

Diseño y Simulación de un Motor Wankel para generación de energía eléctrica de uso  
residencial: Estudio de eficiencia y análisis estructural

Daniel Andrés Larrotta Cala

David Andrés Cervantes Trillos

Trabajo De Grado Para Optar Por El Título De Ingeniero Mecánico

Director

Jorge Luis Chacón Velasco, PhD.

Universidad Industrial De Santander

Facultad De Ingenierías Físico-Mecánicas

Escuela De Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2023

## AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestro profundo agradecimiento a nuestro profesor y director de nuestro proyecto de grado, **Jorge Luis Chacón Velasco**, por su invaluable enseñanza, orientación y por compartir generosamente sus conocimientos, contribuyendo así a nuestro crecimiento y formación como profesionales.

También extendemos nuestro agradecimiento a nuestra alma mater, la Universidad Industrial de Santander, por proporcionarnos sus instalaciones y por la constante mejora de las mismas, lo que garantizó que nuestra formación como profesionales fuera de la más alta calidad y una experiencia única en nuestras vidas. Reconocemos y valoramos el esfuerzo de todos los profesores de la escuela de ingeniería mecánica, quienes nos guiaron y enriquecieron nuestro conocimiento en cada etapa de nuestra carrera.

Apreciamos profundamente a nuestros compañeros y amigos que hicimos a lo largo de nuestra formación profesional, pues convirtieron esta etapa en una experiencia sumamente gratificante e inolvidable. Cada momento compartido con ellos, tanto los desafiantes como los más felices, contribuyó de manera significativa a nuestra preparación como profesionales.

Por último, deseamos expresar nuestro sincero agradecimiento a nuestros padres y familias por su inquebrantable apoyo y el tiempo que nos brindaron durante nuestra carrera. Asimismo, agradecemos a todas las personas que, de una u otra forma, aportaron su granito de arena para hacer realidad este sueño que hoy se concreta. Nuestro agradecimiento a todos y que Dios les bendiga.

*David Andres Cervantes y Daniel Andres Larrota*

## Tabla de Contenido

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	15
1. Objetivos .....	16
1.1. Objetivo General .....	16
1.2. Objetivos Específicos .....	16
2. Marco Teórico.....	17
2.1. Historia del motor Wankel .....	17
2.2. Principios de funcionamiento.....	19
2.3. Operación Termodinámica.....	23
2.3.1. Tiempo de Admisión .....	23
2.3.2. Tiempo de Compresión .....	23
2.3.3. Tiempo de Combustión y Expansión .....	24
2.3.4. Tiempo de Escape .....	25
2.4. Requisitos y especificaciones del motor Wankel para el diseño.....	26
2.5. Estudio Termodinámico .....	29
2.5.1. Estequiometría.....	29
2.5.2. Admisión Isobara .....	30
2.5.3. Compresión adiabática .....	31
2.5.4. Transformación Isócara.....	31

2.5.5.	Expansión adiabática .....	35
2.5.6.	Potencia .....	36
2.5.7.	Par motor .....	37
3.	Estudio y diseño sobre la geometría del motor .....	38
3.1.	Relación de compresión .....	38
3.2.	Diseño del Estator .....	44
3.2.1.	Cargas estructurales del estator .....	51
3.2.2.	Simulación de esfuerzos en el estator.....	55
3.2.3.	Simulación térmica en el estator .....	56
3.3.	Diseño del Rotor.....	57
3.3.1.	Simulación de esfuerzos en el rotor .....	60
3.4.1.	Simulación térmica del rotor .....	61
3.4.	Sistema de sellado .....	62
3.4.2.	Segmentos periféricos .....	63
3.4.3.	Segmentos laterales y pernos de anclaje .....	68
3.5.	Sistema de engranaje y eje excéntrico.....	71
3.5.1.	Simulación de esfuerzos en el eje.....	77
3.6.	Sistema de escape y admisión .....	78
3.7.	Sistema de refrigeración.....	84
3.7.1.	Refrigeración del estator .....	85

3.8.	Sistema de lubricación .....	90
3.9.	Sistema de ignición .....	91
4.	Estudio de la Simulación del Motor Wankel Diseñado .....	95
4.1.	Simulación CFD .....	95
4.2.	Mallado CFD.....	96
4.3.	Generación de Movimiento de Malla y Mallado Dinámico.....	96
4.4.	Modelo de Combustión .....	98
4.5.	Resultados Y Discusión .....	99
4.6.	Validación .....	101
5.	Costos de diseño .....	103
6.	Conclusiones .....	105
7.	Recomendaciones.....	112

**Lista de Tablas**

Tabla 1. <i>Especificaciones técnicas de un motor Wankel</i> .....	28
Tabla 2. <i>Masa volumétrica de aire con respecto a las RPM</i> .....	33
Tabla 3. <i>Masa volumétrica del combustible respecto a las RPM</i> .....	34
Tabla 4. <i>Q'1 con respecto a las RPM con la T3</i> .....	34
Tabla 5. <i>Q'2 respecto a las RPM con el rendimiento térmico</i> .....	36
Tabla 6. <i>P efectiva con respecto a las revoluciones</i> .....	37
Tabla 7. <i>Comparativa de la relación de compresión</i> .....	40
Tabla 8. <i>Características del modelo a diseñar</i> .....	44
Tabla 9. <i>Coordenadas de la geometría interior del estator</i> .....	47
Tabla 10. <i>Medidas de los engranajes dimensionados</i> .....	72

## Lista de Figuras

Figura 1. <i>Félix Wankel posando con el prototipo DKM54</i> .....	18
Figura 2. <i>Elementos de un motor Wankel.</i> .....	20
Figura 3. <i>Elementos de un motor Wankel.</i> .....	22
Figura 4. <i>Ciclo termodinámico motor Wankel (1r Tiempo: Admisión).</i> .....	23
Figura 5. <i>Ciclo termodinámico motor Wankel (2o Tiempo: Compresión).</i> .....	24
Figura 6. <i>Ciclo termodinámico motor Wankel (3r Tiempo: Combustión y expansión)...</i> 25	25
Figura 7. <i>Ciclo termodinámico motor Wankel (4o Tiempo: Escape)</i> .....	26
Figura 8. <i>Aplicaciones del motor Wankel en la cotidianidad.</i> .....	27
Figura 9. <i>Motor Wankel del laboratorio MTA</i> .....	27
Figura 10. <i>Ciclo termodinámico Otto</i> .....	30
Figura 11. <i>relación <math>k = R \backslash e</math> y su efecto en la forma del estator</i> .....	39
Figura 12. <i>Grafica de relación de compresión</i> .....	42
Figura 13. <i>Comparativas geométricas de varios ejemplos.</i> .....	43
Figura 14. <i>Generación del perfil peri-trocoide</i> .....	45
Figura 15. <i>Configuraciones varias de la peri-trocoide</i> .....	47
Figura 16. <i>Geometría interior del estator.</i> .....	49
Figura 17. <i>Geometría equidistante interior del estator.</i> .....	50
Figura 18. <i>Distribución de la presión en la cámara de trabajo.</i> .....	52
Figura 19. <i>Representación gráfica del Estator.</i> .....	54
Figura 20. <i>Simulación de esfuerzos en el estator del motor Wankel.</i> .....	55
Figura 21. <i>Simulación de temperaturas en el estator</i> .....	56
Figura 22. <i>Envolvente del rotor.</i> .....	57

Figura 23. <i>Aproximación de la geometría del rotor</i> .....	58
Figura 24. <i>Representación gráfica del rotor con las medidas</i> .....	58
Figura 25. <i>Representación gráfica del rotor</i> .....	59
Figura 26 . <i>representación grafica del rotor con los huecos correspondientes</i> .....	59
Figura 27. <i>Simulación de esfuerzos en el rotor del motor Wankel</i> .....	60
Figura 28. <i>Simulación térmica del rotor</i> .....	61
Figura 29. <i>Despiece del sistema de sellado de un motor Wankel</i> .....	63
Figura 30. <i>Funcionamiento de los segmentos.</i> .....	64
Figura 31. <i>Representación esquemática de las dimensiones del sello periférico</i> .....	65
Figura 32. <i>Medidas de los segmentos periféricos</i> .....	66
Figura 33. <i>Representación gráfica del rotor con los huecos de los segmentos periféricos.</i> .....	67
Figura 34. <i>Representación gráfica de los segmentos periféricos.</i> .....	67
Figura 35. <i>Representación gráfica del rotor con los segmentos periféricos.</i> .....	68
Figura 36. <i>Representación gráfica de los segmentos laterales y pernos de anclaje</i> .....	69
Figura 37. <i>Representación gráfica del rotor con los segmentos laterales y pernos de anclaje</i> .....	70
Figura 38. <i>Representación gráfica del rotor con todos los segmentos.</i> .....	70
Figura 39. <i>Representación gráfica del engranaje fijo.</i> .....	73
Figura 40. <i>Representación gráfica del engranaje rotativo</i> .....	74
Figura 41. <i>Representación gráfica del engranaje rotativo ensamblado en el interior del rotor</i> .....	75
Figura 42. <i>Medidas del perfil del eje excéntrico.</i> .....	75

Figura 43. <i>Medidas del eje excéntrico</i> .....	76
Figura 44. <i>Representación gráfica del eje excéntrico</i> .....	76
Figura 45. <i>Simulación de esfuerzos en el eje</i> .....	77
Figura 46. <i>Representación gráfica del ensamble del rotor juntamente con los engranajes y el eje</i> .....	78
Figura 47. <i>Configuraciones de los diferentes tipos de puertos de admisión y escape</i> .....	79
Figura 48. <i>Limitaciones para el diseño de los puertos laterales</i> .....	80
Figura 49. <i>Gráficas de la duración de los ciclos de escape y admisión.</i> .....	81
Figura 50. <i>Gráfica de la relación de par respecto a las revoluciones</i> .....	82
Figura 51. <i>Representación gráfica de los puertos laterales de admisión y escape con sus medidas.</i> .....	83
Figura 52. <i>Representación gráfica de los puertos laterales de admisión y escape con sus medidas.</i> .....	84
Figura 53. <i>Representación gráfica de un sistema de refrigeración por agua con flujo periférico</i> .....	86
Figura 54. <i>Representación gráfica de un sistema de refrigeración por agua con flujo axial</i> .....	86
Figura 55. <i>Representación gráfica de un sistema de refrigeración por aire con flujo periférico</i> .....	87
Figura 56. <i>Representación gráfica de un sistema de refrigeración por aire con flujo axial</i> .....	88
Figura 57. <i>Representación gráfica del sistema de refrigeración del presente</i> .....	89
Figura 58. <i>Representación gráfica del sistema de refrigeración del presente diseño.</i> .....	90

Figura 59. <i>Bujía</i> .....	91
Figura 60. <i>Distribución de dos bujías</i> .....	93
Figura 61. <i>Diferencia de presiones en la cámara de trabajo</i> .....	93
Figura 62. <i>Diferencia de presiones en la cámara de trabajo</i> .....	94
Figura 63. <i>Geometría de la cámara 2D con respecto a la admisión (azul) y el escape (rojo).</i> .....	95
Figura 64. <i>Mallado CFD, 2d</i> .....	96
Figura 65. <i>Dominio del rotor y límites de la superficie.</i> .....	97
Figura 66. <i>Deformación suave de la malla</i> .....	98
Figura 67. <i>Formulación de la reacción química con el software ANSYS</i> .....	99
Figura 68. <i>Simulación de termodinámica del motor Wankel</i> .....	100
Figura 69. <i>Simulación de presiones en el motor Wankel</i> .....	101
<b>Figura 70.</b> <i>Grafica de presión con grados de giro del cigüeñal</i> .....	102
Figura 71. <i>Grafica de presión con grados de giro del cigüeñal</i> .....	102

### Lista de Símbolos

$R$ :	Radio del rotor
$e$ :	Excentricidad
$b$ :	Espesor de la cámara de combustión
$E_{th}$	Relación de compresión
$\phi_{max}$	Ángulo máximo de oscilación
$K$	relación entre el radio y la excentricidad del eje
$V_{max}$	Cilindrada máxima
$V_{min}$	Cilindrada mínima

### Diseño del estator

$e$	Distancia central entre el círculo base A y el círculo giratorio B.
$R$	Longitud del brazo fijo en el círculo giratorio B.
$\alpha$	Ángulo de rotación del giratorio B alrededor del círculo base A.
$\beta$	Ángulo de rotación del círculo giratorio B sobre su eje
$X$	Coordenada rectangular horizontal
$Y$	Coordenada rectangular vertical
$M$	constante dependiente de la configuración peri-trocoide
	Cargas Estructurales del estator
$P$	Presión máxima del ciclo termodinámico
$S$	Superficie periférica del estator
$p$	Perímetro de la geometría del estator
$t$	Espesor de la pared del estator
$\tau$	Límite elástico del material
$FS$	factor de seguridad

### Sistema de engranajes y eje excéntrico

$\Delta F$	diámetro primitivo del engranaje fijo
$\Delta R$	diámetro primitivo del engranaje rotativo
$Z$	Número de dientes del engranaje

$D_e$	diámetro del engranaje rotativo exterior
$D_i$	diámetro del engranaje rotativo interior

### Termodinámica

$P_1$	Presión en el punto I del ciclo termodinámico Otto (atmosférica)
$P_2$	Presión del gas en el punto 2 del ciclo termodinámico Otto
$P_3$	Presión del gas en el punto 3 del ciclo termodinámico Otto
$P_4$	Presión del gas en el punto 4 del ciclo termodinámico Otto
$T_1$	Temperatura del gas en el punto 1 del ciclo termodinámico Otto
$T_2$	Temperatura del gas en el punto 2 del ciclo termodinámico Otto
$T_3$	Temperatura del gas en el punto 3 del ciclo termodinámico Otto
$T_4$	Temperatura del gas en el punto 4 del ciclo termodinámico Otto
$V_1$	Volumen del gas en el punto 1 del ciclo termodinámico Otto
$V_2$	Volumen del gas en el punto 2 del ciclo termodinámico Otto
$V_3$	Volumen del gas en el punto 3 del ciclo termodinámico Otto
$V_4$	Volumen del gas en el punto 4 del ciclo termodinámico Otto
$Q_1$	Adición de calor en el punto I del ciclo termodinámico Otto
$Q_2$	Adición de calor en el punto 2 del ciclo termodinámico Otto
$m'_{mezcla}$	Caudal másico de aire más caudal másico de combustible
$m'_{aire}$	caudal másico de aire
$m'_{combustible}$	caudal másico de combustible
$C_v$	Calor específico del aire a volumen constante
$PCI$	Poder calorífico inferior del combustible
$\eta_{combustión}$	Rendimiento de la combustión
$n$	Revoluciones por segundo del motor (gps)
$n'$	Número de ciclos termodinámicos por revolución del motor
$p_{aire}$	Densidad del aire
$P_{efectiva}$	Potencia efectiva
$M(Nm)$	par motor máximo

## Resumen

**Título:** Diseño y Simulación de un Motor Wankel

**Autor:** Daniel Andrés Larrotta Cala y David Andrés Cervantes Trillos<sup>1</sup>

**Palabras Clave:** Motor Wankel, Estudio, Diseño, Análisis, Simulaciones

**Descripción:** Este proyecto de grado representa la aplicación de conocimientos y habilidades adquiridos en el programa de ingeniería mecánica para abordar un desafío fundamental en la ingeniería. Se centra en el estudio, diseño y análisis de un motor Wankel, ubicado en el laboratorio de máquinas térmicas alternativas. El proyecto implica investigar modelos matemáticos que describen la geometría y funcionamiento del motor, definir requisitos y especificaciones para un nuevo diseño, realizar un análisis detallado de sus componentes, utilizar software de diseño asistido (SOLIDWORKS) para desarrollar componentes y llevar a cabo simulaciones y pruebas para evaluar el rendimiento del motor diseñado. Además, se empleará el software ANSYS para analizar la cámara de combustión y observar las temperaturas y presiones máximas. Este proyecto combina teoría y práctica, permitiendo la aplicación directa de conocimientos y la contribución al avance en la tecnología de motores alternativos.

---

<sup>1</sup> Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón Velasco, PhD.

## Abstract

**Title:** Design and Simulation of a Wankel Engine

**Author:** Daniel Andrés Larrotta Cala y David Andrés Cervantes Trillos

**Key Words:** Wankel engine, Study, Design, Analysis, Simulations

**Description:** This undergraduate project represents the application of knowledge and skills acquired in the mechanical engineering program to address a fundamental engineering challenge. It focuses on the study, design, and analysis of a Wankel engine located in the laboratory of alternative thermal machines. The project involves researching mathematical models that describe the geometry and operation of the engine, defining requirements and specifications for a new design, conducting a detailed analysis of its components, using computer-aided design software (SOLIDWORKS) to develop components, and conducting simulations and tests to evaluate the performance of the designed engine. In addition, the ANSYS software will be used to analyze the combustion chamber and observe maximum temperatures and pressures. This project combines theory and practice, allowing for the direct application of knowledge and contributing to the advancement of alternative engine technology.

## Introducción

En la búsqueda constante de innovación en la industria automotriz, el motor Wankel ha surgido como una alternativa prometedora al motor de pistón convencional. Su diseño único, caracterizado por un rotor triangular que se desplaza en una carcasa ovalada, presenta ventajas potenciales en términos de compactibilidad, peso reducido y altas revoluciones por minuto. Sin embargo, su desarrollo y aplicación efectiva requieren un análisis exhaustivo de los sistemas fundamentales que lo componen.

Este trabajo se centra en el diseño integral de un motor Wankel, abordando con detalle los aspectos críticos de los sistemas de escape, admisión, refrigeración, lubricación, ignición y sellado. A través de una combinación de estudios teóricos, análisis computacionales y simulaciones avanzadas. Además de explorar los componentes individuales, esta investigación se adentrará en el análisis de la integridad estructural y la resistencia térmica del motor, empleando simulaciones de esfuerzos mecánicos y cargas térmicas. Esto permitirá evaluar la durabilidad y la confiabilidad del motor bajo diversas condiciones de funcionamiento. Por último, se llevará a cabo una simulación detallada del proceso de combustión utilizando la plataforma ANSYS, con el objetivo de comprender mejor la dinámica de la combustión en un motor Wankel.

En resumen, esta tesis aborda un estudio exhaustivo del diseño y análisis de un motor Wankel, con el propósito de contribuir al desarrollo de esta tecnología y desbloquear su potencial como una alternativa viable y eficiente en la industria automotriz del futuro. La investigación se llevará a cabo a través de una combinación de enfoques teóricos y computacionales, con la esperanza de impulsar la evolución de la ingeniería de motores y la movilidad sostenible.

## 1. Objetivos

### 1.1. Objetivo General

Implementar los conocimientos y competencias adquiridas en el programa de ingeniería mecánica para solucionar un problema en el estudio, diseño y análisis, de un motor wankel, el cual está ubicado en el laboratorio de máquinas térmicas alternativas, usaremos sus principales especificaciones para poder hacer los estudios de su geometría, componentes, potencia, se usará el software ANSYS para analizar la Cámara de combustión y observar sus máximas temperaturas y presiones.

### 1.2. Objetivos Específicos

- Investigar los modelos matemáticos que describen la geometría y funcionamiento del motor Wankel, en donde se especificara si este tiene un movimiento lineal o rotatorio, que forma tiene el rotor, etc.
- Definir los requisitos y especificaciones del motor Wankel a diseñar, incluyendo la capacidad de potencia requerida, los parámetros de eficiencia y las limitaciones técnicas
- Realizar un análisis detallado de las partes y componentes del motor Wankel, como su rotor, su ciclo, sellos, carcasa, entre otros.
- Diseñar y desarrollar los componentes del motor Wankel utilizando software de diseño asistido (SOLIDWORKS)
- Realizar simulaciones y pruebas para evaluar el rendimiento del motor Wankel diseñado

## 2. Marco Teórico

### 2.1. Historia del motor Wankel

En la búsqueda de alternativas a un motor de combustión interna por cilindros, el señor Félix Heinrich Wankel daría avances significativos en esta tarea. Esta es su historia.

Oriundo del campo, en un pueblo de nombre Lahr, Wankel nacería en 1902, se apasionaría por la mecánica y aprendería en su juventud de manera autodidáctica, esbozando diseños de elementos de máquinas rotativas, tales como válvulas rotativas debido a que buscaba solucionar grandes quebraderos de cabeza de la época. En concreto, buscaba la solución de altos índices de fallo en las válvulas de movimiento alternativo de ese entonces. A Wankel le llamo la atencion el manejo de los motores y se adentró en ese mundo buscando resolver uno de sus inconvenientes. Tal problema estaba relacionado al sellado de las cámaras de combustión, escenario donde hizo aportaciones significativas que aún hoy día son relevantes y se aplican en la industria.

En 1934, Felix Wankel patentó su primer diseño de motor rotativo. Este motor estaba compuesto por dos rotores y dos contra rotores asociados, con ciclos de admisión y compresión en una pareja y ciclos de expansión y escape en la otra. Aunque el funcionamiento era complicado, sentó las bases para futuros diseños.

En el mismo año, Wankel comenzó a trabajar en Mercedes-Benz y luego en BMW, desarrollando válvulas rotativas. Sus diseños llamaron la atención del partido nazi, que le solicitó probarlos en motores de aviación. Las válvulas demostraron ser efectivas y se utilizaron en aviones y torpedos.

En 1951, Wankel se unió a la empresa NSU para seguir desarrollando válvulas de disco. Allí, presionó para llevar a cabo su idea de un motor rotativo y creó el DKM54, el primer motor

rotativo con un funcionamiento similar al actual. Aunque tenía problemas de practicidad, sentó las bases para futuros avances.

**Figura 1.**

*En la figura 1 se muestra a Félix Wankel posando con el prototipo DKM54*



*Tomado de: facultad náutica de Barcelona*

Posteriormente, se construyó el DKM125, que se utilizó para estudiar materiales de sellado y propiedades de la cámara de combustión. Aunque alcanzó altas velocidades de giro, tenía desafíos en términos de sellado y frenado, lo que dificultaba su uso en automóviles.

El ingeniero Walter Froede de NSU simplificó el diseño, fijando el rotor exterior y proporcionando movimiento excéntrico al rotor interior. Esto resultó en el motor Wankel actual, con tres ciclos termodinámicos por cada vuelta del rotor. Aunque inicialmente enfureció a Wankel, finalmente aceptó el nuevo diseño.

Mazda obtuvo una licencia para fabricar motores Wankel en 1960 y se dedicó a mejorar el diseño. Experimentaron con materiales, revestimientos y sistemas de lubricación para resolver problemas como las marcas en la superficie interna del estator. Desarrollaron técnicas de producción más eficientes y mejoraron la calidad del producto.

A pesar de los desafíos, Mazda persistió en el desarrollo del motor Wankel y encontró un mercado en los entusiastas del motor. Actualmente, siguen instalando motores Wankel en sus vehículos de alto rendimiento, como los modelos RX.

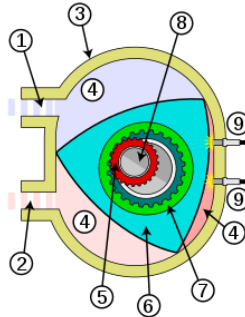
Otras compañías también realizaron investigaciones y aportaciones al diseño del motor Wankel, pero solo el proyecto de Mazda ha llegado hasta la actualidad.

## **2.2. Principios de funcionamiento**

El motor Wankel, a diferencia de los motores alternativos de 4 tiempos, sigue un ciclo termodinámico de cuatro tiempos (Otto) en el cual cada uno de estos tiempos se ejecuta en un lugar distinto. En lugar de utilizar un cilindro, el motor Wankel emplea un rotor como su componente móvil, el cual, como lo muestra la Figura 2, consta de tres secciones laterales y tres vértices. Estos vértices están en constante contacto con las paredes interiores del estator, que tiene una geometría de tipo peri-trocoide. Además, el estator tiene equipado un sistema de encendido y conductos de admisión y escape.

**Figura 2.**

En la figura 2 se muestran los elementos de un motor Wankel.



*Tomado de: [https://es.wikipedia.org/wiki/Motor\\_Wankel](https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_Wankel)*

1. Entrada de admisión
2. Salida de escape
3. Estator
4. Compartimentos
5. Engranaje pequeño
6. Rotor
7. Engranaje grande
8. Eje no centrado
9. Dispositivos de encendido

Se nos ofrece un esquema ilustrativo, como el de la figura 2, para ayudarnos a comprender los componentes clave de este motor Wankel contemporáneo. La ecuación peri-trocoide define la geometría del estator (3), que es el primer componente. A continuación, el rotor (6) puede realizar

un movimiento planetario, que finalmente se transforma en un movimiento totalmente giratorio, gracias a la excentricidad que presenta el eje no centrado (8). Junto con la geometría del estator, los tres vértices de este componente giratorio y la cavidad central para el eje, facilitan la conversión de la energía generada en la combustión a energía mecánica.

El símbolo "e", representa la excentricidad que provoca el movimiento giratorio planetario, hace que el radio del rotor se desplace dentro del estator. El movimiento planetario se ralentiza y coordina con los ciclos termodinámicos del motor con la ayuda de un engranaje fijo con dientes exteriores (5) y un engranaje sujeto al rotor con dientes internos (7).

El motor dispone de cojinetes adicionales para el componente giratorio que permiten que la sección excéntrica del eje gire por su centro mientras lo soporta, así como cojinetes de apoyo para disminuir la fricción durante la rotación del eje.

Al igual que en los motores convencionales de gasolina, el encendido puede ser por chispa o encendido por compresión, estas son opciones para arrancar el motor wankel, siendo el encendido por chispa la opción más popular. La combinación de combustible y aire comprimido recibe energía térmica de la bujía (9) para iniciar el ciclo de expansión, y la salida de escape (2) elimina los gases relacionados con la combustión. Por otro lado, la mezcla puede entrar por el orificio de entrada (1). El flujo de gases se controla mediante unas aberturas periféricas de entrada y salida que están ubicadas a los costados del estator.

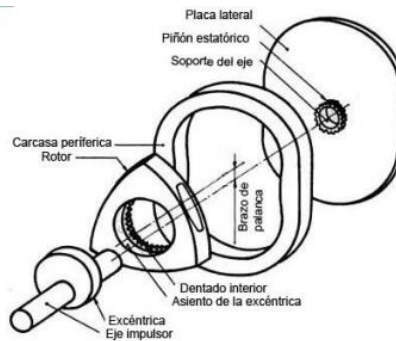
El motor Wankel está formado por tres compartimentos de trabajo que funcionan a la mano y están separados por los vértices del rotor (Figura 3). Cada compartimento está dotado de juntas laterales y juntas periféricas en sus vértices para formar un sistema de estanqueidad integral, mantiene una separación efectiva e impide la transferencia de gases entre los compartimentos.

El motor Wankel no requiere un sistema de distribución, a diferencia de los motores alternativos, porque las lumbreras controlan los gases de admisión y salida sin el uso de válvulas. Debido al movimiento de rotación del rotor, el volumen de la cámara de combustión se expande y contrae continuamente, lo que permite la admisión, compresión, liberación de energía durante la combustión y, en última instancia, el escape de los gases resultantes.

Todo lo expuesto en esta sección se abordará en mayor detalle en las siguientes secciones.

### Figura 3.

*En la figura 3 se observan los elementos de un motor Wankel.*



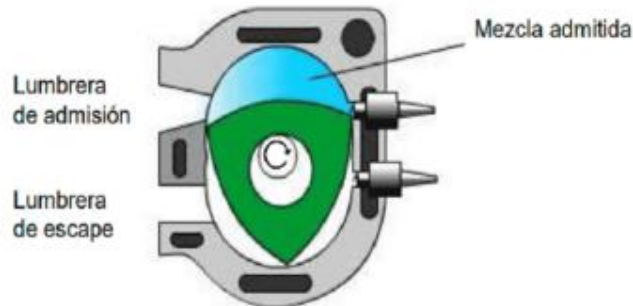
*Tomado de: <https://sites.google.com/site/mvwankel/refrigeracion>*

## 2.3. Operación Termodinámica

### 2.3.1. Tiempo de Admisión

#### Figura 4.

En la figura 4 se observa el ciclo termodinámico motor Wankel (1r Tiempo: Admisión).



*Tomado de: <https://mecanicaparatodosblog.wordpress.com/2018/10/25/motor-wankelnacimiento-evolucion-rx9/>*

La etapa de admisión de produce entre vértices de la siguiente manera. La cámara de trabajo debe llenarse de la mezcla de aire-combustible. Para esto, la esquina del rotor pasa por la lumbrera de admisión (Figura 4) y se llena de esta mezcla hasta que el siguiente esquina del rotor crea el sello al pasar por esta lumbrera. En este punto la cámara se sella y comienza el siguiente ciclo: la etapa de compresión

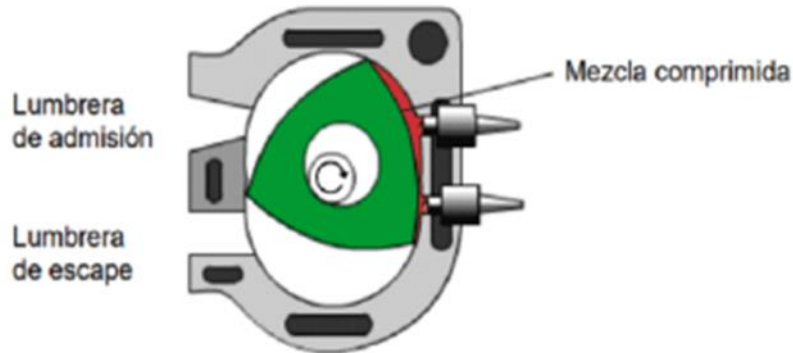
### 2.3.2. Tiempo de Compresión

Una vez los dos vértices, luego de haber pasado por la zona de admisión, crean el sello entre la pared del estator y la cara lateral del rotor y, el rotor al seguir girando, debido a la geometría del estator, esta mezcla aire-combustible se comprime debido a una disminución en el volumen de la cámara, que resulta mínima en el instante donde la cara lateral del rotor está por delante de las

bujías (Figura 5). Después, ocurre la siguiente etapa: Combustión y expansión, donde las bujías encienden la mezcla y se produce la combustión

### Figura 5.

En la figura 5 se muestra el ciclo termodinámico motor Wankel (2o Tiempo: Compresión).



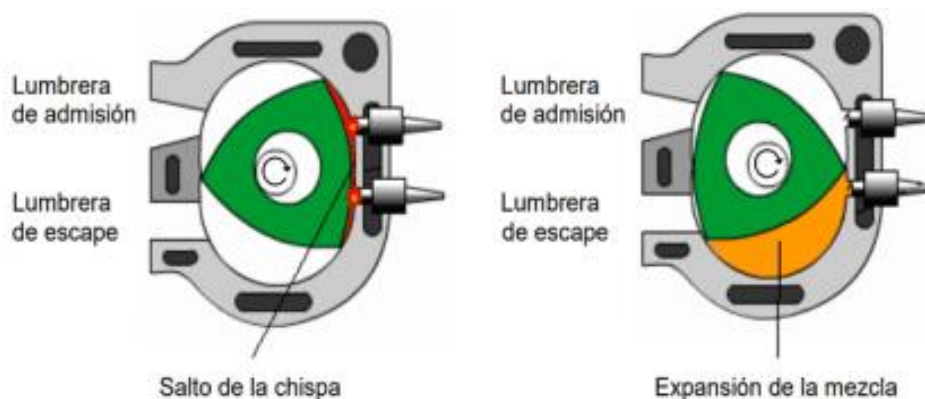
*Tomado de: <https://mecanicaparatodosblog.wordpress.com/2018/10/25/motor-wankelnacimiento-evolucion-rx9/>*

### 2.3.3. Tiempo de Combustión y Expansión

La chispa que inicia la combustión de la mezcla la producen las bujías. Dado que la cámara de trabajo es relativamente extensa e impide que la llama se propague de manera lenta, a menudo se emplean dos bujías, como se ve en la figura 6. El rotor rota en sentido horario a medida que los gases de combustión se expanden, una vez consumidos todos los restos quemados, transformando la energía de la explosión en energía mecánica. El vértice conecta con la salida de escape, y el gas sigue expandiéndose.

**Figura 6.**

*Ciclo termodinámico motor Wankel (3r Tiempo: Combustión y expansión)*



*Tomado de: <https://mecanicaparatodosblog.wordpress.com/2018/10/25/motor-wankel-nacimiento-evolucion-rx9/>*

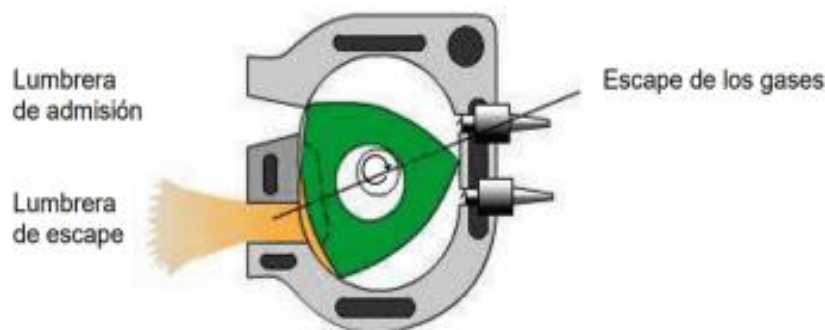
#### **2.3.4. Tiempo de Escape**

Debido al impulso que el rotor ha acumulado durante la fase de combustión y expansión, el vértice se aproxima a la salida de escape, los gases son expulsados al conducto de escape (figura 7). El volumen de la cámara de trabajo se reduce a medida que el rotor gira, expulsando los gases al exterior. El ciclo se repite cuando la capacidad de la cámara de trabajo es limitada porque el vértice se desplaza de nuevo hacia la entrada de admisión.

La ventaja principal de este motor es que en todo momento, las 3 cámaras se encuentran en una etapa del ciclo de combustión. Se cuentan 3 revoluciones del eje no centrado por cada revolución del rotor. Esto equivale a que para que el eje gire  $360^\circ$ , el rotor necesita girar sólo  $1080^\circ$ . Esto es una gran ventaja, ya que para obtener la misma potencia producida, se requiere  $1/3$  del par motor si lo comparamos con un motor donde no existe esta relación o tienen una relación 1:1. Además, los tiempos del ciclo termodinámico siempre pasan en ubicaciones específicas dentro del estator.

**Figura 7.**

*Ciclo termodinámico motor Wankel (4o Tiempo: Escape)*



*Tomado de: <https://mecanicaparatodosblog.wordpress.com/2018/10/25/motor-wankel-nacimiento-evolucion-rx>*

El ciclo de admisión puede considerarse como una etapa donde se produce un enfriamiento, esto debido a que la etapa de combustión se produce siempre en la parte inferior lateral del estator y en esta se presentan las mayores cargas térmicas, en cambio en la parte superior solo se produce la evaporación del combustible

#### **2.4. Requisitos y especificaciones del motor Wankel para el diseño**

El motor Wankel ubicado en el laboratorio de máquinas térmicas, y mostrado en la Figura 9 es un SACHS KM 37, un modelo del año 1972. Este motor es conocido por su variedad de aplicaciones, alta relación potencia-peso y poco número de piezas móviles en comparación a otros motores. En la Figura 8 se muestran aplicaciones del motor Wankel en la cotidianidad

El motor Wankel SACHS KM 37 tiene ciertas especificaciones técnicas de vanguardia que se destacan por su eficiencia y rendimiento. Una cilindrada 108 cc, con una relación de compresión de 8,5:1, logrando una potencia de 5,5 HP a 5000 revoluciones por minuto (RPM), este motor

demuestra su capacidad para abordar una variedad de tareas con facilidad y sus especificaciones se muestran en la Tabla 1.

### **Figura 8.**

*Aplicaciones del motor Wankel en la cotidianidad.*



Además, este motor Wankel ofrece una versatilidad excepcional gracias a su rango de revoluciones por minuto, que abarca desde 1000 hasta 5000 RPM. Esta amplia gama de velocidades le permite adaptarse a diferentes situaciones, asegurando un rendimiento óptimo en una variedad de contextos operativos.

