



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Alonso Ruiz Del Moral Azofra

DIRECTORES: Antón Cacabelos Reyes
Javier Pérez Vallejo

CURSO ACADÉMICO: 2024-2025

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Infantería de Marina

UniversidadeVigo

RESUMEN

Debido a la creciente preocupación por el desarrollo de sistemas energéticos más sostenibles, se realiza este proyecto acerca del análisis integral de un motor Stirling de baja temperatura diferencial (LTD), del tipo Gamma, incorporando un mecanismo yugo de Ross como sistema de conversión de movimiento. El estudio combina tres enfoques fundamentales: termodinámico, cinemático y dinámico. Desde el punto de vista termodinámico, se analiza el comportamiento del motor a lo largo del ciclo, considerando el flujo de calor entre los focos y su efecto sobre el rendimiento. En el ámbito cinemático, se desarrollan las ecuaciones que describen el movimiento, permitiendo representar su evolución durante el ciclo completo. El análisis dinámico permite calcular la inercia equivalente del sistema y estimar el par requerido en función de las condiciones de funcionamiento. Estos modelos han sido validados mediante simulaciones realizadas en un entorno CAD, lo que ha permitido contrastar la coherencia del modelo matemático con el comportamiento físico del sistema. Finalmente, se propone un rediseño del motor enfocado a mejorar su eficiencia global y contribuir a la mejora de estos sistemas que suponen una base sólida para futuras investigaciones en el campo de los motores Stirling como alternativa energética sostenible y eficiente.

PALABRAS CLAVE

Motor Stirling LTD, Mecanismo Yugo de Ross, Análisis cinemático, Inercia, Simulación dinámica.

AGRADECIMIENTOS

En la recta final de esta etapa académica, quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han sido parte fundamental de este camino.

En primer lugar, quiero agradecer a mis tutores, el Sr. Cacabelos y el Sr. Vallejo por su dedicación, compromiso y paciencia conmigo. Su orientación ha sido esencial para superar este último hito de la formación en la Escuela Naval Militar, el Trabajo de Fin de Grado. Gracias, por comprender que la Infantería de Marina vive al día al hacerme hueco en su extenso horario para resolverme dudas, realizarme los montajes experimentales y ayudarme en la finalización de mi trabajo.

En segundo lugar, que no menos importante, a mi familia, en concreto a mis padres por no permitir que abandonase bajo ningún concepto y apoyarme incondicionalmente en todos los momentos de incertidumbre que he vivido a lo largo de estos años, no hubiera llegado hasta aquí sin ese apoyo.

Seguidamente, a los primos, aunque no sean familia directa, durante este año en la camareta han sabido convivir con un primate de categoría y que han sido sin duda el apoyo más directo y cercano para cerrar el año más complejo de mi carrera como alumno, por lo vivido y por lo que queda por vivir, gracias Delga, Mario y por supuesto Josemi.

A continuación, darle las gracias a todos mis amigos que forman parte de mi círculo cercano, todos sabéis ya quien sois, cuyo respaldo ha sido incondicional desde mucho antes del primer día que entre aquí, por estar en las malas, por empujarme a seguir y confiar en mí, gracias, Alex.

También a todos los miembros de la promoción por estos 5 años de aventuras.

Por último, cerrar con una reflexión personal, “ a pesar de las condiciones iniciales o de la situación que tenga uno en la vida, solo hay que seguir remando hacia aquello que uno quiere conseguir”.

CONTENIDO

Contenido	1
Índice de Figuras	3
Índice de Tablas.....	5
1 Introducción y objetivos	9
1.1 Descripción del apartado.....	9
1.2 Antecedentes	9
1.3 Motivación	10
1.4 Objetivos y metodología	10
1.5 Estructura del trabajo	11
2 Estado del arte	12
2.1 Descripción del apartado.....	12
2.2 El motor Stirling.....	12
2.2.2 Componentes principales del motor Stirling	15
2.2.3 Tipos de motor Stirling	15
2.3 Proyectos del Motor Stirling	18
2.3.1 Motor Stirling convencional convencional.....	18
2.4 Introducción a los análisis de mecanismos	20
2.5 Análisis realizados del motor Stirling LTD	25
3 Desarrollo del TFG.....	28
3.1 Descripción del apartado.....	28
3.2 Análisis termodinámico	28
3.3 Análisis cinemático	31
3.4 Análisis dinámico.....	41
3.5 Modelado Inventor	47
3.6 Rediseño del motor Stirling LTD tipo gamma KONTAX.....	57
4 Resultados	61
4.1 Descripción del apartado.....	61
4.2 Análisis termodinámico	61
4.3 Análisis cinemático	63
4.4 Análisis dinámico.....	67
4.5 Modelado Inventor	68
4.6 Rediseño del motor Stirling LTD tipo gamma KONTAX.....	71
5 Conclusiones y líneas futuras	73

5.1 Descripción del apartado.....	73
5.2 Grado satisfacción respecto a los objetivos iniciales	73
5.3 Líneas futuras	77
6 Bibliografía.....	79
Anexo II: Implicaciones Sociales, y/o Económicas, y/o Ambientales	83
Anexo III: Reflexiones Éticas y Sociales	84
Anexo IV: Planos	85

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Motor Stirling tipo LTD de KONTAX. [1].....	9
Figura 2-1 Esquema básico Motor Stirling LTD Tipo Gamma. Elaboración propia.....	13
Figura 2-2 Ciclo de Stirling. Elaboración Propia	14
Figura 2-3 Motor Stirling Tipo Alpha. Elaboración propia.	16
Figura 2-4 Motor Stirling Tipo Beta. Elaboración propia.....	17
Figura 2-5 Motor Stirling Tipo Gamma. Elaboración propia.	17
Figura 2-6 Motor L-27[14].....	19
Figura 2-7 Proyectos Yamanokami[15]	19
Figura 2-8 Vista de conjunto del motor experimental [17]	20
Figura 2-9 Mecanismo de cuatro barras. Elaboración propia.	21
Figura 2-10 Mecanismos de cuatro barras. Elaboración propia.	23
Figura 3-1 Montaje experimental. Elaboración propia.....	29
Figura 3-2 Rediseño pieza Eje del volante de inercia. Elaboración propia.....	29
Figura 3-3 Montaje para mediciones impresión 3D. Elaboración propia.	31
Figura 3-4 Rotura y deformación desplazadores. Elaboración propia.	31
Figura 3-5 Esquema componentes móviles. Elaboración propia.	32
Figura 3-6 Diagrama cinemático general. Elaboración propia.....	33
Figura 3-7 Diagrama cinemático yugo de Ross. Elaboración propia.	34
Figura 3-8 Diagrama cinemático manivela-corredora. Elaboración propia.	35
Figura 3-9 Diagrama cinemático Pistón desplazador/potencia. Elaboración propia.....	36
Figura 3-10 Esquema relaciones trigonométricas mecanismo yugo de Ross. Elaboración propia. .	37
Figura 3-11 Excel análisis ecuaciones cinemáticas. Elaboración propia.	40
Figura 3-12 Análisis de fuerzas en mecanismo yugo Ross. Elaboración propia.....	41
Figura 3-13 Centro de gravedad de la manivela. Elaboración propia.	44
Figura 3-14 Centro de gravedad del volante de inercia. Elaboración propia.	45
Figura 3-15 Centro de masas yugo de Ross. Elaboración propia.....	46
Figura 3-16 Centro de masas contrapeso manivela. Elaboración propia.	46
Figura 3-17 Bloque motor. Elaboración propia.....	48
Figura 3-18 Manivela. Elaboración propia.....	49
Figura 3-19 Mecanismo Yugo de Ross. Elaboración propia.....	49
Figura 3-20 Desplazador. Elaboración Propia.....	50
Figura 3-21 Biela- Pistón de potencia . Elaboración propia.....	50
Figura 3-22 Medición masas de piezas. Elaboración propia.....	51

Figura 3-23 Vista corte ensamblaje. Elaboración propia.	51
Figura 3-24 IA Generativa ChatGPT búsqueda de micro rodamientos 3D. Elaboración propia.	52
Figura 3-25 IA generativa ChatGPT asistencia en Rediseño y escalado de piezas. Elaboración propia.	53
Figura 3-26 IA generativa ChatGPT asistencia en búsqueda de materiales. Elaboración Propia.	53
Figura 3-27 Simulación dinámica. Elaboración propia.	54
Figura 3-28 Reajuste de uniones y restricciones. Elaboración propia.	55
Figura 3-29 Comprobación de grados de libertad. Elaboración propia.	55
Figura 3-30 Aceleración del pistón. Elaboración propia.	56
Figura 3-31 Ventana selección gráficos de entrada. Elaboración propia.	57
Figura 3-32 Ventana de visualización gráficos de salida. Elaboración propia.	57
Figura 3-33 Diseño optimizado motor Stirling LTD. Elaboración propia.	58
Figura 4-1 Velocidad angular con respecto a la variación de temperatura. Elaboración propia.	62
Figura 4-2 Posición pistón en función del ángulo θ . Elaboración propia.	65
Figura 4-3 Velocidad pistón en función del ángulo θ . Elaboración propia.	65
Figura 4-4 Aceleración pistón en función del ángulo θ . Elaboración propia.	66
Figura 4-5 Posición del centro de masas de la manivela. Elaboración propia.	66
Figura 4-6 Modelo dinámico reducido. Elaboración propia.	68
Figura 4-7 Ensamblaje motor Stirling tipo Alpha en Inventor. Elaboración propia.	69
Figura 4-8 Posición pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia.	70
Figura 4-9 Velocidad pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia.	70
Figura 4-10 Aceleración del pistón. Elaboración propia.	71
Figura 4-11 Pieza cubierta superior optimizada para disipación. Elaboración propia.	72
Figura 4-12 Ventilador para disipación. Elaboración propia.	72

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Tabla masas componentes. Elaboración propia.	43
Tabla 2 Valores de coeficientes de convección en distintos medios [29].	60
Tabla 3 Ecuaciones cinemáticas de los componentes móviles. Elaboración propia.	64
Tabla 4 Objetivos alcanzados del análisis cinemático. Elaboración propia.	75
Tabla 5 Objetivos alcanzados del análisis dinámico. Elaboración propia.	76
Tabla 6 Objetivos alcanzados de la simulación en CAD. Elaboración propia.	77
Tabla 7 Nomenclatura. Elaboración propia.	82

ÍNDICE DE ECUACIONES

2-1.....	21
2-2.....	21
2-3.....	22
2-4.....	26
2-5.....	26
3-1.....	30
3-2.....	30
3-3.....	34
3-4.....	35
3-5.....	36
3-6.....	37
3-7.....	37
3-8.....	38
3-9.....	38
3-10.....	38
3-11.....	38
3-12.....	38
3-13.....	38
3-14.....	38
3-15.....	38
3-16.....	38
3-17.....	38
3-18.....	39
3-19.....	39
3-20.....	39
3-21.....	39
3-22.....	39
3-23.....	40
3-24.....	41
3-25.....	42
3-26.....	42
3-27.....	42
3-28.....	42

3-29.....	42
3-30.....	42
3-31.....	42
3-32.....	42
3-33.....	42
3-34.....	43
3-35.....	43
3-36.....	44
3-37.....	44
3-38.....	44
3-39.....	44
3-40.....	44
3-41.....	44
3-42.....	44
3-43.....	45
3-44.....	45
3-45.....	45
3-46.....	45
3-47.....	46
3-48.....	46
3-49.....	46
3-50.....	46
3-51.....	46
3-52.....	47
3-53.....	47
3-54.....	47
3-55.....	47
3-56.....	47
3-57.....	50
3-58.....	56
3-59.....	58
3-60.....	59
3-61.....	59
3-62.....	59
4-1.....	62

4-2.....62

4-3.....62

4-4.....67

4-5.....67

4-6.....67

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Descripción del apartado

En el presente apartado se pondrá en contexto el análisis a realizar. Se expondrán las razones que motivaron la realización de este trabajo. Del mismo modo se detallarán los objetivos que se persiguen y el método a seguir. Finalmente se expone la estructura en la que se enmarcará el trabajo realizado.

1.2 Antecedentes

Los motores de combustión interna son aquellos en los que la combustión del combustible se produce dentro de la propia cámara de combustión, generando energía mecánica de manera directa. Son ampliamente utilizados en la industria automotriz, aeronáutica y naval debido a su alta eficiencia y potencia. Existen dos tipos principales: motores de encendido por chispa (gasolina) y motores de encendido por compresión (diésel). A pesar de su dominio en el mercado, su dependencia de combustibles fósiles y el impacto ambiental que generan han impulsado la búsqueda de alternativas más sostenibles. Es entonces donde reaparece el concepto de motores de combustión externa, Figura 1-1.



Figura 1-1 Motor Stirling tipo LTD de KONTAX. [1]

Los motores de combustión externa han sido fundamentales en la historia de la conversión de energía mecánica. Su principio de funcionamiento se basa en la generación de calor fuera de la cámara de trabajo, lo que permite utilizar diversas fuentes energéticas, desde combustibles sólidos hasta energía solar. Entre los primeros ejemplos de estos motores destaca la máquina de vapor, cuyo desarrollo en el siglo XVIII impulsó la Revolución Industrial y transformó el transporte y la manufactura.

En 1816, Robert Stirling diseñó un motor térmico de ciclo cerrado que mejoraba la eficiencia de las tecnologías de la época. A diferencia de los motores de combustión interna, el motor Stirling opera sin explosiones, lo que le confiere un funcionamiento silencioso y una mayor versatilidad en el uso de fuentes de calor. Sin embargo, con la llegada del motor de combustión interna en 1886, su adopción disminuyó drásticamente debido a la mayor potencia y rapidez de respuesta de estos nuevos sistemas.

Actualmente, el interés por fuentes de energía renovables ha impulsado la investigación y optimización de los motores de combustión externa. En este trabajo se buscará analizar un prototipo de motor Stirling de tipo LTD “Low Temperature Differential”, debido a su capacidad para aprovechar fuentes térmicas sostenibles, de bajo contenido energético, lo convierte en una alternativa prometedora en la transición hacia sistemas energéticos más eficientes y ecológicos [2].

1.3 Motivación

Siguiendo los intereses de la industria y la responsabilidad ambiental que deben afrontar las nuevas tecnologías, se trabajará sobre el funcionamiento de los motores Stirling LTD, se obtendrán sus ventajas e inconvenientes y se estudiará su comportamiento con la finalidad contribuir al rediseño de este tipo de motores y así poder optimizarlos ampliando sus campos de uso.

El motor Stirling es una tecnología versátil utilizada en energía renovable, recuperación de calor residual y refrigeración criogénica. Su eficiencia y capacidad para operar con diversas fuentes térmicas lo han llevado a aplicaciones en la exploración espacial y la generación de electricidad en zonas remotas.

En el ámbito militar, ha sido clave en los submarinos de la Armada Sueca, donde su sistema de Propulsión Independiente del Aire (AIP) permite operaciones silenciosas y prolongadas bajo el agua. Por otro lado, la U.S. Navy ha comenzado a realizar evaluaciones de su rendimiento en maniobras antisubmarinas debido a su baja firma acústica en sistemas (AIP).

Sin embargo, es cierto que la versión LTD del motor Stirling tiene el inconveniente de la baja potencia, viéndose limitado en multitud de usos y destacando solo por sus aplicaciones educativas y desarrollo de tecnologías autosostenibles. Por ende, se podría orientar su optimización como solución eficiente para operaciones logísticas y de ayuda humanitaria, donde podría proporcionar energía para equipos médicos o purificación de agua en zonas de crisis, instalaciones militares avanzadas, campamentos temporales y demás índoles necesarias en misiones de asistencia como vimos en la DANA 2024, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles y optimizando la sostenibilidad operativa.

Al aprovechar fuentes de calor ambiental de baja capacidad o residuos térmicos, el motor LTD contribuiría a reducir la huella de carbono y minimizar el impacto ambiental de las operaciones/maniobras militares, alineándose con estrategias de eficiencia energética y sostenibilidad. Además, su implementación en sistemas de generación eléctrica autónomos facilitaría el proceso logístico al eliminar la necesidad de transportar grandes cantidades de combustible o inclusive aportar otra solución más al problema de obtención de electricidad sostenible.

1.4 Objetivos y metodología

Por consiguiente, en el presente trabajo se pretende alcanzar los siguientes objetivos generales y específicos respecto al motor Stirling LTD.

Objetivos generales:

1. Determinar el rendimiento mecánico de un motor Stirling LTD de pequeña escala.
2. Desarrollar las ecuaciones que definen la cinemática de mecanismo.
3. Obtener la ecuación del modelo dinámico reducido del mecanismo.
4. Determinar el par generado por la presión del gas.
5. Realizar una simulación dinámica del motor en software de diseño asistido por ordenador (CAD).

