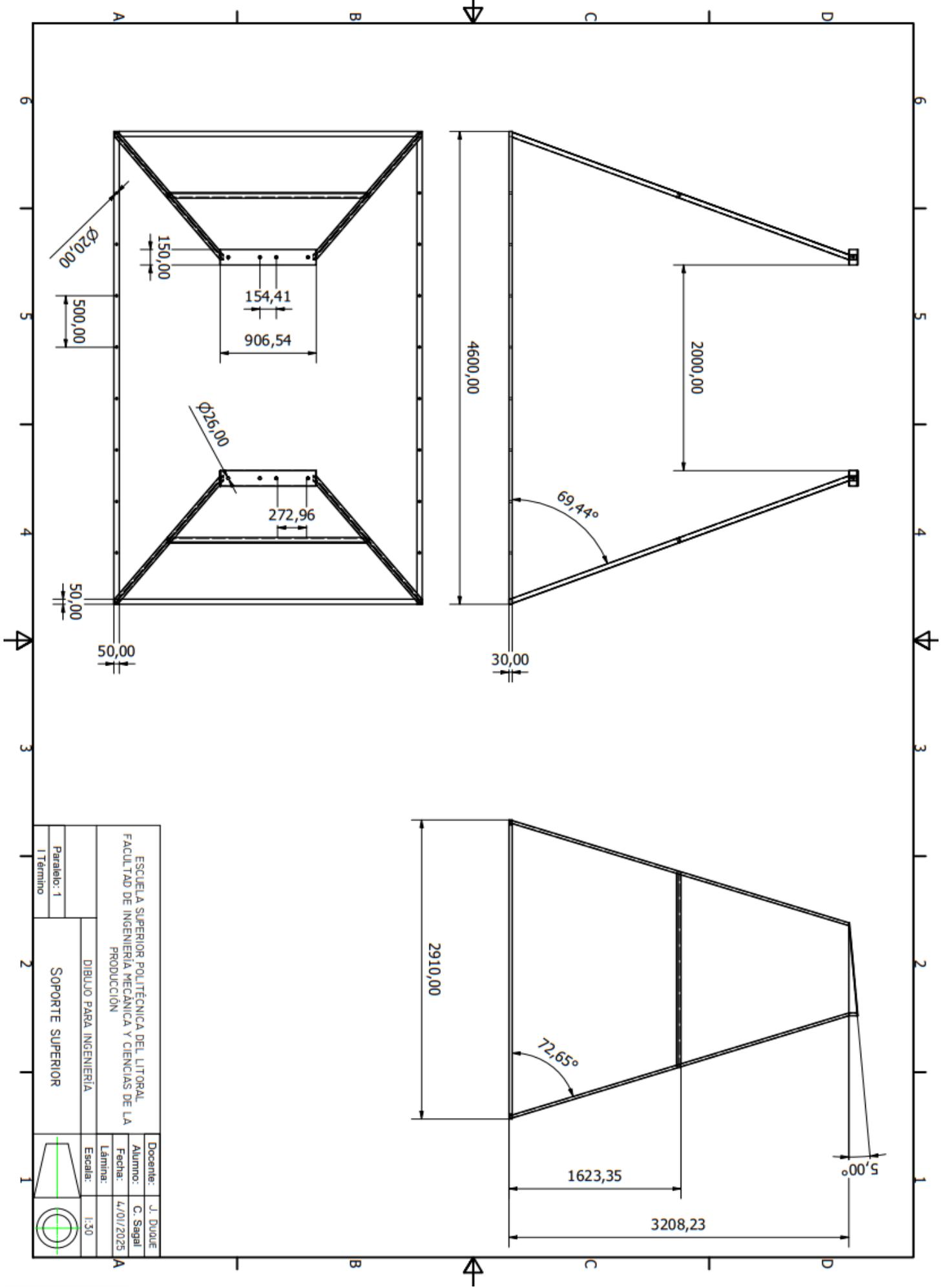


ESCUOLA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. Duque
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Alumno: C. Segal
Paralelo: 1		Fecha: 4/01/2025
1 Término		Lámina:
RODILLO VERTICAL		Escala: 1:4