### **Figura 9.**

*Motor Wankel del laboratorio MTA*

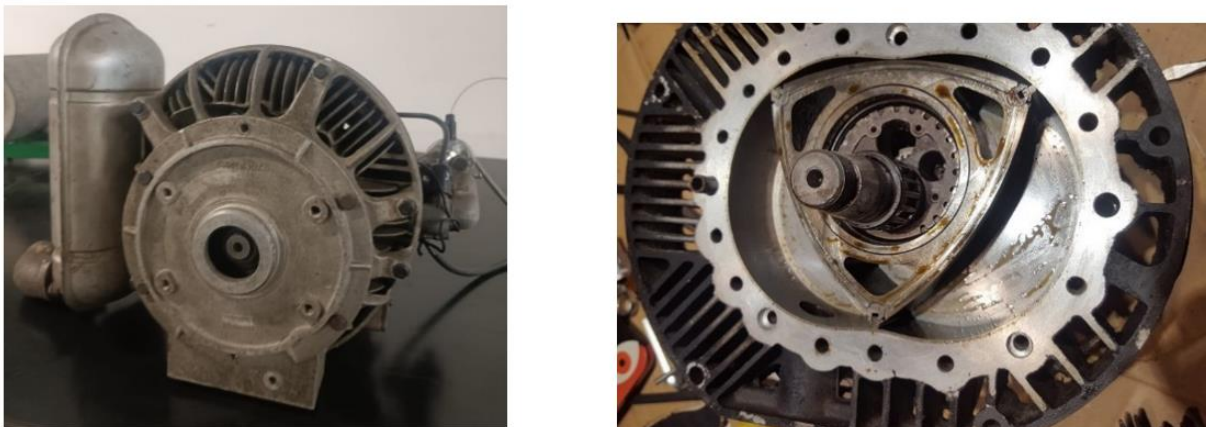


Tabla 1.

## Especificaciones técnicas de un motor Wankel

Description:	SACHS KM 37	SACHS KM 48	
Type:	SACHS-Wankel engine		
Cooling:	Air cooling by fan		
Direction of rotation of the engine:	Counter-clockwise, seen on PTO-side of the eccentric shaft		
Chamber volume:	108 cc (6.590 cu. in.)	160 cc (9.763 cu. in.)	
Compression:	8.5:1	8:1	
Output:	3.45 HP (DIN) at 3000 1/min. 5.5 HP (DIN) at 4900 1/min. less 2% if an extra silent muffler is fitted	5.0 HP (DIN) at 3000 1/min. 8.0 HP (DIN) at 4800 1/min. less 5% if a precision governor is fitted	
Eccentric shaft bearings:	2 anti-friction bearings		
Engine lubrication:	Mixture lubrication 1:50 (see page 72 for appropriate oils)		
Ignition system:	BOSCH magneto on request BOSCH magneto-generator		
Firing point:	10° ... 12° before top dead center		
Contact breaker gap:	0.4 ± 0.05 mm (0.016 ± 0.002 in.)		
Pole shoe gap:	7 ... 10 mm (0.275 ... 0.394 in.)		
Spark plug:	BOSCH W 150 M 11 S (for partial load) BOSCH W 190 M 11 S (for full load) electrode gap 0.5 mm		
Carburettor:	BING butterfly valve carburettor $\phi$ 14 mm, with lever or cable control, on request with fuel pump (suction capacity max. 30 cm = 11.8 in.)		
Carburettor setting:	Main jet 85	Idle jet 60	Idle air adjusting screw 1 1/2 turn open Mixing tube $\phi$ 2.7
Air filter:	Air filter with Micro-Star element or wet air cleaner with intake silencer		
Starting method:	Recoil starter, Starter pulley or Starter-generator 12 Volt 160 Watt (battery required 12 Volt 18 Ah)		
Fuel tank:	4 litres (0.88 Imp. gallons)		
Muffler:	standard, on request extra silent version		
Governor:	Top speed limiting device on request precision governor precision accuracy ± 2.5%		
Single stage gearbox:	i = 1.5 (n = 2000 1/min) i = 1.8 (n = 1670 1/min) i = 2.0 (n = 1500 1/min) i = 2.8 (n = 1070 1/min) referred to engine speed n = 3000 1/min		i = 1.5 (n = 3000 1/min) i = 1.8 (n = 2500 1/min) i = 2.0 (n = 2250 1/min) i = 2.8 (n = 1600 1/min) referred to engine speed n = 4500 1/min
Two-stage gearbox:	i = 5.6 (n = 535 1/min) i = 6.9 (n = 440 1/min) i = 7.8 (n = 380 1/min) i = 10.6 (n = 290 1/min) referred to engine speed n = 3000 1/min		i = 5.6 (n = 805 1/min) i = 6.9 (n = 650 1/min) i = 7.8 (n = 575 1/min) i = 10.6 (n = 425 1/min) referred to engine speed n = 4500 1/min
Weight:	Flange-mounted engine without fuel tank 15.5 kg (34.2 lbs)		Standard engine 20 kg (44 lbs)
Attachments:	Flexible coupling, V-belt pulley, Built-in, lever-operated clutch K 160, Built-in centrifugal clutch, Centrifugal clutch		

Tomado de: Repair Manual No. 4010.8 E/2 SACHS-Wankel Engine KM 37 KM48

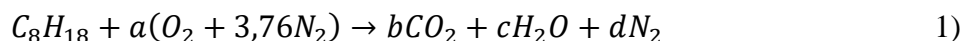
Con un enfoque al diseño se tomaron las especificaciones principales de su manual de fábrica, de aquí se obtuvieron los principales detalles técnicos, que proporcionaron información esencial para el diseño, como su potencia, relación de compresión, revoluciones por minuto, dimensiones, y otros aspectos cruciales del motor.

Respecto a las especificaciones técnicas del motor, estas se muestran en la tabla 1

## 2.5. Estudio Termodinámico

### 2.5.1. Estequiometria

El combustible que se uso fue el octano ( $C_8H_{18}$ ), para determinar la proporción estequiométrica del aire para la combustión se realizo el siguiente procedimiento:

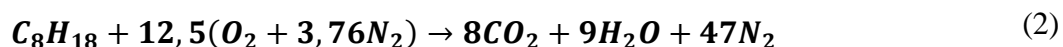


$$C: b=8$$

$$H: 2c=18 ; C=9$$

$$O: 2b+c= 2a+1 ; a=12,5$$

$$N: d=3,76a; d=47$$



La proporción del aire con respecto al combustible será de:

$$12,5O_2 + 47N_2 \rightarrow 59,5 \quad (3)$$

$$AC_{Octano} = 59,5 \frac{Kmol \text{ aire}}{Kmol \text{ octano}} \quad (4)$$

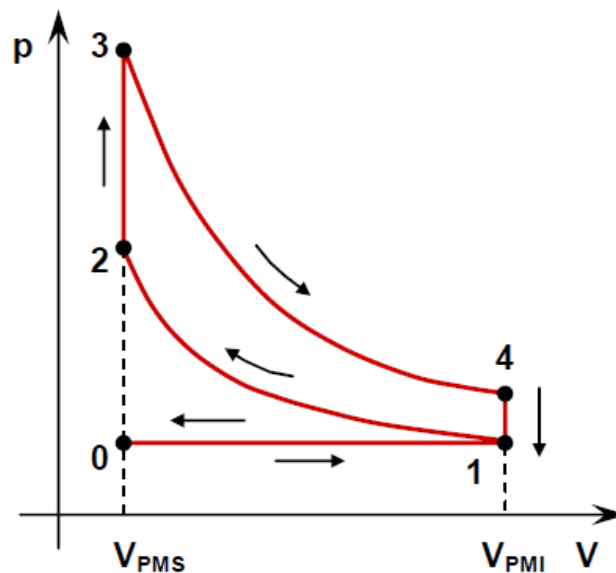
$$AC_{Octano} = 59,5 \frac{Kmol \text{ aire}}{Kmol \text{ octano}} * \frac{28,9 \frac{Kg \text{ aire}}{Kmol \text{ aire}}}{114 \frac{Kg \text{ de octano}}{Kmol \text{ de octano}}} \quad (5)$$

$$AC_{Octano} = 14,7 \frac{Kg \text{ aire}}{Kg \text{ octano}} \quad (6)$$

Puede resumirse el ciclo Otto en una gráfica de Presión vs Volumen, la cual se muestra en la Figura 10

**Figura 10.**

*Ciclo termodinámico Otto*



*Tomado de: <https://makinandovelez.wordpress.com/>*

### 2.5.2. Admisión Isobara

El aire entra en la cámara de combustión, dando como resultado presión y temperatura iguales a la atmosférica:

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa} \quad 7)$$

$$T_1 = 25^\circ\text{C} = 298\text{K} \quad 8)$$

### 2.5.3. Compresión adiabática

El aire, que más adelante se combina con el combustible, sufre una compresión dentro de la cámara sin que ocurra una transferencia de energía con el ambiente circundante. A lo largo de este procedimiento, la temperatura del flujo aumenta, aunque no alcanza niveles capaces de inducir su ignición de forma prematura. Con el fin de determinar la presión y la temperatura en el punto 2, se realiza el cálculo siguiendo la metodología que se describe a continuación:

$$p_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \quad (9)$$

$$P_2 = \frac{V_1^\gamma}{V_2^\gamma} \cdot P_1 = P_1 \cdot \varepsilon^\gamma = 101325 \text{ Pa} \cdot 8,5^{1,4} \quad (10)$$

$$P_2 = 2027230,3 \text{ Pa} \quad (11)$$

$$T_1 \cdot V_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot V_2^{\gamma-1} \quad (12)$$

$$T_2 = \frac{V_1^{\gamma-1}}{V_2^{\gamma-1}} \cdot T_1 = T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1} = 298 \text{ K} \cdot 8,5^{1,4-1} \quad (13)$$

$$T_2 = 701,43 \text{ K} \quad (14)$$

### 2.5.4. Transformación Isócara

Una vez que se ha sometido a compresión del aire previamente combinado con el carburante hasta alcanzar la presión registrada en (p2), se desencadena la expansión del gas mediante la generación de una chispa originada por la bujía. Este aporte de energía térmica (Q1),

manteniendo constante el volumen, provoca un incremento repentino tanto en la temperatura como en la presión del gas en el punto 3 ( $p_3$ ).

Para obtener la presión ( $p_3$ ) y la temperatura ( $T_3$ ), es posible determinar estos valores a través de la aplicación de la ecuación que rige el calor suministrado en condiciones de volumen constante:

$$Q'_1 = m'_{mezcla} \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad 15)$$

$$m'_{mezcla} = m'_{aire} + m'_{combustible} \quad 16)$$

$$Q'_1 = m'_{combustible} \cdot PCI \cdot \eta_{Combustion} \quad 17)$$

$$m' = \text{Caudales masicos} \left( \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) \quad 18)$$

$$C_v = \text{Calor específico del aire a volumen constante} \quad C_v = 0,7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \quad 19)$$

$$PCI = \text{Poder calorífico inferior del combustible} \quad PCI_{Gasolina} = 43950 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \quad 20)$$

$$\eta_{Combustión} = \text{Rendimiento de la combustión} \quad \eta_{Combustión} = 0,35 \quad 21)$$

Con el propósito de calcular los flujos de masa del aire y el combustible, es imperativo adquirir los datos relativos a la proporción estequiométrica entre el aire y la gasolina, además de evaluar el rendimiento volumétrico de la cámara de trabajo de acuerdo a la metodología que se explica a continuación:

$$\eta_{Volumétrico} = \frac{m'_{aire}}{n \cdot n' \cdot V_H \cdot P_{Indicada}} \quad 22)$$

$$n = \text{Revoluciones por segundo del motor (rps)} \quad (23)$$

$$n' = \text{numero de ciclos termodinámicos por revolución del motor } n' = 3 \quad (24)$$

$$\rho_{\text{Aire}} = \text{Densidad del aire } \rho_{\text{Aire}} = 1,3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad (25)$$

$$V_H = \text{Cilindrada } V_H = 108000 \text{ mm}^3 \quad (26)$$

Suponemos un valor de volumétrico de 0,8 y de un intervalo de 1000 a 5000 revoluciones por minuto.

### Tabla 2.

*Masa volumétrica de aire con respecto a las RPM*

<b>m'aire</b>	<b>RPM</b>
<b>0.005616</b>	1000
0.011232	2000
0.016848	3000
0.022464	4000
0.02808	5000

La mezcla de estequiometria entre el aire y octano es:

$$AC_{\text{Octano}} = 14,7 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg octano}} \quad (27)$$

Así se logra un balance que resulta en una relación de 0.936 kg de aire y 0.063 kg de octano por cada kilogramo de la mezcla. Con esta manera, se obtiene el siguiente resultado:

$$m'_{\text{Octano}} = \frac{m'_{\text{aire}}}{0,936} * 0,063 \quad (28)$$

**Tabla 3.**

*Masa volumétrica del combustible respecto a las RPM*

<b>m'Octano</b>	<b>RPM</b>
0.00038208	1000
0.00076416	2000
0.00114623	3000
0.00152831	4000
0.00191039	5000

Para determinar  $Q'_1$  y  $T_3$  usaremos las siguientes ecuaciones (29, 30 y 31):

$$Q'_1 = m'_{mezcla} \cdot C_V \cdot (T_3 - T_2) \quad (29)$$

$$m'_{mezcla} = m'_{aire} + m'_{combustible} \quad (30)$$

$$Q'_1 = m'_{combustible} \cdot PCI \cdot \eta_{Combustión} \quad (31)$$

**Tabla 4.**

*$Q'_1$  con respecto a las RPM con la  $T_3$*

<b>RPM</b>	<b><math>Q'_1</math>[Kw]</b>	<b><math>T_3</math></b>
1000	5.87730775	2101.23669
2000	11.7546155	
3000	17.6319232	
4000	23.509231	
5000	29.3865387	

La presión en  $P_3$ , está dada por:

$$P_3 = P_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 2027230,3 \text{ Pa} \cdot \frac{2101,23669 \text{ K}}{701,43 \text{ K}} \quad (32)$$

$$P_3 = 6072866,42 Pa \quad 33)$$

### 2.5.5. Expansión adiabática

En esta etapa finaliza la reacción de combustión del gas, lo que da como resultado la creación de presión que hace que el rotor gire. Esta acción aumenta el volumen acompañado de una disminución significativa de la presión y la temperatura. El gas aumenta su volumen en un proceso adiabático. Los valores correspondientes a la presión y temperatura en (p4) se toman de las ecuaciones habituales utilizadas en procesos adiabáticos que involucran fluidos ideales:

$$P_4 = \frac{P_3}{\varepsilon^\gamma} = \frac{6072866,42 Pa}{8,5^{1,4}} \quad 34)$$

$$P_4 = 3035,3392 Pa \quad 35)$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\gamma-1}} = \frac{2101,23669 K}{8,5^{1,4-1}} \quad 36)$$

$$T_4 = 892,703 K \quad 37)$$

Al obtener las temperaturas en las cuatro etapas, se procede a calcular el calor total disipado y el rendimiento térmico.

$$Q'_2 = m'_{mezcla} \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1) \quad 38)$$

$$\eta_{Térmico} = \frac{Q'_1 - Q'_2}{Q'_1} \quad 39)$$

**Tabla 5.**

En la tabla 5 se muestra  $Q'2$  respecto a las RPM con el rendimiento térmico

RPM	Q'2[Kw]	$\eta_{\text{térmico ideal}}$
1000	2.49695229	0.575153726
2000	4.99390459	
3000	7.49085688	
4000	9.98780918	
5000	12.4847615	

### 2.5.6. Potencia

Una vez que se ha adquirido una comprensión plena del ciclo termodinámico en juego, es viable calcular la potencia efectiva en relación con las revoluciones del motor. Dicha magnitud de potencia se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$P_{\text{efectiva}} = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot \eta_{\text{Térmico}} \cdot \eta_{\text{mecánico}} \cdot A_{\text{octano}} \cdot PCI_{\text{octano}} \cdot P_{\text{aire}} \cdot \eta_{\text{volumetrica}} \cdot V_H \quad 40)$$

$$\eta_{\text{indicado}} = 0,65 \quad 41)$$

$$\eta_{\text{mecánico}} = 0,8 \quad 42)$$

$$A_{\text{octano}} = \frac{1 \text{ Kg Octano}}{14,9 \text{ Kg aire}} \quad 43)$$

**Tabla 6.**

*P efectiva con respecto a las revoluciones*

RPM	P_efectiva kW	P_efectiva CV
1000	0.836959946	1.122611805
2000	1.673919892	2.245223609
3000	2.510879838	3.367835414
4000	3.347839784	4.490447219
5000	4.18479973	5.613059023

### 2.5.7. Par motor

Al culminar los cálculos de potencia, se pudo obtener el par motor M (Nm) máximo, el cual está dado por:

$$M(Nm) = \frac{P_{efectiva}}{n(rad/s)}$$

$$M(Nm) = \frac{4184W}{5000rpm \cdot \frac{1min}{60s} \cdot \frac{2\pi}{1rev}}$$

$$M(Nm) = 7,9921Nm$$

### 3. Estudio y diseño sobre la geometría del motor

En esta sección, procederemos a diseñar cada uno de los componentes que integran el motor Wankel, basándonos en las especificaciones clave obtenidas del motor ubicado en el laboratorio de máquinas térmicas. Para llevar a cabo estudios de resistencia mecánica y cargas térmicas, hemos optado por utilizar aluminio A319T6. Este material es ampliamente reconocido en la industria automotriz debido a su destacada capacidad para disipar el calor y su alta resistencia ante esfuerzos mecánicos

#### 3.1. Relación de compresión

El aspecto más crítico al describir un motor Wankel radica en la selección adecuada del radio (R) y la distancia excéntrica (e). la Figura 11 muestra relación de la constante  $k = R/e$  y su efecto en la geometría del estator. Estos valores son clave y, para determinarlos, es necesario tener en consideración la relación de compresión ( $\epsilon_{th}$ ), la cual se representa de la siguiente manera:

$$\epsilon_{th} = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

$$= \frac{\left( 2 * e * R * \cos(\varphi_{max}) + \left( \frac{2}{9} * R^2 + 4 * e^2 \right) * \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} * e^2 + \frac{3\sqrt{3}}{2} * e * R \right) * b}{\left( 2 * e * R * \cos(\varphi_{min}) + \left( \frac{2}{9} * R^2 + 4 * e^2 \right) * \varphi_{min} + \frac{\pi}{3} * e^2 + \frac{3\sqrt{3}}{2} * e * R \right) * b} \quad (44)$$

Con esta relación, se logra un equilibrio óptimo en el funcionamiento del motor y se asegura un rendimiento eficiente y confiable.

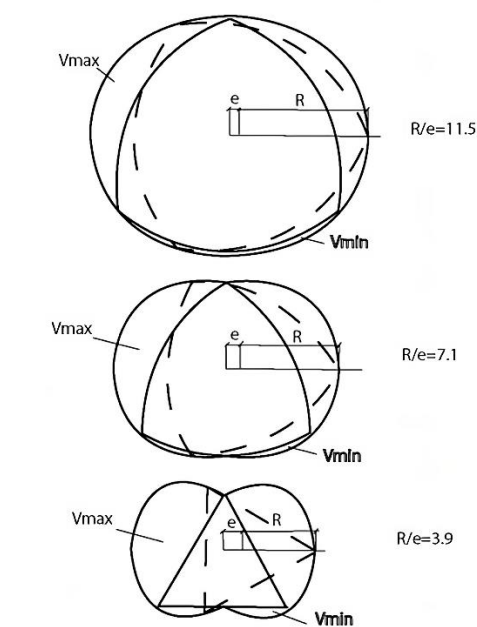
Tomando en cuenta que el ángulo máximo de oscilación ( $\varphi_{max}$ ) se representa con la siguiente ecuación:

$$\tan(\varphi_{max}) = \frac{3/K}{\sqrt{1 - (3/K)^2}} \quad (45)$$

Se entiende que "K" representa la relación del radio del rotor (R) y la distancia excéntrica (e) del eje, y se define como  $K = R/e$ . También sabemos que "(b)" es el espesor. Con esta información, podemos calcular el valor teórico de la relación de compresión ( $\epsilon_{th}$ ) en función de la constante K, tomando un radio constante de  $R = 60 \text{ mm}$ . De esta manera, podemos determinar cómo varía la relación de compresión en función de los distintos valores de K que escojamos.

### Figura 11.

En la figura 11 se observa la relación  $k = R/e$  y su efecto en la forma del estator



Procedemos a incluir las ecuaciones (44) y (45) en Excel en forma de tabla, con  $R=60 \text{ mm}$  y  $b=40 \text{ mm}$  (Radio y espesor) como factores constantes. En la Tabla 7 se muestra tabla comparativa de la relación de compresión.

**Tabla 7.**

*En la tabla 7 se observa la comparativa de la relación de compresión.*

<b>K</b>	<b>Alpha_max</b>	<b>e</b>	<b>V_max(mm^3)</b>	<b>V_min(mm^3)</b>	<b>Vh(mm^3)</b>	<b>eth</b>
4	0.8481	15	196273	19967.6	176305.5	4.91
4.1	0.8208	14.63	190848.6	18843.2	172005.3	5.06
4.2	0.7956	14.29	185723	17813.1	167910	5.21
4.3	0.7721	13.95	180872	16866.9	164005.1	5.36
4.4	0.7502	13.64	176273.5	15995.9	160277.7	5.51
4.5	0.7297	13.33	171908.2	15192.2	156716	5.66
4.6	0.7104	13.04	167758.3	14449.2	153309.1	5.81
4.7	0.6923	12.77	163808.1	13760.9	150047.2	5.95
4.8	0.6751	12.5	160043.3	13122.1	146921.2	6.1
4.9	0.6589	12.24	156451	12528.2	143922.8	6.24
5	0.6435	12	153019.4	11975	141044.4	6.39
5.1	0.6289	11.76	149737.7	11458.9	138278.8	6.53
5.2	0.615	11.54	146596.3	10976.7	135619.6	6.68
5.3	0.6017	11.32	143586.3	10525.5	133060.7	6.82
5.4	0.589	11.11	140699.3	10102.7	130596.6	6.96
5.5	0.5769	10.91	137928.1	9705.9	128222.1	7.11
5.6	0.5654	10.71	135265.6	9333.1	125932.5	7.25
5.7	0.5543	10.53	132705.4	8982.3	123723.1	7.39
5.8	0.5436	10.34	130241.9	8651.9	121590	7.53
5.9	0.5334	10.17	127869.4	8340.3	119529.1	7.67
6	0.5236	10	125583	8046	117537	7.8
6.1	0.5142	9.84	123378.1	7767.9	115610.1	7.94
6.2	0.5051	9.68	121250.3	7504.8	113745.5	8.08
6.3	0.4963	9.52	119195.5	7255.6	111940	8.21
6.4	0.4879	9.38	117210.2	7019.2	110190.9	8.35
6.5	0.4797	9.23	115290.7	6795	108495.7	8.48
6.6	0.4719	9.09	113433.8	6582	106851.8	8.62
6.7	0.4643	8.96	111636.4	6379.4	105257	8.75
6.8	0.4569	8.82	109895.8	6186.7	103709.1	8.88
6.9	0.4498	8.7	108209.3	6003.2	102206.1	9.01
7	0.4429	8.57	106574.3	5828.3	100746	9.14
7.1	0.4362	8.45	104988.4	5661.4	99327	9.27

**Tabla 7.**

En la tabla 7 se observa la comparativa de la relación de compresión (continuación).

<b>K</b>	<b>Alpha_max</b>	<b>e</b>	<b>V_max(mm^3)</b>	<b>V_min(mm^3)</b>	<b>Vh(mm^3)</b>	<b>eth</b>
7.2	0.4298	8.33	103449.6	5502.2	97947.5	9.4
7.3	0.4235	8.22	101955.7	5350	96605.7	9.53
7.4	0.4174	8.11	100504.8	5204.5	95300.2	9.66
7.5	0.4115	8	99095	5065.4	94029.6	9.78
7.6	0.4058	7.89	97724.5	4932.2	92792.3	9.91
7.7	0.4002	7.79	96391.8	4804.6	91587.2	10.03
7.8	0.3948	7.69	95095.3	4682.3	90413.1	10.15
7.9	0.3895	7.59	93833.5	4564.9	89268.6	10.28
8	0.3844	7.5	92605.1	4452.4	88152.7	10.4
8.1	0.3794	7.41	91408.7	4344.2	87064.4	10.52
8.2	0.3745	7.32	90243	4240.4	86002.7	10.64
8.3	0.3698	7.23	89107	4140.5	84966.5	10.76
8.4	0.3652	7.14	87999.4	4044.4	83955	10.88
8.5	0.3607	7.06	86919.2	3952	82967.3	11
8.6	0.3563	6.98	85865.5	3863	82002.5	11.11
8.7	0.3521	6.9	84837.2	3777.2	81060	11.23
8.8	0.3479	6.82	83833.4	3694.5	80138.8	11.35
8.9	0.3438	6.74	82853.2	3614.8	79238.4	11.46
9	0.3398	6.67	81895.9	3537.9	78358	11.57
9.1	0.336	6.59	80960.6	3463.7	77496.9	11.69
9.2	0.3322	6.52	80046.5	3392	76654.5	11.8
9.3	0.3285	6.45	79153.1	3322.8	75830.3	11.91
9.4	0.3248	6.38	78279.4	3255.8	75023.6	12.02
9.5	0.3213	6.32	77425	3191.1	74233.9	12.13
9.6	0.3178	6.25	76589.1	3128.5	73460.6	12.24
9.7	0.3144	6.19	75771.2	3068	72703.3	12.35
9.8	0.3111	6.12	74970.7	3009.3	71961.4	12.46
9.9	0.3079	6.06	74187.1	2952.5	71234.5	12.56
10	0.3047	6	73419.7	2897.5	70522.2	12.67
10.1	0.3016	5.94	72668.2	2844.2	69823.9	12.77
10.2	0.2985	5.88	71931.9	2792.5	69139.4	12.88
10.3	0.2955	5.83	71210.6	2742.4	68468.1	12.98
10.4	0.2926	5.77	70503.6	2693.8	67809.8	13.09
10.5	0.2898	5.71	69810.6	2646.6	67164	13.19
10.6	0.2869	5.66	69131.2	2600.8	66530.4	13.29
10.7	0.2842	5.61	68464.9	2556.3	65908.6	13.39
10.8	0.2815	5.56	67811.4	2513.1	65298.3	13.49
10.9	0.2788	5.5	67170.4	2471.1	64699.2	13.59

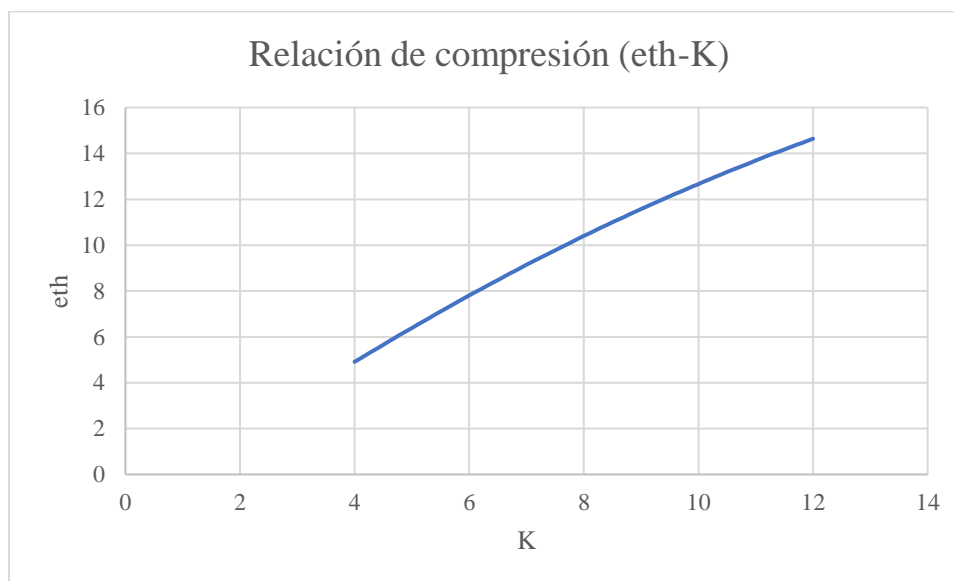
**Tabla 7.**

En la tabla 7 se observa la comparativa de compresión (continuación).

K	Alpha_max	e	V_max(mm <sup>3</sup> )	V_min(mm <sup>3</sup> )	Vh(mm <sup>3</sup> )	eth
11	0.2762	5.45	66541.4	2430.3	64111.1	13.69
11.1	0.2737	5.41	65924.1	2390.6	63533.5	13.79
11.2	0.2712	5.36	65318.2	2352	62966.2	13.89
11.3	0.2687	5.31	64723.5	2314.5	62409	13.98
11.4	0.2663	5.26	64139.5	2277.9	61861.6	14.08
11.5	0.2639	5.22	63566	2242.3	61323.6	14.17
11.6	0.2616	5.17	63002.7	2207.7	60795	14.27
11.7	0.2593	5.13	62449.4	2174	60275.4	14.36
11.8	0.2571	5.08	61905.7	2141.1	59764.6	14.46
11.9	0.2549	5.04	61371.4	2109.1	59262.3	14.55
12	0.2527	5	60846.4	2077.9	58768.5	14.64

**Figura 12.**

En la figura 12 se observa la gráfica de relación de compresión



Al examinar los resultados obtenidos, podemos observar una curva leve que está influenciada por la constante  $K$  (Figura 12.). A medida que esta constante aumenta, también lo

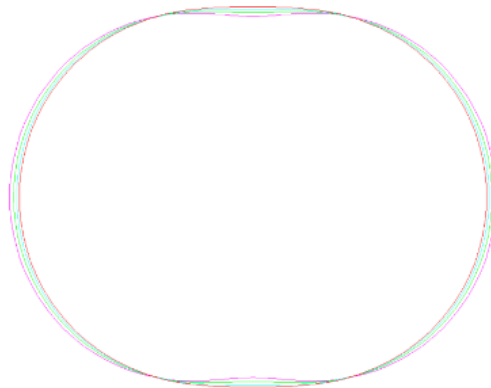
hace la relación de compresión, mientras que la cilindrada ( $VH$ ) va disminuyendo, la cual representa el volumen desplazado por el rotor.

Si observamos la forma del estator con estos resultados subrayados en amarillo, considerando el radio estándar  $R = 60mm$ , podemos compararlo con diferentes formas para comprender mejor el impacto en el rendimiento del motor.

### Figura 13.

*La figura 13 muestra las comparativas geométricas de varios ejemplos*

R=60 mm	e= 9,23 mm	K=6,5	$\epsilon_{th}$ = 8,48
R=60 mm	e= 8 mm	K=7,5	$\epsilon_{th}$ = 9,78
R=60 mm	e= 7,05 mm	K=8,5	$\epsilon_{th}$ = 10,99
R=60 mm	e= 6,3 mm	K=9,5	$\epsilon_{th}$ = 12,13



Después de examinar diversos ejemplos, mostrados en la Figura 13., podemos observar que a medida que la constante  $K$  aumenta, también lo hace la relación de compresión teórica ( $\epsilon_{th}$ ). Si seleccionamos un valor de  $K$  dentro del rango  $K = 6-10$  la relación de compresión teórica será  $\epsilon_{th} = 8-13$ . Dado el funcionamiento del Motor Wankel. Tras analizar todos los datos, optamos por las dimensiones y prestaciones más semejantes a los requisitos ya propuestos en la sección 2.4 como se muestra en la Tabla 8.:

**Tabla 8.**

*En la tabla 8 se observan las características del modelo a diseñar*

k	Alpha_max	e	V_max (mm <sup>3</sup> )	V_min (mm <sup>3</sup> )	V_h (mm <sup>3</sup> )	eth
6,5	0,4798	9,23	115290,6513	6794,9889	108459,663	8,4835

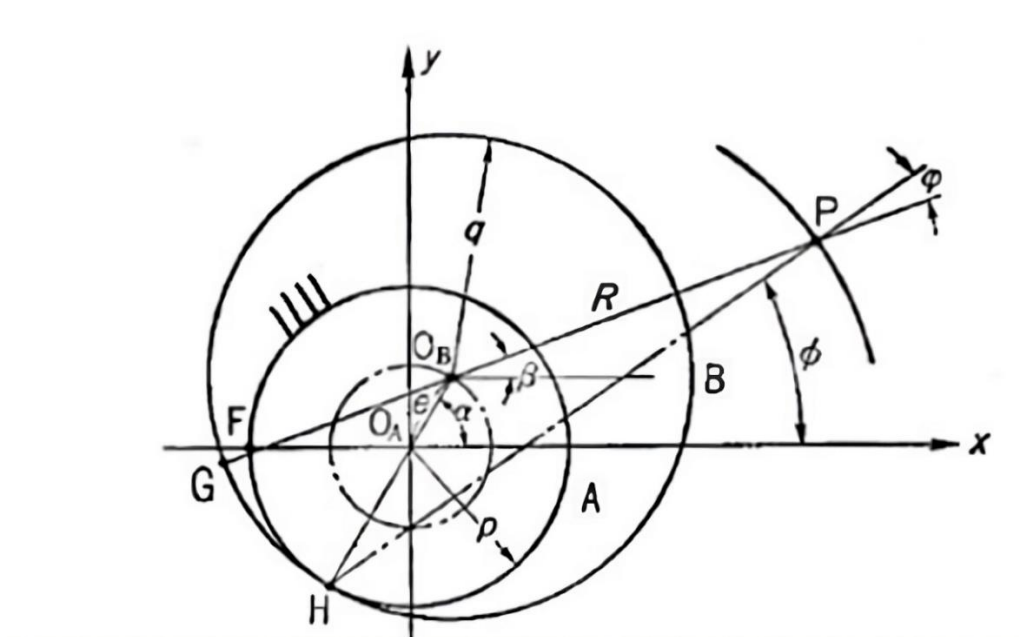
### 3.2. Diseño del Estator

Con el propósito de establecer la configuración del estator en el motor Wankel, es necesario emplear la ecuación peri-trocoide. Dicha ecuación describe la forma geométrica que se produce cuando un punto en el extremo de una circunferencia generatriz rueda a lo largo del perímetro de otra circunferencia base, manteniendo siempre el contacto sin deslizar. En la Figura 14 se ilustra la formación del perfil trocoide en el estator, el cual surge a partir del punto extremo P. Este punto está ubicado en un brazo rígido que está anclado en el centro del círculo giratorio B de radio q. Este círculo B realiza un movimiento de rotación sin deslizar sobre el borde del círculo base A de radio p. De esta manera, podemos derivar la ecuación de la peri-trocoide considerando las coordenadas del punto P(x,y), expresadas en el sistema de coordenadas rectangulares con referencia en el centro del círculo base A, que actúa como el origen de coordenadas.

En la Figura 14 se ilustra la formación del perfil trocoide en el estator, el cual surge a partir del punto extremo P. Este punto está ubicado en un brazo rígido que está anclado en el centro del círculo giratorio B de radio q. Este círculo B realiza un movimiento de rotación sin deslizar sobre el borde del círculo base A de radio p.