6. Análisis de modificaciones geométricas y cómo estas pueden optimizar su funcionamiento.

Objetivos específicos:

- Obtener el diagrama de presión frente al volumen del motor.
- Obtener la potencia calorífica requerida para su funcionamiento.
- Definir el diagrama cinemático del mecanismo.
- Desarrollar las ecuaciones de posición velocidad y aceleración del mecanismo.
- Determinar la energía cinética del mecanismo.
- Caracterizar de forma precisa todas las dimensiones del motor Stirling de pequeña escala y representarlas en los correspondientes planos.
- Modelar y ensamblar las piezas del motor en Inventor.

La metodología que se seguirá para alcanzar estos objetivos consistirá en agruparlos según su área de análisis correspondiente:

- Análisis termodinámico: se analizará el modelo de motor Stirling tipo LTD en el laboratorio obteniendo la potencia calorífica de funcionamiento, el diagrama de ciclo real de presión frente al volumen y la eficiencia del motor.
- Análisis cinemático: este análisis será necesario para modelar las ecuaciones de posición velocidad y aceleración de los componentes móviles del mecanismo.
- Análisis dinámico: se analizarán las fuerzas que actúan sobre el mecanismo y la inercia de sus componentes.
- Simulación dinámica software CAD: se desmontará el modelo físico real del motor y se medirán sus componentes para su posterior modelado en Inventor. Finalmente se realizará el ensamblaje de las piezas y la simulación dinámica. Los resultados obtenidos del análisis termodinámico y cinemático servirán para desarrollar el análisis dinámico y la simulación.
- Posible diseño de mejora para optimizar su funcionamiento.

1.5 Estructura del trabajo

La estructura del presente trabajo seguirá la establecida por el CUD:

- Introducción: en este apartado se exponen los antecedentes del trabajo, las motivaciones para su realización y los objetivos que se persiguen.
- Estado del arte: se presentan los análisis realizados anteriormente, los proyectos relacionados con el motor Stirling en la actualidad y las técnicas de análisis existentes.
- Desarrollo: se desarrollan las distintas partes del análisis y simulación dinámica del modelo en Inventor.
- Resultados: en este apartado se presentarán los resultados obtenidos y se evaluarán en cuanto a los objetivos establecidos.
- Conclusiones y líneas futuras: se analizará de manera crítica el trabajo realizado y sus posibles ampliaciones para trabajos futuros.
- Anexos: se desarrollarán las implicaciones del trabajo en la economía, la sociedad y el medio ambiente; se expondrá un glosario de la nomenclatura utilizada y los planos de las piezas empleadas para la simulación.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Descripción del apartado

En esta sección se analiza el estado del arte del motor Stirling, proporcionando la información clave para el desarrollo del trabajo. Primero, se describe el funcionamiento básico del motor Stirling, su ciclo termodinámico y las particularidades generales de los mismos, para posteriormente presentar el concepto del motor Stirling LTD. Posteriormente, se enumeran varios proyectos relevantes en los que se aplica el motor Stirling y se describe el concepto de bajo salto térmico.

A continuación, se introduce el análisis de mecanismos para comprender la cinemática y dinámica del motor, lo que servirá de base para su modelado y simulación. Finalmente, se revisan estudios previos sobre análisis dinámico y restricciones geométricas aplicadas al motor Stirling LTD, permitiendo contextualizar el impacto de las modificaciones en su rendimiento.

2.2 El motor Stirling

Para comprender el concepto de un motor Stirling, se relacionará con el funcionamiento básico del motor, en concreto del se va a trabajar durante este proyecto, Motor Stirling LTD Tipo Gamma (véase en la Figura 2-1). Este convierte energía térmica en energía mecánica mediante un ciclo termodinámico cerrado, utilizando un gas de trabajo que se expande y comprime dentro de una cámara sellada. A diferencia de los motores de combustión interna, funciona con combustión externa. Su principio operativo se basa en la interacción entre un foco caliente y un foco frío, generando variaciones de presión que impulsan un desplazador, transfiriendo esta energía a un conjunto de Biela-Manivela, en el caso de la figura, un mecanismo de acoplamiento Yugo-Ross, desplazando por tanto el Pistón de trabajo logrando así la conversión de energía térmica en trabajo mecánico [3].

El regenerador en un motor Stirling es un intercambiador de calor interno que mejora la eficiencia del ciclo al almacenar y liberar calor en cada fase del proceso. Su función principal es reducir la cantidad de energía térmica desperdiciada, permitiendo que el gas de trabajo recupere parte del calor previamente absorbido en lugar de depender únicamente de la transferencia entre los focos caliente y frío.

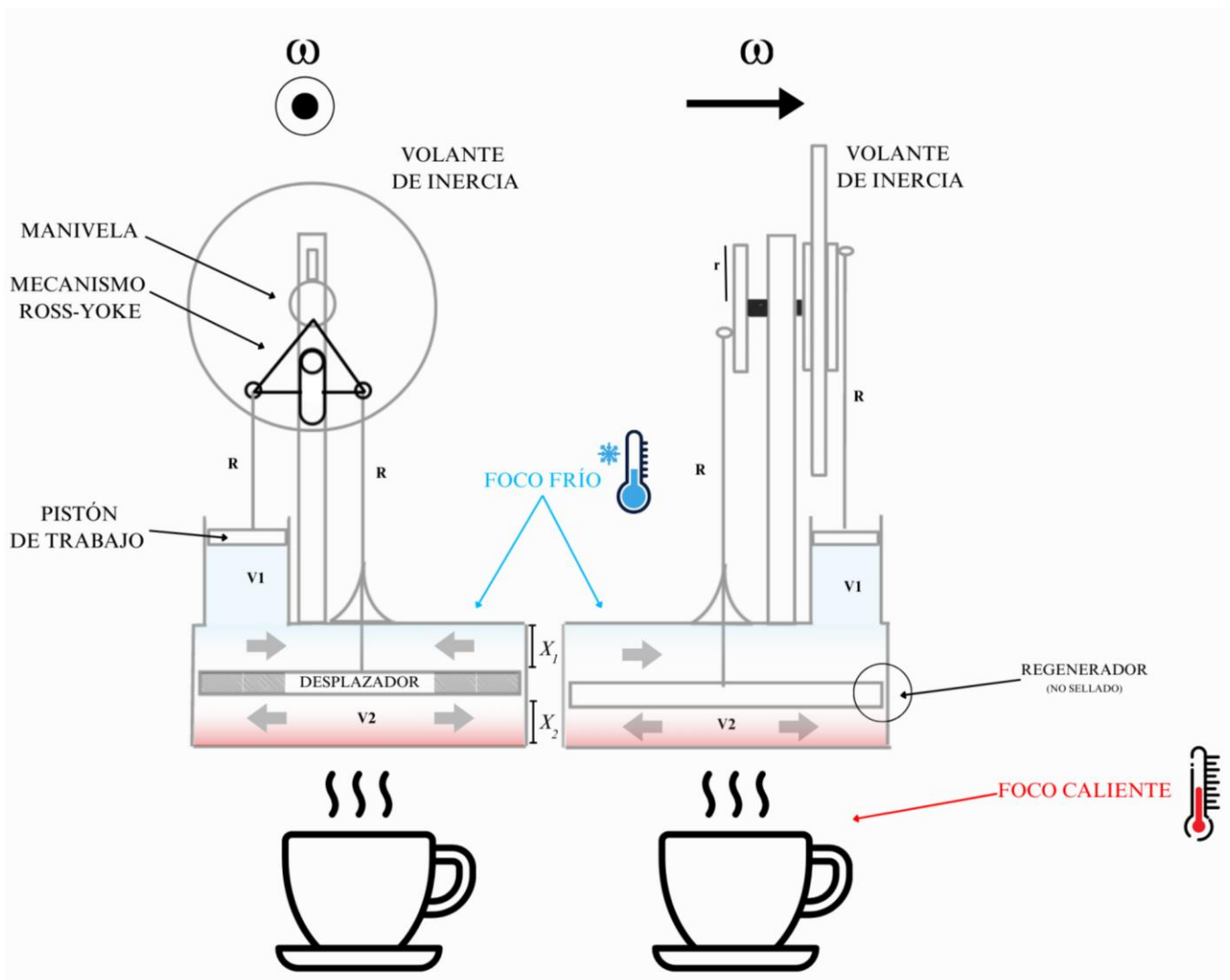


Figura 2-1 Esquema básico Motor Stirling LTD Tipo Gamma. Elaboración propia.

2.2.1 El ciclo de Stirling

El ciclo de Stirling es un proceso termodinámico cerrado y regenerativo en el que un gas de trabajo (como helio, hidrógeno o aire) experimenta expansión y compresión transformando energía térmica en mecánica. Este ciclo se compone de cuatro fases fundamentales, dos isotérmicas (a temperatura constante) y dos isocóricas (a volumen constante), lo que lo diferencia de otros ciclos térmicos como los de Otto o Diesel.

El proceso se desarrolla en cuatro etapas (Figura 2-2):

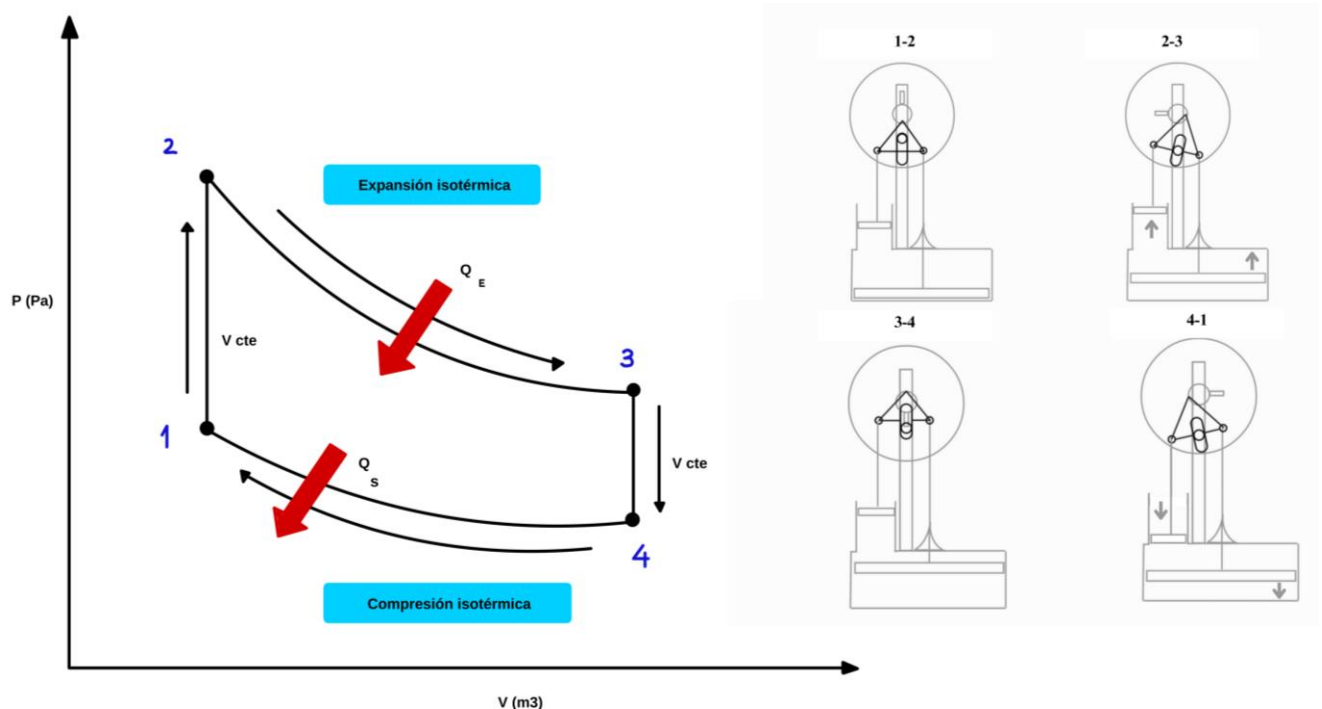


Figura 2-2 Ciclo de Stirling. Elaboración Propia

1. Calentamiento Isocórico (Fase 1 $\rightarrow$ 2)

- El gas de trabajo, confinado en la cámara de expansión, se calienta desde una temperatura T_1 a T_2 , mientras su volumen permanece constante.
- Este calor es transferido por el regenerador y el intercambiador de calor del foco caliente, aumentando la presión interna del sistema.

2. Expansión Isotérmica (Fase 2 $\rightarrow$ 3)

- A medida que el gas alcanza T_2 , se expande dentro del cilindro, aumentando su volumen desde V_2 a V_3 y empujando el pistón de potencia hacia afuera.
- Durante esta fase, se sigue suministrando calor desde el foco caliente, manteniendo la temperatura constante y maximizando la conversión de energía térmica en trabajo mecánico.

3. Enfriamiento Isocórico (Fase 3 $\rightarrow$ 4)

- El gas de trabajo, ahora expandido, empieza a ceder calor al regenerador y al intercambiador del foco frío, reduciendo su temperatura hasta T_1 , mientras el volumen permanece constante.
- Este proceso facilita la preparación del gas para la siguiente fase de compresión.

4. Compresión Isotérmica (Fase 4 $\rightarrow$ 1)

- El gas se comprime en la cámara de compresión, pasando de un volumen inicial V_4 a uno final V_1 , más pequeño.
- Durante esta fase, el foco frío y el regenerador disipan el calor generado, manteniendo la temperatura en T_1 y permitiendo que el pistón retorne a su posición original.

El ciclo de Stirling es más eficiente en teoría que los ciclos Otto y Diesel, ya que se acerca al ciclo de Carnot al operar con procesos isotérmicos e incorporar un regenerador que reutiliza calor. Sin embargo, en la práctica, su eficiencia se ve limitada por pérdidas térmicas y dificultades en la transferencia de calor.

Por otro lado, los ciclos Otto (gasolina) y Diesel dependen de la combustión interna rápida, lo que permite una mayor densidad de potencia, pero con menores eficiencias térmicas. El ciclo Diesel es más eficiente que el Otto debido a su mayor relación de compresión, pero ambos presentan pérdidas significativas por disipación de calor y gases de escape además de sus inconvenientes medioambientales.

Mientras que el motor Stirling puede alcanzar eficiencias teóricas superiores, en la práctica no supera a los motores Otto y Diesel en términos de rendimiento energético y potencia por unidad de volumen, lo que limita su uso en aplicaciones de alta demanda mecánica. Sin embargo, su capacidad para utilizar diversas fuentes de calor lo hace ideal para generación de energía mediante fuentes renovables y aplicaciones estacionarias.

2.2.2 Componentes principales del motor Stirling

A pesar de que existen diferentes configuraciones de motores Stirling (Alpha, Beta, Gamma y las correspondientes versiones LTD), todos comparten una serie de componentes fundamentales:

- Componentes Estáticos
 - Bloque motor: Es la estructura principal del motor, proporciona soporte a todos los elementos y debe ser sólido y resistente para soportar las variaciones de temperatura y presión.
 - Regenerador: Actúa como un intercambiador de calor interno, almacenando y cediendo calor entre el foco frío y el foco caliente. Su función es mejorar la eficiencia térmica reduciendo la pérdida de energía en el ciclo.
 - Fuente de calor o foco de calor: Situado externamente al bloque motor se encarga de aportar energía térmica al sistema y puede ser de diversos tipos (combustión, energía solar, calor residual, biomasa, etc.). Es una de las principales ventajas del motor Stirling, ya que le permite operar con múltiples fuentes de energía.
- Componentes Dinámicos
 - Pistón de potencia: Es el elemento cilíndrico encargado de convertir la expansión y compresión del gas en movimiento mecánico. Se mueve de forma alternante y transmite fuerza al cigüeñal.
 - Biela: Conecta el pistón de potencia con la manivela, transformando el movimiento alternativo en rotativo. Es un componente alargado y rígido, fundamental para la transmisión de fuerza.
 - Manivela: Funciona como una palanca mecánica, uniendo la biela con el eje de giro del motor, facilitando la transformación del movimiento lineal del pistón en rotación.
 - Volante de inercia: Conserva el momento angular del motor, permitiendo que el movimiento del pistón sea suave y continuo. Su función es estabilizar la operación del motor y almacenar energía cinética.
 - Desplazador: Regula el flujo del gas de trabajo entre el foco caliente y el foco frío. No es estanco, lo que permite el paso del gas y facilita la transferencia de calor dentro del sistema. En algunos motores, también actúa como un regenerador parcial.