Plano 6.19 Rodillo Vertical

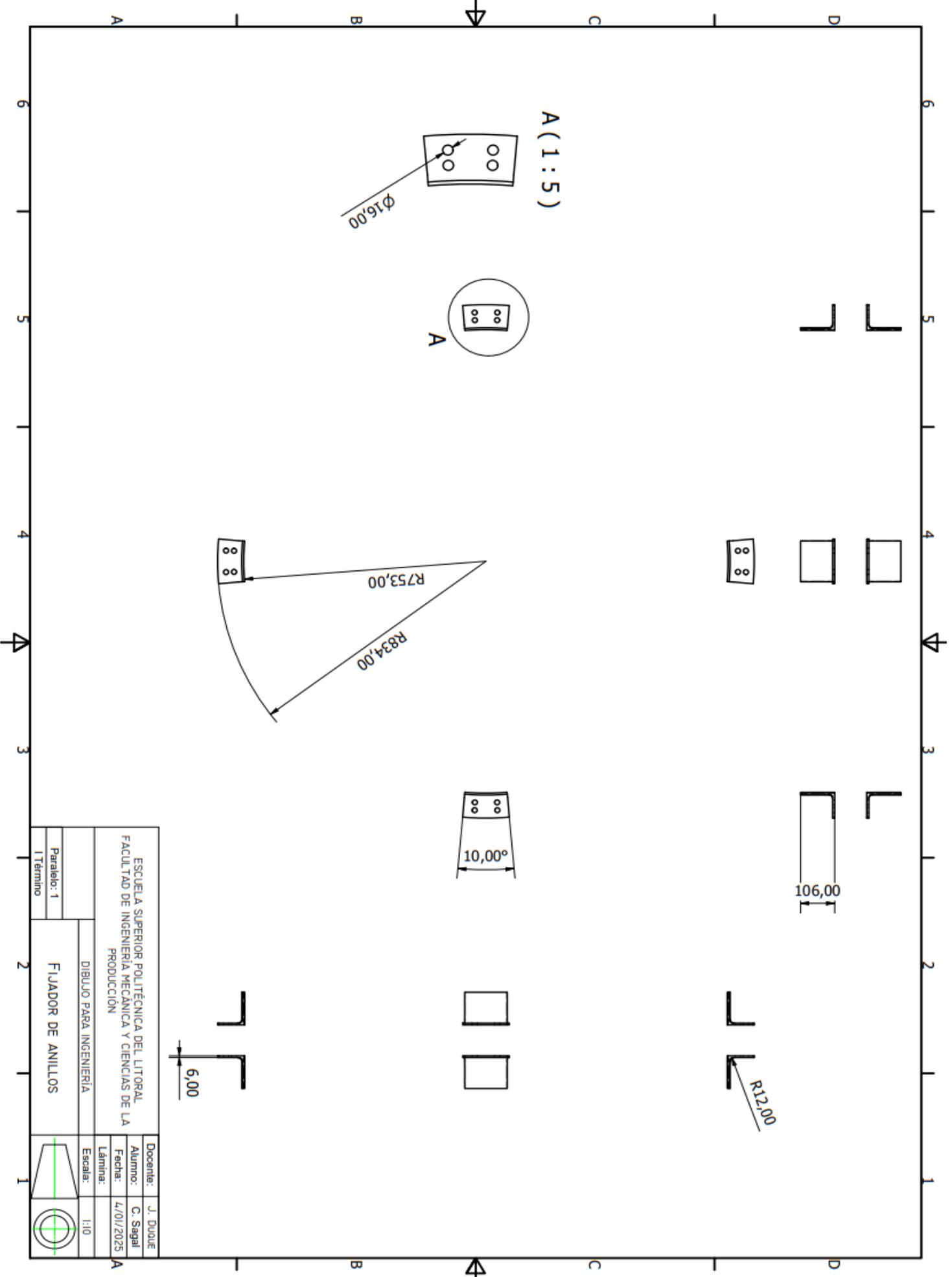


Plano 6.20 Placa base



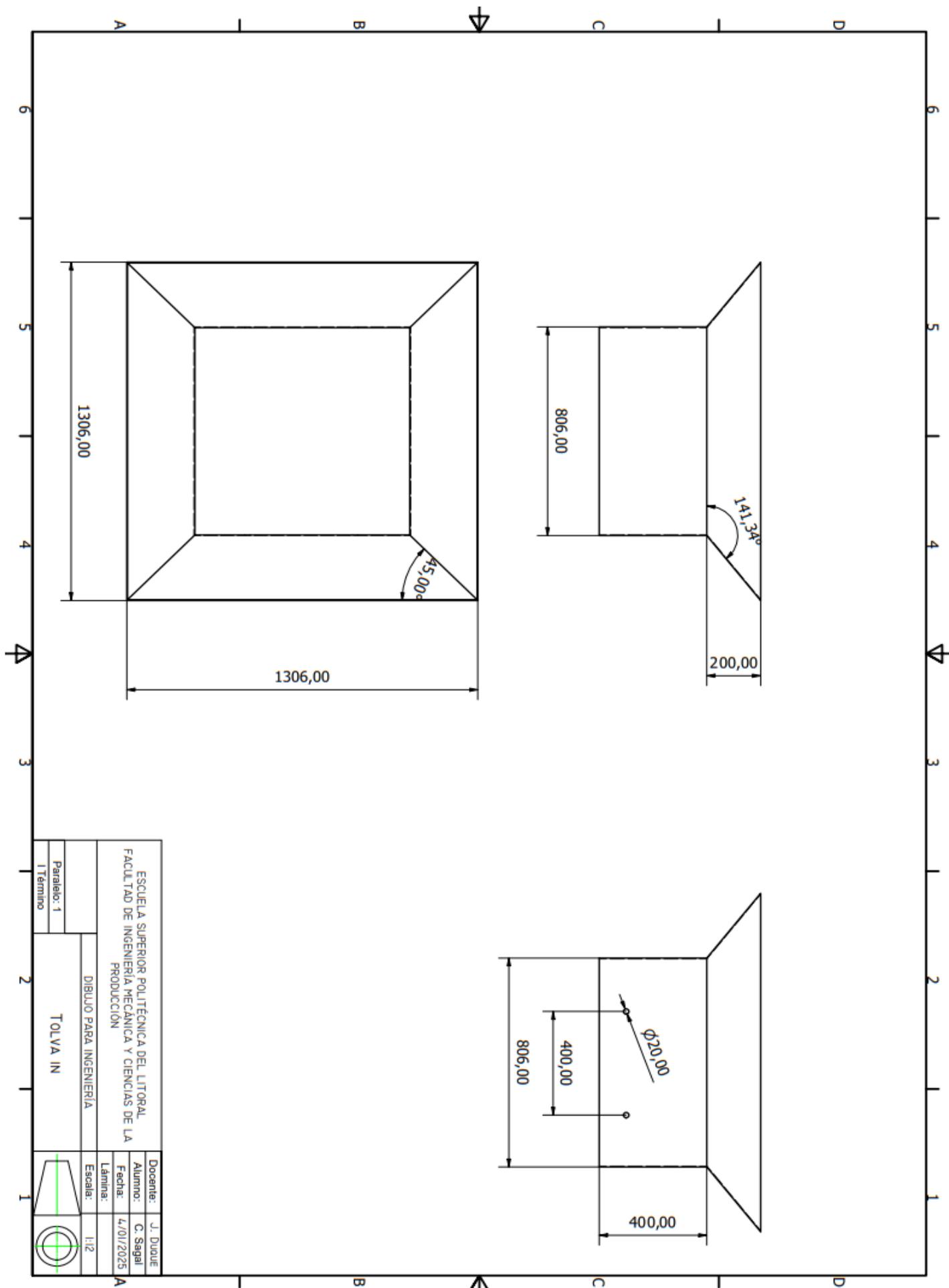
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION		Docente:	J. DUQUE
DIBUJO PARA INGENIERIA		Alumno:	C. Sagal
SOPORTE SUPERIOR		Fecha:	4/01/2025
Paralelo: 1		Lámina:	
1 Término		Escala:	1:30