**Figura 14.**

En la figura 14 se observa la generación del perfil peri-trocoide



*Tomado de:* <https://mechdrafting.net/en/portfolio-item/peritrochoid-curve>

De esta manera, podemos derivar la ecuación de la peri-trocoide considerando las coordenadas del punto  $P(x,y)$ , expresadas en el sistema de coordenadas rectangulares con referencia en el centro del círculo base A, que actúa como el origen de coordenadas.

$$x = e * \cos(\alpha) + R * \cos(\beta) \quad (46)$$

$$y = e * \sin(\alpha) + R * \sin(\beta) \quad (47)$$

Donde:

e: Distancia central entre el círculo base A y el círculo giratorio B

R: Longitud del brazo fijo en el círculo giratorio B

A: Ángulo de rotación del círculo giratorio B alrededor del círculo base A

B: Ángulo de rotación del círculo giratorio B sobre su eje

Como se puede observar en la Figura 14, el punto F del círculo base A y el punto G del círculo giratorio B son dos puntos que están en contacto cuando  $\alpha=0$  y  $\beta=0$ . Una vez visto esto, podemos deducir que:

$$\sphericalangle FH = \sphericalangle GH \quad (48)$$

$$q \cdot (\alpha - \beta) = p \cdot \alpha \quad (49)$$

Con esto se demuestra que entre el ángulo  $\alpha$  y  $\beta$  hay una relación de proporcionalidad. Esta geometría curva será cerrada si:

$$\therefore \beta = \left(1 - \frac{p}{q}\right) \cdot \alpha \quad (50)$$

$$1 - \frac{p}{q} = \frac{1}{m} \quad (51)$$

Donde m es un número entero

Por ello, la relación entre p y q será:

$$\frac{p}{q} = \frac{(m-1)}{m} \quad (52)$$

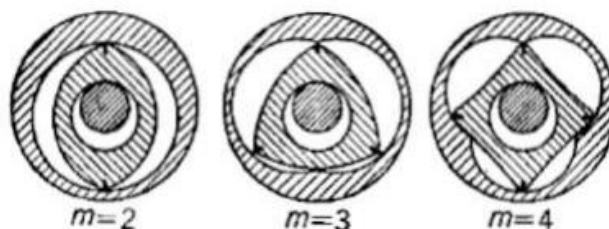
Finalmente deducimos que:

$$x = e \cdot \cos(\alpha) + R \cdot \cos(\alpha/m) \quad (53)$$

$$y = e \cdot \sin(\alpha) + R \cdot \sin(\alpha/m) \quad (54)$$

**Figura 15.**

En la figura 15 se muestran las configuraciones varias de la peri-trocoide



*Tomado de: Universidad politécnica de Catalunya*

Si miramos en la Figura 15. podemos observar las representaciones de las geometrías del motor cuando es  $m = 2, 3$  y  $4$ . En el diseño del motor wankel se utilizara la trocoide con  $m = 3$ , lo que significa que la formula se expresa de la siguiente manera:

$$x = e \cdot \cos(\alpha) + R \cdot \cos(\alpha/3)$$

$$y = e \cdot \sin(\alpha) + R \cdot \sin(\alpha/3)$$

Con el fin de producir la configuración geométrica del estator en 60 conjuntos de coordenadas, se establece con aumentos de  $\alpha$  de 0.1047 radianes. Donde se usará un “R” de 60 mm, “e” de 9,23 mm, “m” de 3 e incrementos del ángulo alpha de 0,104 radianes.

**Tabla 9.**

En la tabla 9 se muestra las Coordenadas de la geometría interior del estator

Alpha (Rad)	x (mm)	y(mm)	Alpha (Rad)	x (mm)	y(mm)
0	69.22	0	4.7124	0	50.78
0.1047	69.13	3.06	4.8171	-1.1301	50.79
0.2094	68.87	6.1	4.9218	-2.2683	50.83
0.3142	68.44	9.12	5.0265	-3.4224	50.9

**Tabla 9**

*En la tabla 9 se muestran las coordenadas de la geometría interior del estator (continuación)*

<b>Alpha (Rad)</b>	<b>x (mm)</b>	<b>y(mm)</b>	<b>Alpha (Rad)</b>	<b>x (mm)</b>	<b>y(mm)</b>
0.4189	67.84	12.1	5.1313	-4.6	50.99
0.5236	67.07	15.03	5.236	-5.8085	51.1
0.6283	66.15	17.89	5.3407	-7.0549	51.23
0.733	65.07	20.69	5.4454	-8.3455	51.37
0.8378	63.85	23.39	5.5501	-9.6859	51.51
0.9425	62.48	26	5.6549	-11.0813	51.64
1.0472	60.99	28.51	5.7596	-12.5358	51.77
1.1519	59.38	30.9	5.8643	-14.0529	51.88
1.2566	57.66	33.17	5.969	-15.6348	51.96
1.3614	55.84	35.32	6.0737	-17.2831	52.01
1.4661	53.94	37.34	6.1785	-18.9981	52.01
1.5708	51.96	39.22	6.2832	-20.7793	51.96
1.6755	49.92	40.97	6.3879	-22.625	51.85
1.7802	47.83	42.57	6.4926	-24.5324	51.66
1.885	45.69	44.04	6.5973	-26.4977	51.39
1.9897	43.53	45.36	6.7021	-28.5162	51.03
2.0944	41.35	46.55	6.8068	-30.5819	50.57
2.1991	39.17	47.61	6.9115	-32.6881	50.01
2.3038	36.99	48.53	7.0162	-34.8272	49.33
2.4086	34.83	49.33	7.1209	-36.9905	48.53
2.5133	32.69	50.01	7.2257	-39.1689	47.61
2.618	30.58	50.57	7.3304	-41.3523	46.55
2.7227	28.52	51.03	7.4351	-43.5302	45.36
2.8274	26.5	51.39	7.5398	-45.6917	44.04
2.9322	24.53	51.66	7.6445	-47.8252	42.57
3.0369	22.62	51.85	7.7493	-49.9191	40.97
3.1416	20.78	51.96	7.854	-51.9615	39.22
3.2463	19	52.01	7.9587	-53.9407	37.34
3.351	17.28	52.01	8.0634	-55.8447	35.32
3.4558	15.63	51.96	8.1681	-57.6621	33.17
3.5605	14.05	51.88	8.2729	-59.3814	30.9
3.6652	12.54	51.77	8.3776	-60.9919	28.51
3.7699	11.08	51.64	8.4823	-62.4832	26
3.8746	9.69	51.51	8.587	-63.8456	23.39
3.9794	8.35	51.37	8.6917	-65.0701	20.69
4.0841	7.05	51.23	8.7965	-66.1486	17.89
4.1888	5.81	51.1	8.9012	-67.0738	15.03

**Tabla 9**

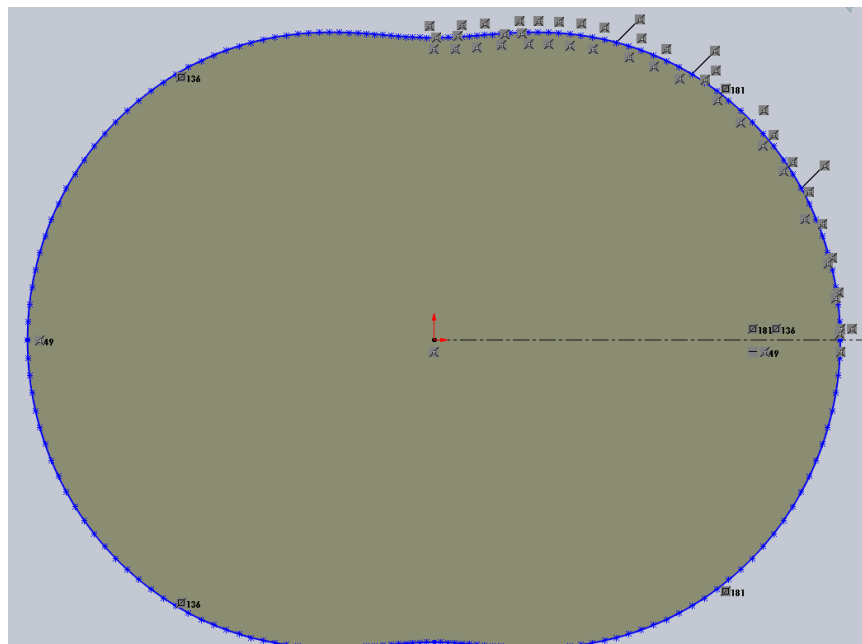
En la tabla 9 se muestran las coordenadas de la geometría interior del estator (continuación)

Alpha (Rad)	x (mm)	y(mm)	Alpha (Rad)	x (mm)	y(mm)
4.2935	4.6	50.99	9.0059	-67.8396	12.1
4.3982	3.42	50.9	9.1106	-68.4407	9.12
4.5029	2.27	50.83	9.2153	-68.873	6.1
4.6077	1.13	50.79	9.3201	-69.1336	3.06
4.7124	0	50.78	9.4248	-69.2207	0

Una vez que hayamos adquirido los valores correspondientes a las coordenadas x-y, es posible plasmar esta información de manera visual mediante la asistencia de un programa de diseño. En este contexto, optaremos por emplear el software SolidWorks para llevar a cabo esta representación gráfica.

**Figura 16.**

En la figura 16 se muestra la geometría interior del estator.

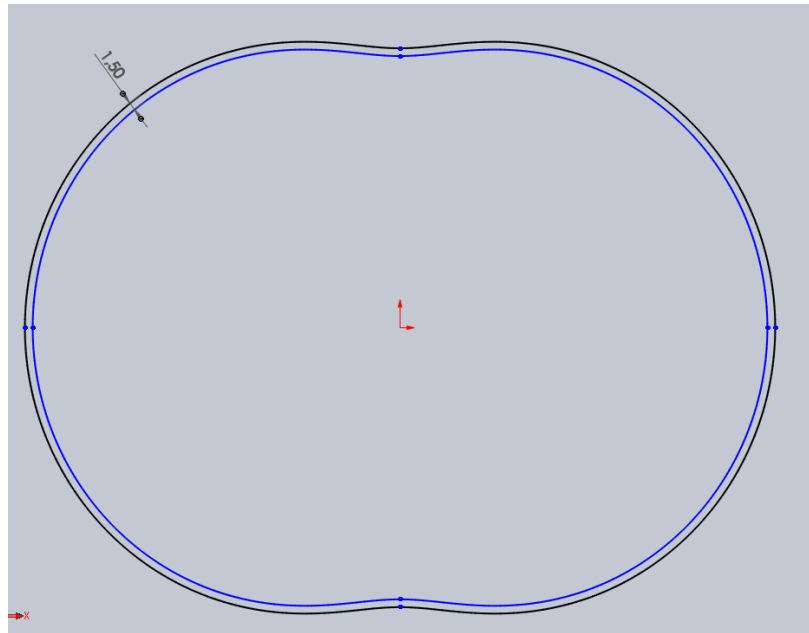


Una vez que se ha configurado la forma del estator, tal y como se observa en la Figura 16, es esencial definir una separación de precaución. Esta medida se implementa con el propósito de permitir que, durante la operación del motor, el rotor experimente un giro sin experimentar excesiva fricción, la cual podría derivarse de la expansión generada por las elevadas temperaturas de trabajo. Por otro lado, es relevante mencionar que esta distancia de separación puede influir en el grado de hermeticidad de las cámaras de trabajo. Los pormenores acerca de este efecto en la hermeticidad serán abordados en el capítulo 3.4 (Sistema de sellado, pag. 68).

En lo que respecta al establecimiento de esta separación de precaución, se opta por desarrollar una geometría equidistante. En el presente caso (Figura 17), hemos determinado una medida de seguridad equivalente a 1.5 mm, es decir,  $a = 1.5$  mm.

**Figura 17.**

*En la figura 17 se observa la geometría equidistante interior del estator.*



### 3.2.1. Cargas estructurales del estator

Cuando el motor Wankel está en marcha, la sección del estator está sujeta a diversas cargas estructurales. Entre ellas destacan dos cargas muy importantes:

- Esfuerzos térmicos: estos esfuerzos surgen debido a la distribución de temperaturas en la superficie interna del estator. El área donde ingresa la mezcla se enfría a medida que ingresa aire a temperatura ambiente. Por otro lado, la zona de expansión está expuesta a altas temperaturas. Esto puede provocar importantes fluctuaciones de temperatura, a veces de hasta 100°C.

- Esfuerzos mecánicos: Estos esfuerzos son causados por la presión ejercida por los pasajes sellados y aislados de las tres cámaras de combustión. La fuerza centrífuga del rotor provoca esta presión. También es importante mencionar la presión que provocan los gases de combustión en la zona de combustión. Con esta compleja combinación de fuerzas termomecánicas, esto afectará el rendimiento y la longevidad del motor. Estos factores están estrechamente relacionados con el método de combustión, la lubricación y la temperatura máxima que puede soportar el material. En este sentido, es sumamente importante que el material tenga ciertas características importantes:

- Proporciona la resistencia necesaria para resistir las fuerzas provocadas por el proceso de combustión.

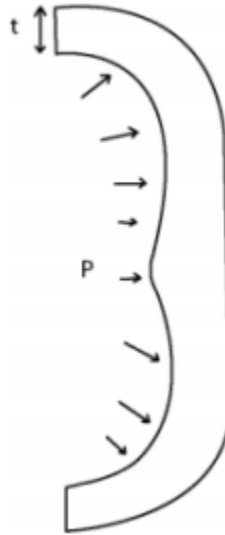
- Garantizar una diferencia de temperatura mínima y la capacidad de soportar la carga de calor causada por este cambio. Además, se deben garantizar unas condiciones óptimas de refrigeración y lubricación.

- Mantiene su forma con la mínima deformación posible, asegurando así una eficaz estanqueidad de la cámara de combustión.

A continuación, comenzaremos a calcular de forma aproximada los esfuerzos mecánicos a los que está sometido el estator debido a la presión que se produce durante el ciclo termodinámico.

**Figura 18.**

En la figura 18 se muestra la distribución de la presión en la cámara de trabajo.



*Tomado de: <https://www.mundodelmotor.net/>*

En la Figura 18 se puede apreciar las fuerzas actuantes en la pared interna del estator, se selecciona la mitad de la geometría puesto que es aquí donde la pared del estator sufre más por la compresión y la combustión, surgiendo así el siguiente balance de esfuerzos.

$$\sum F = P \cdot S - P \cdot t = 0 \quad (55)$$

Donde:

$P$  – Maxima presion en la camara de combustion.

$S$  – area superficial interna del estator.

$p$  – perimetro interno del estator.

$t$  – grosor de la pared del estator.

$\tau$  – Limite de esfuerzo elástico del material.

El componente seleccionado para esta propuesta es el Aluminio A319T6. El parámetro que necesitamos determinar consiste en el grosor de la estructura del estator ( $t$ ). Para lograrlo, es esencial estar al tanto de los restantes factores en juego, los cuales serán presentados en las líneas a continuación:

$$P = 6,07 \frac{N}{mm^2} \quad (56)$$

$$\tau = 280 \frac{N}{mm^2} \quad (57)$$

$$S = 25350,988 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

$$p = 672,4 \text{ mm}^2 \quad (59)$$

$$t = \frac{P \cdot S}{p \cdot \tau} = \frac{6,07 \frac{N}{mm^2} \cdot 25350,988 \text{ mm}^2}{672,4 \text{ mm}^2 \cdot 280 \frac{N}{mm^2}} \quad (60)$$

$$t = 0,8172 \text{ mm} \quad (61)$$

El diseño que estamos elaborando (Figura 19) se basa en un estator con una dimensión de 40 mm en cuanto a su espesor. En esta área, se llevarán a cabo una serie de procedimientos, entre ellos, se implementará un sistema de refrigeración por aire. Estas operaciones no provocarán una reducción del espesor más allá de 15 mm, lo que equivale a decir que contaremos con un margen de seguridad de:

$$t' = 15 \text{ mm} \quad (62)$$

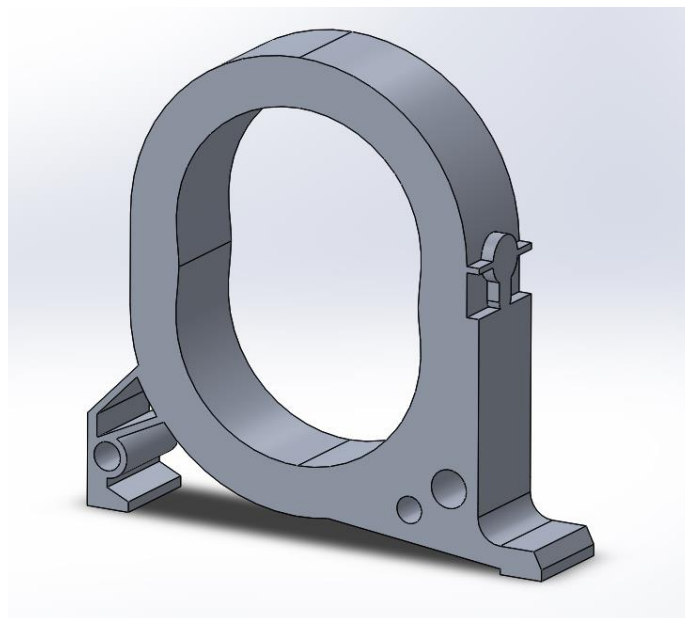
$$FS = \frac{t'}{t} = \frac{15 \text{ mm}}{0,81 \text{ mm}} \quad (63)$$

$$FS = 18,51 \quad (64)$$

Tras analizar el margen de seguridad, se observa que se logra una solidez mecánica adecuada en consonancia con los propósitos del proyecto.

**Figura 19.**

*En la figura 19 se muestra la representación gráfica del Estator.*

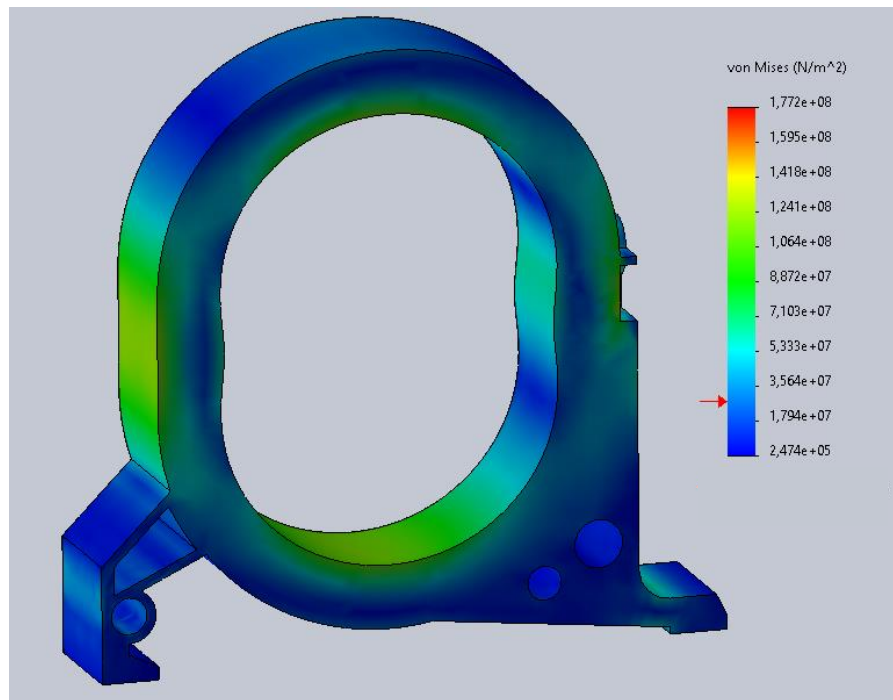


### 3.2.2. Simulación de esfuerzos en el estator

Con el objetivo de un análisis más detallado sobre el comportamiento del estator bajo cargas, se ejecutó una simulación de esfuerzos. En este análisis, se empleó como carga específica la presión máxima extraída del ciclo termodinámico. Además, se seleccionó el aluminio A319T6 como el material base para llevar a cabo el estudio. Los resultados de la simulación identifican los puntos críticos más destacados en el componente.

#### Figura 20.

*En la figura 20 se observa la simulación de esfuerzos en el estator del motor Wankel.*



Se puede apreciar en la Figura 20 que las zonas con más tensiones mecánicas son en los extremos con unos esfuerzos máximos de 6,24 MPA, esto es debido a que el grosor de las paredes no es el mismo, pueden resultar en una distribución desigual de fuerzas, se pudo obtener un factor

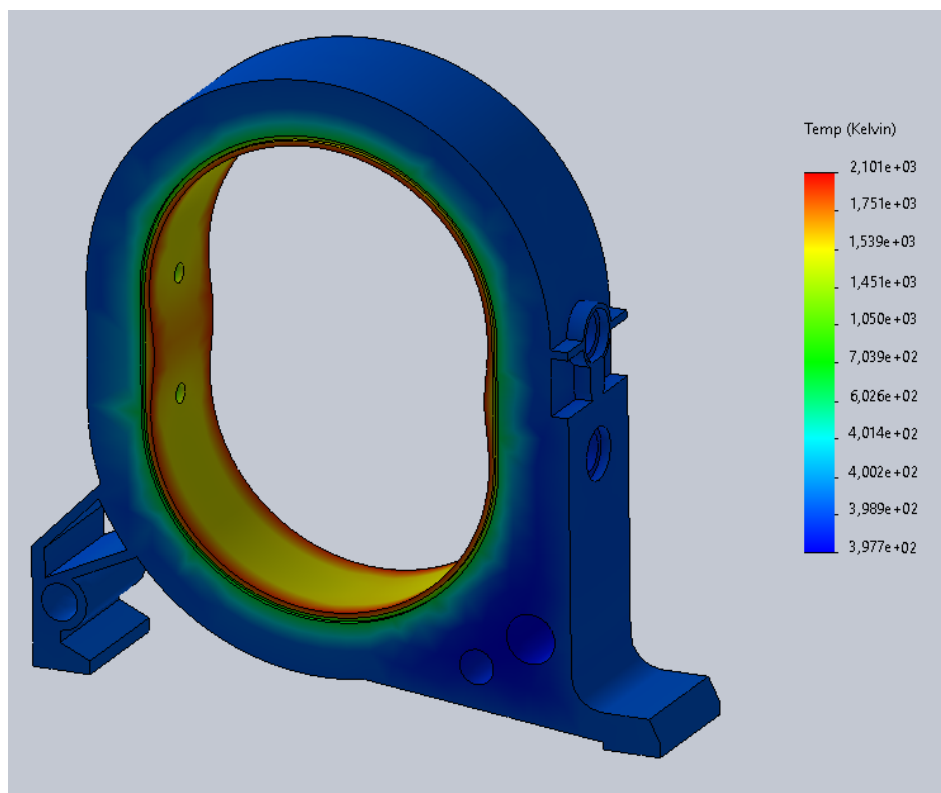
de seguridad de 15.3, el cual se asemeja con el factor de seguridad calculado en la ecuación 64, lo cual garantiza la seguridad del diseño.

### 3.2.3. Simulación térmica en el estator

El estator es la zona principal donde se produce la combustión predominante. Por lo tanto, es crucial llevar a cabo un análisis térmico para comprender cómo se comporta el material cuando se expone a cargas térmicas de operación. Para ello, se aplicó un método de transferencia de calor transitorio, utilizando un período total de 3600 segundos, con el fin de estudiar la distribución de temperaturas en el estator.

#### Figura 21.

*En la figura 21 se observa la simulación de temperaturas en el estator*



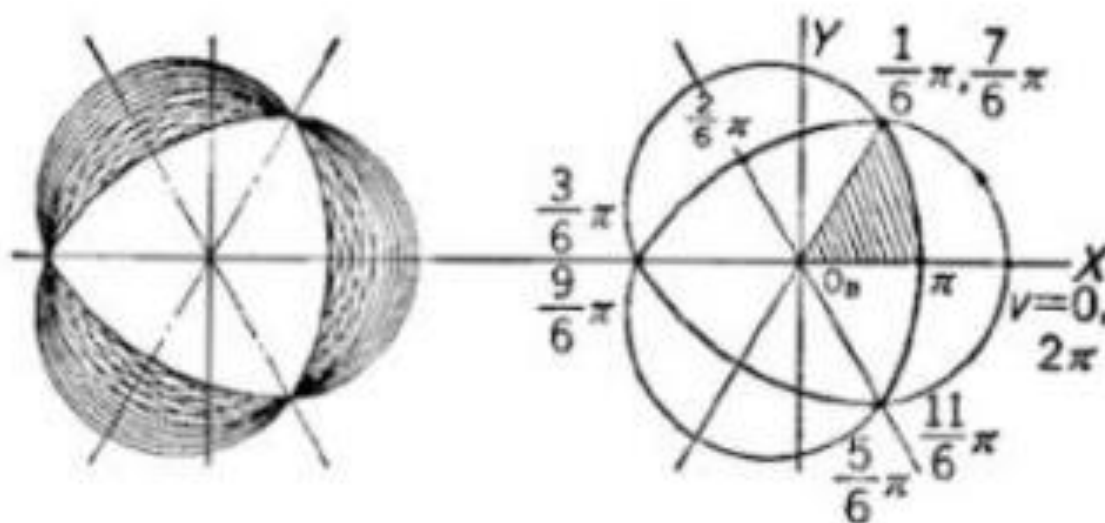
Se aplicó la temperatura máxima del ciclo termodinámico la cual fue 2101 k en la zona interna del estator, se asumió una temperatura ambiente de 25 c y un coeficiente de convección de  $25 \text{ w/m}^2\cdot\text{k}$ , con estos resultados se pudo obtener una temperatura de superficie externa del estator de 397 kelvin como se observa en la figura 21, esto es debido a la capacidad del aluminio de transferir el calor, se puede decir que el material es el apropiado para el diseño

### 3.3. Diseño del Rotor

Para establecer la forma del rotor, es esencial emplear el contorno interior del trocoide, una curva elemental que delinea el perfil del rotor. De esta forma, conseguimos asegurar que los tres puntos del rotor permanezcan en constante contacto con la superficie del estator.

#### Figura 22.

*En la figura 22 se muestra el envolvente del rotor.*



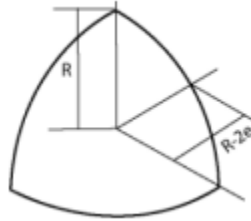
*Tomado de: <https://www.motor.es/>*

Dado que las ecuaciones requeridas para definir la configuración del rotor son de una complejidad considerable en términos de desarrollo, se utilizó una forma aproximada para delinear

los tres arcos en su representación gráfica. Esto se logra mediante la asistencia de una aproximación que se detalla en la Figura 23.

### Figura 23.

En la figura 23 se observa la aproximación de la geometría del rotor



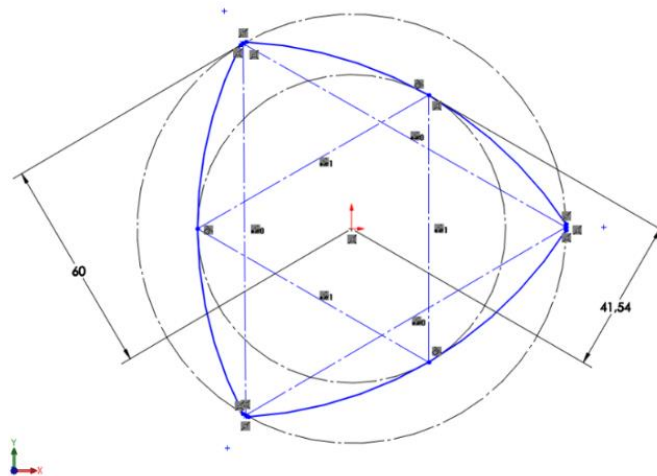
Tomado de: <https://www.motor.es/>

$$R - 2e = 60 - 2 \cdot 9,23 = 41,54 \quad (65)$$

Con la geometría del rotor (Figura 23) se procedió a usar SolidWorks para representarlo gráficamente (Figura 24 y Figura 25).

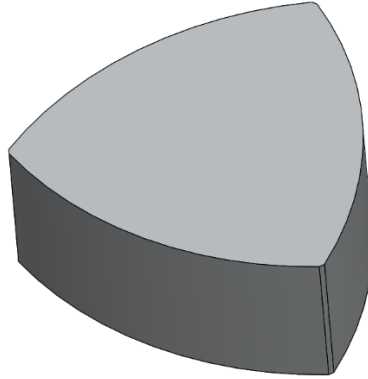
### Figura 24.

En la figura 24 se muestra la representación gráfica del rotor con las medidas



**Figura 25.**

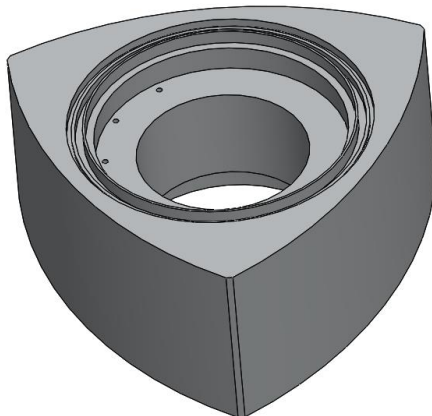
*En la figura 25 se muestra la representación gráfica del rotor*



El rotor desempeña la función del conjunto compuesto por pistón y biela en los motores de tipo alternativo. Esto implica la transmisión de la fuerza generada por la presión de los gases de combustión, si bien en esta instancia se traspasa directamente al eje excéntrico, se precisa calcular el espacio central del componente rotativo. En dicho espacio, se debe incorporar de manera integrada el eje excéntrico, el engranaje correspondiente y los elementos de sellado. Tal como se aprecia en la representación visual de la Figura 26

**Figura 26.**

*En la figura 26 se observa la Representación gráfica del rotor con los huecos correspondientes.*

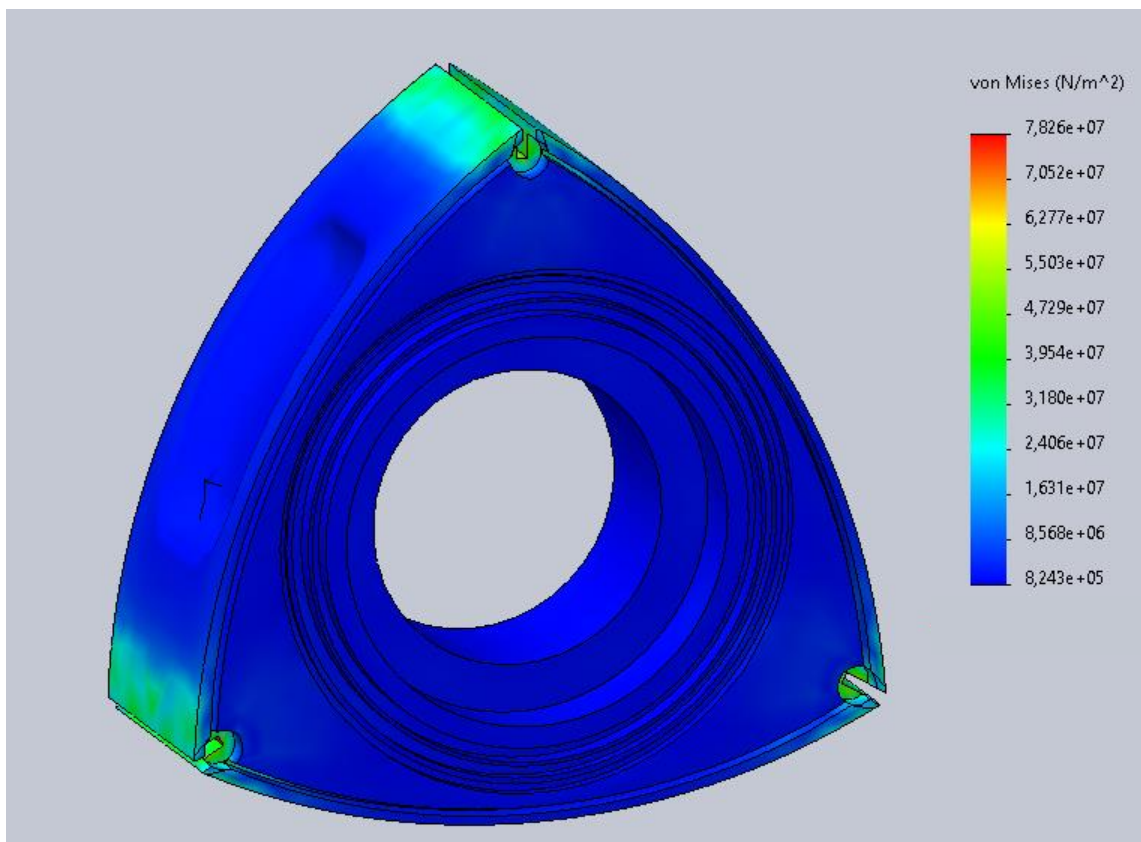


### 3.3.1. Simulación de esfuerzos en el rotor

Se llevó a cabo una simulación de los esfuerzos en el rotor para determinar sus puntos más críticos, ya que el rotor es el componente que sufre más fatiga, se tomó como carga la presión máxima en la cámara de combustión la cual fue 6,07 mpa, se usó el aluminio A319T6 como material base para realizar el estudio

#### Figura 27.

*En la figura 27 se muestra la simulación de esfuerzos en el rotor del motor Wankel*



Los datos obtenidos de la simulación (Figura 27) exponen patrones significativos de los esfuerzos, evidenciando que las áreas de mayor concentración de tensiones mecánicas se localizan

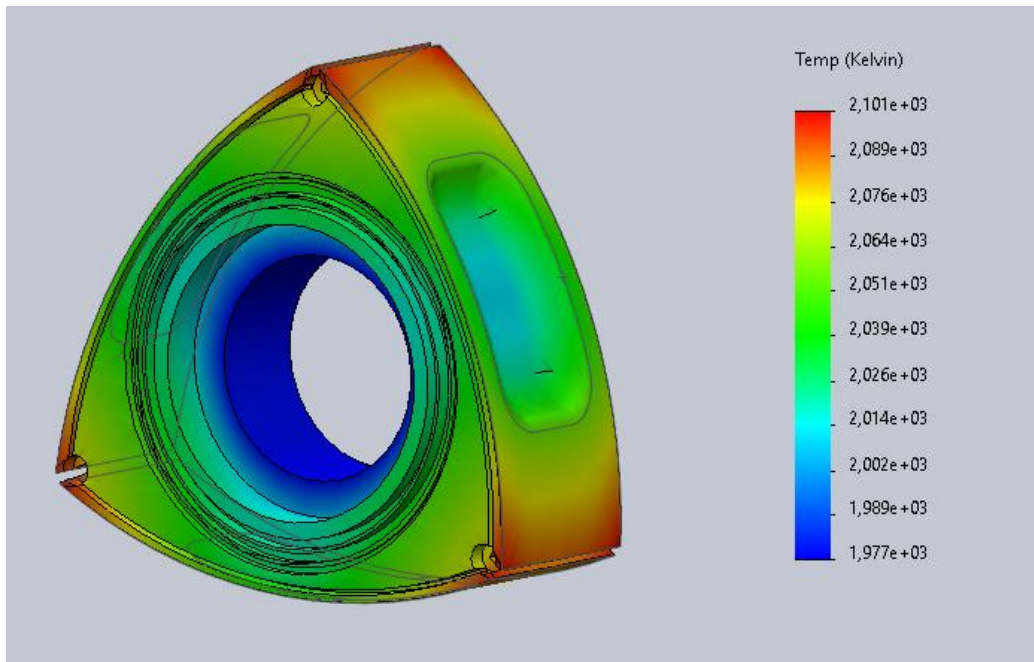
en las esquinas con unos esfuerzos máximos de 3,180 mpa. Este fenómeno se atribuye a las transiciones en la geometría del material, que conducen a una distribución desigual de los esfuerzos. Además, los resultados indican un factor de seguridad de 3.8, lo que respalda la confiabilidad y seguridad del diseño.

### 3.4.1. Simulación térmica del rotor

La simulación térmica en el rotor es crucial ya que este siempre va estar sometido a altas temperaturas, se aplicó un método de transferencia de calor transitorio, utilizando un período total de 3600 segundos

#### Figura 28.

*En la figura 28 se observa la simulación térmica del rotor*



Es evidente en la Figura 28 que los cambios de temperatura son mínimos, ya que el único medio de enfriamiento del rotor se basa en la evacuación de los gases de la combustión.

### 3.4. Sistema de sellado

Para evitar pérdidas de presión en el interior de la cámara de combustión, es necesario introducir un sistema de sellado, como se muestra en la Figura 29 en estado desmontado. Este sistema estará formado por elementos de estanqueidad conectados entre sí de forma específica para cubrir tantas áreas como sea posible donde podrían ocurrir fugas.

Los componentes responsables de garantizar la estanqueidad están sujetos a presiones y cargas importantes. Por lo tanto, se requiere un diseño cuidadoso para determinar la forma y el material apropiado. El sistema de sellado debe cumplir los siguientes requisitos:

- Crear una línea de soldadura integral y continua.
- Ayuda a mantener la presión constante por medio de una línea de sellado.
- Considere las tolerancias de instalación.
- Ayuda a mantener la película de aceite en contacto con la pared del estator.