2.2.3 Tipos de motor Stirling

Los motores Stirling se pueden clasificar en tres configuraciones principales: Alpha, Beta y Gamma [4], todas las configuraciones siguen el mismo ciclo de Stirling, su diferencia principal se encuentra sobre todo en la disposición y distribución de los pistones y de las distintas cámaras de trabajo. Sin embargo, recordemos que nuestro trabajo se enfoca en los motores Low Temperature Differential (LTD), diseñados para operar con diferencias térmicas menores. Todas las distribuciones anteriormente mencionadas tienen una versión LTD, es importante destacar que la versión Gamma LTD es la más utilizada debido a su simplicidad de construcción, bajo costo y facilidad de operación con fuentes de calor de baja intensidad siendo la versión más eficiente.

1. Motor tipo Alpha: posee dos cilindros/pistones independientes, uno en el foco caliente y otro en el foco frío, conectados por un circuito cerrado de gas de trabajo. La expansión y compresión del gas ocurren en cámaras separadas, lo que mejora la transferencia térmica y la eficiencia del ciclo. Mecánicamente hablando, trabajan con el sistema doble biela-manivela o yugo escocés, estando estos pistones desfasados 90° , compartiendo el mismo fluido de trabajo por el regenerador (véase en la Figura 2-3). Desde el punto de vista termodinámico, este motor tiene una alta relación de compresión, lo que optimiza el aprovechamiento de la energía térmica. Pudiendo acercarse al ciclo de Carnot en condiciones óptimas. Para maximizar la transferencia de calor y minimizar pérdidas, requiere un intercambio térmico rápido y el uso de gases ligeros como helio o hidrógeno [5].

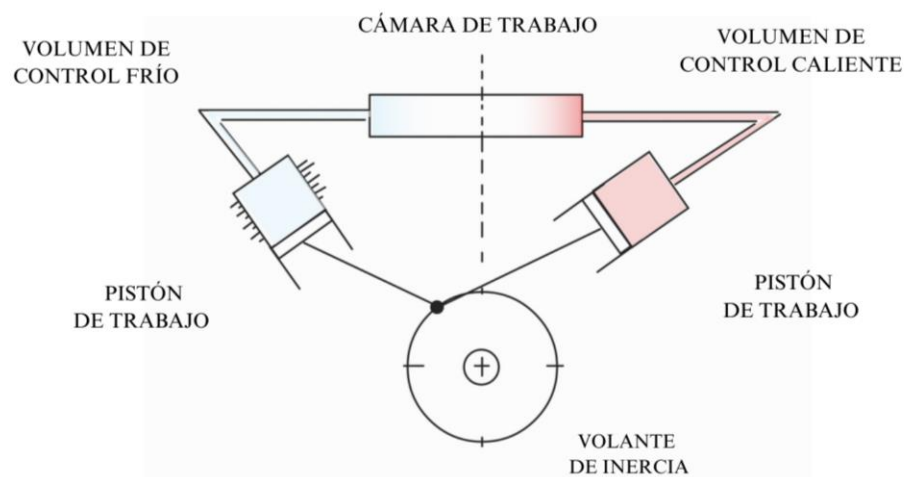


Figura 2-3 Motor Stirling Tipo Alpha. Elaboración propia.

2. Motor tipo Beta: Se compone de un único cilindro donde coexisten el pistón de potencia y el desplazador, ambos conectados al mismo volumen de gas de trabajo. El desplazador mueve el gas entre el foco caliente y el foco frío, mientras que el pistón de potencia convierte la expansión y compresión del gas en movimiento mecánico (Figura 2-4). El motor Beta es más eficiente que el Gamma, ya que su diseño reduce pérdidas térmicas al realizar la transferencia de calor en una sola cámara. Aunque tiene menor relación de compresión que el Alfa, minimiza pérdidas energéticas y puede operar con diversos gases de trabajo, optimizando la conversión de calor en energía mecánica [6].

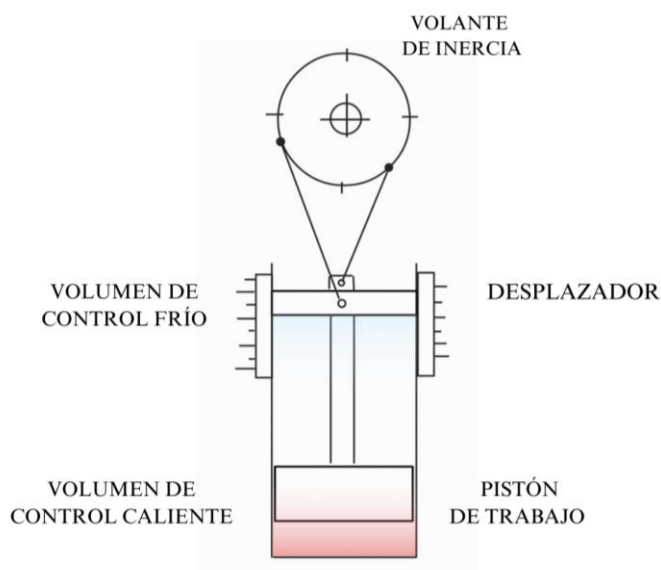


Figura 2-4 Motor Stirling Tipo Beta. Elaboración propia.

- Motor Tipo Gamma: se compone de dos cilindros separados, uno para el pistón de potencia y otro para el desplazador, también desfasados 90, los cuales comparten el mismo volumen de gas de trabajo, Figura 2-5. El motor Gamma es menos eficiente que los tipos Alfa y Beta debido a sus mayores pérdidas térmicas por la separación del pistón y el desplazador. Su baja relación de compresión limita su rendimiento a altas temperaturas, pero su diseño simple le permite operar con fuentes térmicas de baja temperatura, siendo ideal para configuraciones LTD, donde la eficiencia depende más de la transferencia de calor que de la compresión del gas [7].

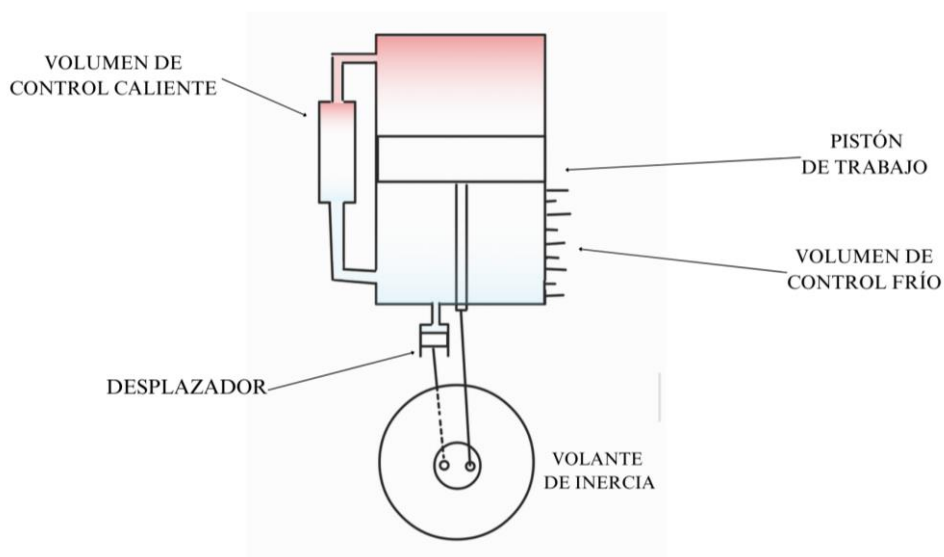


Figura 2-5 Motor Stirling Tipo Gamma. Elaboración propia.

2.3 Proyectos del Motor Stirling

El motor Stirling destaca por su eficiencia térmica y versatilidad, con aplicaciones en exploración espacial, automoción y refrigeración. Dentro de esta tecnología, el Motor Stirling LTD (Low-Temperature Differential) se diferencia por operar con bajas diferencias de temperatura

2.3.1 Motor Stirling convencional

En el ámbito espacial, en 1966, la NASA y Sunpower Inc. desarrollaron el Advanced Stirling Converter (ASC) para generar energía en el espacio sin combustibles convencionales. Su prueba en el satélite RHESSI (2002) confirmó su eficiencia en microgravedad [8].

Por otro lado, en el sector automotriz, en 1981, United Stirling of Sweden (USS) diseñó el motor P40 de 75 kW, probado en un Opel con apoyo de la NASA, a su vez para aplicaciones de minería. Aunque era silencioso y estable, su comercialización falló por su peso, bajo rendimiento y tiempo de precalentamiento [9].

En el mundo de la refrigeración, los motores Stirling de pistón libre (FPSC) son hasta un 25% más eficientes y ecológicos que los refrigerantes químicos. Tecnologías como los Stirling ULT permiten temperaturas ultra bajas con menor impacto ambiental, útiles en equipos electrónicos y licuado de hidrógeno [10].

En el ámbito militar, la tecnología AIP basada en el motor Stirling fue implementada por la Armada Sueca en los años 90. Utiliza una mezcla de oxígeno líquido y diésel para alimentar un generador eléctrico, permitiendo mayor autonomía en inmersión. Sus principales ventajas son: operación silenciosa, bajo costo y mínima contaminación ambiental. Actualmente, Estados Unidos está realizando investigaciones para su implementación la flotilla de submarinos de la Navy [11].

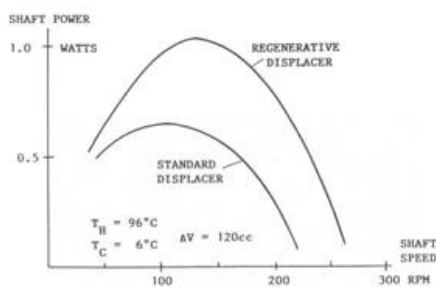
2.3.2 Motor Stirling LTD o de bajo salto térmico

En cuanto antecedentes de motores Stirling de bajo salto térmico encontramos:

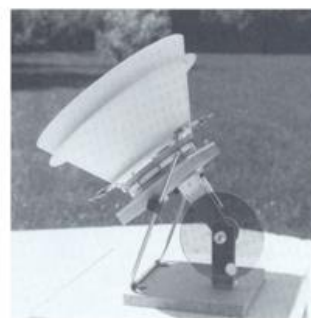
- Ivo Kolin y los primeros estudios (1970-1980):
El concepto de motores Stirling de bajo salto térmico (LTD) comenzó a tomar forma a partir de los estudios de Ivo Kolin, investigador de la Universidad de Zagreb, durante las décadas de 1970 y 1980. Kolin fue pionero en diseñar prototipos experimentales de motores Stirling capaces de operar con diferencias de temperatura de 4.5°C , es decir, con saltos térmicos bajos. Su trabajo sentó las bases para la futura investigación en este tipo de motores, enfocándose en optimizar la eficiencia en condiciones de baja diferencia térmica [12].
- Senft y Ross y el motor L-27 (años 80):
En los años 80, el ingeniero Senft, en colaboración con el Argonne National Laboratory (ANL) en EE. UU., desarrolló un motor Stirling de bajo salto térmico utilizando un mecanismo Ringbom o de pistón libre. Los experimentos realizados por Senft y Ross ayudaron a demostrar la viabilidad de los motores Stirling LTD como opción energética, aunque el rendimiento de estas primeras versiones aún no cumplía con las expectativas de eficiencia en comparación con motores convencionales. Además, introdujo la idea de utilizar un desplazador regenerativo con un salto térmico de 80°C (véase en Figura 2-6) [13].



Motor L-27 agua caliente



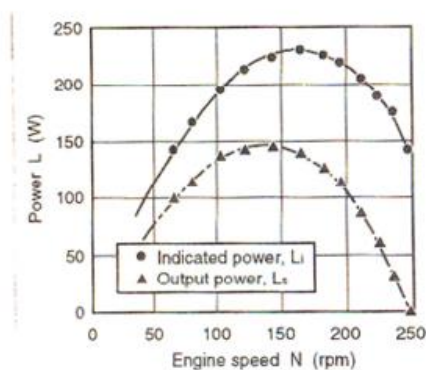
Curvas de potencia con diferente desplazador



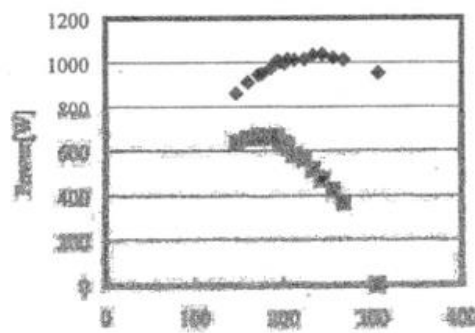
Motor L-27 energía solar.

Figura 2-6 Motor L-27[14]

- Proyectos Yamanokami (1990):
A lo largo de los años 90, los avances en Japón fueron significativos, especialmente con el desarrollo de los motores Yamanokami I y Yamanokami II. El Yamanokami I, Figura 2-7 Proyectos Yamanokami desarrollado para funcionar con etilenglicol a temperaturas de 120-130 °C y con una refrigeración estándar en el foco frío, tipo gamma y de gran cilindrada, entregando potencia de 100W con un salto térmico de 100°C. Más tarde, el Yamanokami II (Figura 2-7) alcanzó una capacidad de generación de hasta 600 W utilizando aire presurizado. Estos motores demostraron el potencial de los Stirling LTD en aplicaciones como la conversión de calor residual de baja temperatura, aunque los resultados experimentales indicaron que el rendimiento aún no era óptimo para aplicaciones comerciales a gran escala [15].



Curvas de potencia Yamanokami I- año 1997



Curvas de potencia Yamanokami II- año 2000

Figura 2-7 Proyectos Yamanokami[15]

- Kongtragool y Wongwises (año 2000):
En el cambio de milenio, los investigadores Kongtragool y Wongwises continuaron mejorando los diseños de motores de bajo salto térmico, incorporando innovaciones como motores de dos y cuatro pistones. Estos avances se centraron en mejorar la eficiencia térmica y la estabilidad operativa de los motores Stirling LTD, probando simuladores solares para evaluar el rendimiento del motor con calor de baja temperatura. A pesar de los avances técnicos, estos motores seguían teniendo limitaciones en términos de costo y eficiencia [16].

- Impulso Industrial Alternativo y el motor de bajo salto térmico (2011):
En 2009, la empresa Impulso Industrial Alternativo, S.A., junto con la Universidad de Oviedo, propuso un nuevo desarrollo de motor Stirling LTD para la disipación de calor en sistemas de aire acondicionado" (FUO-EM-331-09) (Figura 2-8), fue financiado por el Centro para el Desarrollo Tecnológico Industrial (CDTI), como el aprovechamiento de calor residual en sistemas de aire acondicionado. Las primeras simulaciones y experimentos mostraron que, si bien el rendimiento esperado del motor sería bajo (~5%), el concepto era prometedor, con saltos térmicos de 40 °C. Esto dio lugar a nuevas investigaciones para optimizar el diseño y mejorar el rendimiento, con el objetivo de lograr aplicaciones más eficientes y comercialmente viables.



Figura 2-8 Vista de conjunto del motor experimental [17]

2.4 Introducción a los análisis de mecanismos

La tecnología de bajo salto térmico presenta ventajas significativas desde el punto de vista termodinámico, logrando un rendimiento óptimo. Sin embargo, no basta con considerar solo este aspecto, ya que el componente mecánico es igualmente crucial para el desarrollo, mejora y evolución de cualquier mecanismo. Por ello, para que las versiones LTD del motor Stirling funcionen correctamente, fue necesario desarrollar y aplicar numerosos principios fundamentales del análisis de mecanismos.

2.4.1 Máquinas y mecanismos

Una máquina es un dispositivo diseñado para transmitir fuerzas y realizar un trabajo específico, como un motor eléctrico en un generador. Dentro de una máquina, un mecanismo es un conjunto de componentes que cumplen funciones específicas en su funcionamiento. Por ejemplo, en un motor eléctrico, el rotor, el estator y el sistema de transmisión trabajan en conjunto para convertir la energía eléctrica en energía mecánica. Analizar estos mecanismos es fundamental para optimizar su rendimiento y asegurar su eficiencia operativa (véase en Figura 2-9).

Los mecanismos están formados, en términos generales, por dos componentes clave: el eslabonamiento y la bancada o bastidor.

1. Eslabonamiento: Se trata de una serie de cuerpos rígidos interconectados que permiten la transmisión de movimiento. Puede ser abierto o cerrado, dependiendo de su configuración. Un ejemplo de eslabonamiento cerrado es el sistema de bielas y manivelas en un motor de combustión interna, donde los elementos forman un ciclo continuo de movimiento.
2. Bancada o bastidor: Es la parte fija del mecanismo, que sirve como referencia y soporte para los elementos móviles. En el caso de un motor de combustión interna, el bloque del motor actúa como bancada, asegurando la estabilidad de los componentes y guiando su movimiento.