Plano 6.21 Soporte superior

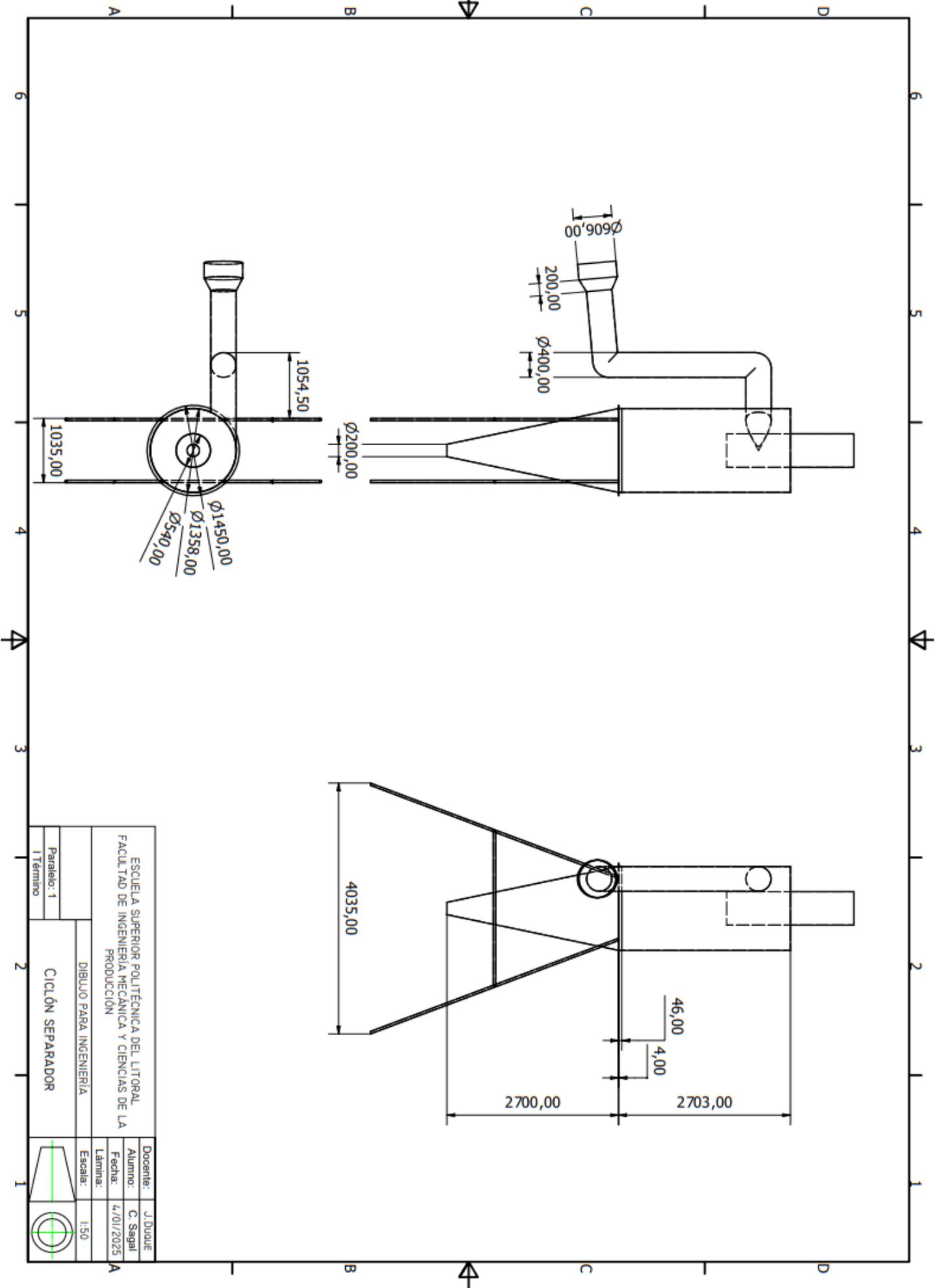


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Docente: J. DUQUE
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Alumno: C. Sagal
Paralelo: 1		Fecha: 4/01/2025
1 Término		Lámina:
FIJADOR DE ANILLOS		Escala: 1:10