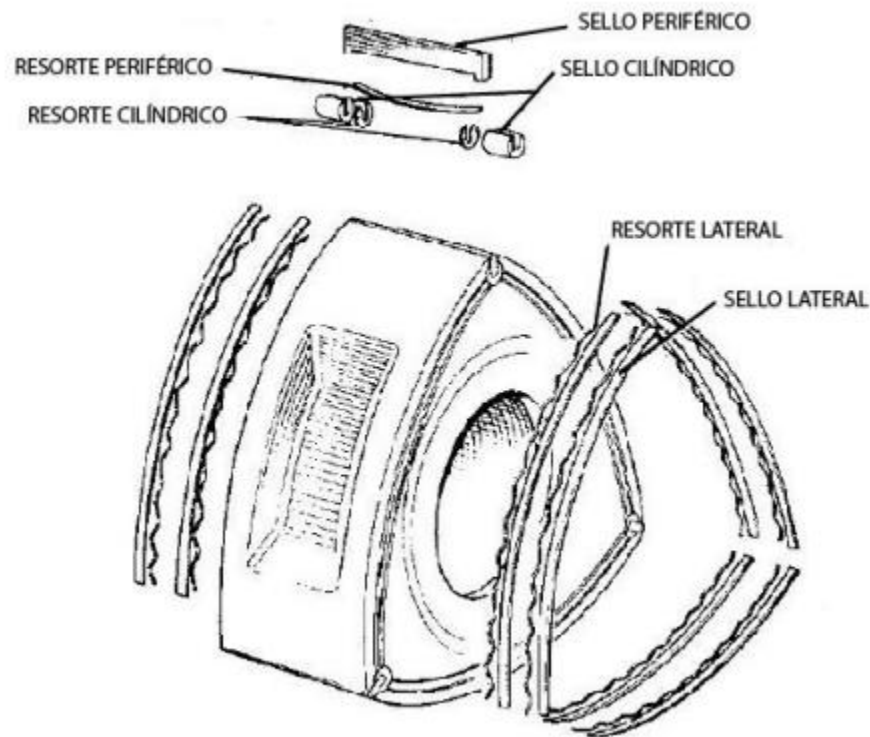
El sistema de sellos en un motor Wankel incluye tres tipos de componentes:

- Los segmentos circunferenciales son elementos que proporcionan un sello radial, impidiendo el paso de gases entre cámaras adyacentes.
- Los segmentos laterales proporcionan sellos de eje para el rotor, similares a los de un motor de pistón.
- Los pernos de anclaje o guías actúan como conexión para los segmentos ya mencionados.

Cada componente trasero está equipado con un resorte; Gracias a este resorte, los segmentos permanecen en constante contacto con la pared incluso cuando están desgastados.

**Figura 29.**

*En la figura 29 se muestra el despiece del sistema de sellado de un motor Wankel*



*Tomado de: Ingeniería Técnica naval Barcelona*

Se coloca un sello periférico en la parte superior de cada rotor, se coloca un sello lateral en ambos lados del pistón giratorio y se instala un sello cilíndrico en cada punto de contacto entre los sellos superiores. Todas estas piezas están montadas sobre resortes, asegurando la estanqueidad en los primeros minutos de funcionamiento de la máquina, cuando la expansión no es significativa. Además, el resorte le permite ajustar la distancia del espaciador a la pared si una o ambas partes se desgastan.

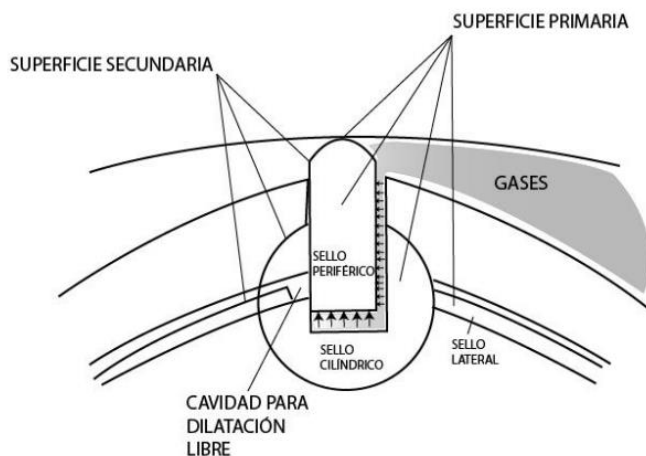
### 3.4.2. Segmentos periféricos

Estos elementos se encuentran posicionados en cada esquina del rotor y su tarea fundamental es asegurar la estanqueidad individual de cada cámara de combustión con relación a las demás.

Como hemos indicado previamente, debido a su exposición constante a altas presiones y temperaturas, junto con el desgaste provocado por la fricción con la cámara de combustión, se hace necesario llevar a cabo un diseño meticuloso y detallado. En este escenario particular, se optó por una aproximación de un diseño aproximado.

#### Figura 30.

En la figura 30 se observa el funcionamiento de los segmentos.



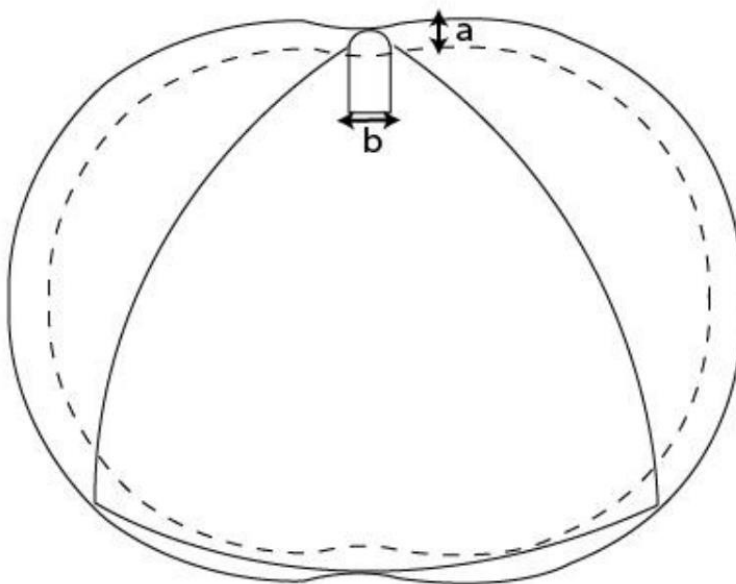
*Tomado de: <https://club.autodoc.es/>*

Tal como se visualiza en la Figura 30, se manifiestan dos fuerzas en acción sobre el segmento periférico. La primera fuerza emana del resorte, ejerciendo una presión que dirige el segmento desde su base hacia la pared interior del estator. En contraste, la segunda fuerza se

desempeñada por la presión generada por los gases quemados producto de la combustión, presionando la cara contraria en el punto de contacto. El resorte, además de su función, se emplea para corregir posibles irregularidades originadas en el proceso de manufactura.

**Figura 31.**

*En la figura 31 se muestra la representación esquemática de las dimensiones del sello periférico*



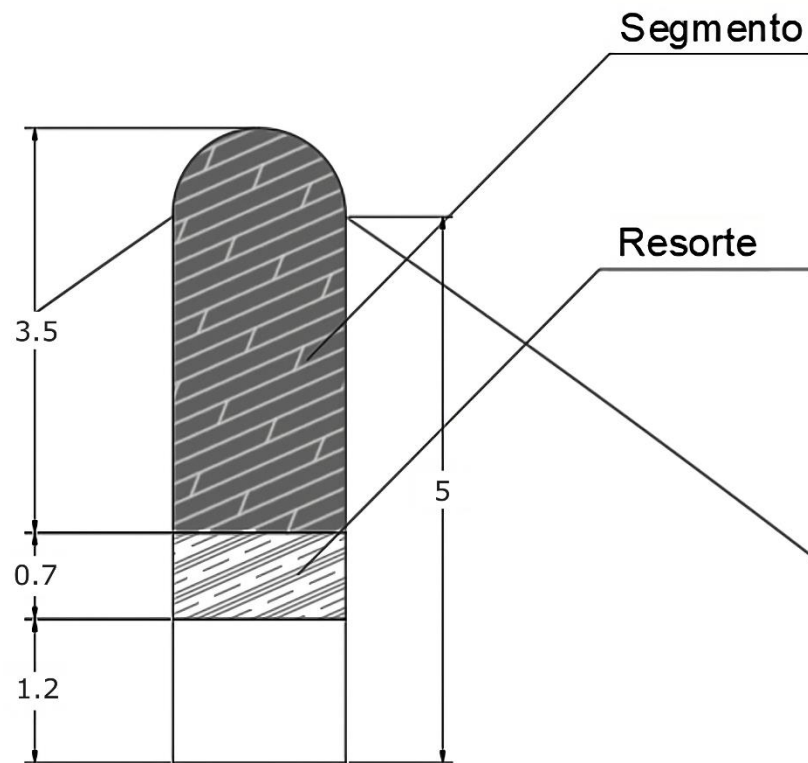
A medida que el rotor se pone en movimiento, la presión de los gases en una cámara disminuye mientras la presión de los gases en la cámara adyacente incrementa. En consecuencia, el gradiente de presión experimenta un cambio de dirección, llevando al segmento a moverse hasta establecer contacto con la otra superficie. Es de esta manera que el segmento alterna su posición entre las caras, influenciado por la orientación del gradiente de presiones.

Continuando, se procede a dimensionar los segmentos en conjunto con el resorte empleando SolidWorks como herramienta auxiliar. En primera instancia, seleccionaremos las dimensiones pertinentes para el segmento y el resorte, establecidas por la distancia de seguridad

establecida en el estator, como se ha detallado en el capítulo 3.2 (Diseño del Estator, pág.51). Dicha distancia de seguridad se establece en  $a = 1,5 \text{ mm}$ , y partiendo de este parámetro, desarrollaremos una aproximación en términos de medidas.

**Figura 32.**

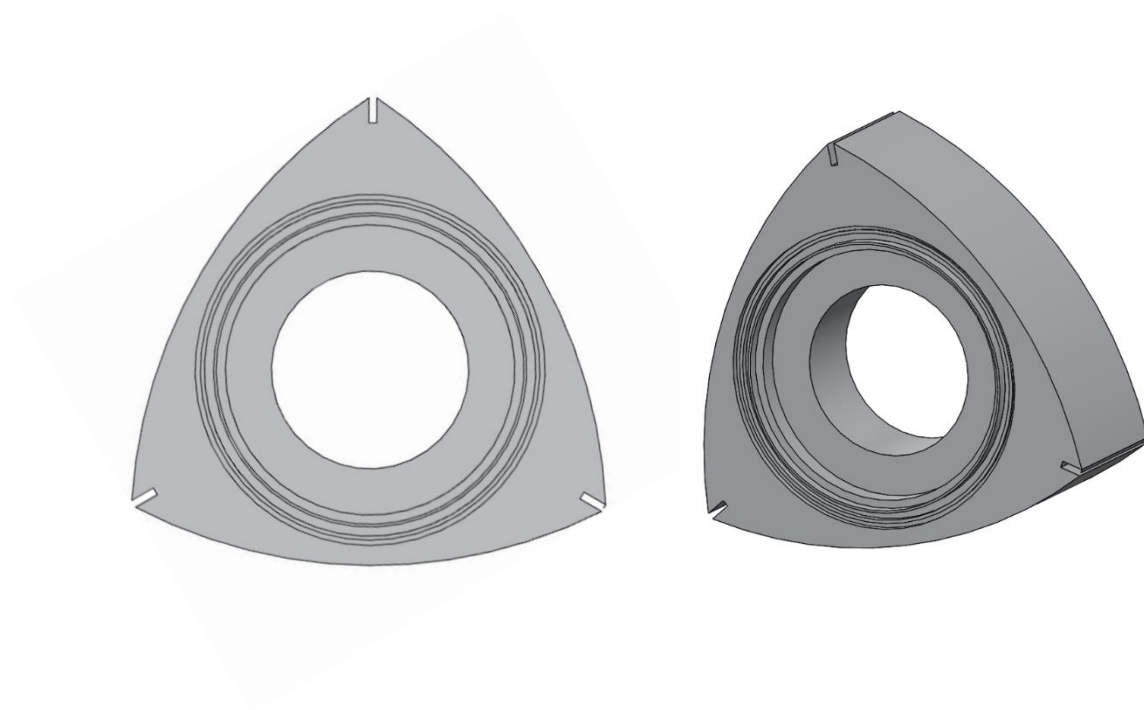
*En la figura 32 se observan las medidas de los segmentos periféricos*



Después de determinar las dimensiones para el segmento y el resorte, avanzamos a crear la cavidad que albergará dichos elementos, empleando las capacidades del programa SolidWorks. Esta cavidad se caracterizará por tener una profundidad de 5 mm, como se aprecia en la Figura 32

**Figura 33.**

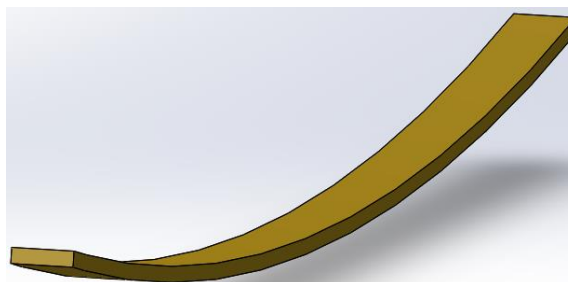
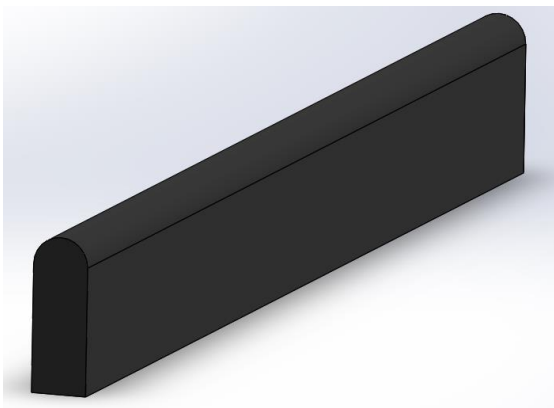
*En la figura 33 se observa la representación gráfica del rotor con los huecos de los segmentos periféricos.*



Posteriormente se dimensiona el segmento y el resorte con una longitud de 40 mm.

**Figura 34.**

*En la figura 34 se muestra la representación gráfica de los segmentos periféricos.*



Se ensambla los componentes unidos con el resorte y el rotor como se observa en la figura 35.

**Figura 35.**

*En la figura 35 se observa la representación gráfica del rotor con los segmentos periféricos.*



### **3.4.3. Segmentos laterales y pernos de anclaje**

El objetivo principal de los componentes laterales es impedir que los gases a alta presión entren en el compartimento lateral, el cual alberga los engranajes de la transmisión.

Los pernos de anclaje garantizan que la conexión entre las partes lateral y periférica quede bien sujeta. Para ello y para tener en cuenta las dilataciones térmicas, se deja una holgura muy pequeña, de entre 0,05 y 0,15 mm. Estos pernos también sirven de guía para los posibles movimientos de los segmentos lateral y periférico. Por este motivo, la holgura que sujeta el perno de anclaje debe ajustarse correctamente, teniendo en cuenta en todo momento las dilataciones

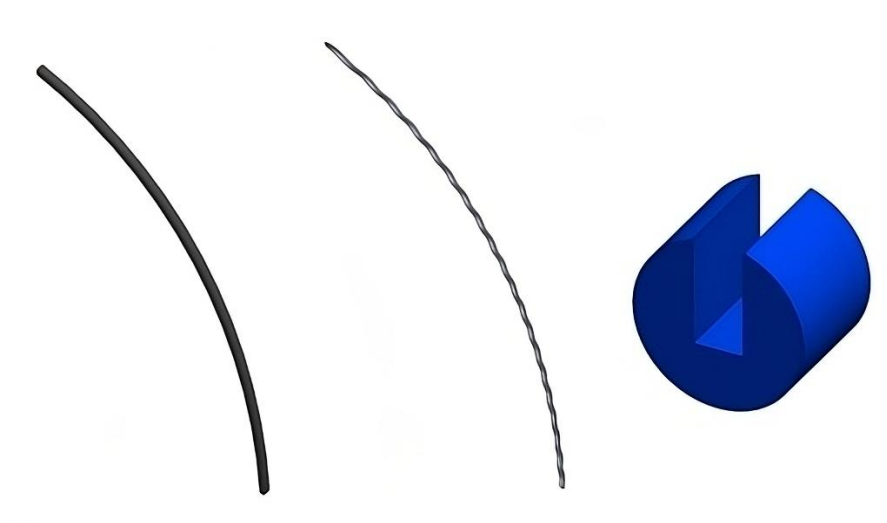
térmicas. Para evitar que se produzca desgaste como resultado de la fricción con la cara exterior del perno.

Al igual que en el caso de los segmentos periféricos, tanto los elementos laterales como los pernos de anclaje incorporan resortes en sus bases respectivas, ejerciendo presión hacia las paredes del compartimento. De esta manera, se asegura en todo momento la prevención del desplazamiento de los gases de una cámara a otra.

En esta ocasión, realizaremos la representación de los segmentos utilizando las herramientas de SolidWorks.

### **Figura 36.**

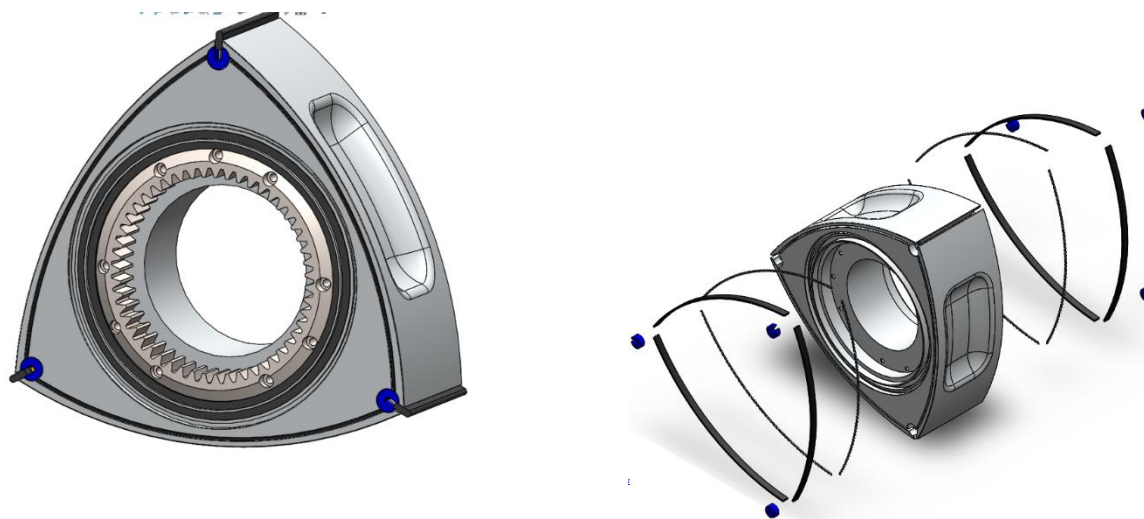
*En la figura 36 se muestra la representación gráfica de los segmentos laterales y pernos de anclaje.*



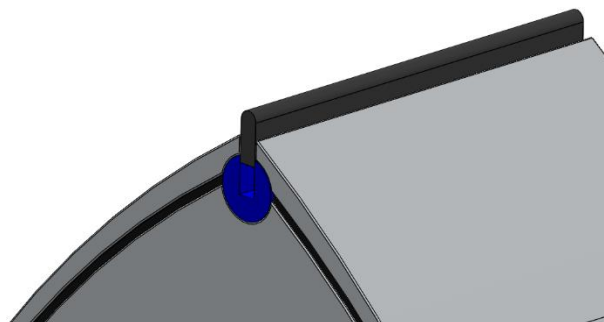
Una vez que se ha realizado el cálculo de las dimensiones de los segmentos, tal como se aprecia en la representación visual de la f Figura 36, procedemos a posicionar cada uno de ellos en los espacios designados dentro del rotor (Figura 37).

**Figura 37.**

*En la figura 37 se muestra la representación gráfica del rotor con los segmentos laterales y pernos de anclaje.*

**Figura 38.**

*En la figura 38 se muestra la representación gráfica del rotor con todos los segmentos.*



Se llegó al punto donde se completa la unión de todos los segmentos, los cuales se encuentran cuidadosamente montados en el interior del rotor. Esta composición puede ser apreciada en la Figura 38.

### 3.5. Sistema de engranaje y eje excéntrico.

Dos engranajes componen el sistema de transmisión del motor Wankel: un engranaje recto con dientes internos fijado a la pared del rotor y otro engranaje recto con dientes externos (piñón) fijado a la tapa lateral. El engranaje con dientes internos rota con respecto al piñón, que sirve de círculo base de la curva peri trocoide y permanece inmóvil.

La relación entre el número de dientes de los dos engranajes es de 2:3. La relación de transmisión entre la velocidad del eje de salida y el rotor creada por esta relación de engranajes es de 1:3.

Los engranajes rectos se utilizan en ambas situaciones. Aunque estos engranajes son ruidosos, son mucho más rentables y eficaces a la hora de transmitir el movimiento del rotor al eje de salida y no hacen que el rotor experimente ninguna tensión axial.

A continuación, veremos cómo calcular las dimensiones de los engranajes. Al calcular las dimensiones fundamentales hay que tener en cuenta la excentricidad del motor, por lo que el diámetro de los círculos primitivos puede calcularse de la siguiente manera:

$$\Delta F = 4 * e \quad 66)$$

$$\Delta R = 6 * e \quad 67)$$

Dado que  $e$  tiene un valor de  $9,23 \text{ mm}$ , tenemos la capacidad de deducir el diámetro inicial del engranaje en posición estática ( $\Delta F = 36,92 \text{ mm}$ ), así como el del engranaje en movimiento ( $\Delta R = 55,38 \text{ mm}$ ). Una vez que contamos con estos datos, estamos en condiciones de computar las medidas de los dientes en las ruedas dentadas utilizando las siguientes expresiones matemáticas:

$$\Delta X = m * Z \quad (68)$$

$$Z = \frac{\Delta X}{m} \quad (69)$$

$$De = m * (Z + 2) \quad (70)$$

$$Di = m * (Z - 2,5) \quad (71)$$

En lo que respecta al engranaje en movimiento, considerando su diseño interno, se verifica que el diámetro interior supera al diámetro exterior. Esta particularidad posibilita el acople con el engranaje fijo, que presenta los dientes dirigidos hacia afuera. Debido a esta configuración, las expresiones De y Di utilizadas para describir el engranaje en movimiento se reformulan de la siguiente manera:

$$De = m * (Z - 2) \quad (72)$$

$$Di = m * (Z + 2,5) \quad (73)$$

De esta manera se pudo obtener la siguiente tabla con los engranajes diseñados.

**Tabla 10.**

*En la tabla 5 se muestran las medidas de los engranajes dimensionados*

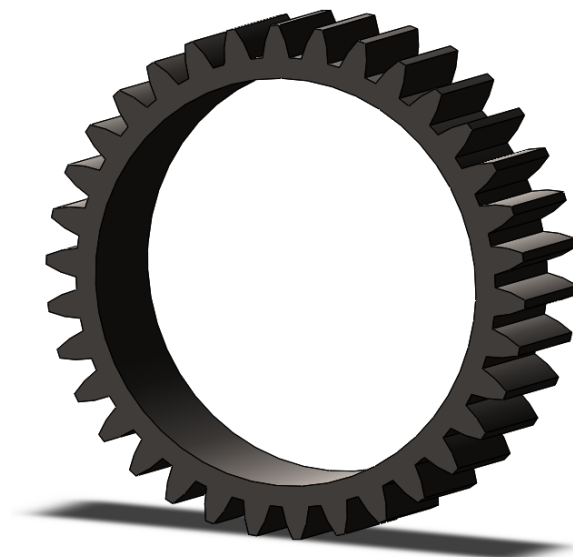
	Delta_mm	m(modulo)	Z(n de dientes)	De(mm)	Di(mm)
<b>Fijo</b>	36.92	1.1	34	39.6	34.65
<b>Rotativo</b>	55.38	1.1	51	53.9	58.85

A continuación, emprendemos la representación visual de los engranajes utilizando las herramientas proporcionadas por SolidWorks. Nuestro punto de partida será la creación del

engranaje fijo (Figura 39), el cual se integrará en la superficie de la tapa lateral del estator. Para llevar a cabo este proceso, es esencial considerar un diámetro interior de 36,92 mm. Dicho diámetro resultará fundamental en la posterior concepción de la tapa y el eje excéntrico del motor. Paralelamente, al momento de diseñar el engranaje, debemos conferirle un espesor apropiado para asegurar su resistencia frente a las fuerzas aplicadas. En nuestro contexto particular, el engranaje adquirirá un espesor de 15 mm, garantizando así una robustez óptima.

**Figura 39.**

*En la figura 39 se muestra la representación gráfica del engranaje fijo.*

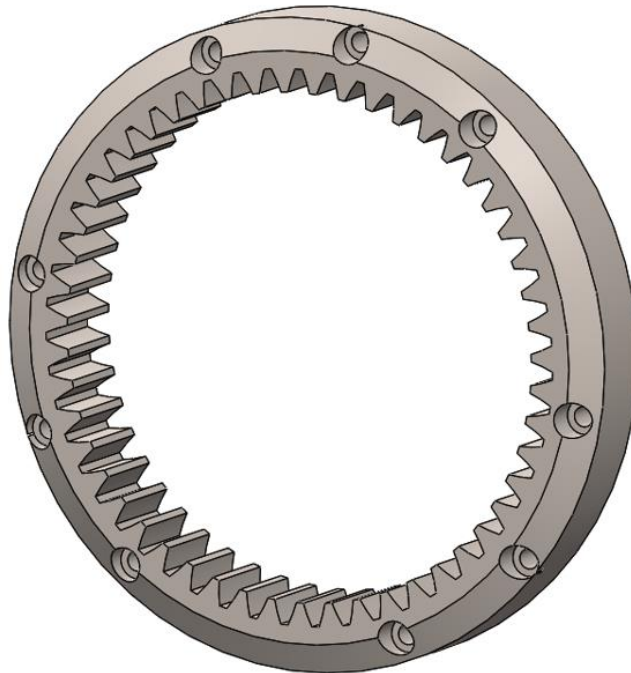


A continuación, avanzamos hacia la representación visual del engranaje rotativo (Figura 40). Esta pieza quedará ubicada en el interior del rotor y se asegurará mediante la utilización de tornillos de fijación. En este proceso, se hace imprescindible establecer un diámetro exterior de 85 mm para el engranaje. La consideración de este diámetro resultó fundamental al realizar el proceso de diseño del alojamiento del engranaje dentro del rotor.

En consonancia con el enfoque aplicado al engranaje fijo, el engranaje rotativo también demanda un espesor adecuado. En este caso particular, el espesor se estipula en 10 mm, cifra que es inferior a la del engranaje fijo.

**Figura 40.**

*En la figura 40 se observa la representación gráfica del engranaje rotativo*



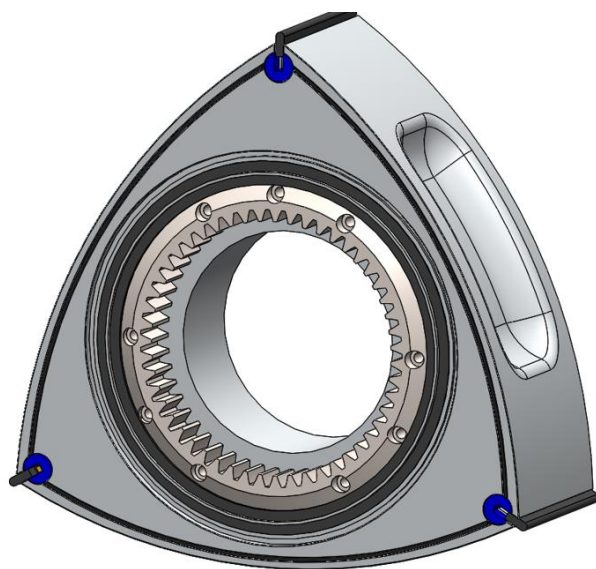
El engranaje de la Figura 40 se encajará en el rotor mediante unos tornillos de fijación como se puede observar en la Figura 41.

Por último, al calcular las dimensiones del eje excéntrico, debemos considerar varios aspectos clave. El factor de mayor relevancia es la desviación del eje, que en nuestro caso asciende a 9,23 mm. Además, es esencial tener en cuenta el grosor del rotor, el estator y las cubiertas laterales del estator. Otro factor determinante implica los diámetros, donde uno de ellos está vinculado a la cubierta lateral que albergará el engranaje fijo, mientras que el otro se relaciona con el espacio en el centro del rotor. A continuación, procederemos a calcular las dimensiones del eje

excéntrico utilizando SolidWorks (Figura 42), tomando en consideración los aspectos mencionados previamente.

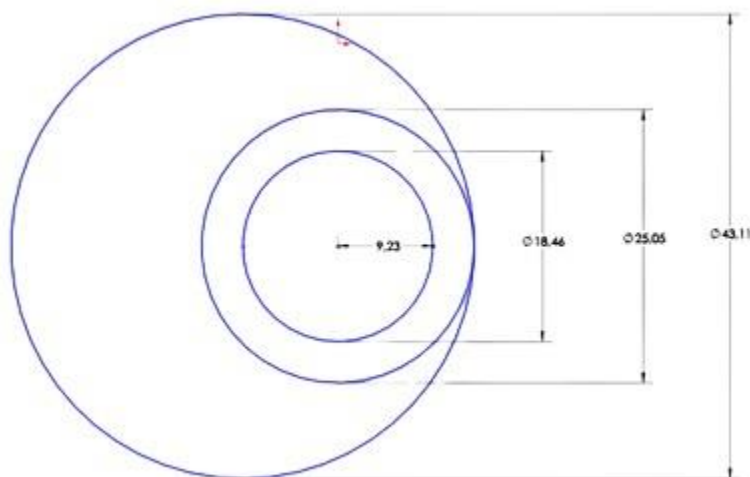
**Figura 41.**

*En la figura 41 se muestra la representación gráfica del engranaje rotativo ensamblado en el interior del rotor*



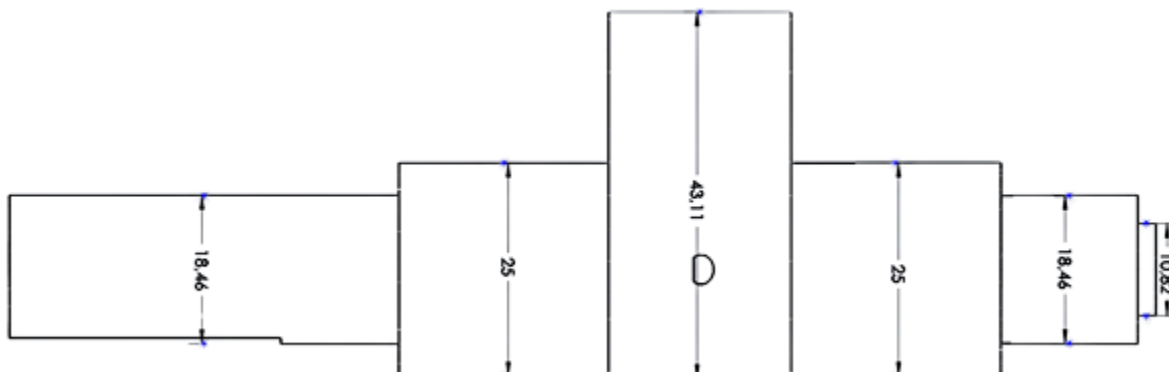
**Figura 42.**

*En la figura 42 se muestran medidas del perfil del eje excéntrico.*

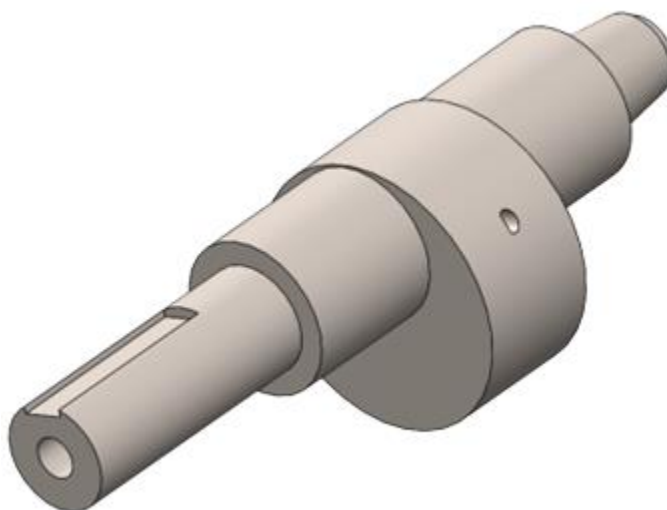


**Figura 43.**

*En la figura 43 se observan las medidas del eje excéntrico*

**Figura 44.**

*En la figura 44 se observa la representación gráfica del eje excéntrico*



Una vez que hemos calculado las dimensiones del eje (Figura 43), podemos anticipar que la tapa lateral debería contar con un diámetro interior máximo de 25 mm y un diámetro exterior de 30 mm. Esto significa que tendrá un espesor de 5 mm.

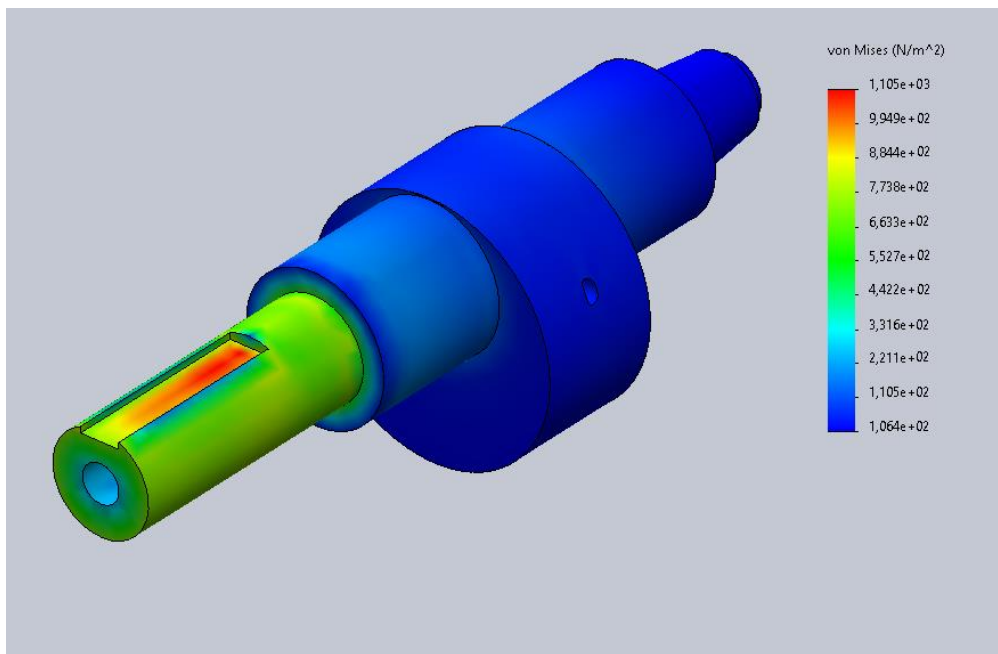
### 3.5.1. Simulación de esfuerzos en el eje

Al realizar la simulación de esfuerzos, se aplicó el par máximo calculado tomado de la sección 0 (

Par motor, pág.38), como material se utilizó el aluminio A319T6 para realizar el estudio de los esfuerzos.

#### Figura 45.

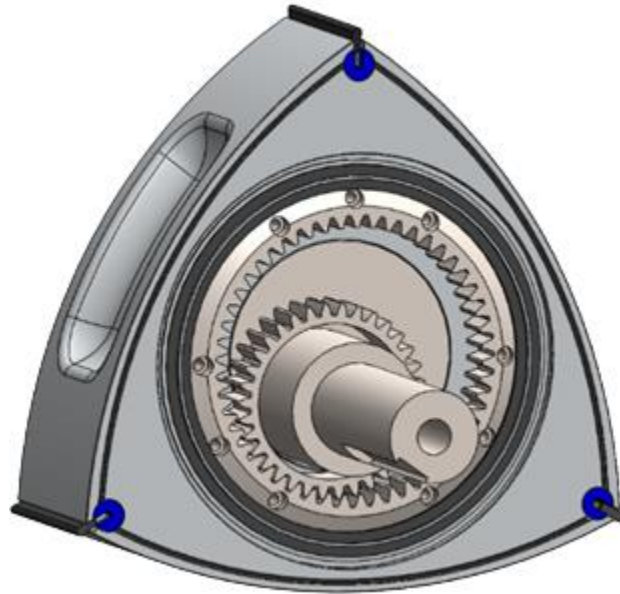
*En la figura 45 se observa la simulación de esfuerzos en el eje*



El par máximo de 8 N·m, se aplicó en el centro del eje, ya que en este punto el rotor genera el esfuerzo máximo, como se observa en la Figura 45, el extremo del eje se observa una mayor tensión mecánica con un esfuerzo máximo de 0,001105 MPa. El análisis arrojó un factor de seguridad de 35,6, lo que proporciona un alto grado de confianza en el diseño.