Estos elementos trabajan en conjunto para lograr un movimiento eficiente y controlado, facilitando el funcionamiento de diversas máquinas.

Los eslabones en un mecanismo pueden clasificarse en simples o complejos, según la cantidad de uniones que posean.

1. Eslabón simple: Es un cuerpo rígido que solo cuenta con dos puntos de conexión, enlazándolo con otros elementos del sistema. Un ejemplo sería un pedal de bicicleta, que rota en torno a un eje fijo.
2. Eslabón complejo: Posee tres o más uniones, permitiendo una interacción más amplia con otros componentes. Un caso común es el cigüeñal de un motor, que conecta los pistones y las bielas, transmitiendo el movimiento de un punto a otro.

Dentro de un mecanismo, existen ciertos puntos clave, cuyo movimiento es esencial para su funcionamiento. Estos puntos requieren un análisis cinemático, evaluando su desplazamiento, velocidad y aceleración, lo que permite optimizar su diseño y mejorar su rendimiento. Siendo los mecanismos de 4 barras los más populares.

2.4.2 Diagrama cinemático

Para analizar el movimiento de un mecanismo, el primer paso es determinar sus grados de libertad, es decir, cuántos parámetros son necesarios para definir la posición, velocidad y aceleración de cualquier punto del sistema. Para ello, se emplea la ecuación de Grübler, una herramienta clave en el estudio cinemático.

$$GL = \text{grados de libertad} = 3(n - 1) - 2P_I - P_{II} \quad 2-1$$

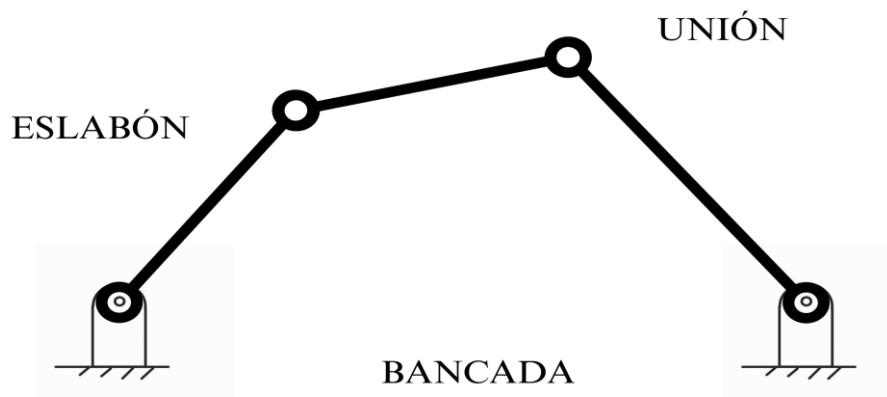


Figura 2-9 Mecanismo de cuatro barras. Elaboración propia.

Siendo:

$GL = \text{grados de libertad}$

$n = \text{número de eslabones del mecanismo}$

$P_I = \text{número de uniones principales}$

$P_{II} = \text{número de uniones de orden superior}$

Aplicando la ecuación de Grübler al mecanismo de la figura se obtiene:

$$GL = 3(4 - 1) - 2 \times 4 - 2 \times 0 = 1 \quad 2-2$$

Sabiendo que:

$GL = 1 \rightarrow$ Mecanismo con un solo grado de libertad, una entrada

$GL > 1 \rightarrow$ El sistema tiene más de un movimiento independiente.

$GL = 0 \rightarrow$ Mecanismo restringido, sin posibilidad de movimiento.

$GL < 0 \rightarrow$ Sistema sobrerrestringido, con más restricciones de las necesarias

Una vez establecidos los grados de libertad, es fundamental representar el mecanismo de forma esquemática para identificar con precisión cada uno de sus componentes y describir su movimiento con exactitud. Esta representación gráfica recibe el nombre de diagrama cinemático, y permite analizar los puntos clave del sistema. Dado que los mecanismos suelen estar formados por estructuras complejas de eslabones y uniones, su análisis directo puede resultar poco intuitivo. Por ello, el uso de diagramas cinemáticos facilita la comprensión y optimización del sistema, permitiendo un estudio más claro y preciso de su comportamiento. En los motores Stirling, el mecanismo utilizado posee un único grado de libertad, lo que permite determinar la posición, velocidad y aceleración de cualquier punto del sistema en función de un solo parámetro.

2.4.3 Actuadores e impulsores

Para que un mecanismo pueda operar correctamente, es necesario suministrarle energía, la cual es transmitida a través de diferentes tipos de actuadores o impulsores. La cantidad de actuadores requeridos dependerá de los grados de libertad del sistema, siendo necesario un actuador por cada movimiento independiente.

Entre los actuadores más comunes se encuentran:

- Motores hidráulicos
- Motores eléctricos
- Motores neumáticos
- Accionamientos manuales

En el caso específico del motor Stirling, el movimiento se genera debido a la diferencia de presiones dentro del sistema, lo que produce una fuerza sobre el pistón de trabajo, transmitiendo el movimiento a los demás componentes del mecanismo. Además, el motor Stirling no solo recibe energía, sino que también puede desempeñar el papel de actuador o impulsor, utilizándose para accionar otros sistemas mecánicos.

2.4.4 Mecanismos de cuatro barras

El mecanismo de cuatro barras es uno de los sistemas más utilizados en ingeniería mecánica. Su estructura está compuesta por cuatro eslabones, donde uno de ellos actúa como bancada, mientras que los otros tres se conectan a través de articulaciones con pernos. Al tratarse de un mecanismo con un solo grado de libertad, su funcionamiento puede ser completamente determinado mediante un único actuador aplicado al eslabón de entrada. Según el teorema de Grashof, en cualquier mecanismo de cuatro barras, al menos uno de los eslabones debe ser capaz de realizar un giro completo, lo que influye directamente en el tipo de movimiento que puede generar el sistema.

Siguiendo el teorema:

$$s + l \leq p + q \quad 2-3$$

Siendo:

$s =$ longitud del eslabón más corto

$l =$ longitud del eslabón más largo

p = longitud del primer eslabón intermedio

q = longitud del segundo eslabón intermedio

De acuerdo con este principio, los mecanismos de cuatro barras pueden agruparse en cinco tipos distintos, como se muestra en Figura 2-10: doble manivela, manivela-balancín, mecanismo de punto de cambio y triple balancín. Cada configuración ofrece ventajas particulares según la aplicación, por lo que su uso se ha estandarizado en el diseño y desarrollo de sistemas mecánicos.

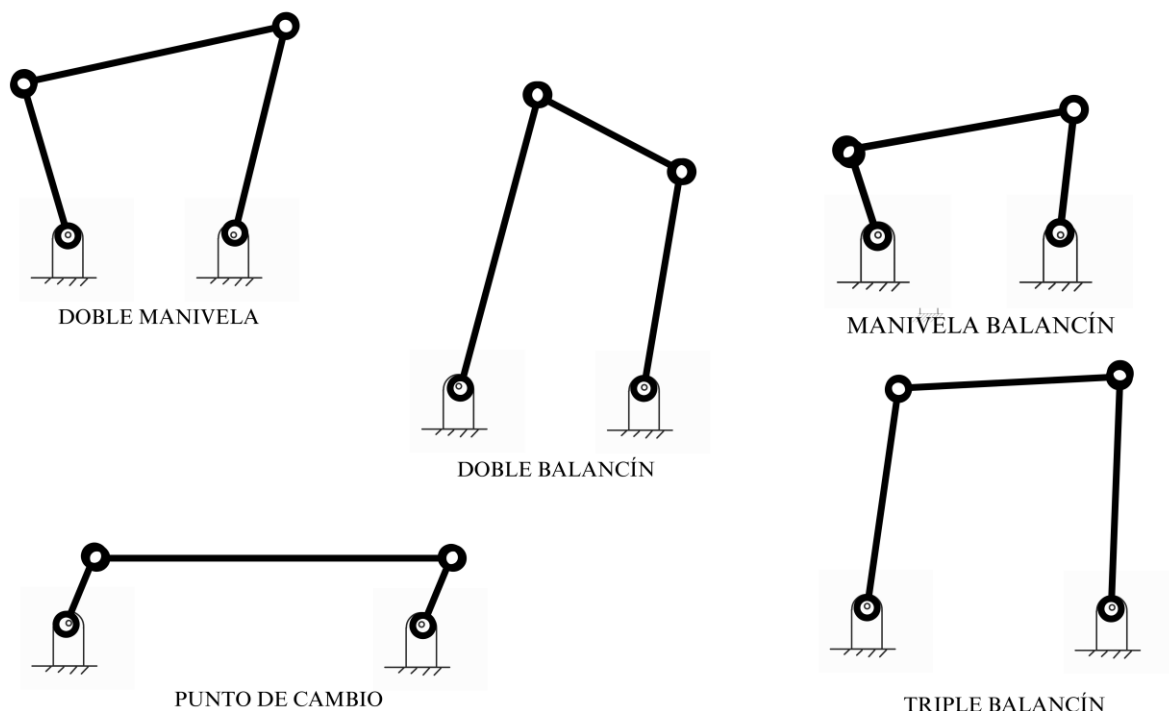


Figura 2-10 Mecanismos de cuatro barras. Elaboración propia.

2.4.5 Mecanismo de cuatro barras manivela- corredera

En los motores Stirling, el mecanismo de cuatro barras manivela-corredera se emplea en configuraciones tipo gamma, este mecanismo permite que el pistón de potencia se desplace de forma lineal dentro de su cilindro, mientras que la manivela y la biela convierten este movimiento en rotación del cigüeñal. Este sistema ayuda a sincronizar el desplazamiento del pistón y el desplazador, garantizando que el gas se mueva correctamente entre las zonas de calor y frío, optimizando la eficiencia del ciclo Stirling.

2.4.6 Mecanismos para propósitos especiales

Los mecanismos para propósitos especiales incluyen mecanismos de línea recta, paralelogramo, retorno rápido y yugo escocés, cada uno con aplicaciones específicas en sistemas mecánicos. Los mecanismos de línea recta, como los de Watt y Peaucellier-Lipkin, permiten un desplazamiento preciso sin cambios bruscos. Los de paralelogramo se utilizan en sistemas de elevación, mientras que los de retorno rápido optimizan la velocidad de operación en máquinas herramientas. En motores Stirling, especialmente en configuraciones tipo gamma, el yugo escocés es relevante, ya que transforma el movimiento circular en lineal, facilitando el desplazamiento del pistón de potencia con menor fricción y mejor eficiencia.

2.4.7 Mecanismos empleados en motores Stirling

A lo largo de la historia, los motores Stirling han evolucionado incorporando distintos mecanismos según su diseño y aplicación. Cada uno de estos sistemas ofrece ventajas particulares, permitiendo mejoras en eficiencia, rendimiento y adaptabilidad a nuevas tecnologías. Algunos de los mecanismos más utilizados incluyen:

1. Acoplamiento rígido
2. Yugo escocés
3. Biela-manivela
4. Mecanismo rómbico
5. Mecanismo de Ross
6. Plato oscilante
7. Plato basculante

2.4.8 Mecanismos empleados en Motores Stirling LTD

Según las últimas investigaciones y sabiendo que los motores de bajo salto térmico con más eficiencia son los tipos Gamma, el mecanismo más utilizado en estos motores es el yugo Ross. Este mecanismo permite reducir significativamente los esfuerzos laterales entre el pistón y la camisa, lo que mejora la eficiencia y disminuye el desgaste mecánico. Gracias a su diseño, los ángulos de inclinación de las bielas son inferiores a $0,3^\circ$, lo que simplifica el sistema de cierres entre los cilindros y pistones, optimizando la conversión de energía térmica en trabajo mecánico [17].

2.4.9 Técnicas de análisis de mecanismos

Para elegir el mecanismo más adecuado en una máquina, es importante analizar sus características y determinar cuál se adapta mejor a su función. Existen diversas estrategias de diseño, cada una aportando precisión y fiabilidad al proceso. Los métodos gráficos tradicionales, como el uso de escuadras, escalímetros y compases han sido ampliamente empleados en el diseño mecánico. Sin embargo, su precisión es limitada. Con la llegada de los sistemas CAD (diseño asistido por ordenador), este problema se ha solucionado, permitiendo representaciones más detalladas y exactas [18].

Programas como AutoCAD han transformado el diseño mecánico al permitir modelos precisos, ideales para estudios dinámicos. Para representaciones tridimensionales, herramientas como Inventor, SolidWorks y ProEngineer ofrecen funciones avanzadas de modelado. Las técnicas analíticas utilizan funciones matemáticas complejas para estudiar el comportamiento de los mecanismos con precisión. Algunas de estas incluyen el análisis del movimiento relativo, el cálculo de fuerzas de inercia, el método de tensiones en barras y el estudio matricial de fuerzas. Por último, los métodos computacionales han mejorado el análisis mecánico al gestionar grandes volúmenes de datos y aplicar ecuaciones más avanzadas. Herramientas como hojas de cálculo, ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), Matlab y Visual Basic permiten realizar simulaciones y cálculos personalizados con mayor eficiencia.

Sin embargo, los avances recientes en el diseño de mecanismos han incorporado inteligencia artificial, optimización bayesiana y simulación avanzada, permitiendo diseños más eficientes y precisos. Herramientas como Altair optimizan estructuras mediante aprendizaje automático, mientras que la combinación de simulaciones CAD con optimización bayesiana facilita el ajuste de parámetros para minimizar el torque. Además, el uso de coordenadas nodales en la síntesis dimensional mejora la ensamblabilidad de los mecanismos, y plataformas como Wolfram SystemModeler ofrecen simulaciones más interactivas e integradas con análisis matemático. Estas innovaciones están transformando el diseño mecánico, haciéndolo más preciso y adaptable a aplicaciones complejas.

2.5 Análisis realizados del motor Stirling LTD

El estudio y optimización de mecanismos es clave para mejorar el rendimiento de los sistemas mecánicos y ofrecer soluciones eficientes en diversos ámbitos. En este sentido, numerosos trabajos han abordado el análisis del motor Stirling desde distintas perspectivas, no solo desde la cinemática y la dinámica de mecanismos, sino también desde un enfoque termodinámico. Este apartado se centra en revisar investigaciones previas que han influido en el desarrollo del presente análisis del motor de combustión externa de bajo salto térmico. Se expondrán solo aquellos que han tenido un impacto directo en esta investigación. El objetivo es resaltar cómo el análisis dinámico contribuye significativamente a mejorar la eficiencia y el desempeño de estos motores, demostrando su papel fundamental en la optimización de su funcionamiento en los motores LTD.

2.5.1 Análisis termodinámicos

En este apartado se exponen los diferentes métodos que existen para modelar y diseñar motores Stirling de baja temperatura [19], los métodos son los siguientes:

- Método de primer orden: proporcionan una aproximación inicial al comportamiento del motor mediante modelos simplificados, estudiando procesos de presión y temperatura. Estos modelos permiten estimar parámetros clave como la potencia generada, la eficiencia térmica y las dimensiones óptimas de los componentes, facilitando así el proceso de diseño preliminar. Aunque con limitaciones, simplificaciones excesivas o irreversibilidades no consideradas, se necesita de otros métodos para modelos más complejo [20].
- Método de segundo orden: se estudian la evolución realista de la presión y el volumen, considerando los efectos dinámicos de la expansión y compresión del gas. Además, Se incluyen correcciones en la transferencia de calor para reflejar las diferencias de temperatura entre el gas de trabajo y las paredes del cilindro. Por otro lado, se analiza la influencia de los tiempos de respuesta térmica en los intercambiadores de calor, evaluando pérdidas específicas y realizando ajustes para optimizar la eficiencia. Aunque requieren cálculos más complejos, estos métodos ofrecen una representación mucho más precisa del comportamiento del motor en condiciones reales de operación [21].
- Análisis isotérmico: asume que el gas de trabajo mantiene una temperatura constante durante la compresión y expansión, gracias a una transferencia de calor infinita. Se considera una regeneración perfecta, sin pérdidas térmicas, donde el calor entra en la expansión y sale en la compresión, siguiendo el modelo propuesto por Schmidt para describir este comportamiento idealizado [22].
- Análisis adiabático: asume que los espacios de compresión y expansión en un motor Stirling están completamente aislados, sin intercambio de calor con el entorno. Toda la energía térmica ingresa al ciclo a través del calentador y se expulsa por el enfriador. Se considera que los gases alcanzan instantáneamente la temperatura de la fuente de calor al entrar en el espacio de expansión y la del disipador al entrar en el espacio de compresión. A diferencia del análisis isotérmico, la solución del ciclo adiabático requiere una integración numérica [23].
- Métodos de tercer orden: dividen el motor en una red de nodos para resolver ecuaciones diferenciales de masa, momento y energía junto con la ecuación de estado del gas. Pueden ser rigurosos, considerando transferencia de calor y fricción del fluido, o simplificados, omitiendo términos como la inercia y energía cinética para agilizar los cálculos. Estos

métodos utilizan diferenciación finita para resolver las ecuaciones en cada nodo del sistema, aplicando esquemas numéricos como Euler o Runge-Kutta para equilibrar precisión y velocidad en el análisis del motor Stirling [24].