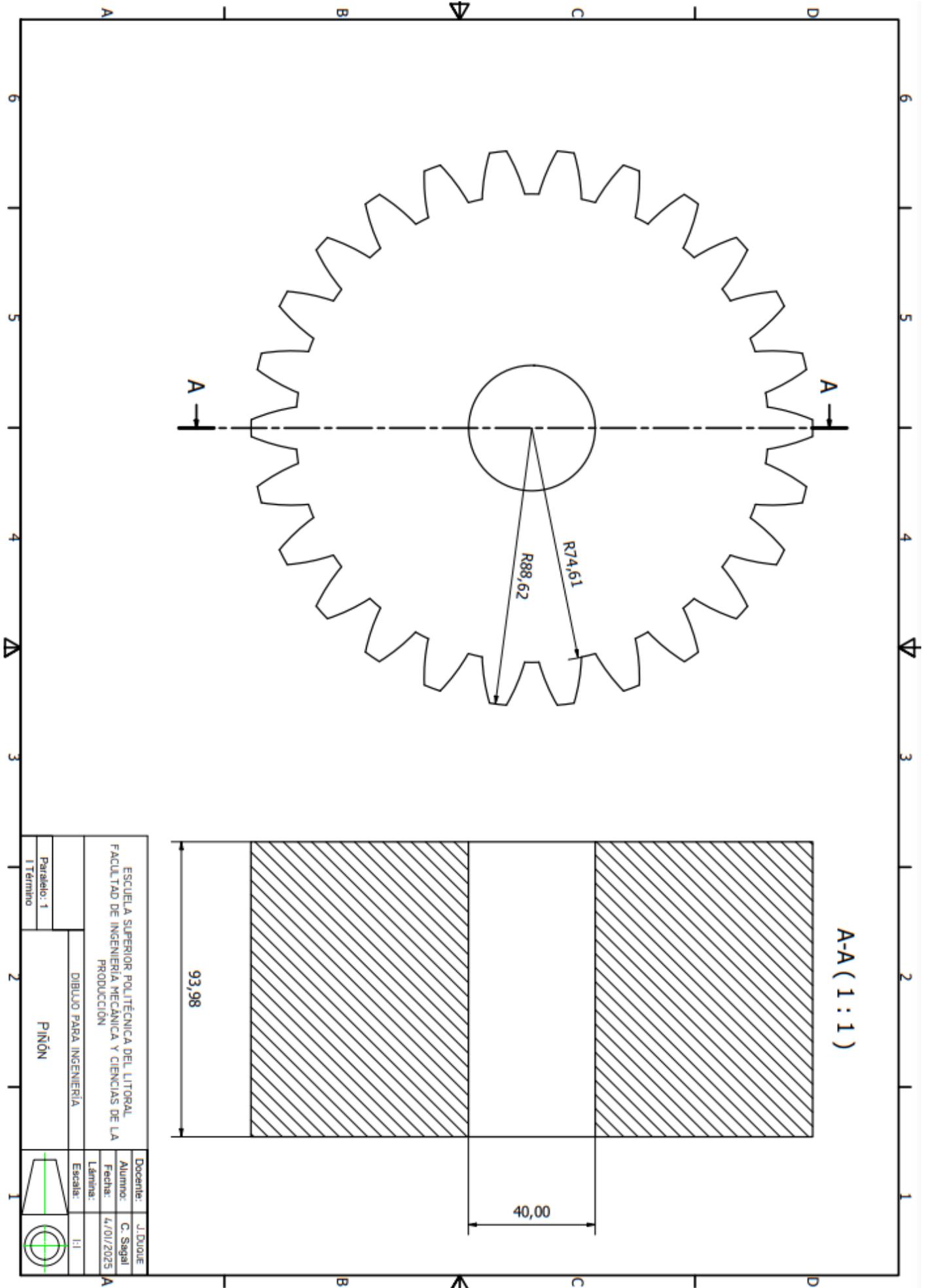
Plano 6.22 Fijador de anillos



Plano 6.23 Tolva entrada



Plano 6.24 *Ciclón separador*



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Docente:	J. Duque
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Alumno:	C. Sagal
PRODUCCIÓN		Fecha:	4/01/2025
DIBUJO PARA INGENIERÍA		Lámina:	
Paralelo: 1		Escala:	1:1
1º Término			

Plano 6.25 Piñón