**Figura 46.**

*En la figura 46 se muestra la representación gráfica del ensamble del rotor juntamente con los engranajes y el eje*



Por último, procedemos a unir el rotor, los engranajes y el eje en un ensamblaje integral (Figura 46). Todos estos componentes componen el sistema que genera el movimiento planetario, por lo tanto, es de vital importancia que las dimensiones se ajusten a las relaciones geométricas previamente indicadas, garantizando así un funcionamiento óptimo del Motor Wankel.

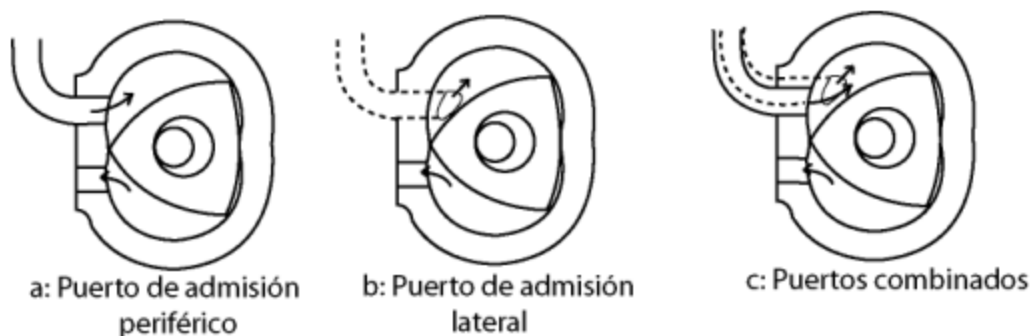
**3.6. Sistema de escape y admisión**

Existen tres tipos de sistema de admisión y escape en el motor.

- Puertos periféricos
- Puertos laterales
- Puertos combinados

### Figura 47.

*En la figura 47 se observan las configuraciones de los diferentes tipos de puertos de admisión y escape*



**Tomado de:** <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13655>

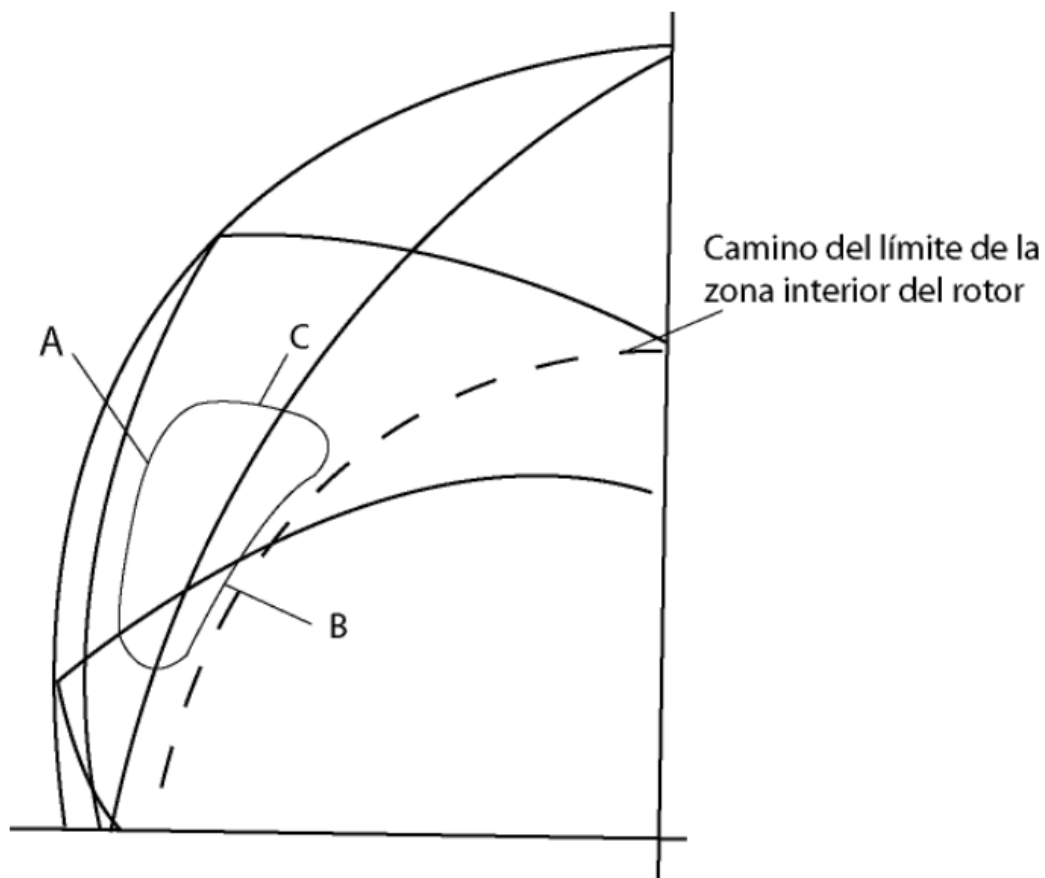
Como puede apreciarse en la Figura 47 a, la representación gráfica muestra una disposición correspondiente a un puerto de entrada periférico. Este tipo de puerto de admisión consiste en conductos ubicados en los bordes exteriores del componente estacionario, es decir, en la superficie interna. En este contexto, la responsabilidad de abrir y cerrar estos conductos recae sobre los puntos de contacto del componente móvil. En contraste, la Figura 47 b retrata puertos de entrada laterales, donde la función de apertura y cierre la desempeñan las superficies laterales del componente móvil. Finalmente, Figura 47 c representa una fusión de ambas configuraciones mencionadas anteriormente.

Es fundamental tener en cuenta que el movimiento del rotor limitará el conducto para los puertos laterales. Esto se debe al hecho de que la abertura sólo debe ser visible en la cámara de trabajo, evitando cualquier dimensionamiento inadecuado que induzca el contacto con el puerto del cigüeñal y los engranajes. La figura 48 ilustra la necesidad de una investigación exhaustiva del movimiento en la zona interior del rotor. Además, esta ilustración nos muestra las restricciones del puerto lateral. La línea A se adapta según el contorno del vértice del rotor, mientras que la línea B

se modela para evitar el contacto con el límite de la zona interior del rotor. Por otro lado, la línea C no se ve limitada por consideraciones estructurales y, por ende, se dimensiona en busca del mejor rendimiento posible.

**Figura 48.**

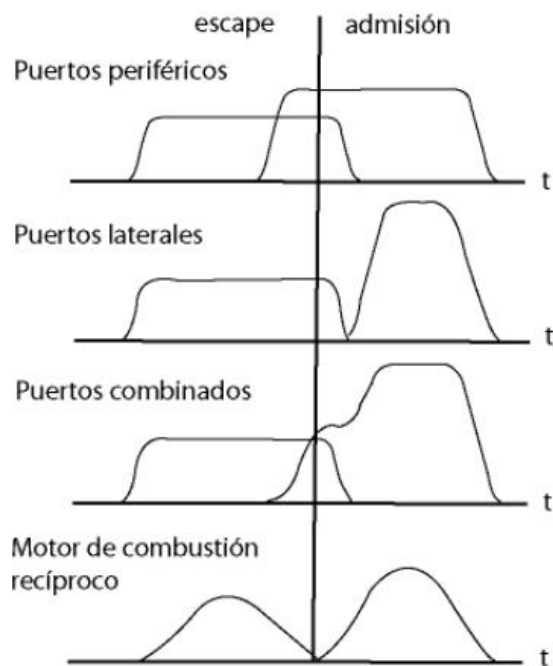
*En la figura 48 se observan las limitaciones para el diseño de los puertos laterales*



**Tomado de:** <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13655>

**Figura 49.**

En la figura 49 se muestran las gráficas de la duración de los ciclos de escape y admisión.



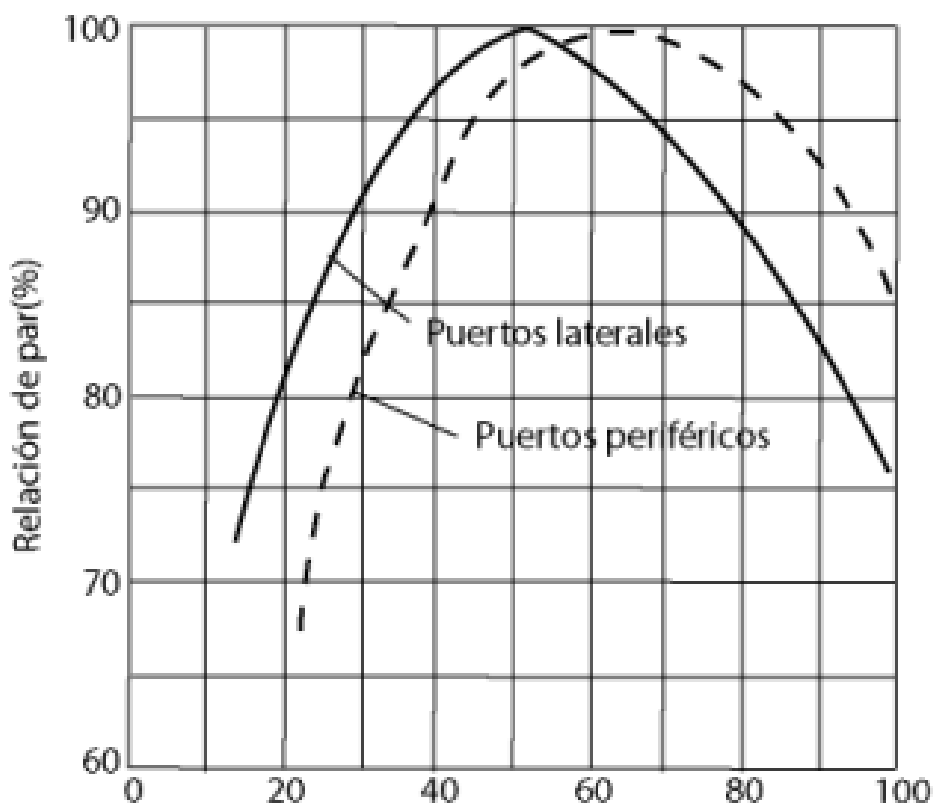
*Tomado de: <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13655>*

Los puertos periféricos brindan más flexibilidad en el diseño geométrico con menos restricciones. Sin embargo, debido a que las puntas del rotor son responsables de abrir y cerrar estos orificios, en algún punto los ciclos de carga y descarga se superponen, como se muestra en la Figura 49. Esta superposición provoca una pérdida de gases, lo que lleva a una disminución de la eficiencia termodinámica.

Mientras tanto, los puertos laterales garantizan una excelente eficiencia volumétrica en la cámara de impresión. A diferencia de los puertos periféricos, la configuración lateral tiene menos superposición entre los ciclos de carga y descarga.

**Figura 50.**

En la figura 50 se observa la gráfica de la relación de par respecto a las revoluciones

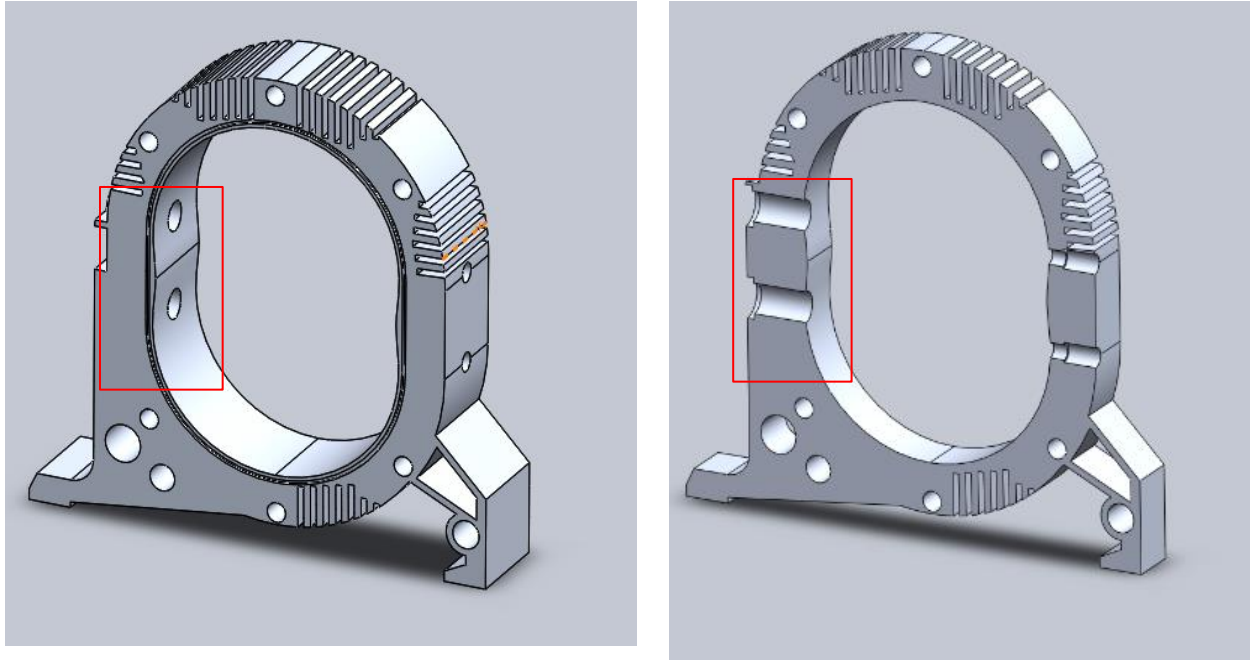


*Tomado de:* <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13655>

Las disposiciones periféricas generalmente se aplican en motores diseñados para operar a altas velocidades de revolución, lo que resulta en un desempeño óptimo como se aprecia en la representación visual de la Figura 50. En contraste, la configuración lateral se elige para motores que funcionan a velocidades de revolución medias o bajas, asegurando una estabilidad de rendimiento en dichos rangos. Esto se traduce en una generación de par más significativa en menos revoluciones, en comparación con una configuración periférica.

**Figura 51.**

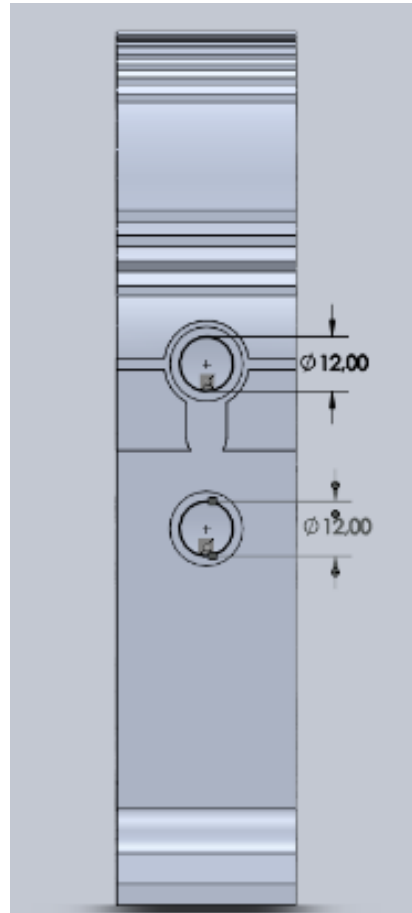
*En la figura 51 se muestra la representación gráfica de los puertos periféricos de admisión y escape con sus medidas.*



El motor Wankel ubicado en el laboratorio de máquinas térmicas alternativas tiene un diseño de admisión y escape de puertos periféricos, similar al de la Figura 51. Este sistema se usará en el diseño. En relación con el puerto lateral de admisión y escape, hemos optado por un diámetro de 12 mm (Figura 52).

**Figura 52.**

En la figura 52 se observa la representación gráfica de los puertos periféricos de admisión y escape con sus medidas.

**3.7. Sistema de refrigeración**

Como se mencionó con anterioridad, debido a la consistente realización de las fases del ciclo termodinámico en una misma región del componente estacionario, se da lugar a una distribución desigual de temperaturas dentro de este. Esta situación resulta en la formación de áreas de menor temperatura, vinculadas con las etapas de admisión y compresión, mientras que áreas más cálidas se asocian con las fases de combustión y escape.

Este despliegue de temperaturas diversas en el componente estacionario origina tensiones térmicas, que requieren ser atenuadas a través de un sistema de enfriamiento adecuado. Este sistema no solo busca minimizar las temperaturas más elevadas, sino también contrarrestar deformaciones derivadas de efectos térmicos.

### **3.7.1. Refrigeración del estator**

Dado que el estator, forma parte del proceso de combustión y permanece siempre en contacto con los gases hasta su evacuación , se precisa tener un sistema de refrigeración.

Para este fin, se han estudiado dos sistemas de refrigeración en el estator:

- Refrigeración de flujo periférico
- Refrigeración de flujo axial

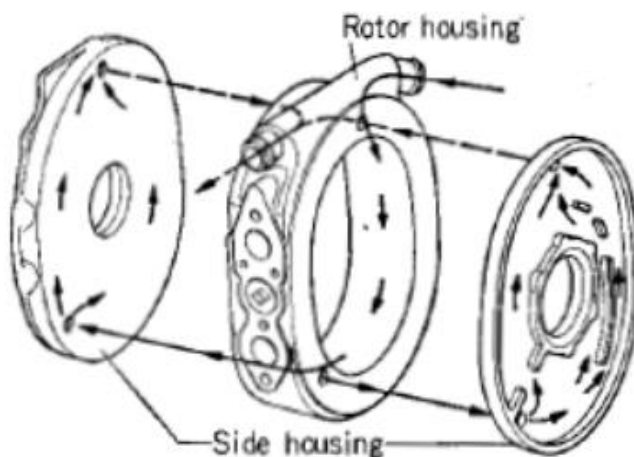
Estos dos sistemas de refrigeración usan agua o aire.

#### ***3.7.1.1. Refrigeración por agua con flujo periférico.***

Como se ve en la figura 53, el sistema periférico de refrigeración por agua incorpora la circulación de líquido alrededor del borde del estator. El agua entra por el puerto de entrada y es impulsada por una bomba de agua. A continuación, recorre la cámara de bujías, pasa por los conductos de admisión y escape, y finalmente llega a su fin en la parte superior, donde se sitúa la salida. En los motores con muchos rotores, en los que cada estator tiene un sistema de refrigeración independiente, este método es el más empleado. La proximidad de los conductos de transporte de agua dificulta la fabricación de este sistema.

**Figura 53.**

En la figura 53 se muestra la representación gráfica de un sistema de refrigeración por agua con flujo periférico

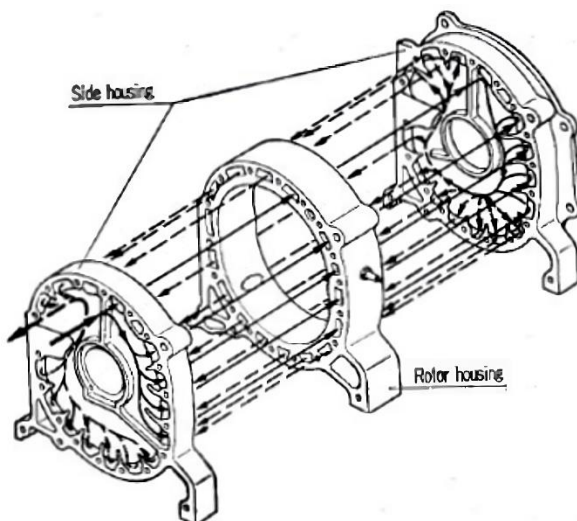


Tomado de: <https://sites.google.com/site/mvwankel/refrigeración>

### 3.7.1.2. Refrigeración por agua con flujo axial:

**Figura 54.**

En la figura 54 se muestra la representación gráfica de un sistema de refrigeración por agua con flujo axial



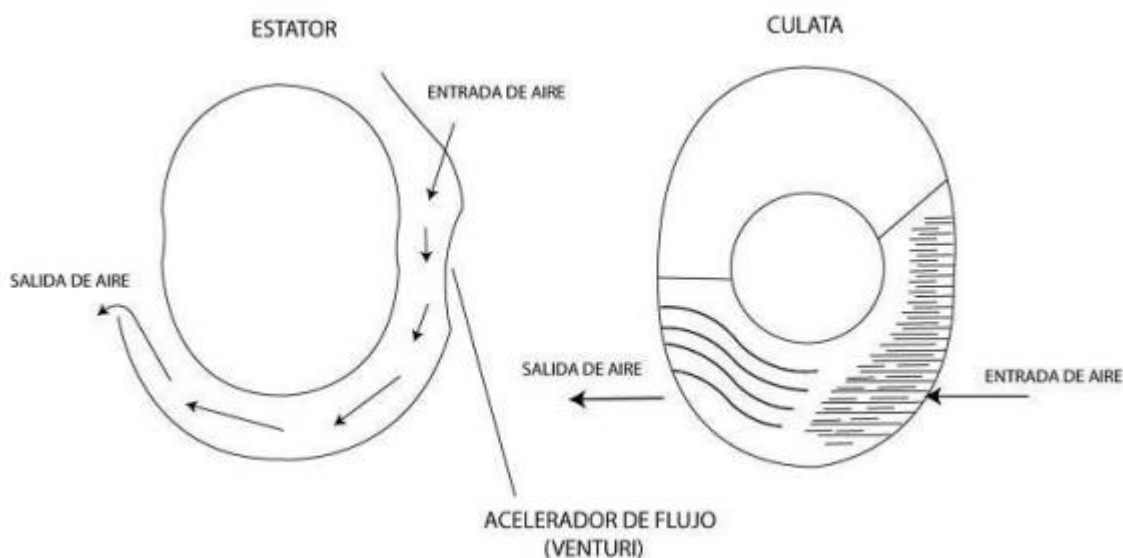
Tomado de: <https://sites.google.com/site/mvwankel/refrigeracion>

El sistema de refrigeración con agua de flujo axial consiste en agua que fluye a través del motor, comenzando en la tapa trasera y pasando por canales axiales hasta llegar a la tapa delantera. Luego se invierte el flujo de agua, pasando continuamente por la zona de combustión y expansión, donde se observa una mayor carga térmica, como se observa en la Figura 54. Luego, el agua continúa circulando de un extremo al otro, enfriando diferentes partes del ciclo y finalmente saliendo por la tapa trasera. Debido a la complejidad de la fabricación de sistemas de refrigeración por agua de flujo tangencial, el método más utilizado en motores de automóviles son los sistemas de refrigeración por agua de flujo axial.

### 3.7.1.3. *Refrigeración por aire con flujo periférico*

**Figura 55.**

En la figura 55 se muestra la representación gráfica de un sistema de refrigeración por aire con flujo periférico.



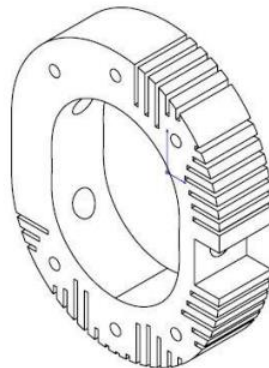
Tomado de: <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13655>

Como se ve en la figura 55, el sistema de refrigeración con flujo periférico incorpora un flujo de aire tangencial a lo largo del perfil del estator. Tras entrar en la zona de compresión y combustión, que sufre la mayor carga térmica, el aire se conduce posteriormente hacia la salida después de pasar por la zona de expansión, que también experimenta altas temperaturas. Las aletas se utilizan para mejorar la transmisión de calor, como se puede ver en el diseño de la culata de la figura 55. Las aletas son más estrechas en la zona de compresión y de combustión y más gruesas en la zona de escape. Esto se debe a que la temperatura en la zona de escape desciende a medida que el fluido se expande, evitando que la zona se enfríe demasiado. Como la refrigeración por aire suele tener una capacidad de refrigeración limitada, esta estrategia se utiliza en motores compactos de baja cilindrada y bajo rendimiento cuando hay que reducir el peso y el espacio.

#### **3.7.1.4      *Refrigeración por aire con flujo axial***

##### **Figura 56.**

*En la figura 56 se observa la representación gráfica de un sistema de refrigeración por aire con flujo axial.*



**Toamdo de:** <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/13655>

La modalidad de refrigeración por aire mediante flujo axial opera a través de la disipación térmica en base a aletas dispuestas en una disposición axial alrededor de las regiones con mayores cargas térmicas. Esto se puede observar en la

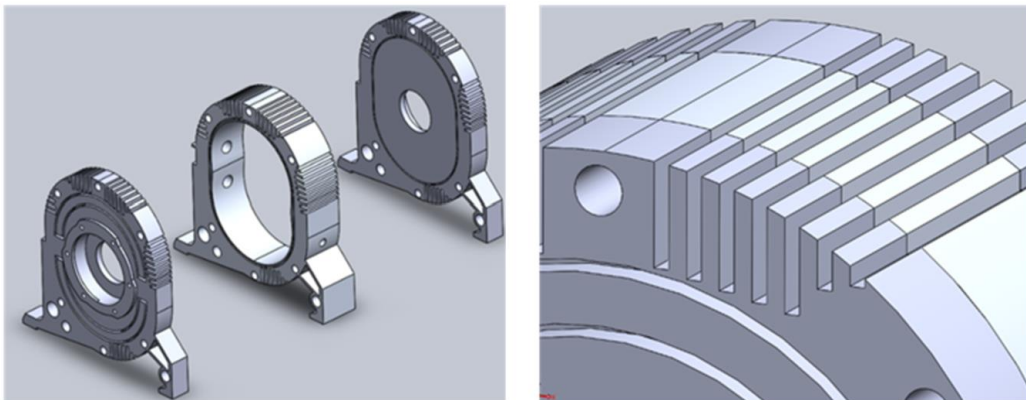
. El ajuste de la longitud de las aletas se lleva a cabo de manera escalonada a medida que se avanza hacia distintas zonas. En zonas de combustión, por ejemplo, las aletas presentan una longitud aumentada, mientras que en las áreas de admisión y escape la longitud se reduce.

Variar la longitud de los tendones asegura una expansión uniforme para reducir las tensiones que pueden ocurrir debido a la carga térmica. Similar al enfriamiento por aire circunferencial, este método de enfriamiento por flujo axial se usa a menudo en motores pequeños.

En nuestro enfoque de diseño, dada su simplicidad en el proceso de fabricación, hemos optado por la refrigeración por aire con flujo axial. Esto se alinea con nuestra elección de utilizar únicamente un rotor en nuestro diseño.

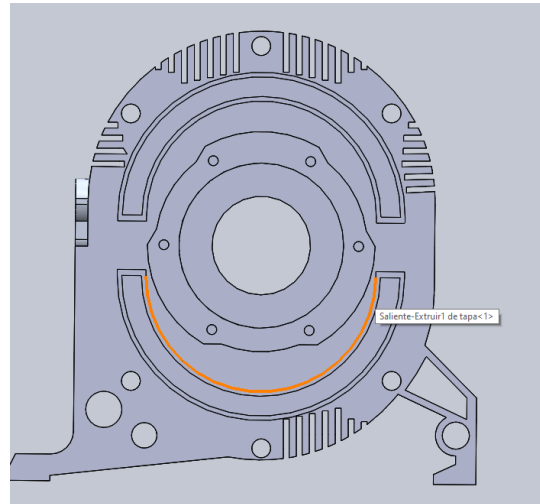
### **Figura 57.**

*En la figura 57 se muestra la representación gráfica del sistema de refrigeración del presente*



### Figura 58.

En la figura 58 se muestra la representación gráfica del sistema de refrigeración del presente diseño



### 3.8. Sistema de lubricación

La lubricación tiene una gran importancia para los componentes del eje, incluidos los cojinetes. Además, es necesario lubricar el interior del estator, la carcasa lateral y las piezas de sellado debido a la fricción creada por el deslizamiento continuo de los segmentos del rotor sobre la superficie interior. Principal sistema de lubricación utilizado:

- Sistema de lubricación por evaporación y atomización del aceite en la mezcla
- Sistema de lubricación de aceite de circulación forzada.

La única manera real de lubricar el interior del estator es mezclar el aceite con el combustible debido al diseño geométrico de la cámara de trabajo. La relación de aceite utilizada se estudia cuidadosamente para no tener un impacto negativo en el ciclo termodinámico del motor.

Las principales propiedades que debe tener el aceite para asegurar el óptimo funcionamiento del sistema de lubricación son las siguientes:

- Baja viscosidad, facilitando la penetración entre piezas de fricción incluso a bajas temperaturas del motor.
- Resistencia a productos químicos de alta temperatura y oxidación, ya que cualquier cambio químico puede afectar negativamente las propiedades lubricantes del aceite.
- La alta tensión superficial ayuda a mantener la película de aceite en situaciones de lubricación difíciles.

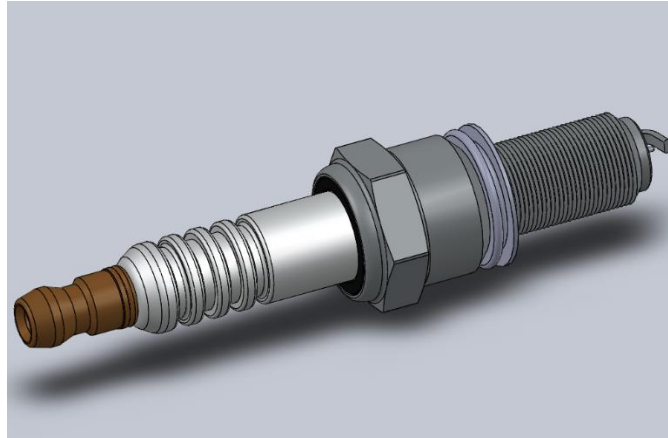
### **3.9. Sistema de ignición**

En los motores rotativos Wankel, la cantidad de encendidos es el doble en comparación con un motor convencional de 4 tiempos que funcione a la misma velocidad. Asimismo, la relación de compresión es mayor en comparación con los motores de 2 tiempos. Además, debido a las múltiples cargas a las que se someten los motores Wankel, las bujías trabajan bajo cargas térmicas más elevadas en comparación con los motores convencionales, lo que se refleja en la durabilidad de las bujías.

A diferencia de los motores convencionales, la geometría del motor Wankel no deja colocar del electrodo en la cámara de combustión, esto es para evitar el contacto entre los sellos y los electrodos. Por esta razón, es necesario realizar un estudio cuidadoso para determinar la ubicación adecuada de las bujías. Estas suelen ubicarse en una cavidad agujerada en el estator, en la zona de combustión, ligeramente retiradas del interior del estator para evitar el contacto con los sellos del motor. Sin embargo, esta ubicación conlleva una refrigeración más breve de la bujía debido a la mezcla de aire y combustible.

**Figura 59.**

*En la figura 59 se muestra la Bujía que se va utilizar en el diseño*

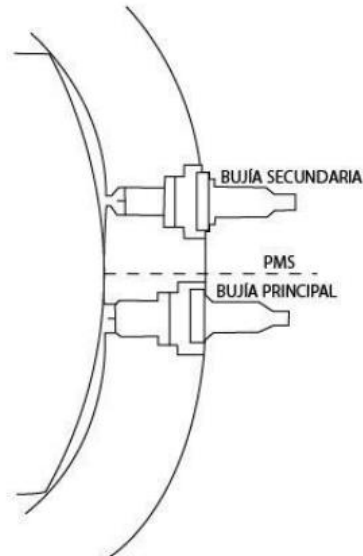


Debido a la cámara de combustión alargada con forma variable, el motor Wankel tiene una eficiencia de combustión limitada cuando se utiliza una sola bujía. Por esta razón, para mejorar las características de combustión, se suelen utilizar dos bujías, cada una conectada a una cámara independiente, como se muestra en la Figura 60.

Usando dos bujías, puedes crear dos frentes de llama: primario y secundario. El preencendido es posible colocando la bujía principal debajo de la línea TDC (también llamado punto muerto superior, que es la línea central de la forma del estator). Sin embargo, la bujía secundaria se coloca por encima de la línea TDC, facilitando la combustión del gas no quemado en la zona superior. Esto minimiza la cantidad de combustible no quemado al permitir que los dos frentes de llama creados por la bujía cubran toda la cámara de combustión.

**Figura 60.**

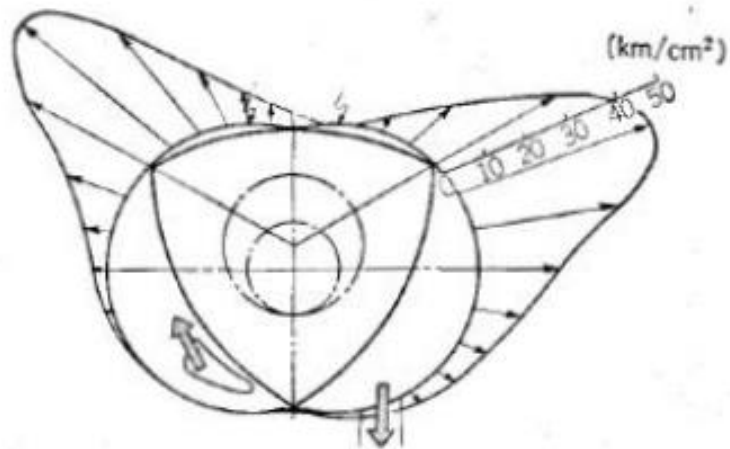
En la figura 60 se muestra la distribución de dos bujías



Tomado de: <https://www.autonocion.com/>

**Figura 61.**

En la figura 61 se muestra diferencia de presiones en la cámara de trabajo



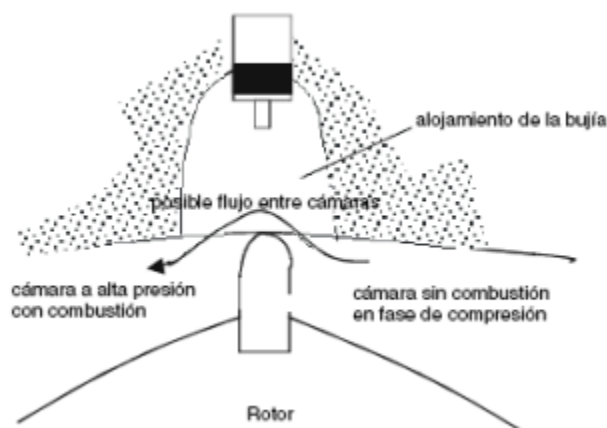
Tomado de <https://www.autonocion.com/>

Cada bujía tiene un tamaño determinado, como se ve en la figura 61, como resultado de los cambios de presión creados en la cámara de combustión durante el encendido, el diferencial de presión en la bujía secundaria aumenta constantemente, mientras que es casi nulo en la bujía principal. Esto explica por qué al reducirse la superficie de contacto también lo hace la fuerza que la presión ejerce sobre la superficie.

Como se ve en la figura 62, al hacer más pequeñas las cavidades de las bujías, también impedimos que los gases de combustión entren en la cámara de admisión. El inconveniente de esto es que es muy difícil mantener la cavidad libre de subproductos sólidos de la combustión. Como resultado, el rendimiento del motor se ve afectado, siendo necesaria la reparación rutinaria de las bujías para garantizar un rendimiento óptimo a largo plazo.

### Figura 62.

*En la figura 62 se observa la diferencia de presiones en la cámara de trabajo*



Tomado de: <https://www.autonocion.com/>

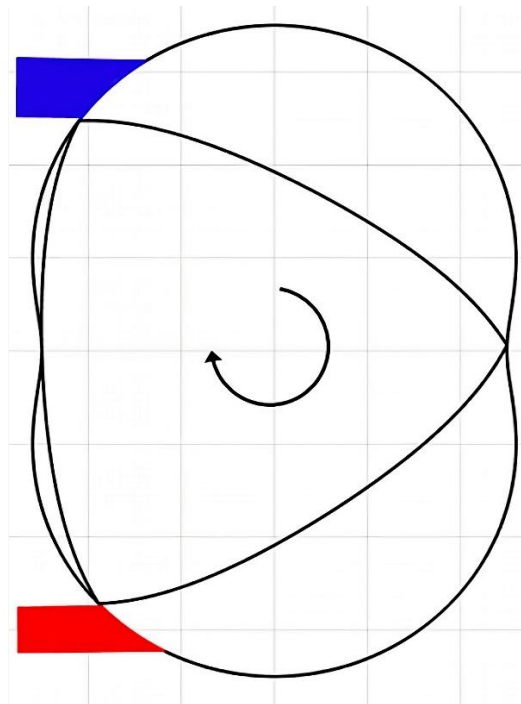
## 4. Estudio de la Simulación del Motor Wankel Diseñado

### 4.1. Simulación CFD

El diseño específico consta de dos lóbulos en la carcasa y tres flancos en el rotor. Esto da lugar a tres cámaras móviles individuales que se encuentran separadas por los vértices del rotor. El sistema de engranajes interno está configurado de tal manera que el eje de salida realiza tres rotaciones por cada rotación completa del rotor. En cada una de estas cámaras, se lleva a cabo un ciclo completo de cuatro tiempos durante una rotación completa del rotor, lo que significa que se produce un evento de combustión en cada rotación del eje de salida.