2.5.2 Análisis dinámicos

El análisis dinámico es un aspecto clave en el diseño de los motores Stirling de baja diferencia de temperatura (LTD), ya que los estudios puramente termodinámicos no son suficientes para determinar con precisión su comportamiento cinemático y dinámico. Debido a las características particulares de estos motores, como su operación a temperaturas relativamente bajas y la necesidad de optimizar la conversión de energía térmica en trabajo mecánico, es fundamental aplicar técnicas avanzadas de modelado dinámico.

A lo largo de su evolución, se han desarrollado diversos mecanismos para mejorar la eficiencia y el rendimiento de los motores Stirling LTD. En este contexto, se han llevado a cabo múltiples estudios dinámicos que emplean metodologías como el análisis del movimiento relativo, la evaluación de las fuerzas de inercia en los componentes móviles y la conservación de la energía mecánica dentro del sistema. Estas herramientas permiten optimizar el diseño de los motores, reducir pérdidas mecánicas y mejorar su desempeño en aplicaciones de baja potencia. Algunos de las estrategias y estudios más recientes se recalcan a continuación:

Estudio básico de un Motor Stirling LTD Modelo Gamma, examina la dinámica de un motor Stirling LTD en configuración Gamma, considerando el impacto de la presión del gas, la fricción y la inercia del volante en su rendimiento.

-Se modela el movimiento del eje con la ecuación:

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} = -b \frac{d\theta}{dt} + (P - P_0) \frac{dV}{d\theta} \quad 2-4$$

Los resultados muestran que la distribución inicial del gas influye en la potencia del motor, alcanzando su máximo rendimiento cuando todo el gas está en la zona fría al inicio del ciclo. Además, la fricción afecta la eficiencia, pero el sistema alcanza un estado estable donde la velocidad angular del volante se mantiene con pequeñas oscilaciones. Finalmente, el volante de inercia es clave para estabilizar el movimiento y optimizar la conversión de energía térmica en trabajo mecánico [25].

- Sincronizar motores Stirling LTD débilmente acoplados es una estrategia efectiva para mejorar su rendimiento y eficiencia térmica. Esto tiene aplicaciones en el diseño de sistemas energéticos más eficientes, donde múltiples motores pueden trabajar en conjunto para aprovechar mejor las fuentes de calor de baja temperatura [26].
- El estudio analiza la dinámica termodinámica de un motor Stirling LTD tipo gamma cinemático, enfocándose en cómo las pérdidas irreversibles afectan su rendimiento. Se modela la conversión de calor en trabajo mecánico utilizando un enfoque de termodinámica irreversible cuasi-lineal, donde la potencia generada por el gas debe compensar las pérdidas por fricción.

$$b\langle\omega^2\rangle = \frac{1}{T} \int_0^{2\pi} P \frac{dV}{d\theta} d\theta \quad 2-5$$

b = *coeficiente de fricción*

ω^2 = *velocidad angular media cuadrática del volante*

T = *período del ciclo*

P = *presión del gas*

V = *volumen del gas en función del ángulo θ*

Se concluye que el rendimiento máximo del motor se alcanza cuando el gas comienza en la zona fría, mientras que la fricción impone un límite a la eficiencia. Además, la velocidad angular del volante tiende a estabilizarse independientemente de su valor inicial, pero influenciada por la fase inicial del ciclo [27].

3 DESARROLLO DEL TFG

3.1 Descripción del apartado

En el transcurso del trabajo se irán detallando los principales objetivos alcanzados, el enfoque metodológico empleado, así como los distintos desafíos que han ido surgiendo y las soluciones que se han aplicado. En primer lugar, se realizará un análisis termodinámico a partir de datos obtenidos mediante mediciones experimentales en el laboratorio. Después, se pasará al estudio del comportamiento cinemático del mecanismo, lo que implicará definir sus parámetros y elaborar el esquema de movimientos. A continuación, se llevará a cabo el análisis dinámico, en el que se modelarán las fuerzas implicadas desde un enfoque tanto mecánico como termodinámico. Por último, se desarrollará una simulación dinámica utilizando Inventor, para lo cual será necesario tomar medidas precisas de las piezas del motor en el laboratorio y trasladarlas al entorno digital del software.

3.2 Análisis termodinámico

La primera etapa del análisis se centrará en el estudio de las variables termodinámicas más relevantes del motor Stirling. Para ello, se realizará una toma de datos experimental en el laboratorio utilizando un motor Stirling de baja temperatura diferencial (LTD) tipo Gamma, fabricado por KONTAX. El objetivo será representar el ciclo real en el diagrama presión-volumen y calcular el rendimiento del motor. Para realizar todas las mediciones experimentales necesarias, en la Figura 3-1, se puede observar el esquema del montaje en laboratorio, donde se incluyen: una unidad de monitorización de revoluciones y temperatura; un osciloscopio; un motor Stirling de pequeña escala LTD y un ordenador con software Excel.

La unidad de monitorización recoge los datos mediante un sensor de presión acoplado al motor y dos sondas de temperatura, destinadas a registrar las condiciones térmicas del foco caliente y del foco frío, respectivamente. La señal generada por estos sensores es transmitida al osciloscopio en forma de tensión eléctrica a través de dos canales: uno correspondiente a las variaciones de presión y otro a las variaciones de volumen.

El sistema experimental incorpora además una placa calefactora, con múltiples opciones de temperatura (de 50° a 80° en intervalos de $\pm 5^\circ$) encargado de suministrar calor a la base del motor (foco caliente), y un freno, que permite medir el par generado durante el funcionamiento de este.

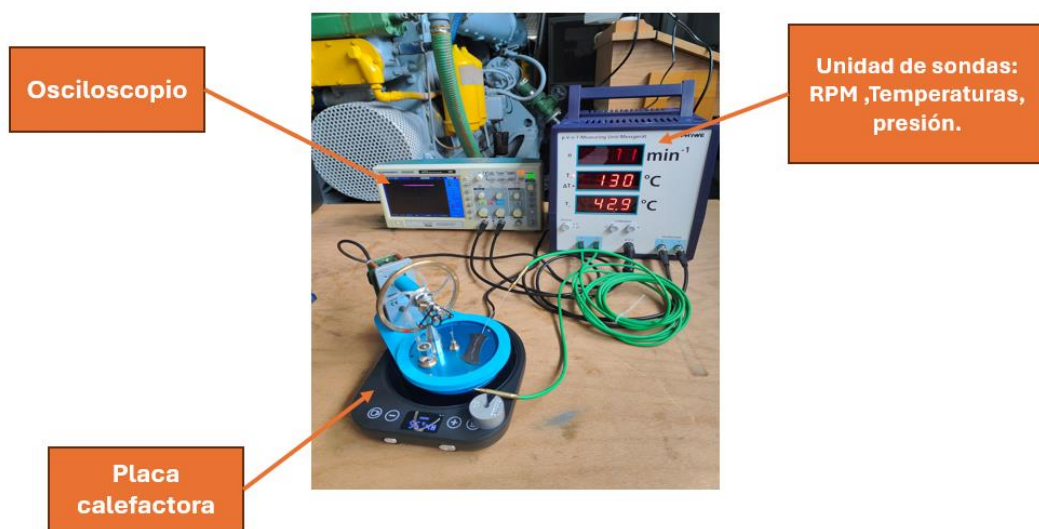


Figura 3-1 Montaje experimental. Elaboración propia

3.2.1 Diagrama P-V

El diagrama presión-volumen se obtiene a partir de registros experimentales realizados mediante un osciloscopio y procesados posteriormente con una hoja de cálculo. La adquisición de datos se realiza durante un intervalo en el que la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el foco frío se mantuvo aproximadamente constante, aunque no completamente estable en el tiempo.

El par motor se registra aplicando un par de frenado controlado sobre el eje de salida del volante de inercia. Para realizar las mediciones de par resistente, se realizó la impresión 3D mediante material PLA y rediseño de una pieza en Inventor acoplada mediante tornillería al volante de inercia y así poder acoplar al sistema de medición y mediante el par de frenado obtener dichos datos véase en Figura 3-2.



Figura 3-2 Rediseño pieza Eje del volante de inercia. Elaboración propia.

Por tanto, se puede calcular la evolución del trabajo motor y la potencia entregada en 3-1y 3-2.

$$W_m = 2 \cdot \pi \cdot M \quad 3-1$$

$$P_m = W_m \cdot f \quad 3-2$$

3.2.2 Limitación en el desarrollo termodinámico

Debido a las condiciones extremas de funcionamiento observadas durante las pruebas iniciales, no ha sido posible llevar a cabo el desarrollo termodinámico completo del sistema.

Durante el ensayo, varios componentes clave del prototipo experimentaron fallos por degradación térmica, especialmente en zonas donde se alcanzaron temperaturas superiores a las previstas. Algunos elementos, fabricados con materiales sensibles al calor, llegaron incluso a deformarse o fundirse parcialmente, impidiendo el registro de datos fiables y el análisis energético correspondiente.

Como consecuencia de estos fallos térmicos, no se han podido obtener resultados experimentales válidos para caracterizar el comportamiento termodinámico real del sistema. Se recomienda revisar los materiales empleados, incorporar aislamientos térmicos adecuados y, si es necesario, rediseñar parcialmente el conjunto para permitir futuras campañas de ensayos con garantías de seguridad y fiabilidad.

Aunque no se pudo completar el desarrollo termodinámico debido al fallo por sobrecalentamiento de varios componentes (véase en Figura 3-4) sí fue posible la obtención de mediciones parciales durante el funcionamiento del sistema a una potencia constante de 60 W. En este régimen de funcionamiento, se registraron datos de velocidad angular y temperatura, que permiten realizar un análisis parcial del comportamiento térmico del prototipo. A partir de dichas mediciones y del seguimiento térmico en la zona del desplazador, se ha podido estimar que la temperatura de rotura del desplazador se encuentra en torno a los 130 °C.

Este valor se corresponde con el punto en el que se observó degradación del material y pérdida de funcionalidad. Esta estimación es clave para establecer un límite térmico de seguridad en futuras iteraciones del diseño y para seleccionar materiales con mayor resistencia térmica si se pretende aumentar la potencia o duración del ciclo de trabajo. Para tomar las mediciones, se realizaron varios montajes mediante impresión 3D, Figura 3-3.

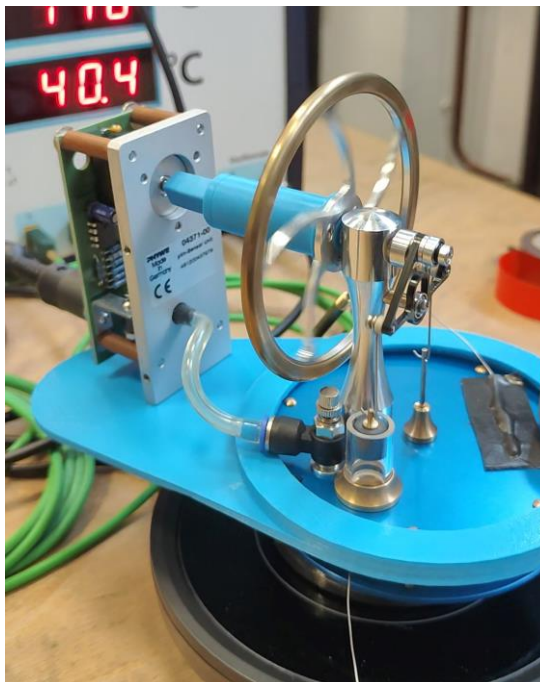


Figura 3-3 Montaje para mediciones impresión 3D. Elaboración propia.

También se utilizaron varios tipos de materiales e impresiones para aguantar las temperaturas ocasionadas,

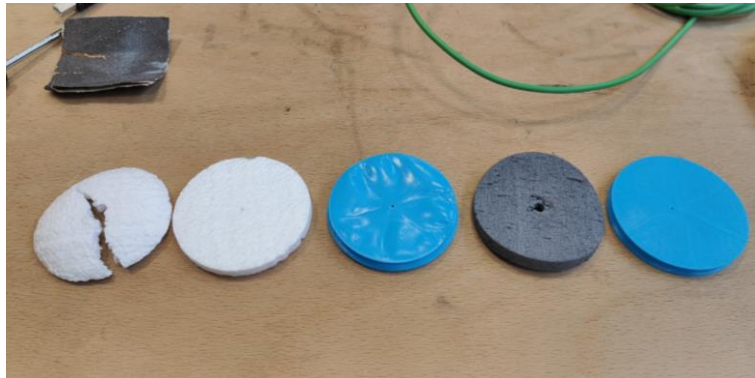


Figura 3-4 Rotura y deformación desplazadores. Elaboración propia.

3.3 Análisis cinemático

3.3.1 Estructura del motor

Para realizar el estudio del análisis cinemático primero deberemos comprender que elementos componen el mismo. Este está compuesto por elementos fijos y otros móviles en donde para obtener el análisis cinemático deberemos analizar la posición velocidad y aceleración de dichos elementos. En Figura 3-5, podemos observar el mecanismo simplificado a los distintos componentes móviles, que son: pistón, biela, manivela y desplazador. Unidos mediante el mecanismo yugo de Ross, siendo puntos relevantes para el análisis.

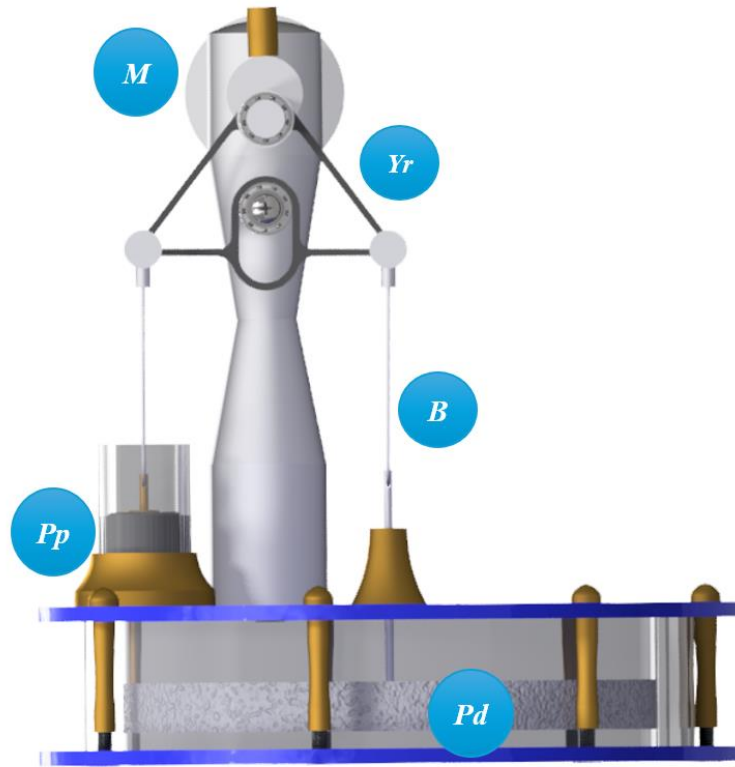


Figura 3-5 Esquema componentes móviles. Elaboración propia.

3.3.2 Diagrama cinemático

El objetivo de esta fase es desarrollar el correspondiente diagrama cinemático del sistema. Para ello, se procederá a la identificación detallada de los mecanismos presentes en el modelo físico empleado en el laboratorio. En las figuras que se muestran a continuación, Figura 3-6, Figura 3-7, Figura 3-8, Figura 3-9, se establece una correspondencia entre los elementos mecánicos reales del prototipo y sus representaciones cinemáticas equivalentes. A partir de esta asociación, se llevará a cabo la definición precisa de los parámetros geométricos y cinemáticos que intervienen en el movimiento del conjunto. Esta información resultará fundamental para el posterior análisis cinemático del mecanismo, permitiendo modelar con mayor fidelidad su comportamiento dinámico. Se mostrarán un diagrama cinemático general, uno del mecanismo yugo de Ross y finalmente el diagrama cinemático manivela-corredera.