#### Figura 63.

*En la figura 63 se observa la Geometría de la cámara 2D con respecto a la admisión (azul) y el escape (rojo).*



*Tomado de: Manuscript\_Costall*

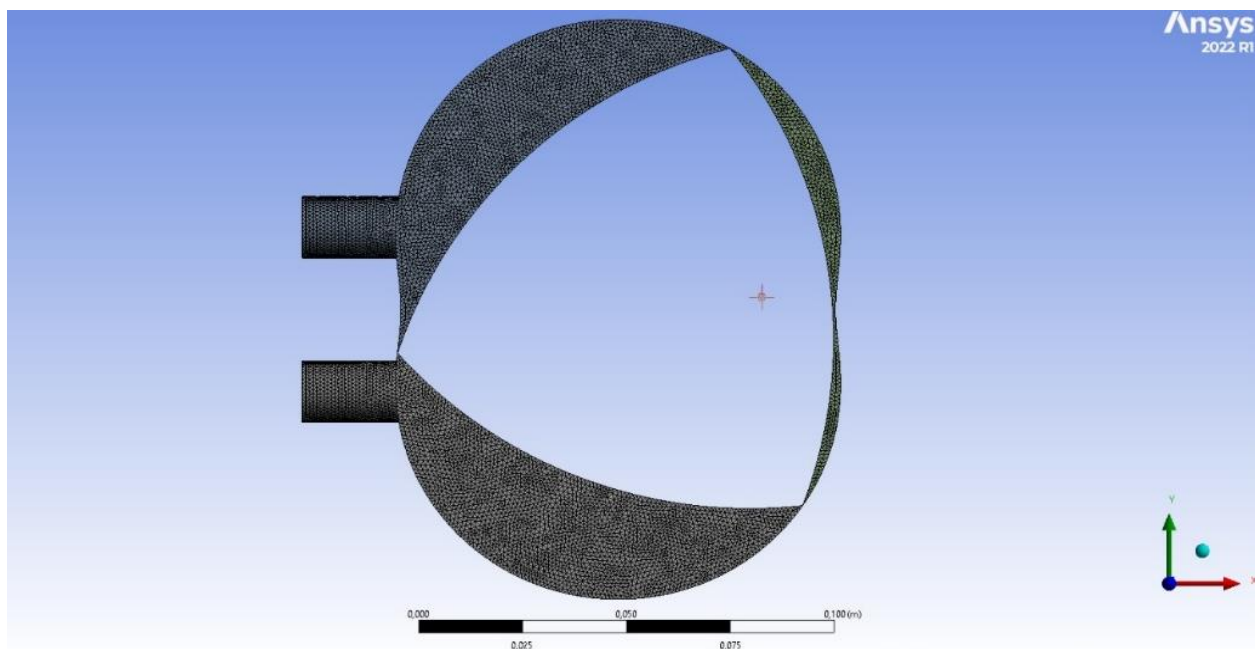
En consecuencia, las cámaras de combustión en un motor rotativo Wankel experimentan un constante movimiento y transformación, con sus confines determinados por el desplazamiento excéntrico del rotor a lo largo del eje de salida y la superficie interna de la carcasa

#### 4.2. Mallado CFD

Se usa una malla en movimiento y fija en la simulación CFD bidimensional. Ansys Fluent R22.1 se empleó para llevar a cabo todas las etapas de CFD mencionadas en este informe.

#### Figura 64.

*En la figura 64 se muestra el Mallado CFD, 2d*



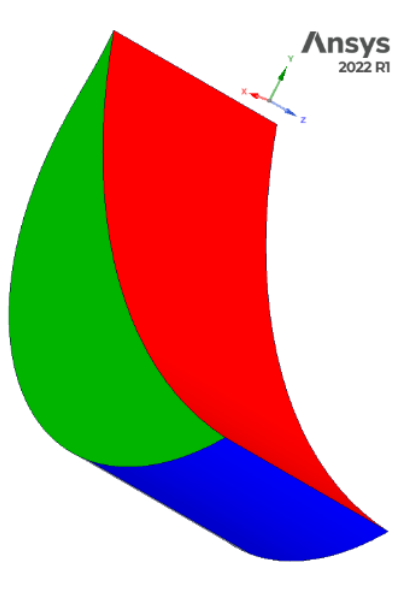
#### 4.3. Generación de Movimiento de Malla y Mallado Dinámico

En Fluent, una malla en movimiento se caracteriza mediante una función definida por el usuario. La frontera del rotor se establece como una superficie rígida, lo que significa que no se

deforma. Se especifica su movimiento simultáneo de traslación y rotación, determinando la velocidad angular de su centro con respecto a las coordenadas cartesianas (x, y, z) y al tiempo.

**Figura 65.**

*En la figura 65 se muestra el dominio del rotor y límites de la superficie.*



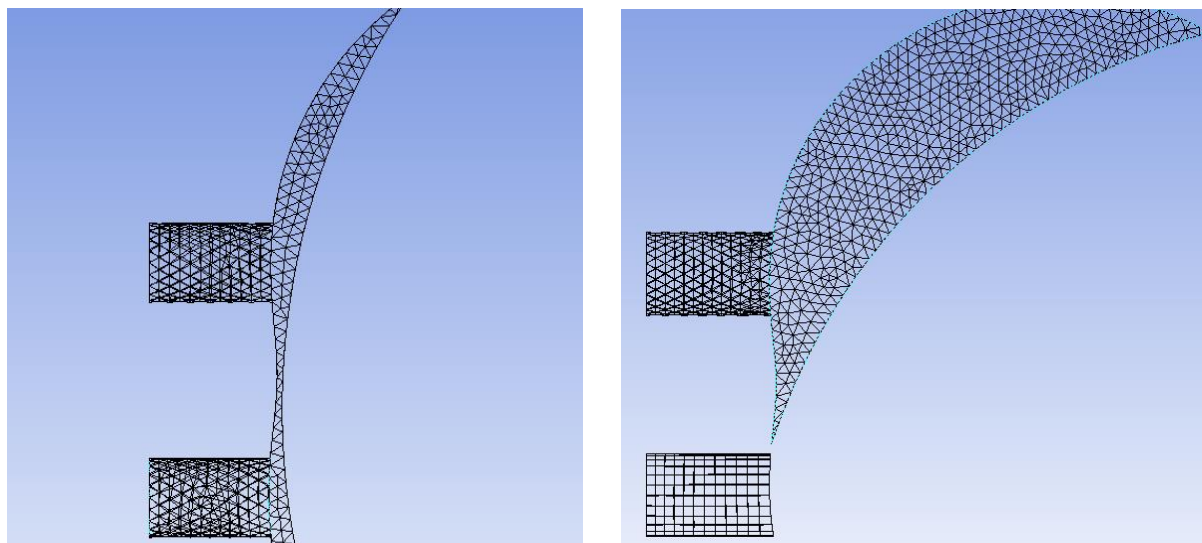
En contraste, la modificación necesaria en la geometría de la cámara se consigue al definir las fronteras de la carcasa y las paredes laterales (representadas por las superficies azul y verde en la Figura 65) como superficies adaptables, que cambian su forma en función de la posición del rotor.

El proceso de mallado de la cámara de combustión presenta un desafío significativo debido a las deformaciones extremas que experimentan las celdas en diversos momentos del ciclo. De hecho, resulta inevitable realizar remallado si deseamos mantener una relación de aspecto de celda aceptable. En este estudio, se adopta un enfoque híbrido para el proceso de mallado dinámico, el cual integra técnicas de suavizado de mallas junto con remallado manual y automático.

Dentro de los eventos de mallado, la malla se deforma utilizando la función de suavizado en Fluent. Esto tiene como objetivo preservar la calidad de la malla al difuminar suavemente el movimiento en cada nodo como se ilustra en la Figura 66.

### Figura 66.

En la figura 66 se observa la *deformación suave de la malla*



#### 4.4. Modelo de Combustión

El enfoque de modelado de la combustión implementado en este estudio se basó en la plataforma integrada de Ansys Fluent, específicamente en el modelo de chispa. Este modelo crea un punto de inicio de la reacción, con valores definidos por el usuario para la posición, El proceso de combustión en sí se simplificó considerablemente, empleando un modelo de reacción de tasa finita y una única reacción para el combustible el cual se usó el octano con un flujo masico de 0.00191039 kg/s, con una relación de aire-combustible de 14.7

**Figura 67.**

En la figura 67 se observa Formulación de la reacción química con el software ANSYS

Reactions

Mixture: n-octane-air Total Number of Reactions: 1

Reaction Name: reaction-1 ID: 1 Reaction Type:  Volumetric  Wall Surface  Particle Surface  Electrochemical

Number of Reactants: 3 Number of Products: 3

Species	Stoich. Coefficient	Rate Exponent	Species	Stoich. Coefficient	Rate Exponent
c8h18	1	1	co2	8	1
o2	12.5	1	h2o	9	1
n2	47	1	n2	47	0

Arrhenius Rate

Pre-Exponential Factor: 2.587e+09  
 Activation Energy [J/kgmol]: 1.256e+08  
 Temperature Exponent: 0

Include Backward Reaction Specify...  
 Third-Body Efficiencies Specify...  
 Pressure-Dependent Reaction Specify...  
 Coverage-Dependent Reaction Specify...

Mixing Rate

A: 14.7 B: 1

Simplificación de modelo de combustión:  $C_8H_{18} + 12,5(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$

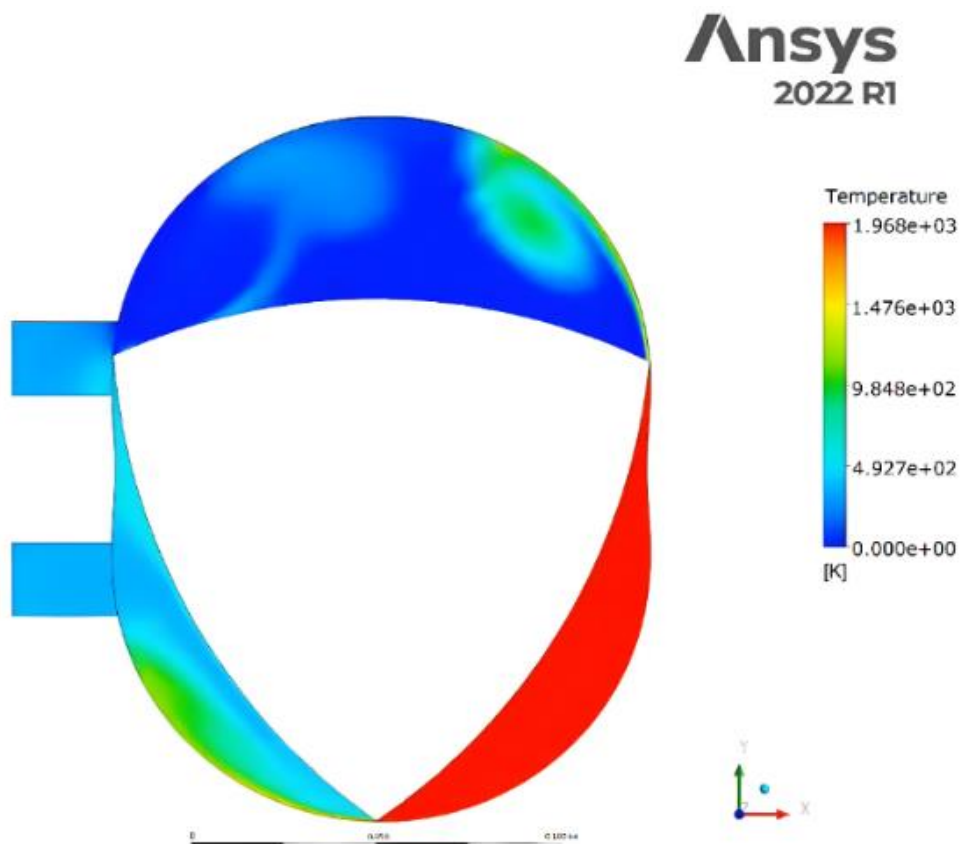
#### 4.5. Resultados Y Discusión

Al ejecutar la simulación termodinámica, la cual generó distribuciones de temperatura en todo el motor, se obtuvieron resultados detallados sobre cómo cambian las temperaturas en la cámara de combustión. Como se puede observar la máxima temperatura que alcanza el motor es de 1968 K como se observa en la Figura 68, esto debido a la explosión de la mezcla de aire y octano, genera una liberación significativa de energía en forma de calor. La alta temperatura en la cámara de combustión es necesaria para la expansión de los gases, Cuando aumenta la temperatura, la energía cinética promedio de las moléculas del gas también aumenta. Esto significa que las moléculas se vuelven más agitadas y tienen mayor velocidad. Como resultado, chocan más frecuentemente y con más fuerza contra las paredes del recipiente que contiene el gas, en pocas palabras la presión aumentará y también así la eficiencia del motor. Si comparamos estos

resultados con los cálculos realizados del estudio termodinámico en la sección 2.5.4 (Transformación Isócora, pág. 35), el cual dio una temperatura máxima de 2101,23 K, son datos cercanos para las temperaturas que alcanza el motor durante su funcionamiento.

### Figura 68.

*En la figura 68 e muestra la simulación de termodinámica del motor Wankel*

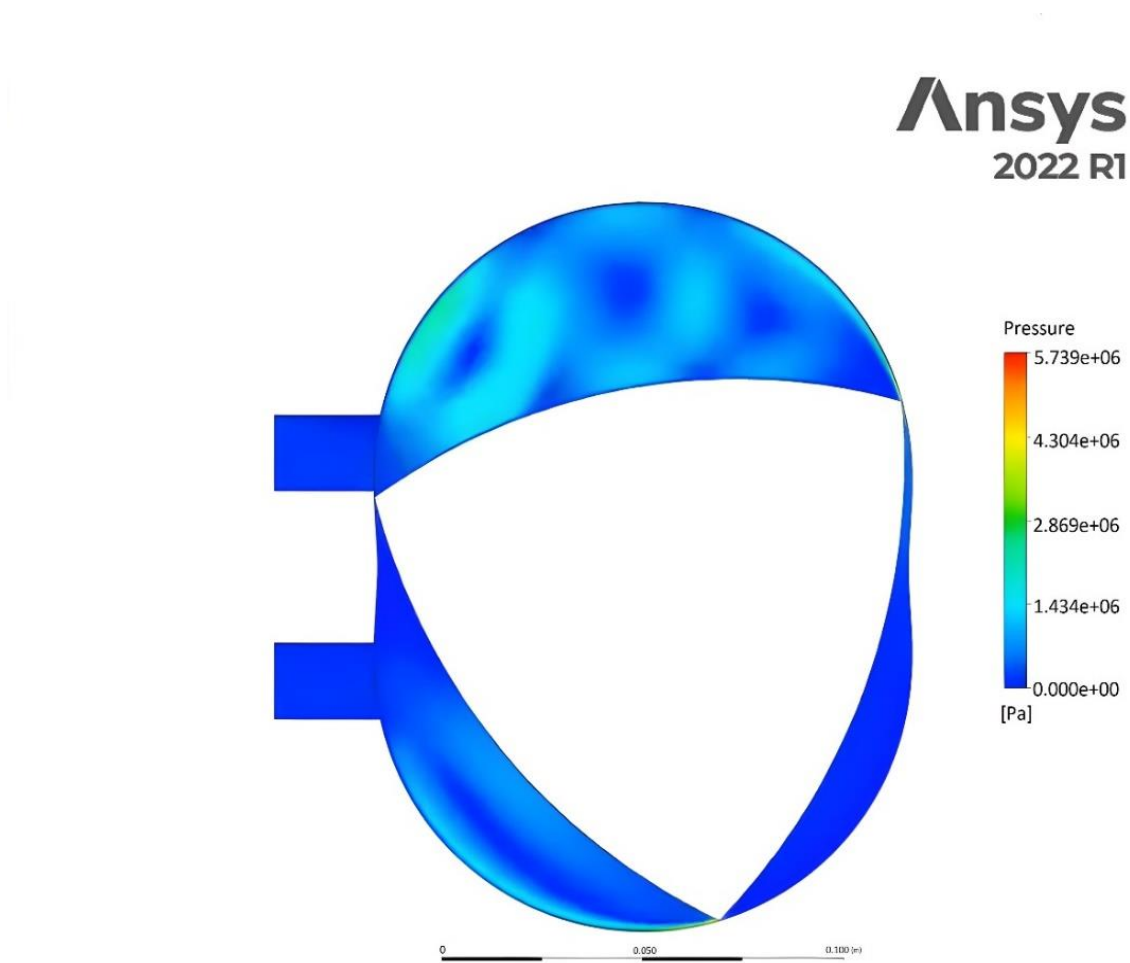


En lo que respecta a las presiones presentes en la cámara de combustión, es importante destacar que la mayor presión se genera en la región sellada del motor. Como podemos observar en la figura 69, la presión máxima registrada es de 5,739,000 Pascales, este valor se obtiene debido a las reacciones termodinámicas explicadas previamente en el ciclo de operación del motor. Si comparamos estos resultados con los cálculos obtenidos a partir del estudio termodinámico en la sección 2.5.4 (Transformación Isócora, pág. 35), indican una presión máxima de 6,072,866.42

Pascales, podemos apreciar que ambos conjuntos de datos muestran valores cercanos a las presiones alcanzadas por el motor durante su funcionamiento.

### Figura 69.

*En la figura 69 se observa la simulación de presiones en el motor Wankel*

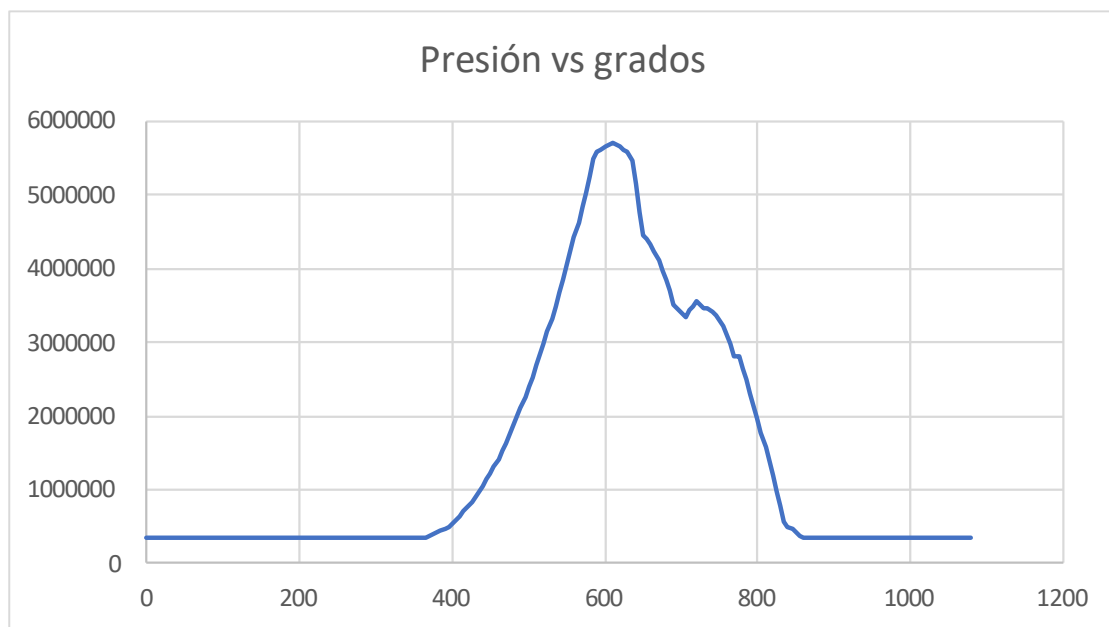


## 4.6. Validación

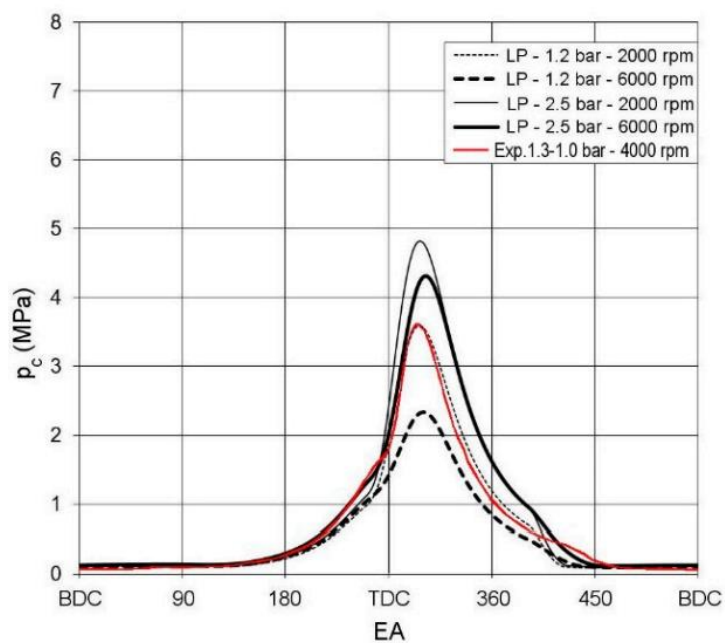
Con el fin de confirmar la precisión de la simulación, se recolectaron datos relativos de la presión en la cámara de combustión en relación con el ángulo de rotación del rotor, los valores fueron representados en una gráfica, estos valores fueron comparados con otro artículo sobre motores wankel, se puede apreciar una similitud

**Figura 70.**

En la figura 70 se observa la gráfica de presión con grados de giro del cigüeñal

**Figura 71.**

En la figura 71 se muestra la gráfica de presión con grados de giro del cigüeñal



*Tomado de:* Kutlar, O.A.; Malkaz, F.

## 5. Costos de diseño

Para estimar costos de construcción, se realizaron varias consultas en catálogos, para obtener la cantidad de aluminio necesario para la fabricación, se usó el SolidWorks para pesar cada componente

<b>Pieza/elemento</b>	<b>Peso (kg)</b>	<b>Precio (5,38\$/kg)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio en \$COP</b>
<b>Base del engranaje fijo</b>	5.3	28.51	1	114.040
<b>Eje</b>	6.3	33.89	1	135.560
<b>Tapa frontal</b>	8.2	44.11	1	176.440
<b>Estator</b>	9.7	52.18	1	208.720
<b>Engranaje rotativo</b>	4.1	22.05	1	88.200
<b>Rotor</b>	6.6	35.50	1	142.000
<b>Tapa trasera</b>	8	43.04	1	172.160
<b>Engranaje fijo</b>	5.2	27.97	1	111.880
<b>Mecanizado</b>	-	-	-	3'200.000

El costo del aluminio A319T6 se obtuvo a través de la plataforma Alibaba, la cual ofrece la posibilidad de consultar y adquirir el material para la construcción del motor wankel. Se tomó en cuenta el precio de las importaciones, ya que los precios encontrados corresponden a productos importados de Estados Unidos. Para ajustar el costo unitario, se aplicó un factor de incremento del 30% (1.3) sobre el valor original.

Para calcular el costo de la mano de obra, se tiene en cuenta el mecanizado de las piezas, se consideró un saldo de \$100 dólares por componente, ya que eso es lo que cobran por la elaboración de una pieza. Este costo se suma al precio del material para obtener el costo total de manufactura.

El costo completo de los componentes requeridos para la creación de la máquina suma \$4.349.000. Para tener en cuenta posibles contingencias durante el proceso de construcción, se ha incorporado un margen del 10% (1.1) al costo total, lo que da como resultado un presupuesto definitivo de \$4.783.900.

## 6. Conclusiones

- Al analizar los modelos matemáticos que caracterizan la configuración del motor Wankel, se resulta evidente que la determinación precisa de las dimensiones tanto del estator como del rotor adquiere una importancia fundamental. La razón radica en que estas dimensiones deben mantener una precisión extremadamente rigurosa, dado que cualquier desviación en su diseño podría conllevar tanto a fallos en el funcionamiento del motor como a daños en sus componentes. Por lo tanto, la meticulosidad en la definición de estas medidas se erige como un aspecto crítico en la ingeniería y desarrollo de motores de este tipo.

- Cuando llevamos a cabo un análisis minucioso de los componentes, en especial del sistema de sellado, se hace necesario de mantener una precisión rigurosa en las tolerancias de dichos sellos. Esto se debe a que cualquier error en estas tolerancias puede dar lugar a fugas y, como consecuencia, provocar una disminución en la compresión, lo que impactaría negativamente en el rendimiento del motor.

- Al realizar los cálculos termodinámicos manualmente y mediante el software ANSYS Fluent para determinar las temperaturas y presiones máximas, se observa que se produjo un margen de error de aproximadamente el 10%.

- La selección del material para la fabricación del motor se llevó a cabo después de un estudio exhaustivo mediante simulaciones, el cual concluyó que el aluminio A319T6 es altamente resistente a esfuerzos mecánicos y altas temperaturas durante períodos prolongados de tiempo, ya que es un material que disipa muy bien el calor y evita el sobrecalentamiento en el motor. Esta elección del material garantiza la durabilidad y eficiencia de la máquina, y proporciona una solución confiable para cualquier tipo de proyecto en la industria automotriz .

## **7. Recomendaciones**

Se recomienda para futuros trabajos llevar a cabo un análisis del motor con la modificación de los puertos de admisión y escape, considerando la posibilidad de utilizar puertos combinados. Esta medida podría potenciar la combustión y, por consiguiente, incrementar la eficiencia del motor.

### Referencias Bibliográficas

- [1] Alonso, J. M. (2000). Técnicas del automóvil: Motores.
- [2] Balart Gimeno, R. A., Quiles Carrillo, L. J., Montañés Muñoz, N., & Boronat Vitoria, T. (2019). Optimización de geometría mediante estudio de diseño con SolidWorks.
- [3] Brunetti, F. (2018). Motores de Combustão Interna-Vol. 1. Editora Blucher.
- [4] Cengel, Y. A., Boles, M. A., Campos Olguín, V., & Colli Serrano, M. T. (2003). Termodinámica.
- [5] Casanova-Kindelán, J., & Lopez-Martinez, J. (2020). WANKEL ROTARY ENGINES, PAST, PRESENT AND FUTURE. DYNA, 95(1), 8-11. DOI: <https://doi.org/10.6036/9305>
- [6] Farell, M. B. (2011). Ciclo Rankine Simple (Ts).
- [7] Fábrega Ramos, M. (2009). Hidrógeno, Aplicación en Motores de Combustión Interna. España: Facultad Náutica de Barcelona.
- [8] Fábrega Ramos, M. (2009). Motores Rotativos, Tipologías y Combustibles Alternativos. España: Facultad Náutica de Barcelona.
- [9] Giacosa, D. (2000). Motores Endotérmicos. 14<sup>a</sup> ed. España: Ediciones Omega.
- [10] Grishin, Y. A., Zenkin, V. A., & Khmelev, R. N. (2017). Boundary conditions for numerical calculation of gas exchange in piston engines. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 90(4), 965–970.
- [11] Guardiola García, C. (2011). Ciclo Rankine Simple (Ts).

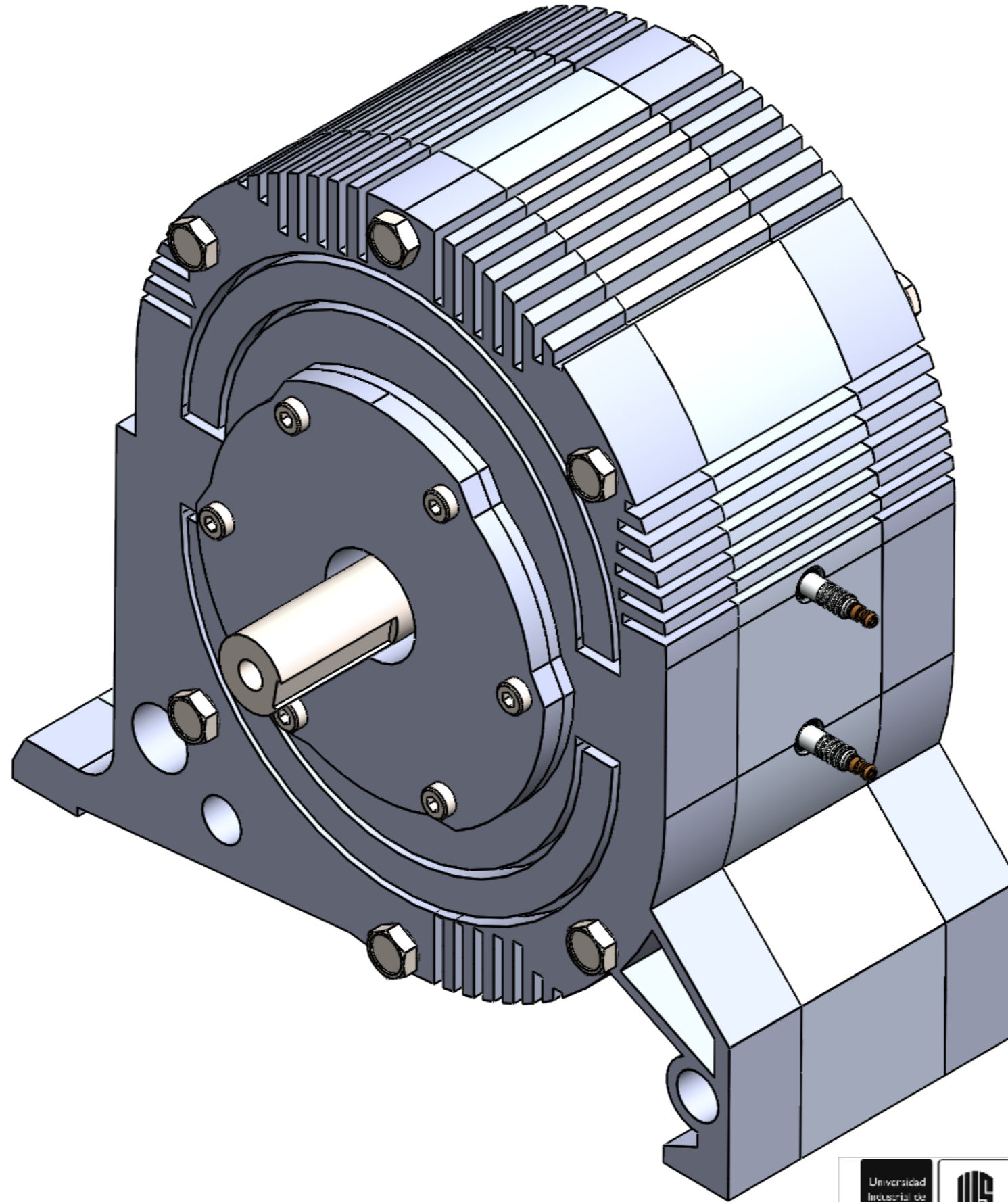
[12] Hege, J. B. (2002). *The Wankel Rotary Engine: A History*. 1<sup>a</sup> ed. EEUU: McFarland.

[13] Heywood, J. B. (1989). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1<sup>a</sup> ed. EEUU: McGraw-Hill Book Co.

[14] Mostafavi, S. M., Hosseinalipour, S. M., & Delpisheh, M. (2018). Thermal modeling of a novel rotary engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 40(1), 4.