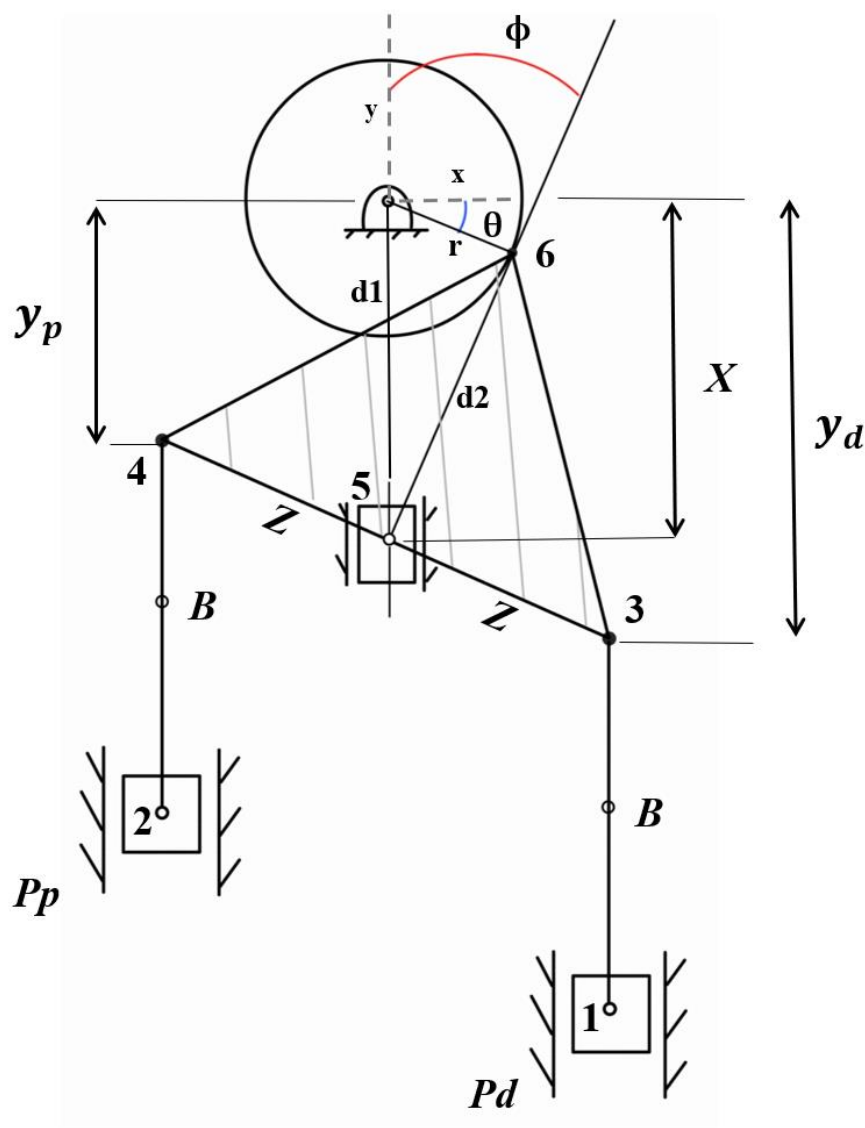


Figura 3-6 Diagrama cinemático general. Elaboración propia.

En Figura 3-6, podemos observar el diagrama cinemático general simplificado, en él se muestran cómo funciona tanto el mecanismo yugo de Ross y manivela-corredera en su conjunto. Además, se muestran los respectivos ángulos de trabajo tanto de la manivela θ como el del mecanismo yugo de Ross ϕ . Encontramos distintos puntos de interés, P_p =pistón de potencia, P_d =pistón desplazador, sus respectivos desplazamientos y_d/y_p , mecanismo yugo Ross definido por el triángulo 3-4-6, las longitudes entre pistones Z , la longitud del yugo de Ross d , la distancia X entre el centro de la manivela y la base del yugo Ross.

Para el mecanismo general podemos ver que está compuesto por ocho eslabones, cuatro uniones de perno y un eslabón ternario (mecanismo de Ross) y tres de corredera. Por otro lado, encontramos 10 juntas cinemáticas de primer grado. Por tanto, calculamos los grados de libertad como su muestra en la ecuación 3-3. Resultando, en un mecanismo de un grado de libertad.

$$GL = 3(8 - 1) - 2 \times 10 - 2 \times 0 = 1 \text{ grado de libertad}$$

3-3

El mecanismo utilizado en este modelo, conocido como yugo de Ross, tiene como objetivo transformar el movimiento rotacional del cigüeñal en un movimiento lineal alternativo de los pistones, mediante una estructura rígida en forma triangular que restringe el desplazamiento de sus extremos a guías ortogonales.

Aunque el sistema presenta múltiples eslabones y uniones, todos los elementos están cinemáticamente acoplados, y el movimiento de todos ellos depende exclusivamente de la rotación del cigüeñal, que se considera el único parámetro independiente del sistema. De este modo, todo el sistema puede describirse como un mecanismo plano de un grado de libertad, lo que significa que conociendo el valor de θ se puede determinar de forma unívoca la posición, velocidad y aceleración de todos los puntos del sistema (pistones, bielas, yugo...). Esta propiedad es esencial para la formulación cinemática del mecanismo, ya que permite obtener expresiones analíticas simplificadas para el desplazamiento y la velocidad de los pistones, así como para el análisis dinámico posterior.

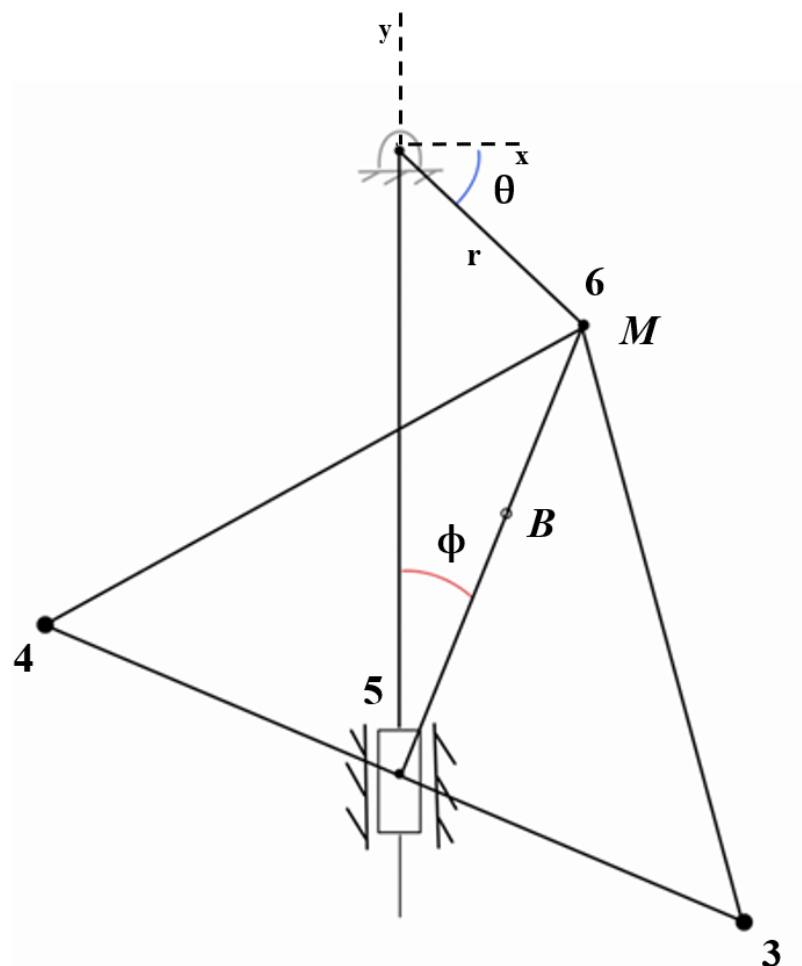


Figura 3-7 Diagrama cinemático yugo de Ross. Elaboración propia.

Para el mecanismo del yugo de Ross se puede observar una simplificación del diagrama general en la Figura 3-7. Se suprimen los eslabones y juntas cinemáticas de primer grado correspondientes al Pp y Pd , para facilitar el cálculo de la ecuación de Gröbler:

$$GL = 3(4 - 1) - 2 \times 4 - 2 \times 0 = 1 \text{ grado de libertad}$$

3-4

Como podemos observar gracias a la simplificación de los pistones, en el mecanismo yugo de Ross seguimos manteniendo un grado de libertad, donde tenemos cuatro eslabones, tres uniones por perno y una corredera. Por otro lado, encontramos 4 juntas cinemáticas de un grado. Como se muestra en la ecuación 3-4. En conclusión, podemos afirmar que de manera sencilla se reduce a un sistema mecánico de manivela-corredera Figura 3-8.

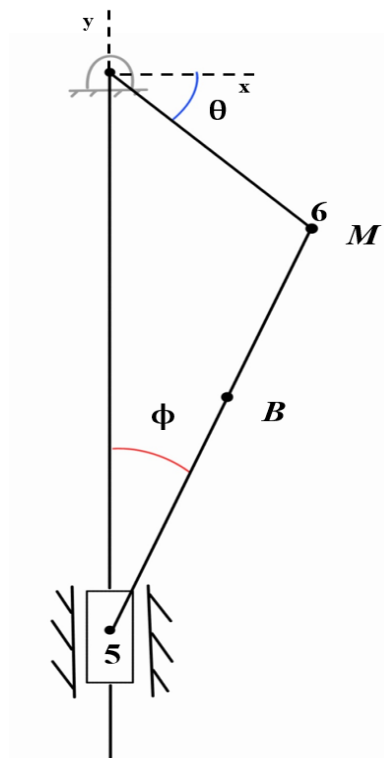


Figura 3-8 Diagrama cinemático manivela-corredera. Elaboración propia.

Como se observa en Figura 3-9. Gracias al mecanismo del yugo de Ross, el sistema ha transformado un movimiento rotacional en un movimiento lineal puro. El pistón, tanto P_d / P_p solo puede desplazarse verticalmente, lo que simplifica la cinemática y evita el uso de bielas articuladas como en los sistemas convencionales, reduciendo el rozamiento y siendo ideal para sistemas que generan potencia limitada como el Stirling LTD.

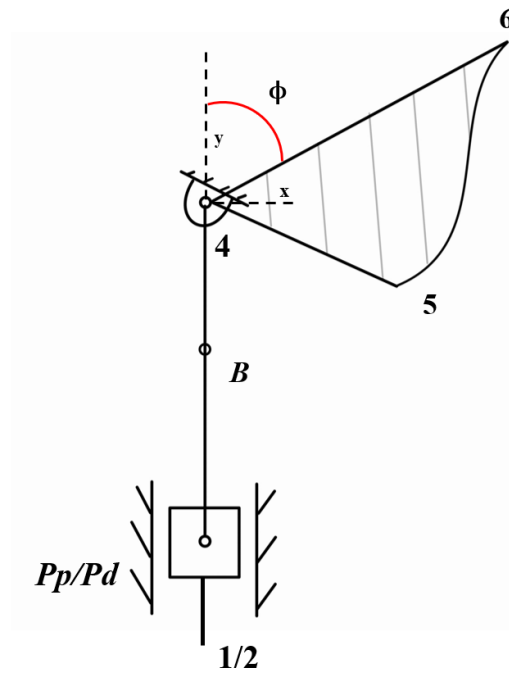


Figura 3-9 Diagrama cinemático Pistón desplazador/potencia. Elaboración propia.

En cuanto a los grados de libertad, en este caso se compone de 3 eslabones, dos uniones por pernos y una corredera. Además, tiene tres juntas cinemáticas de primer grado.

$$GL = 3(3 - 1) - 2 \times 3 - 2 \times 0 = 0 \text{ grado de libertad}$$

3-5

Este diagrama es una subparte del sistema Ross, y por sí sola no tiene grados de libertad, se mueve únicamente porque está acoplada al sistema mayor.

3.3.3 Análisis de posición

Tras haber definido los respectivos diagramas cinemáticos que representan el comportamiento del motor Stirling, se procede al desarrollo de las ecuaciones que describen el desplazamiento de cada uno de sus elementos principales. Tal y como se ha indicado anteriormente, los componentes objeto de análisis serán: los pistones, la manivela, el yugo de Ross.

Cada uno de estos presenta características cinemáticas distintas: la manivela está sometida exclusivamente a un movimiento rotacional; tanto el pistón de potencia como el desplazador realizan desplazamientos rectilíneos; mientras que el mecanismo yugo de Ross describe un movimiento más complejo, resultado de la combinación de rotación y traslación.

De manera simple y sobre las figuras representadas (véase Figura 3-6 y Figura 3-10) se procede a calcular los desplazamientos de la manivela, pistón potencia y pistón desplazador.

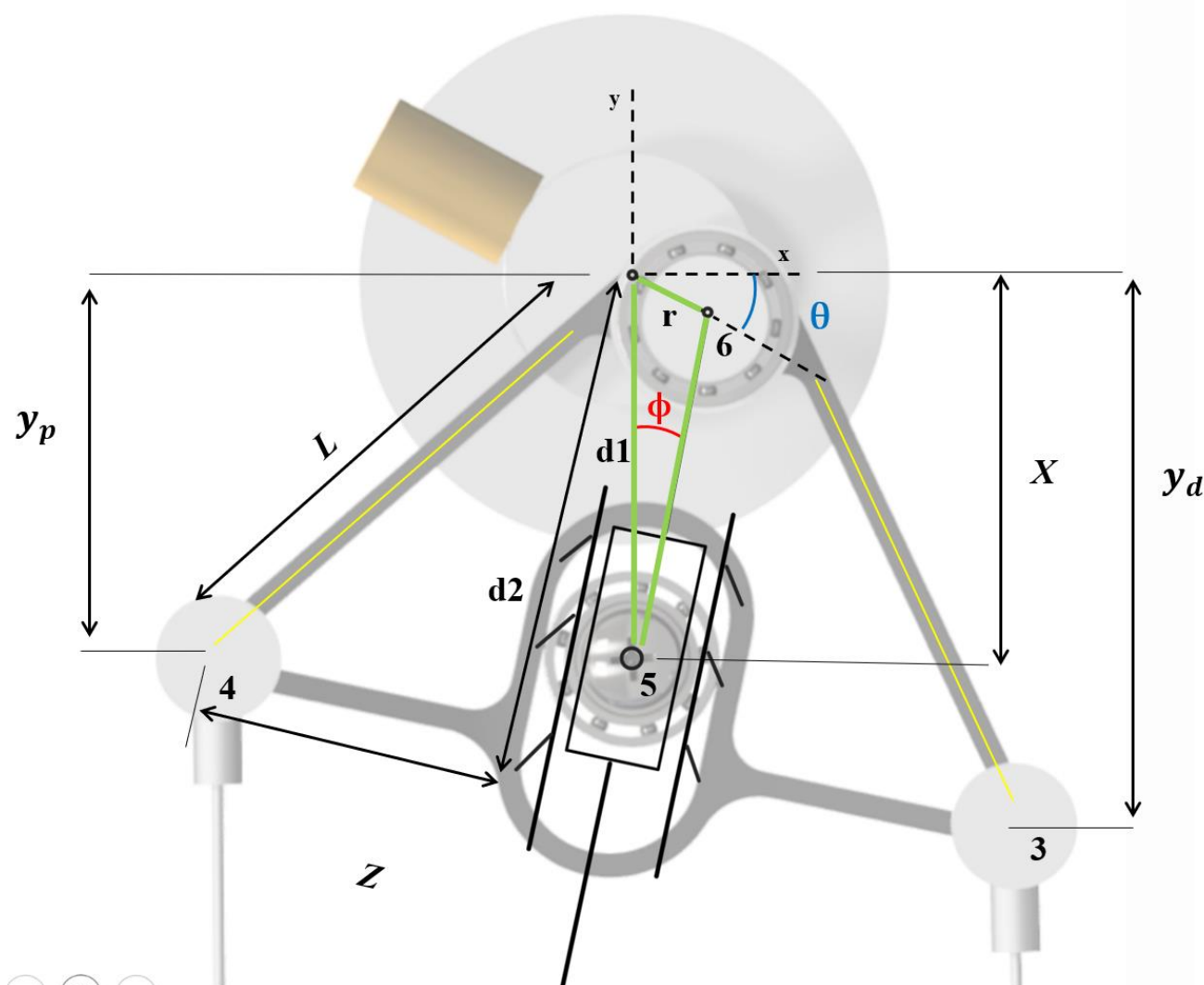


Figura 3-10 Esquema relaciones trigonométricas mecanismo yugo de Ross. Elaboración propia.

Comenzando con el análisis cinemático y basándonos en los distintos diagramas/esquemas de motor Stirling LTD tipo gamma con mecanismo yugo Ross podemos ver que: θ representa el ángulo de la manivela, r el radio de la manivela, $d1$ la longitud de manivela-yugo, Z la posición del pistón, ϕ el ángulo de unión del yugo Ross con la manivela. Siguiendo las respectivas relaciones trigonométricas como el Teorema del seno, podremos calcular los respectivos desplazamientos de los pistones en función siempre del ángulo de la manivela.

En primer lugar, la posición de la manivela, esta gira con un radio fijo r y un ángulo θ respecto a la vertical. Su extremo traza un movimiento circular, por lo que sus coordenadas cartesianas son:

$$x = r \cos(\theta) \quad 3-6$$

$$y = r \sin(\theta) \quad 3-7$$

Estas ecuaciones representan la posición instantánea del punto de unión entre la manivela y el yugo (punto 6), en función del ángulo θ . Son la base para derivar posteriormente las posiciones del resto del mecanismo.

Seguidamente, estudiando el mecanismo de yugo Ross y trabajando en función de θ , relacionamos que:

$$r \cos(\theta) = d_2 \sin(\phi) \quad 3-8$$

$$d_2 \cos(\phi) = \sqrt{(d_2)^2 - (r \cos(\theta))^2} \quad 3-9$$

$$d_{2\theta} = \sqrt{(d_2)^2 - (r \cos(\theta))^2} \quad 3-10$$

$$d_1^2 = [y_0 + r \sin \theta - d_2 \sin \phi]^2 + [r \cos \theta + d_2 \cos \phi - Y_0]^2 \quad 3-11$$

La longitud L o longitud de yugo, sabemos que:

$$\text{Yoke} = L = \sqrt{d_2^2 + Z^2} \quad 3-12$$

Por lo tanto, conociendo todos estos parámetros se desarrollan las ecuaciones que rigen el desplazamiento en el eje y de los pistones.

Para el pistón de potencia:

$$Y_p = (r \cos \theta + d_2 \cos \phi) + Z \sin \phi \quad 3-13$$

$$Y_p = X + r \left[\frac{Z}{d_2} \right] \cos \theta \quad 3-14$$

Siendo X, el módulo de la longitud del yugo Ross:

$$X = (r \cos \theta + d_2 \cos \phi) \quad 3-15$$

Finalmente obtenemos la ecuación del desplazamiento del Pistón de potencia:

$$Y_p(\theta) = r \left[\sin \theta - \frac{Z}{d_2} \cos \theta \right] + d_2 \quad 3-16$$

Paralelamente podremos hallar la ecuación de desplazamiento del pistón desplazador, sabiendo que están desfasados 90°.

Para el pistón desplazador:

$$Y_d(\theta) = r \left[\sin \theta + \frac{Z}{d_2} \cos \theta \right] + d_2 \quad 3-17$$

Seguidamente podemos hallar con la ecuación 3-12 los desplazamientos máximos y mínimos del pistón de potencia y el pistón desplazador, ambas ecuaciones válidas para los dos pistones

$$Y_{\max} = \sqrt{(yoke + r)^2 - Z^2} \quad 3-18$$

$$Y_{\min} = \sqrt{(yoke - r)^2 - Z^2} \quad 3-19$$

3.3.4 Análisis de la velocidad

Realizando las derivadas de los desplazamientos calculados anteriormente podremos calcular las ecuaciones de velocidad de los pistones de forma análoga. Tanto para el pistón potencia como para el pistón desplazador.

La ecuación de velocidad del pistón potencia Pp:

$$v_p(\theta) = \frac{dY_p}{dt} = r \left(\cos(\theta) \dot{\theta} - \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \dot{\theta} \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \quad 3-20$$

$$v_d(\theta) = \frac{dY_d}{dt} = r \left(\cos(\theta) \dot{\theta} + \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \dot{\theta} \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \quad 3-21$$

Sabemos que la velocidad angular de la manivela $\dot{\theta}$ es la velocidad del volante de inercia, ya que este es solidario e unido mecánicamente por tornillería.

3.3.5 Análisis aceleración

Para calcular las aceleraciones de los pistones, se deriva de manera simultánea las ecuaciones de la velocidad de los pistones, resultando en:

$$\begin{aligned} a_p(\theta) = \frac{dv_p}{dt} = & \frac{r^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} \\ & - r \left(\sin(\theta) \dot{\theta}^2 - \cos(\theta) \ddot{\theta} + \frac{Z \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2} + \frac{Z \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2} \right) \\ & - \frac{r^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - \frac{r^4 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{(d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta))^{3/2}} + \frac{r^2 \cos^2(\theta) \sin(\theta) \ddot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} \end{aligned} \quad 3-22$$

$$\begin{aligned}
 a_d(\theta) &= \frac{dv_d}{dt} \\
 &= \frac{r^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} \\
 &\quad - r \left(\cos(\theta) \ddot{\theta} - \sin(\theta) \dot{\theta}^2 + \frac{z \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2} + \frac{z \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2} \right) \\
 &\quad - \frac{r^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - \frac{r^4 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{(d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta))^{3/2}} + \frac{r^2 \cos^2(\theta) \sin(\theta) \ddot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}}
 \end{aligned}$$

El desarrollo de una hoja de cálculo basada en las ecuaciones cinemáticas del mecanismo yugo Ross permite transformar los resultados teóricos en una herramienta interactiva de análisis y rediseño. Al parametrizar el sistema introduciendo variables como el ángulo θ , el radio del cigüeñal r , la longitud de los eslabones o la velocidad angular ω y aceleración angular α se obtiene de forma automática la evolución del desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón a lo largo de un ciclo completo.

Este Excel, Figura 3-11, no solo permite representar gráficamente estas curvas, sino que también sirve como entorno de validación: modificando cualquier parámetro geométrico o cinemático, se actualizan los resultados en tiempo real. Esto posibilita evaluar diferentes configuraciones del motor, comparar alternativas de diseño, optimizar la geometría del mecanismo o adaptar el sistema a nuevas condiciones de operación.

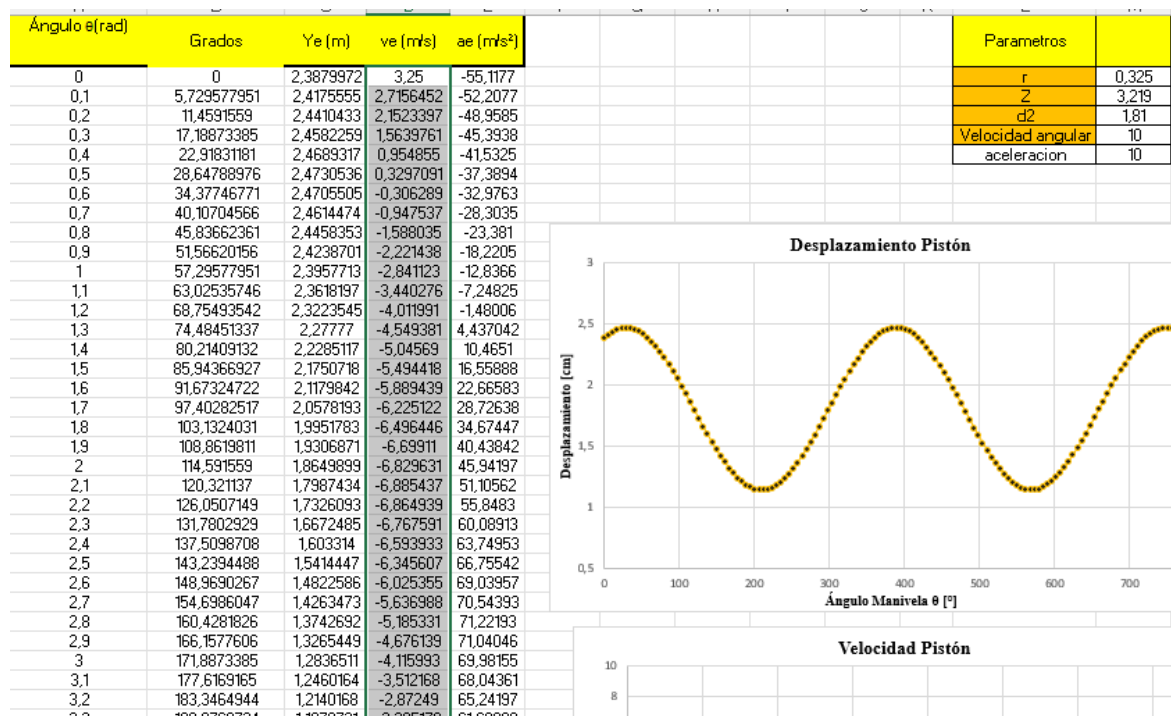


Figura 3-11 Excel análisis ecuaciones cinemáticas. Elaboración propia.

Por otra parte, conociendo 3-8 y despejando en ángulo ϕ , sabemos que la velocidad angular del mecanismo yugo de Ross se puede calcular mediante la derivada con respecto al tiempo, siendo esta:

$$\omega_{346} = \frac{d\phi}{dt} = \dot{\phi} = \frac{r \sin(\theta) \dot{\theta}}{d_2 \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2(\theta)}{d_2^2}}} \quad 3-24$$

3.4 Análisis dinámico

En esta sección se realizará el análisis dinámico en cuestión del motor, cuyo objetivo es el de obtener la inercia total del mecanismo, observando las geometrías de este. Se determinará primero el par de torsión motriz y posteriormente la inercia del sistema.

3.4.1 Determinación del Par de torsión motriz

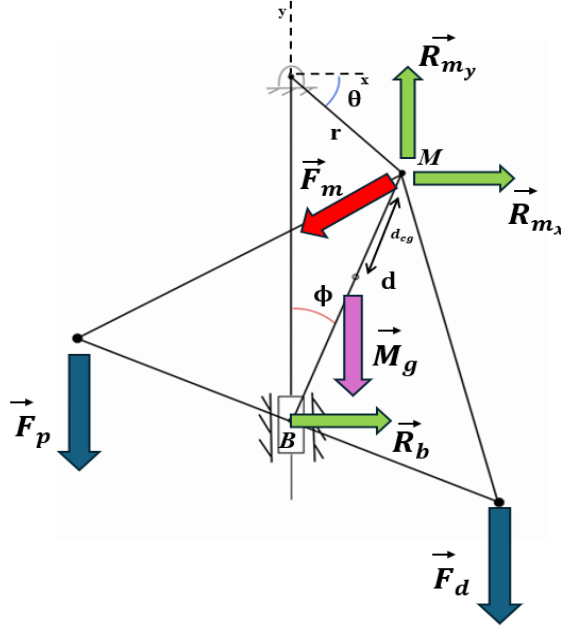


Figura 3-12 Análisis de fuerzas en mecanismo yugo Ross. Elaboración propia.

Para realizar el cálculo del momento de torsión, T_m , necesitamos despejar primero, mediante sumatorios de fuerzas y momentos, la fuerza resultante en el punto de unión de la manivela-yugo, F_m . Para ello, Figura 3-12, tendremos en cuenta la relación existente, mediante el teorema de senos, entre los ángulos θ y ϕ . Seguidamente, se realizará el sumatorio de fuerzas en x e y, finalizando con el sumatorio de momentos.

$$\frac{\sin(\theta)}{d} = \frac{\sin(\phi)}{r}$$
$$\phi = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\theta)}{d}\right) \quad 3-25$$

Posteriormente el sumatorio de fuerzas y momentos:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_m \cdot \cos(\theta) - R_b \cdot \cos(\phi) - R_{mx} = 0 \quad 3-26$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_m \cdot \sin(\theta) + R_b \cdot \sin(\phi) - P - R_{my} = 0 \quad 3-27$$

$$\sum M_m = 0 \Rightarrow -F_m \cdot r + R_b \cdot d \cdot \cos(\phi) + P \cdot d_{cg} = 0 \quad 3-28$$

Teniendo ya realizado el análisis dinámico procedemos a despejar F_m :

$$R_b = \frac{P + R_{my} - F_m \cdot \sin(\theta)}{\sin(\phi)} \quad 3-29$$

$$F_m = \frac{\left(\frac{P + R_{my} - F_m \cdot \sin(\theta)}{\sin(\phi)}\right) \cdot d \cdot \cos(\phi) + P \cdot d_{cg}}{r} \quad 3-30$$

$$F_m = \frac{P \left(\frac{d \cdot \cos(\phi)}{\sin(\phi)} + d_{cg}\right)}{r + \frac{d \cdot \cos(\phi)}{\sin(\phi)} \cdot \sin(\theta)} \quad 3-31$$

$$F_m = \frac{R_b \cdot d \cdot \cos(\phi) + P \cdot d_{cg}}{r} \quad 3-32$$

Finalmente obtenemos la expresión del par:

$$\vec{T}_M = \vec{r} \times \vec{F}_m \quad 3-33$$

3.4.2 Determinación inercia del sistema

En el diseño de sistemas rotacionales, el momento de inercia es un parámetro fundamental, ya que cuantifica la resistencia del sistema a la aceleración angular. Cuanto mayor sea el momento de inercia, mayor será el par necesario para generar un cambio en su velocidad de giro. Por este motivo, en el diseño de motores se busca reducir al mínimo el momento de inercia de las partes móviles, con el fin de mejorar la respuesta dinámica del conjunto.

Sin embargo, existen elementos como el volante de inercia cuya función principal es, precisamente, aprovechar esa capacidad para almacenar energía cinética rotacional. Este componente cobra especial importancia en configuraciones de motor mono cilíndrico, como la del presente estudio, ya que permite mantener el giro del sistema durante las fases del ciclo en las que el pistón no aporta par motor, asegurando así una rotación más continua y estable.

Seguido a esto, se realizará un modelo teórico sobre la inercia del mecanismo empleado en el motor Stirling. Teniendo en cuenta las ecuaciones que rigen la energía cinética, tanto translación como rotación, 3-34 y 3-35. Para la velocidad utilizaremos los cálculos previos en el análisis cinemático en los elementos esenciales y sus masas, Tabla 1. Para simplificar los cálculos se unen masas a distintos componentes, como es el volante de inercia que su masa será la suma de la propia más la pieza que hace de eje para su giro. Por otra parte, la masa conjunta del pistón y biela, más, la conjunta del desplazador y biela.

Componente	Masa
Pistón + Biela	1,52 g
Manivela	1,56 g
Desplazador + Biela	2,35 g
Yugo de Ross	1,03 g
Volante de inercia	42,5 g
Contrapeso Manivela	0,73g

Tabla 1 Tabla masas componentes. Elaboración propia.

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad 3-34$$

$$E_c = \frac{1}{2}I\omega^2 \quad 3-35$$

La ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, es la energía total del sistema. Posteriormente, se desarrollan cada uno de sus términos y se despajará el valor de la I_{eq} . El resultado será el modelo dinámico reducido del mecanismo que nos dará el valor de la inercia en función del ángulo de la manivela θ .

Para simplificar los cálculos, en el modelo dinámico del sistema se ha considerado el yugo de Ross como un elemento de comportamiento predominantemente rotacional. Aunque este componente no describe una rotación completa en torno a un eje fijo como lo haría un volante de inercia o una manivela, su movimiento se aproxima a una oscilación angular alrededor de un punto central del mecanismo. Desde el punto de vista energético, el centro de masas del yugo describe una trayectoria curva cuya velocidad puede relacionarse con la velocidad angular general del sistema, importante recalcar que la velocidad angular es distinta del volante de inercia o de la manivela debido a su eje de giro descentralizado con respecto a la manivela. Por tanto, su contribución a la energía cinética total se ha modelado mediante una expresión equivalente de tipo rotacional, se definen también el resto de las energías cinéticas de cada pieza.

$$E_{c,\text{total}} = E_{c_M} + E_{c_{pp}} + E_{c_{pd}} + E_{c_{Yr}} + E_{c_{Vi}} + E_{c_{Cp}} = \frac{1}{2} I_{\text{eq}}(\theta) \cdot \omega^2 \quad 3-36$$

$$E_{c_M} = \frac{1}{2} I_m \omega^2 \quad 3-37$$

$$E_{c_{Vi}} = \frac{1}{2} I_{Vi} \omega^2 \quad 3-38$$

$$E_{c_{Yr}} = \frac{1}{2} I_{Yr} \omega_b^2 \quad 3-39$$

$$E_{c_{pp}} = \frac{1}{2} m_{pp} V_{pp}^2 \quad 3-40$$

$$E_{c_{pd}} = \frac{1}{2} m_{pd} V_{pd}^2 \quad 3-41$$

$$E_{c_{Cp}} = \frac{1}{2} I_{Yr} \omega^2 \quad 3-42$$

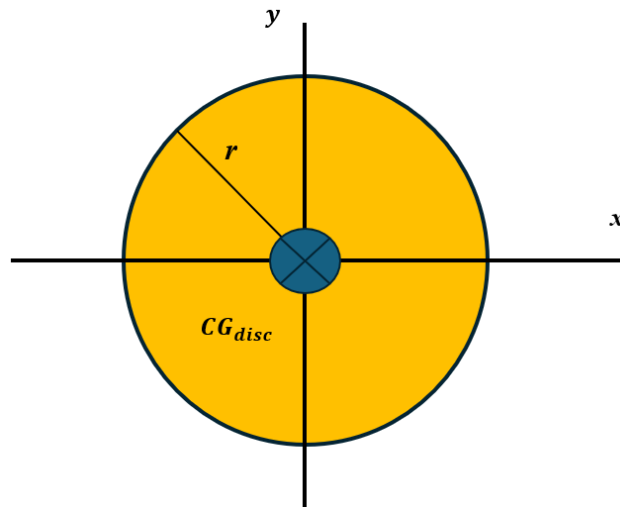


Figura 3-13 Centro de gravedad de la manivela. Elaboración propia.