## **Apéndices**

### **Apéndice A. Planos de la maquina**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE  
SANTANDER**

FECHA: 27/09/2023

TITULO: VISTA ISOMETRICA MOTOR WANKEL

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

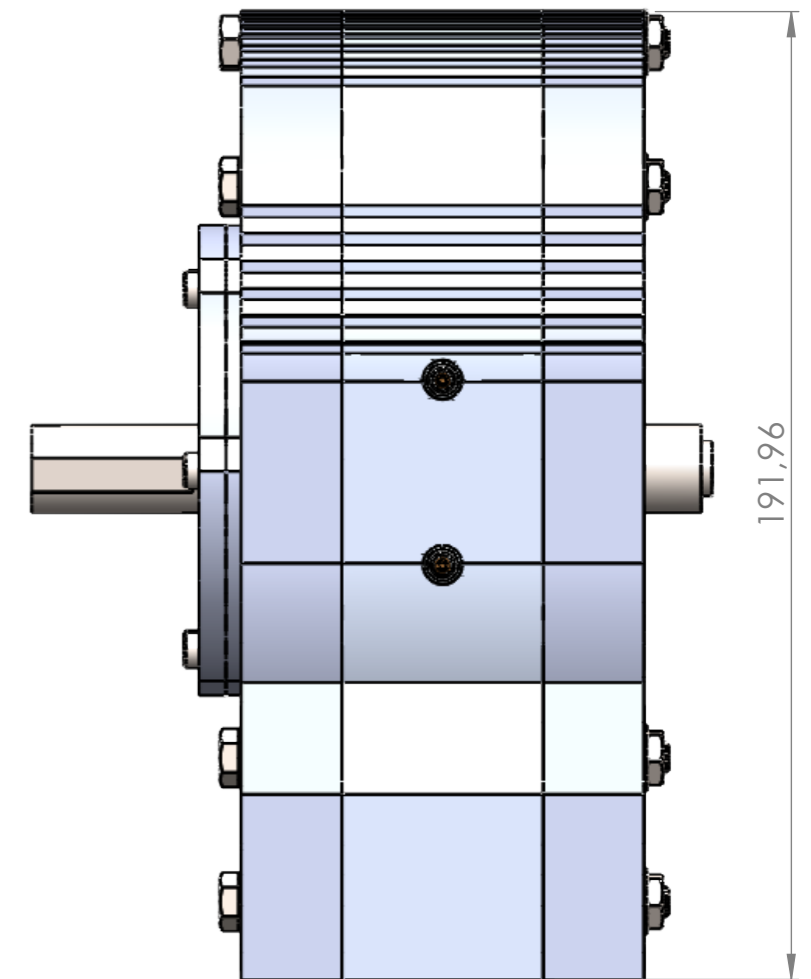
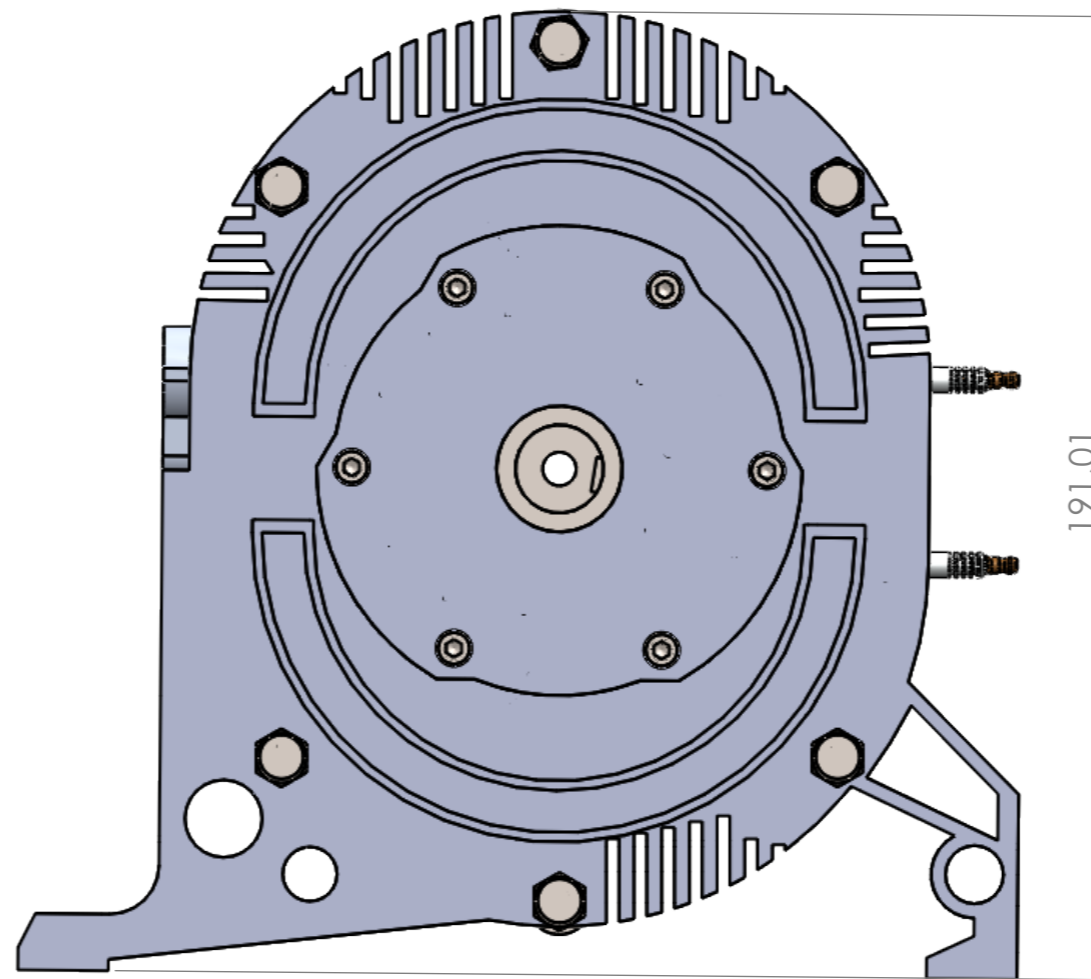
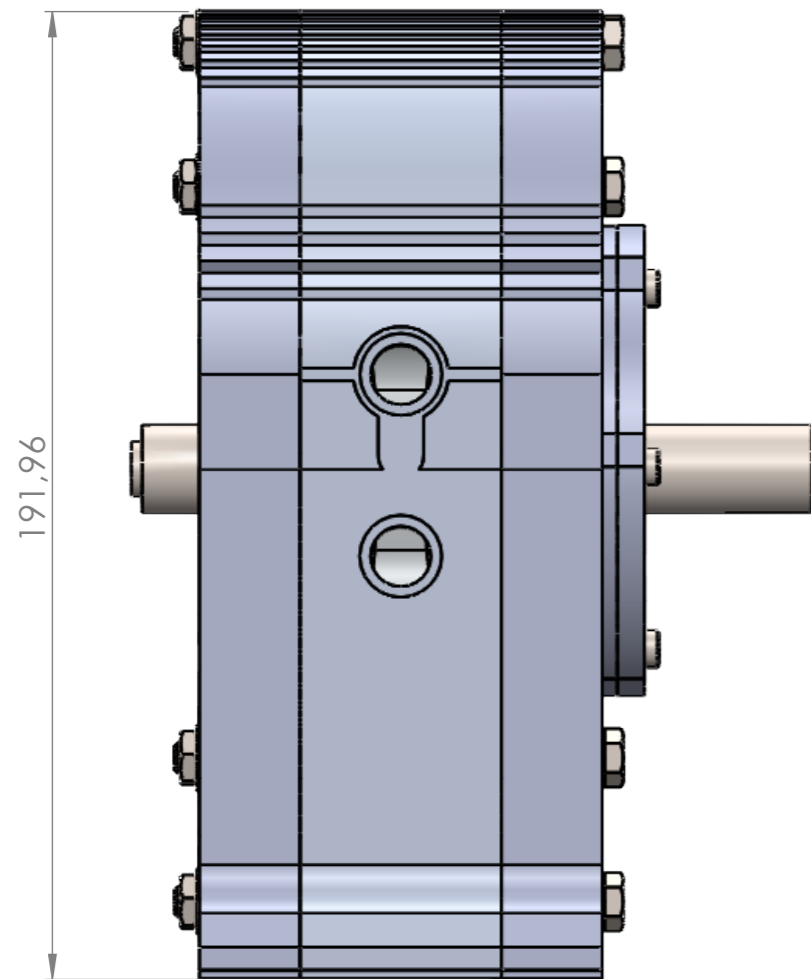
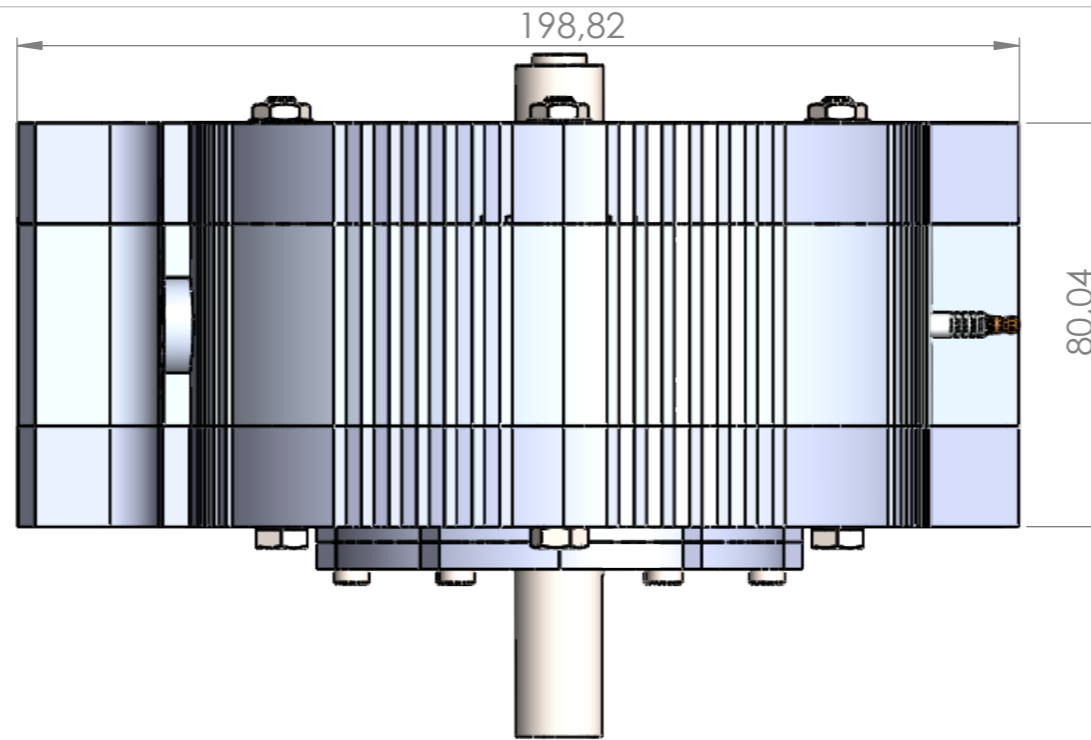
AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL ANDRES LARROTA

A3



REVISIA: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO

HOJA 1/14



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 27/09/23

TITULO: MEDIDAS PRINCIPALES DEL MOTOR WANKEL

ESCALA: 1:2

AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA

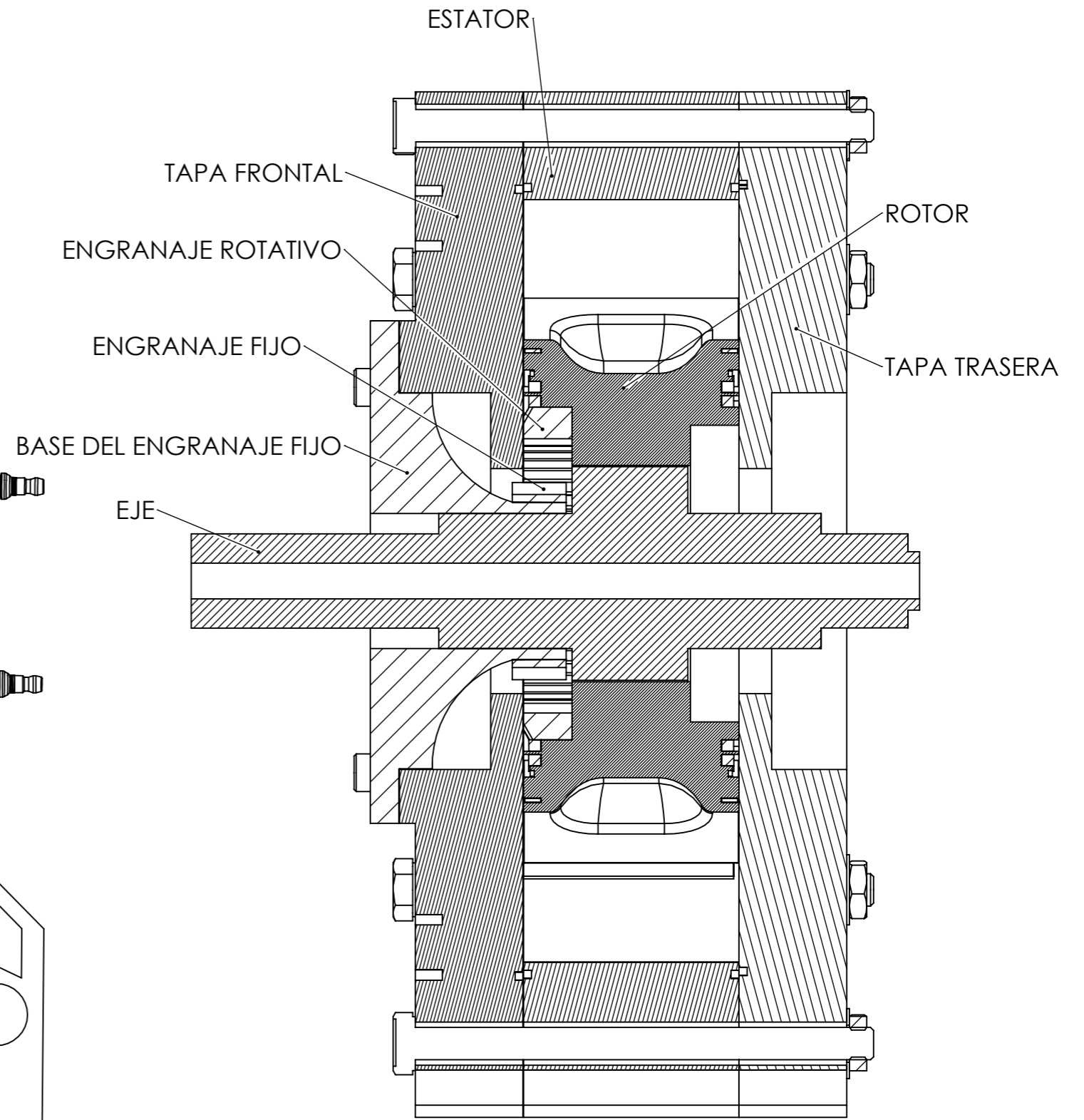
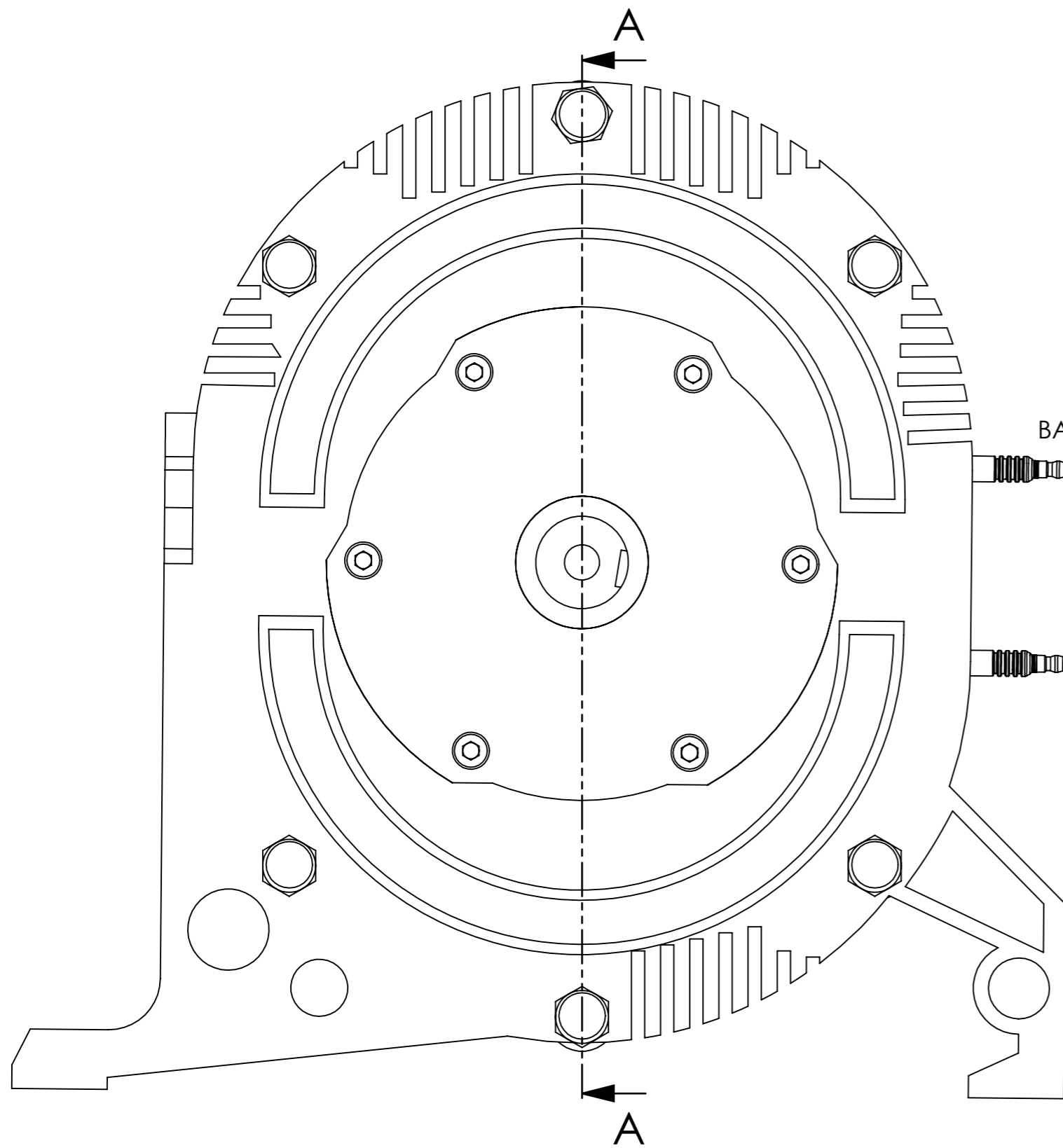
UNIDADES: mm

REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO

A3



HOJA 2/14



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 27/09/23

TITULO: CORTE LATERAL, COMPONENTES PRINCIPALES DEL MOTOR WANKEL

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

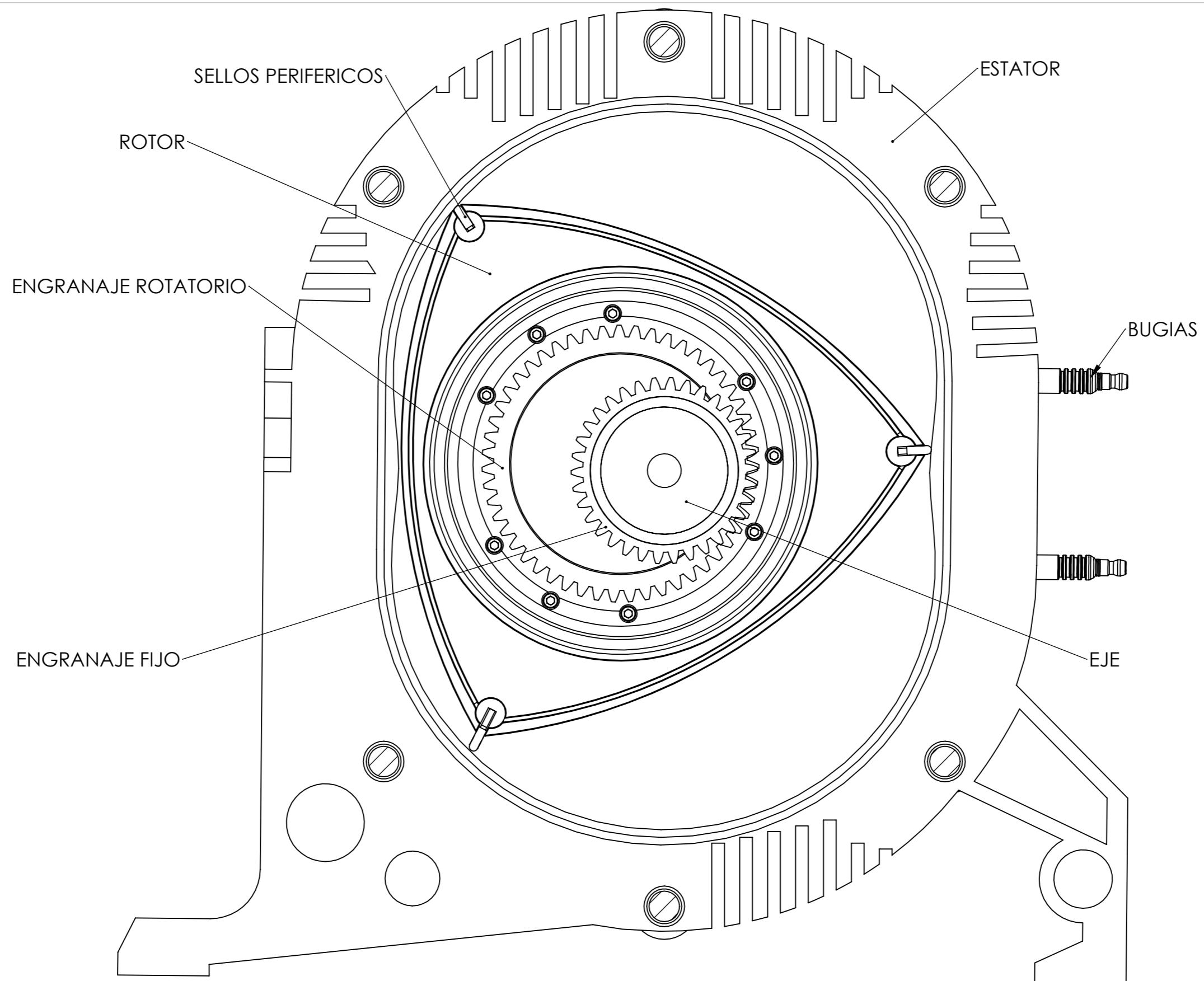
AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA

A3

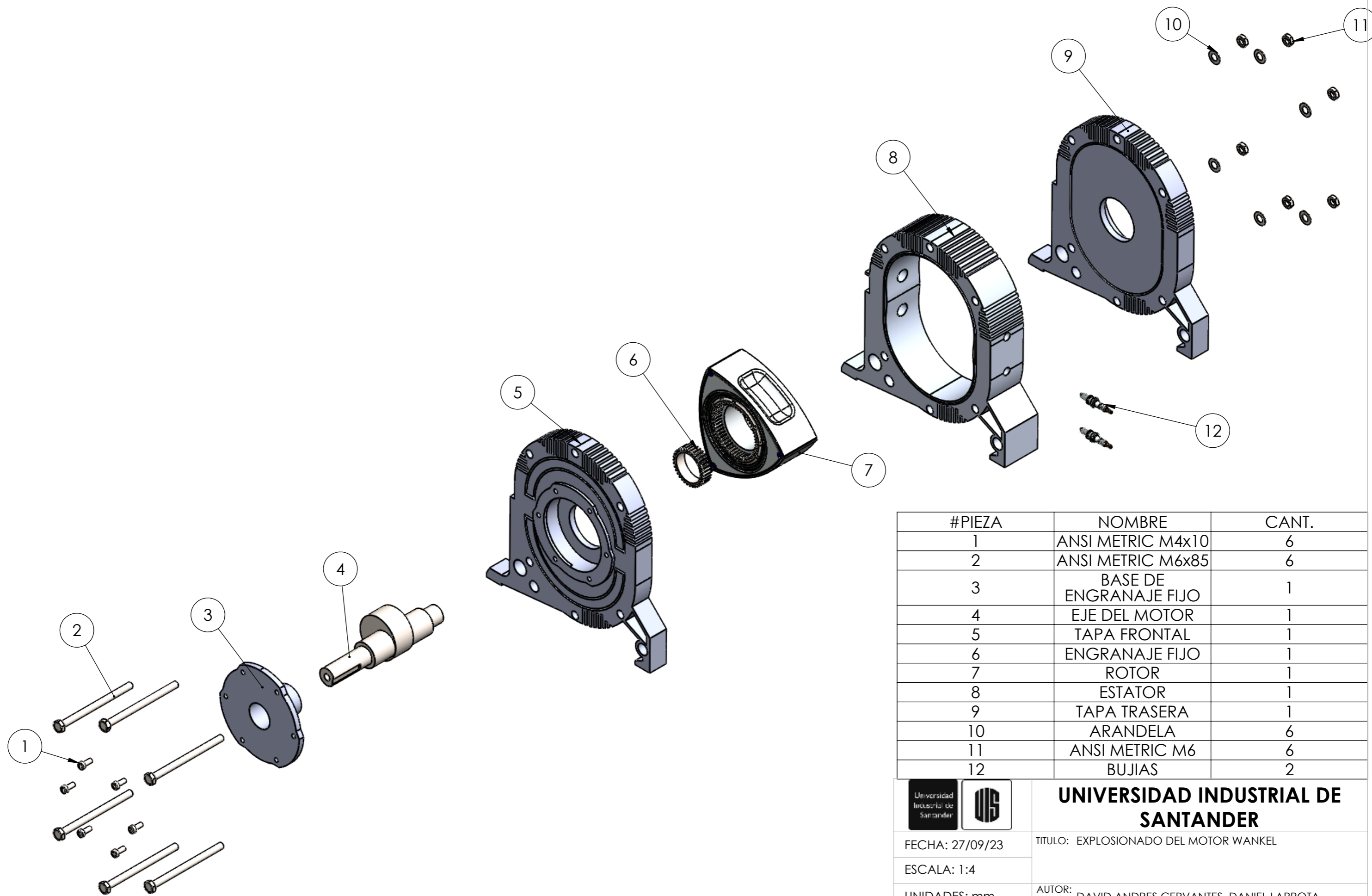


REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO

HOJA 3/14

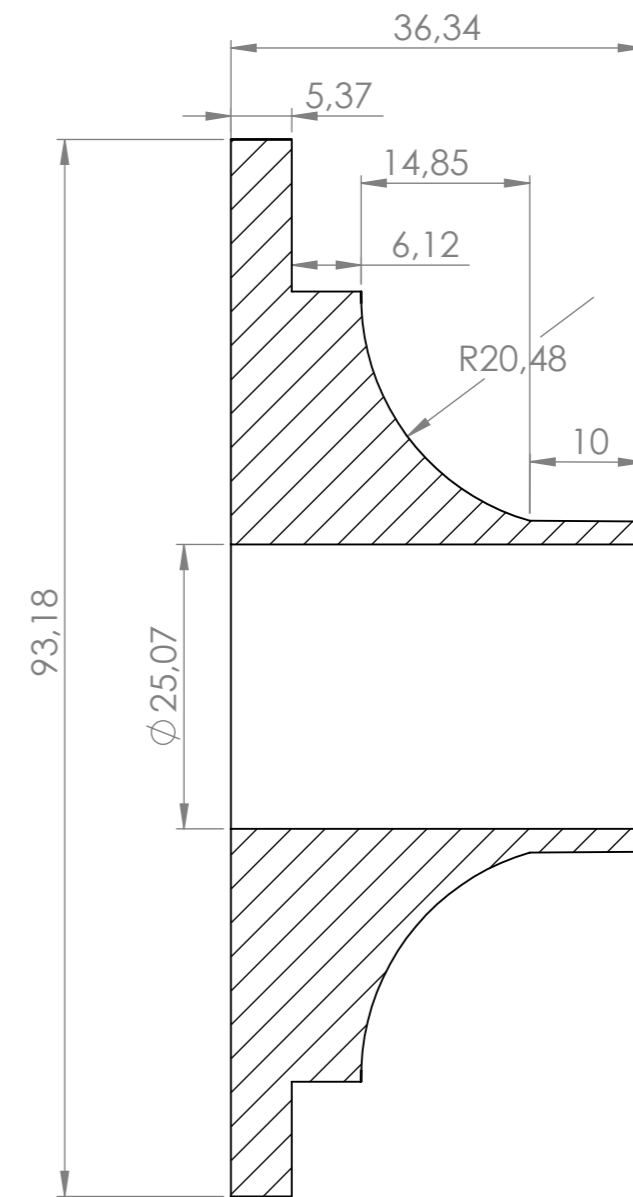
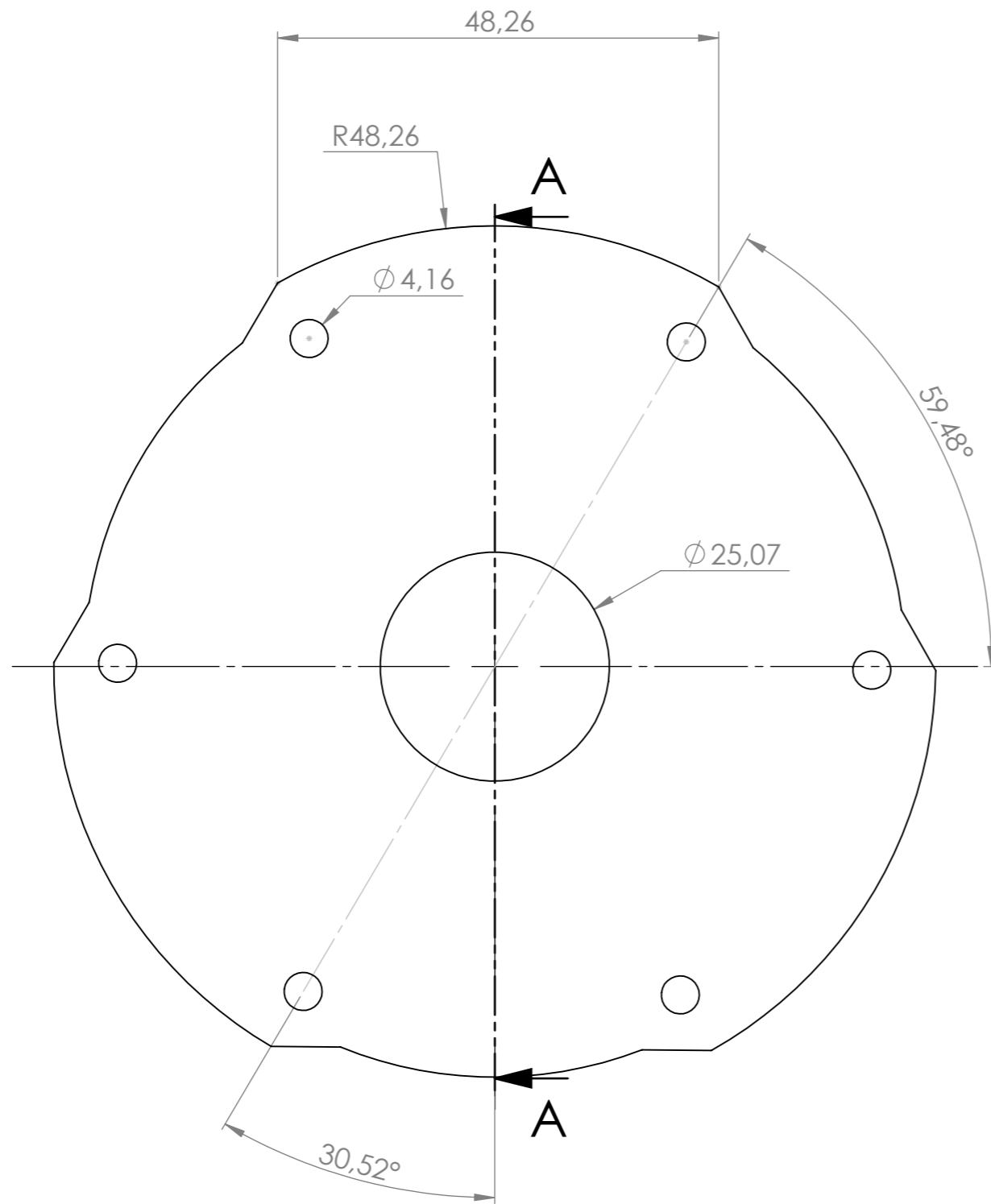





 		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: VISTA INTERNA DEL MOTOR WANKEL	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVISIA: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 4/14	

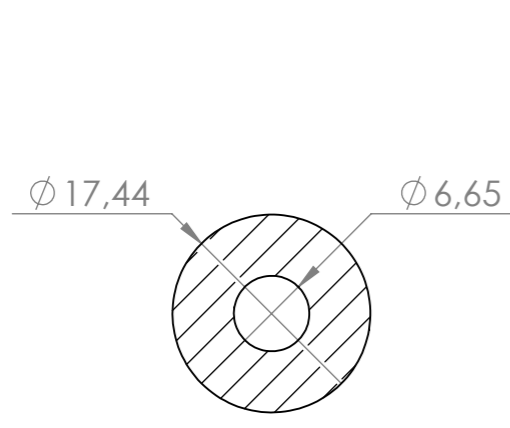
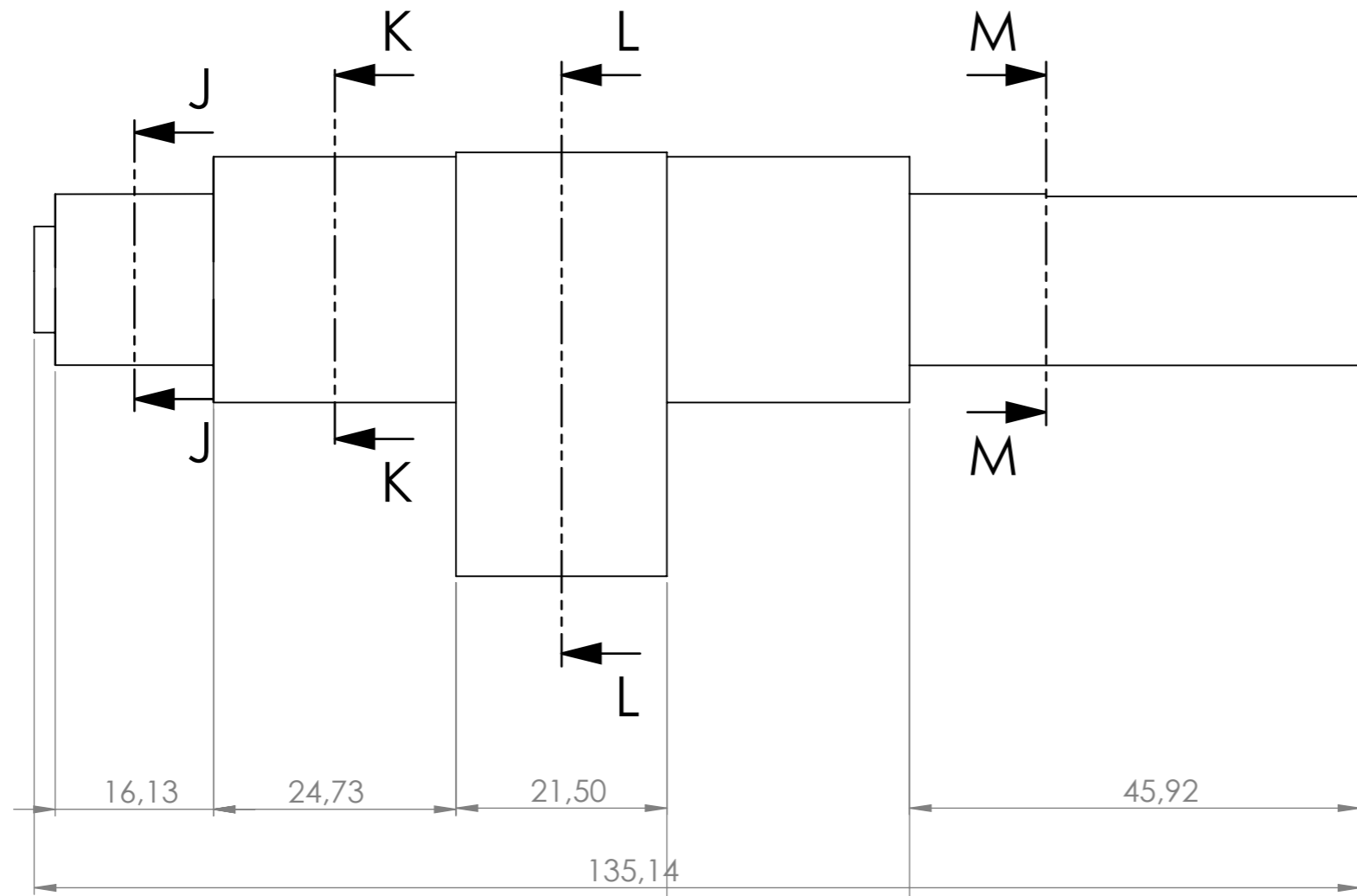


#PIEZA	NOMBRE	CANT.
1	ANSI METRIC M4x10	6
2	ANSI METRIC M6x85	6
3	BASE DE ENGRANAJE FIJO	1
4	EJE DEL MOTOR	1
5	TAPA FRONTAL	1
6	ENGRANAJE FIJO	1
7	ROTOR	1
8	ESTATOR	1
9	TAPA TRASERA	1
10	ARANDELA	6
11	ANSI METRIC M6	6
12	BUJIAS	2

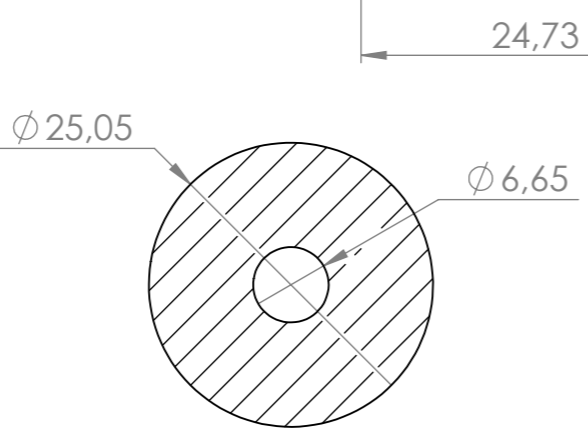
		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: EXPLOSIONADO DEL MOTOR WANKEL	
ESCALA: 1:4		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA	
UNIDADES: mm		REVISIA: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 5/14	



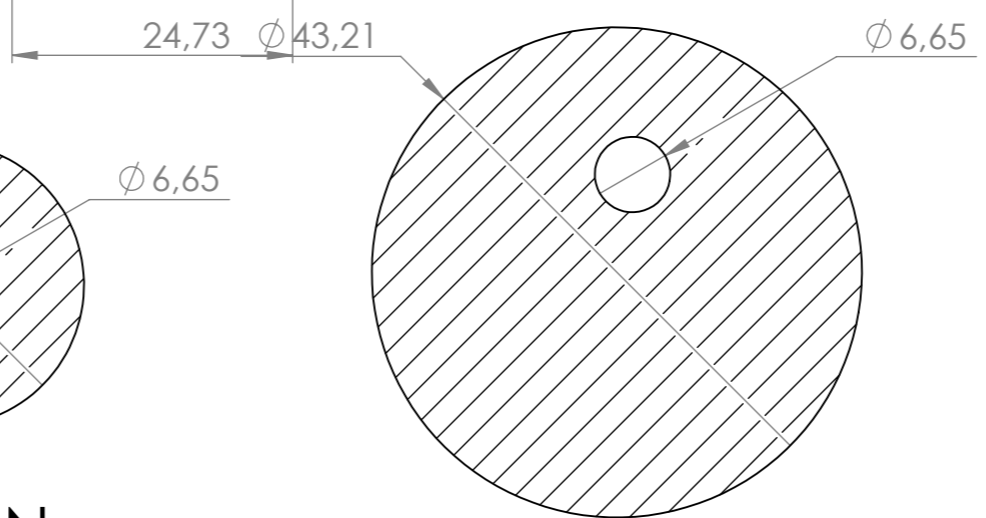
 		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 3 - BASE ENGRANAJE FIJO	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVISAR: ING. ADOLFO LEÓN ARENAS	
A3			HOJA 6/14



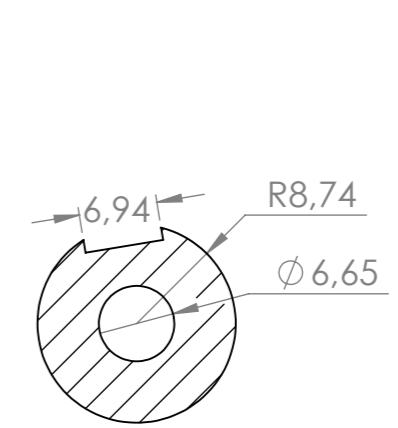
SECCIÓN J-J  
ESCALA 1.5 : 1



SECCIÓN K-K  
ESCALA 1.5 : 1



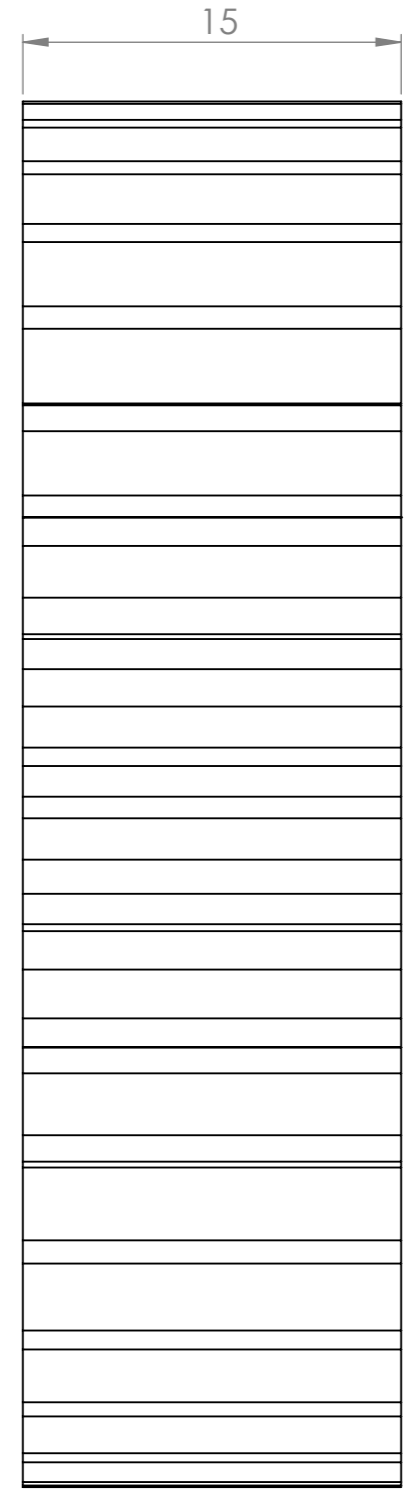
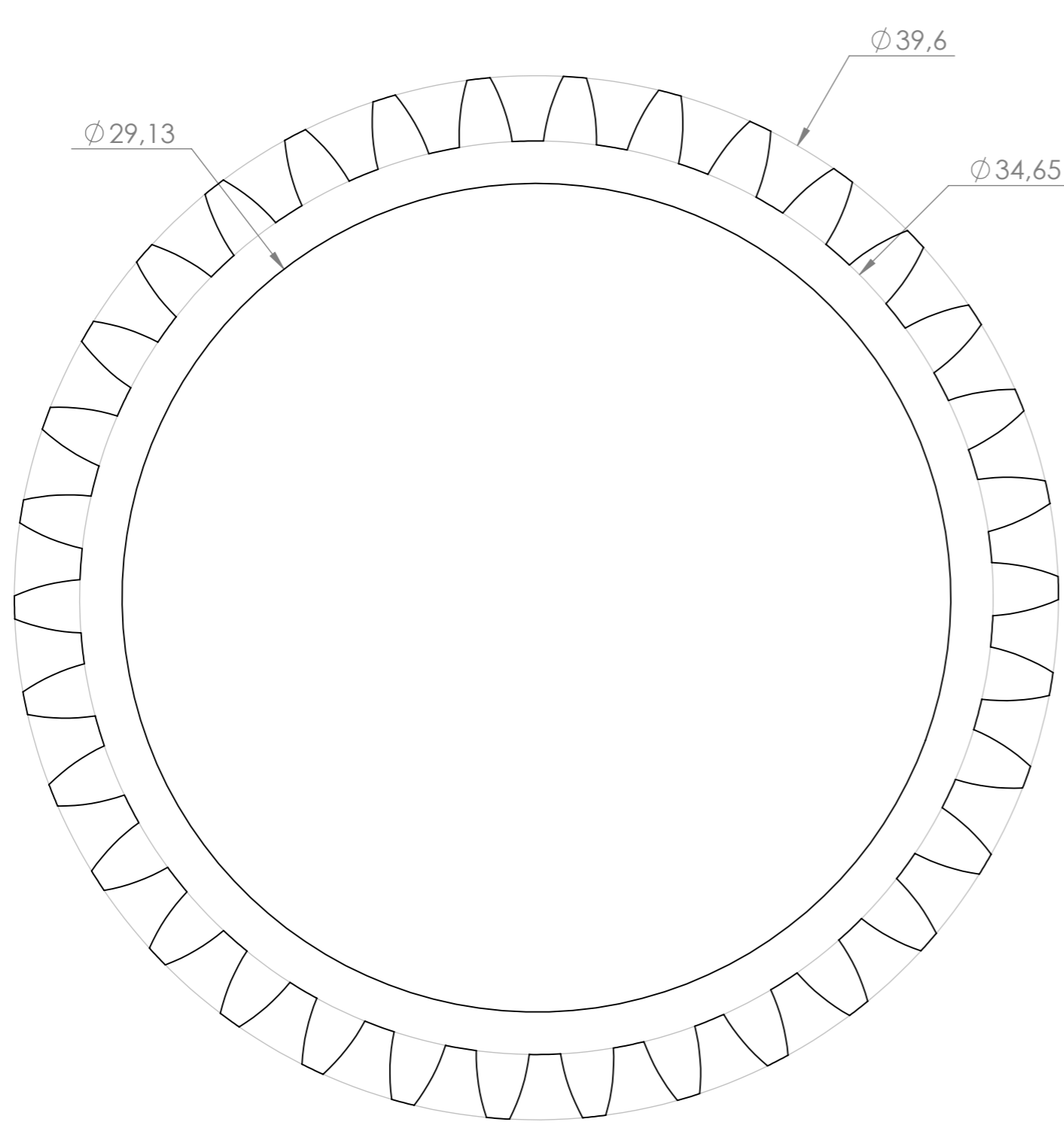
SECCIÓN L-L  
ESCALA 1.5 : 1



SECCIÓN M-M  
ESCALA 1.5 : 1

		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 4 - EJE DEL MOTOR	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 7/14	





 		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 6 - ENGRANAJE FIJO	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	HOJA 9/14



#PIEZA	NOMBRE	CANT
6.1	PERNO DE ANCLAJE	6
6.2	SELLOS FRONTALES	6
6.3	SELLOS CIRCULARES	2
6.4	ANSI METRIC M2X4	9
6.5	SELLO LATERAL	3
6.6	RESORTES	3
6.7	ROTOR	1
6.8	ENGRANAJE ROTATIVO	1



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 27/09/23

TITULO: EXPLOSIONADO DEL ROTOR

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

AUTOR: DAVID CERVANTES TRILLOS, DANIEL LARROTA

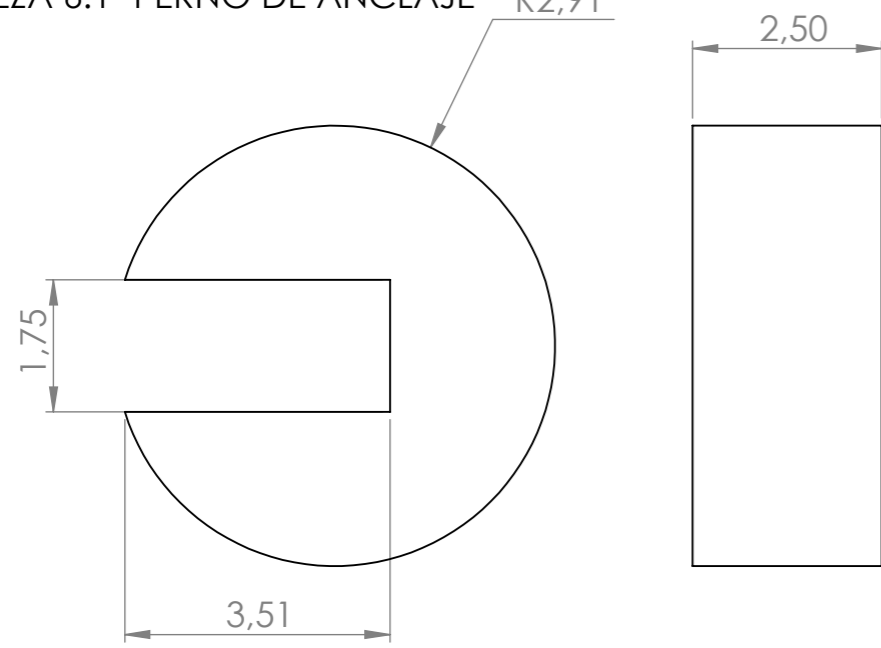
A3



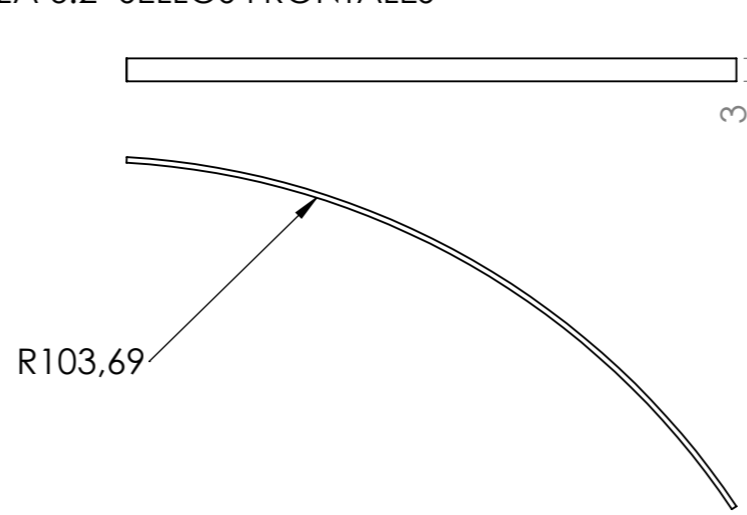
REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO

HOJA 10/14

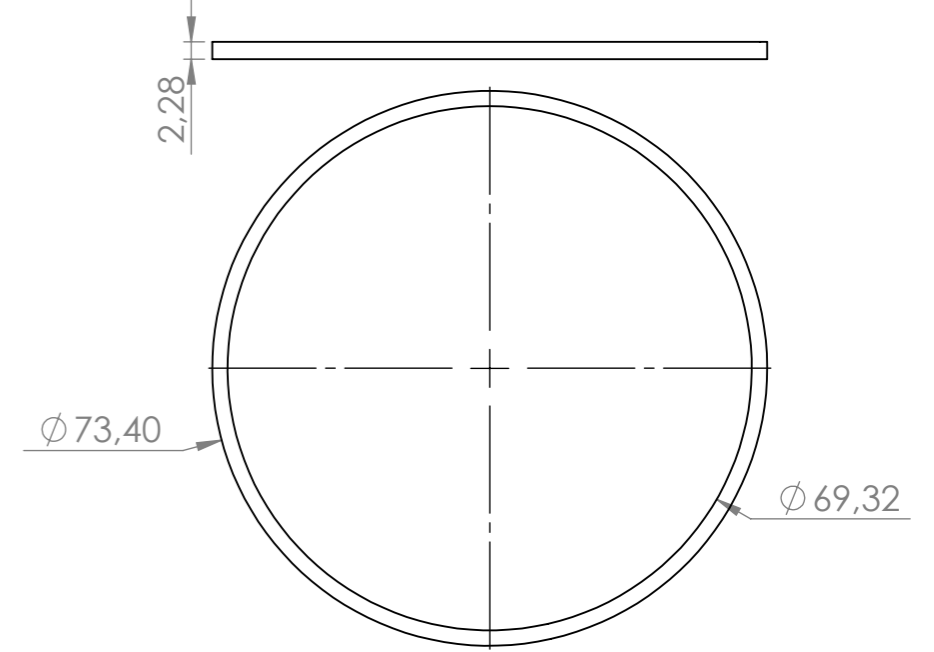
PIEZA 6.1- PERNO DE ANCLAJE R2,91



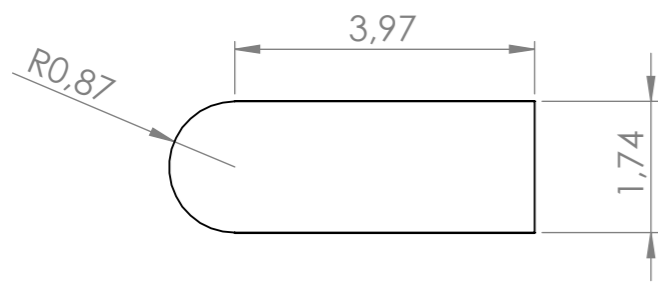
PIEZA 6.2- SELLOS FRONTALES



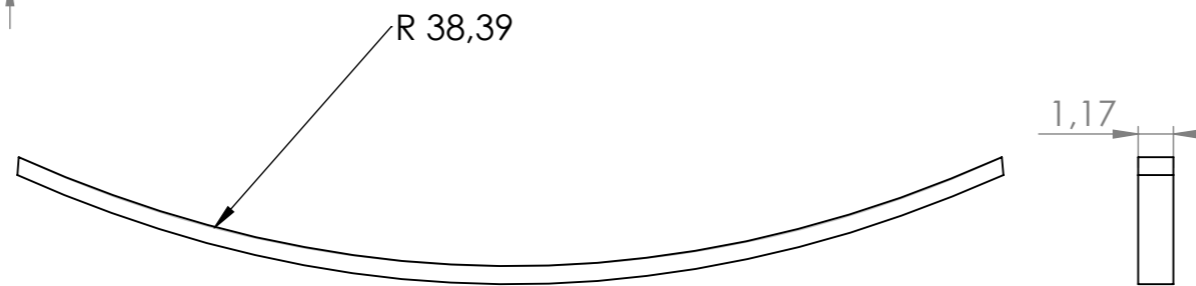
PIEZA 6.3- SELLOS CIRCULARES



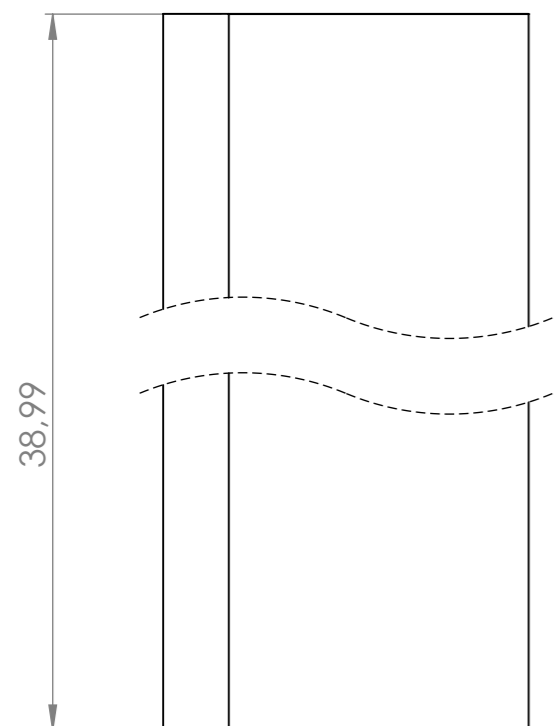
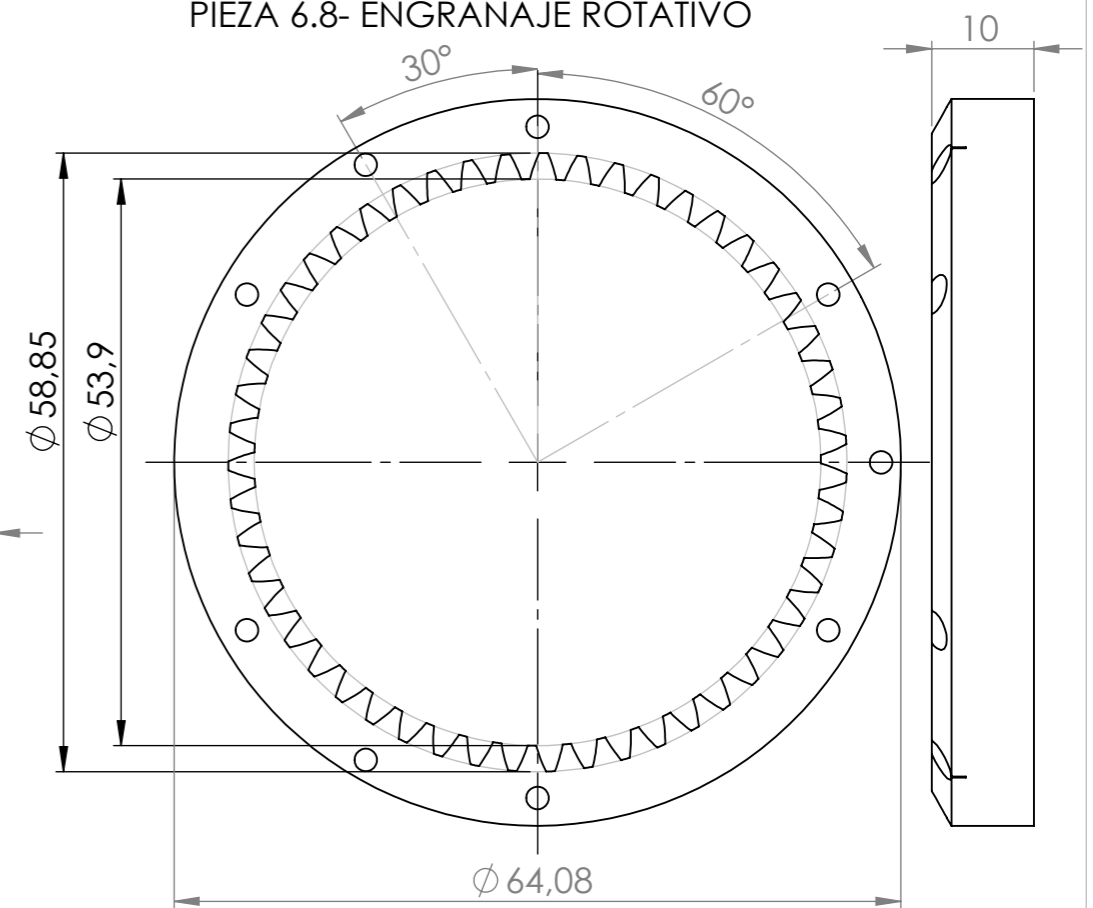
PIEZA 6.5- SELLOS LATERALES



PIEZA 6.6- RESORTES

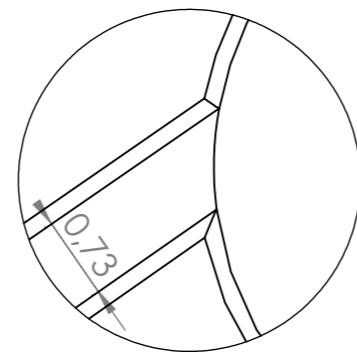
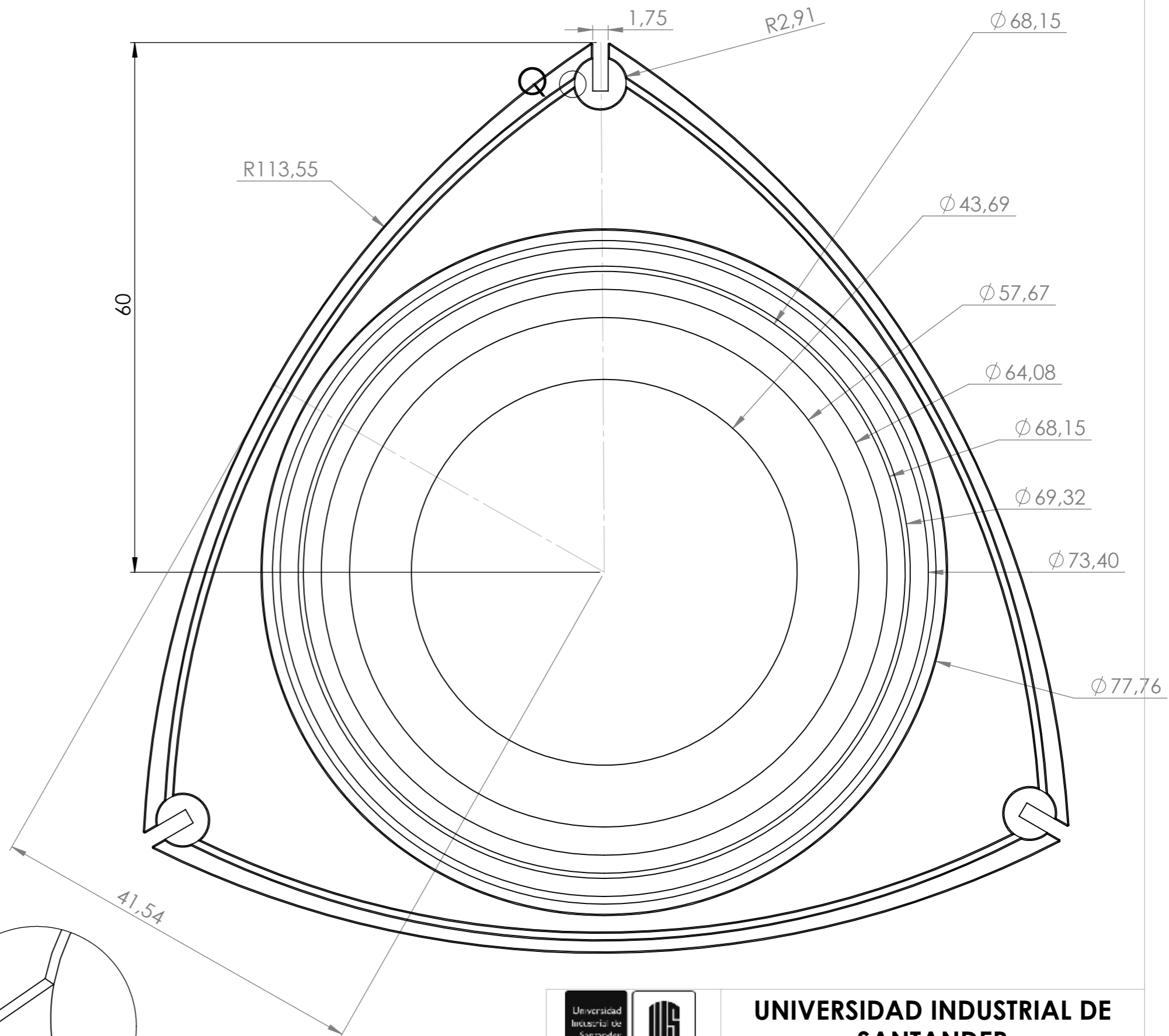
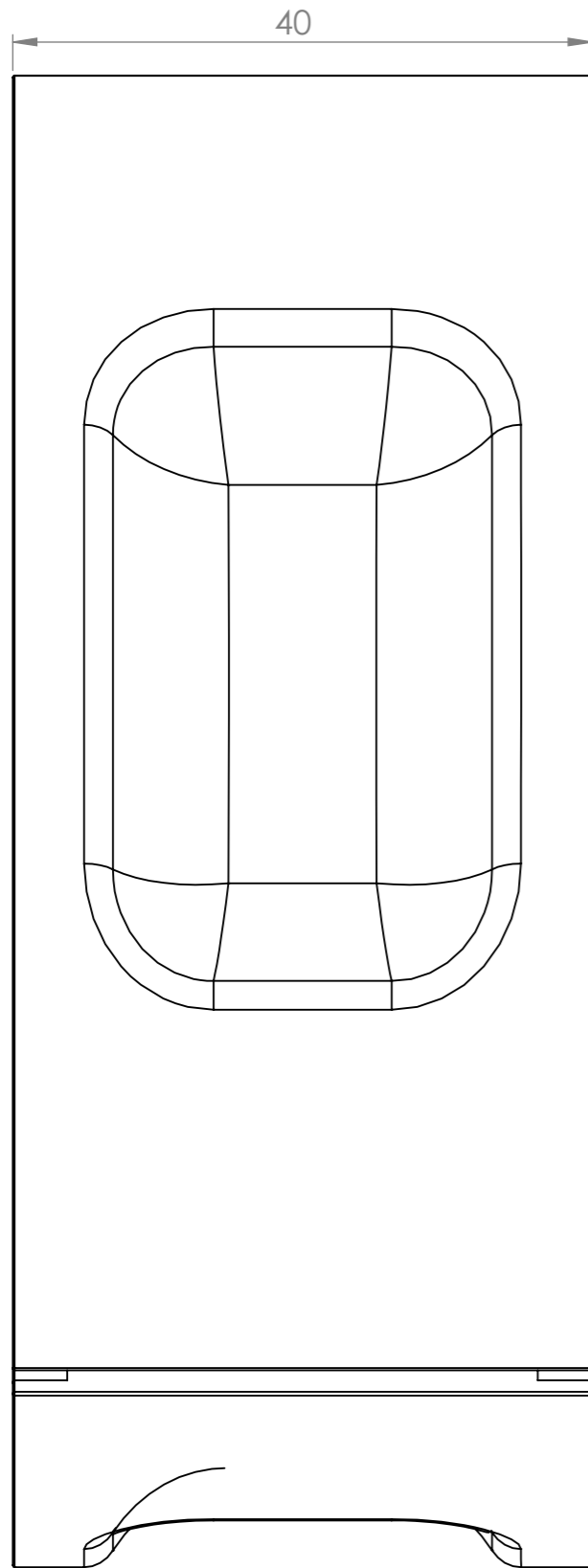


PIEZA 6.8- ENGRANAJE ROTATIVO



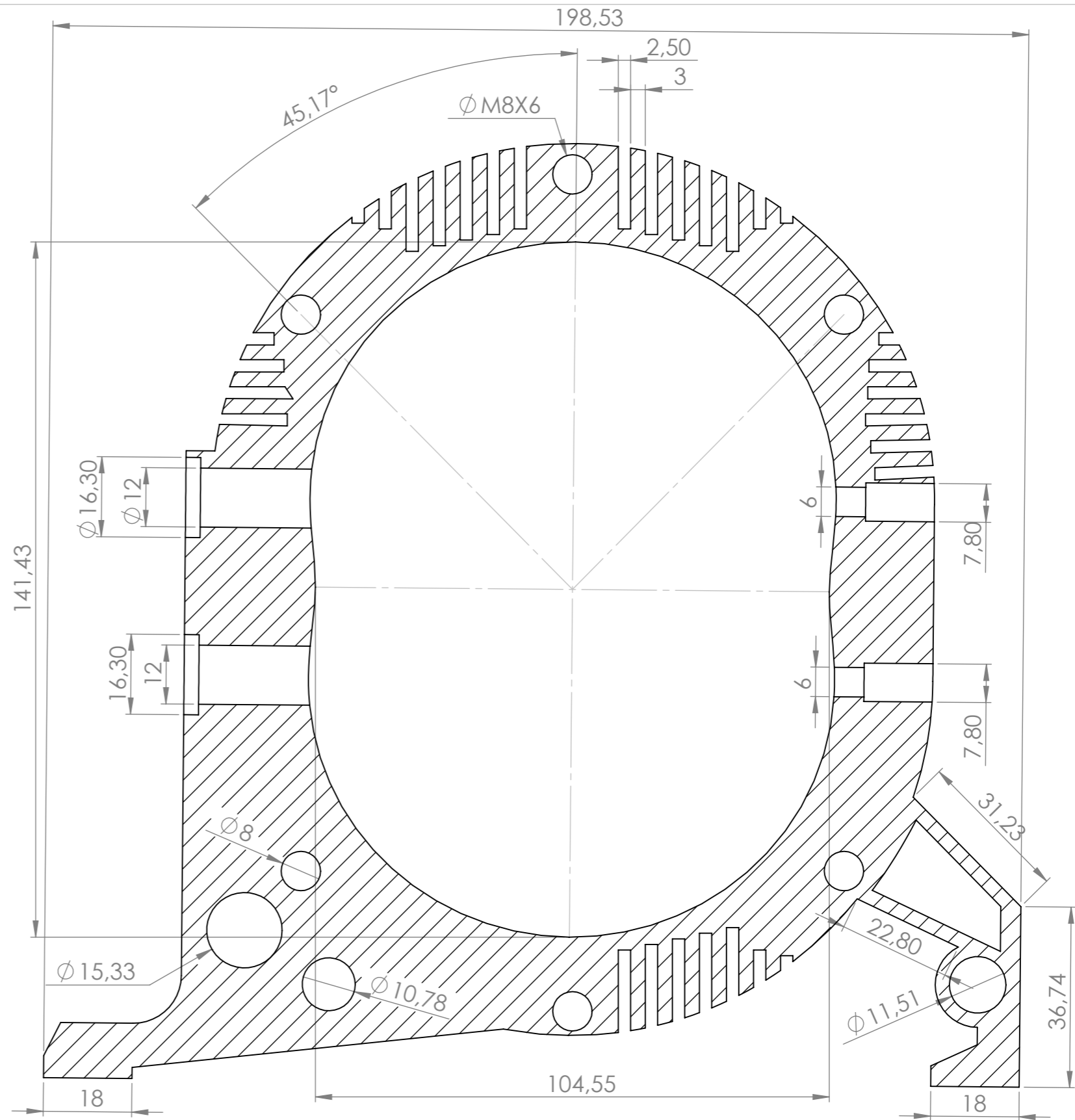
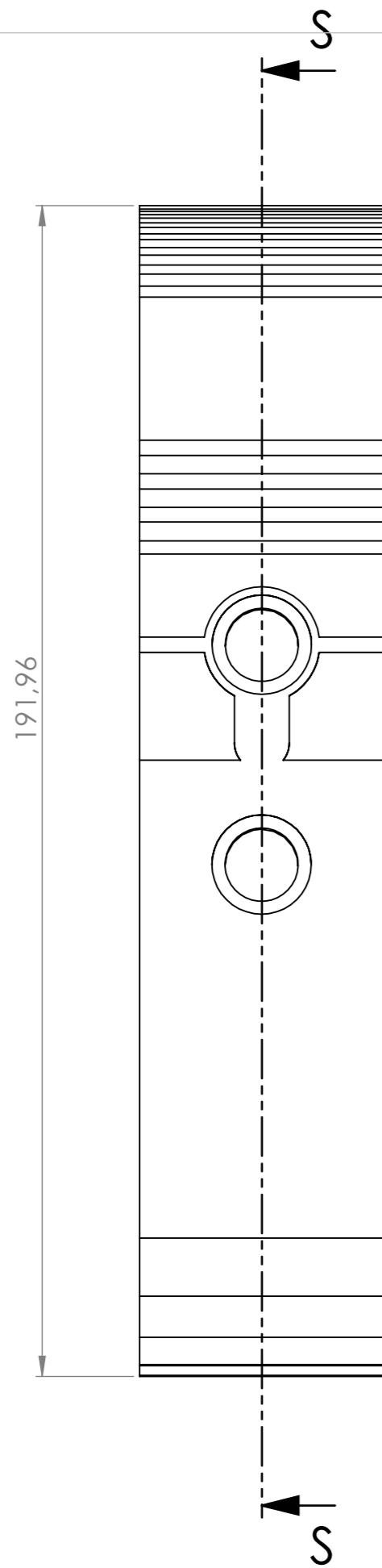
		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 7 - COMPONENTES DEL ROTOR	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVISIA: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 11/14	

PIEZA 6.7- ROTOR

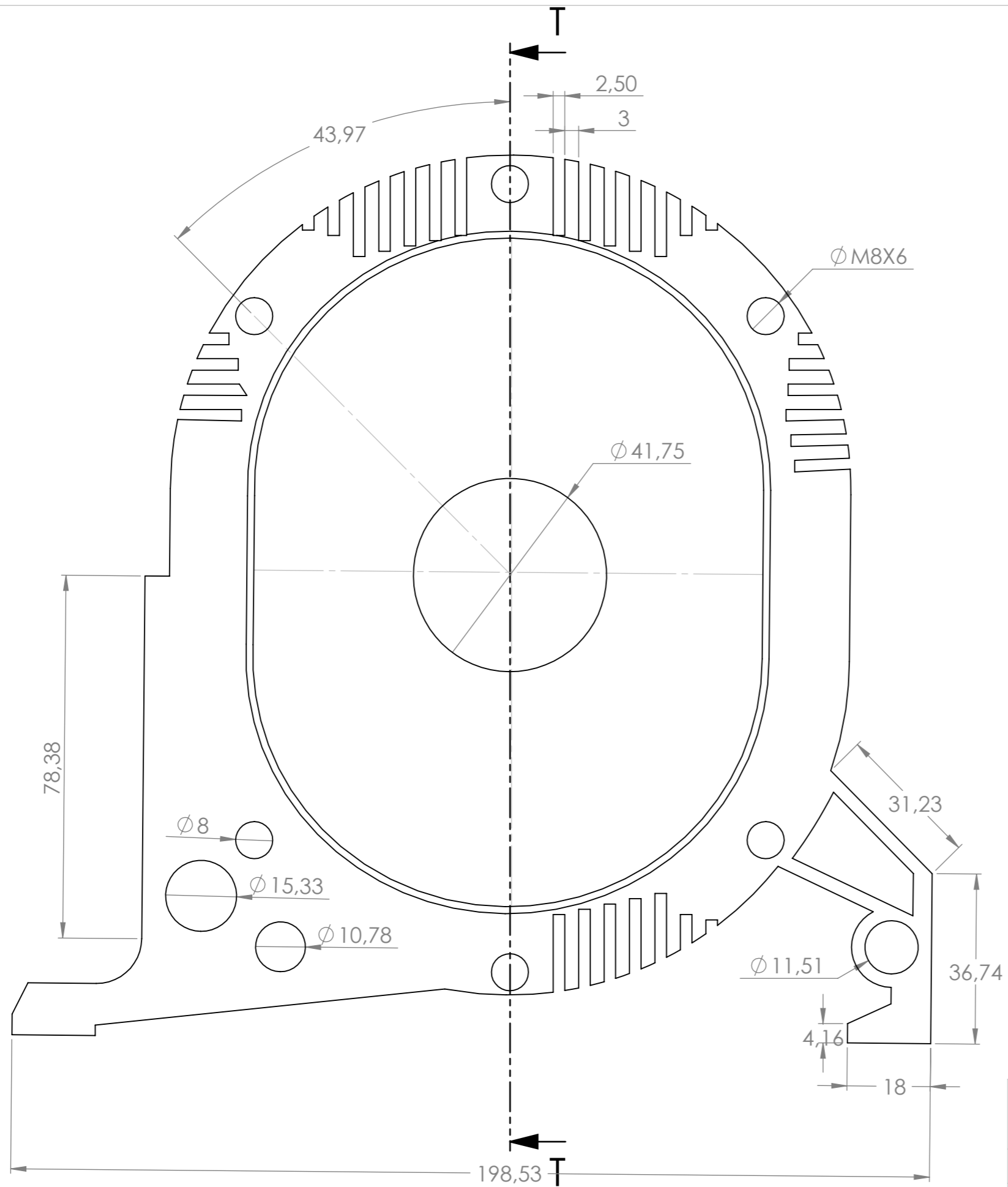


DETALLE Q  
ESCALA 15:1

 		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 7 - COMPONENTES DEL ROTOR	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID CERVANTES TRILLOS, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 12/14	



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 8 - ESTATOR	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID CERVANTES TRILLOS, DANIEL LARROTACALA	
UNIDADES: mm		REVISAR: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 13/14	



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 27/09/23		TITULO: CÓDIGO DE PIEZA: 9 - TAPA TRASERA	
ESCALA: 1:1		AUTOR: DAVID ANDRES CERVANTES, DANIEL LARROTA CALA	
UNIDADES: mm		REVIS: ING. JORGE LUIS CHACON VELASCO	
A3		HOJA 14/14	