En Figura 3-13, se representa un corte transversal de la manivela de forma simplificada. El momento de inercia con respecto al eje normal a la superficie y que pasa por su centro de gravedad 3-43. Por otra parte, el centro de gravedad de un disco uniforme equivale a cero.

$I_M = \frac{1}{2} m_{disc} r^2$	3-43
----------------------------------	------

Para el cálculo de las inercias, hay que sustituir las masas por el producto de la densidad y el volumen, siendo p es el ancho de la pieza.

$m_M = \rho(\pi r^2 \cdot p)$	3-44
-------------------------------	------

Repitiendo este proceso, podremos calcular el momento de inercia del volante de inercia, I_{Vi} , siendo este mucho más sencillo de calcular debido a que se trata de un disco uniforme con el centro de gravedad alineado en su centro de giro, Figura 3-14, siendo el momento de inercia resultante 3-45.

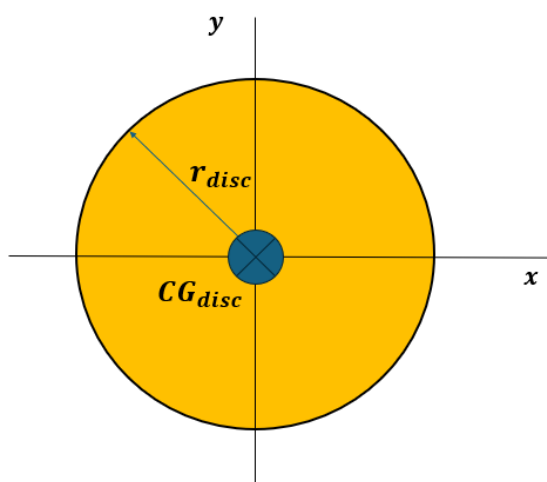


Figura 3-14 Centro de gravedad del volante de inercia. Elaboración propia.

$I_{Vi} = \frac{1}{2} m_{Vi} r^2$	3-45
$m_{Vi} = \rho(\pi r^2 \cdot p)$	3-46

Sin embargo, el cálculo del momento de inercia del mecanismo yugo de Ross, por simplicidad en los cálculos se reduce al momento de inercia sobre su centro de gravedad de un triángulo isósceles, Figura 3-15, aunque es cierto que, la energía cinética del mismo es rotacional y de translación, solo se tendrá en cuenta la rotación.

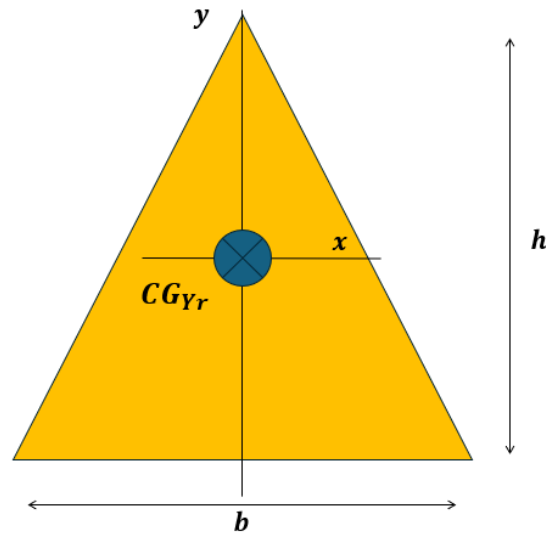


Figura 3-15 Centro de masas yugo de Ross. Elaboración propia.

$I_{\text{Triángulo}} = \frac{1}{18} m_{Yr} (b^2 + h^2)$	3-47
$CG_{\text{triángulo}} = \frac{b}{2}$	3-48
$I_{Yr} = \frac{1}{18} m_{Yr} (b^2 + h^2) + m_{Yr} \left(\frac{b}{2}\right)^2$	3-49
$m_{Yr} = \rho \left(\frac{1}{2} b h \cdot p\right)$	3-50

Como último caso nos quedaría el contrapeso de la manivela, en este caso al estar alejado del centro de giro, tendremos que aplicar el teorema de Steiner o ejes paralelos, para ello en primer lugar se plantea el momento e inercia con respecto al eje z, resultando de la siguiente forma, Figura 3-16.

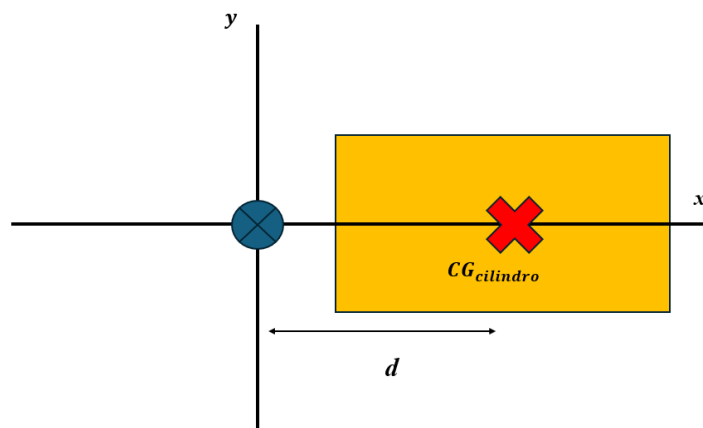


Figura 3-16 Centro de masas contrapeso manivela. Elaboración propia.

$$I_{cp} = I_{\{CG\}} + m d^2$$

3-51

$$I_{cp} = \left(\frac{1}{4} m R^2 + \frac{2}{12} m h^2 \right) + m d^2 \quad 3-52$$

$$m_{cp} = \rho \pi R^2 h \quad 3-53$$

Una vez obtenidos todos los momentos de inercia correspondientes, ya podemos completar términos en la energía cinética del sistema, obteniendo finalmente el momento de inercia equivalente en función del ángulo θ , 3-54. Se sustituyen también las expresiones de velocidad calculadas en el apartado cinemático anterior de velocidad de pistón, velocidad de desplazador y velocidad del yugo Ross.

$I_{eq}(\theta) = \frac{2E_{c,total}}{\omega^2}$	3-54
--	------

Donde la energía cinética total, 3-56, corresponde a:

$E_{c,total} = \frac{1}{2} m_{pp} V_{pp}^2 + \frac{1}{2} m_{pd} V_{pd}^2 + \frac{1}{2} I_{yr} \omega_b^2 + \frac{1}{2} I_{vi} \omega^2 + \frac{1}{2} I_m \omega^2 + \frac{1}{2} I_{cp} \omega^2$	3-55
$E_{c,total} = \frac{1}{2} I_m \omega^2 + \frac{1}{2} m_{pp} \left[r \left(\cos(\theta) - \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \right) \dot{\theta} + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \right]^2$ $+ \frac{1}{2} m_{pd} \left[r \left(\cos(\theta) + \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \right) \dot{\theta} + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \right]^2 + \frac{1}{2} I_{yr} \omega_b^2$ $+ \frac{1}{2} I_{vi} \omega^2 + \frac{1}{2} I_{cp} \omega^2$	3-56

3.5 Modelado Inventor

Tras haber abordado el análisis termodinámico, cinemático y dinámico tanto desde una perspectiva analítica como experimental, resulta conveniente contrastar y validar dichos resultados mediante herramientas de simulación digital. Para ello, se ha recurrido a la aplicación Autodesk Inventor, la cual ofrece un entorno virtual altamente funcional que permite replicar con precisión el comportamiento del motor Stirling.

En este apartado, se procederá a la modelación tridimensional de los distintos componentes del motor, asegurando que las condiciones de movimiento impuestas en el ensamblaje respeten las restricciones reales del sistema físico. Una vez completado el modelo, el conjunto será transferido al entorno de simulación dinámica, donde se analizarán en detalle tanto los aspectos cinemáticos como dinámicos del mecanismo, permitiendo obtener una visión complementaria a los métodos previos de estudio.

3.5.1 Ensamblaje

Para el modelado del motor Stirling LTD, se ha procurado reproducir con la máxima fidelidad posible la geometría y configuración del sistema real. Con este fin, se llevó a cabo un proceso de medición directa mediante pie de rey, garantizando una precisión adecuada y considerando tanto el margen de error instrumental como las posibles desviaciones derivadas del procedimiento experimental.

El motor fue completamente desmontado con el objetivo de registrar dimensiones detalladas de cada uno de sus componentes. Se tomaron medidas suficientes para permitir la reconstrucción virtual del conjunto, abarcando tanto piezas fijas como móviles, así como elementos de unión y dispositivos de guiado o apoyo. A partir de la información recopilada, se desarrolló un modelo tridimensional lo suficientemente preciso como para cumplir con los fines analíticos y de simulación propuestos en este estudio. En este caso, el modelo correspondiente al motor Stirling LTD tipo Gamma se ha dividido en tres zonas diferenciadas, cada una con una función específica dentro del funcionamiento del mecanismo.

En primer lugar, se encuentra la bancada o bloque motor, cuya función es alojar el conjunto pistón-biela-manivela, y servir como apoyo para los rodamientos que guían el eje de salida del motor. Esta parte soporta las cargas mecánicas transmitidas por el sistema de transmisión y garantiza el correcto alineamiento del eje.

En segundo lugar, se identifica la cámara del pistón de potencia, dispuesta en posición vertical y fijada directamente a la bancada. Esta configuración permite un movimiento lineal del pistón alineado con la fuerza gravitatoria, lo cual simplifica el diseño mecánico y mejora la eficiencia del sistema a baja temperatura.

La tercera parte corresponde al cilindro del desplazador, también dispuesto en posición vertical y separado lateralmente del cilindro de potencia. Ambos se encuentran conectados a través de un conducto de transferencia, que permite el paso del fluido de trabajo entre las dos cámaras durante el ciclo termodinámico. Aunque en motores Stirling convencionales este conducto puede incorporar un regenerador activo, en el modelo estudiado no se incluye un elemento regenerativo como tal. No obstante, el propio tubo actúa como regenerador pasivo, acumulando y liberando parte del calor en sus paredes durante el flujo del gas.

En conjunto, el bloque motor, Figura 3-17, constituye la interfaz estructural y funcional entre los componentes térmicos y mecánicos del sistema, garantizando la correcta interacción entre los elementos móviles, la transferencia de calor y el desplazamiento del fluido de trabajo.

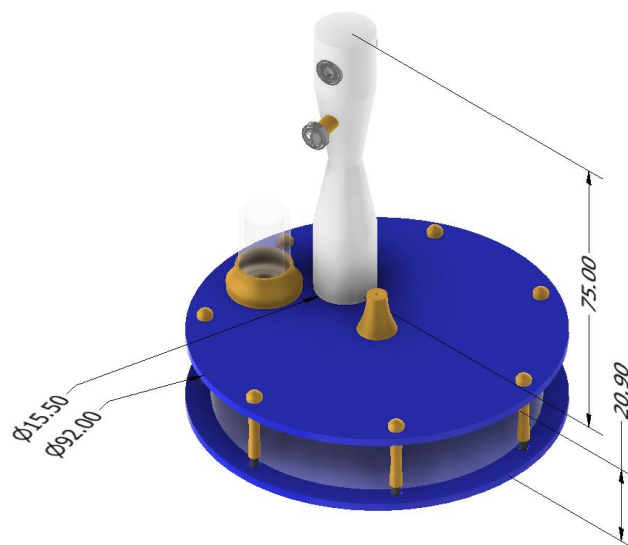


Figura 3-17 Bloque motor. Elaboración propia.

El conjunto formado por la manivela, el mecanismo de Ross y las bielas es el encargado de transformar el movimiento lineal alternativo de los pistones en movimiento rotacional continuo y así proporcionar movimiento rotacional al eje de salida, en este caso el volante de inercia, característico de los motores Stirling Gamma.

La manivela, Figura 3-18, está unida solidariamente a un volante de inercia, desde donde se extrae la transmisión mecánica. Va montada sobre rodamientos que aseguran un giro suave, y se conecta al yugo de Ross mediante un pasador atornillado excéntrico.

El mecanismo de Ross, Figura 3-19, convierte el movimiento lineal de las bielas, cuyo movimiento es generado por el pistón de potencia y del desplazador (véase en Figura 3-20 y Figura 3-21). Ambas bielas empujan alternadamente el cuerpo del yugo, que, guiado por una corredera, transmite ese movimiento al eje de manivela.

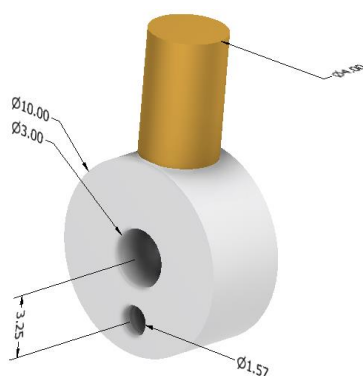


Figura 3-18 Manivela. Elaboración propia.

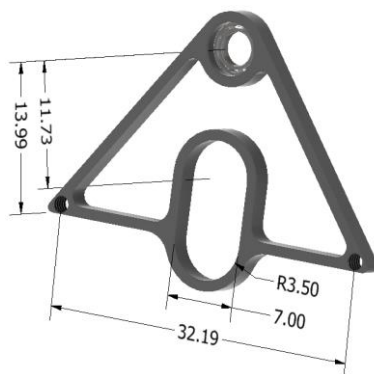


Figura 3-19 Mecanismo Yugo de Ross. Elaboración propia.

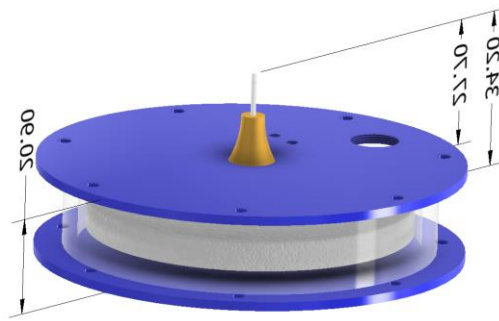


Figura 3-20 Desplazador. Elaboración Propia.

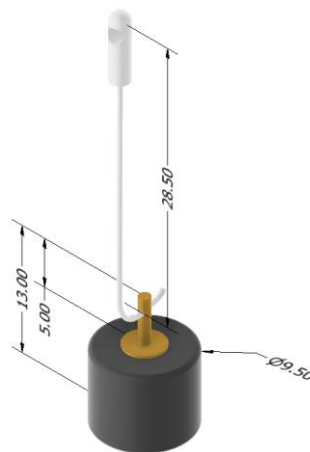


Figura 3-21 Biela- Pistón de potencia . Elaboración propia.

Para el modelado y posterior análisis del motor Stirling LTD tipo Gamma, se ha llevado a cabo una estimación de los materiales de cada componente a partir de la medición de masas reales, Figura 3-22, y volúmenes modelados en Inventor, aplicando la fórmula básica de la densidad:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad 3-57$$

Mediante este procedimiento, se ha podido asociar cada parte del motor a su material más probable, permitiendo una mayor fidelidad en la simulación mecánica y térmica. Los principales componentes estructurales del motor: el pistón, fabricado en politetrafluoroetileno, la bancada, la base inferior, los pasadores, la biela, la manivela, el yugo de Ross, los ejes y el volante de inercia están fabricados en aluminio 6061, un material ligero, resistente y adecuado para aplicaciones mecánicas de precisión.

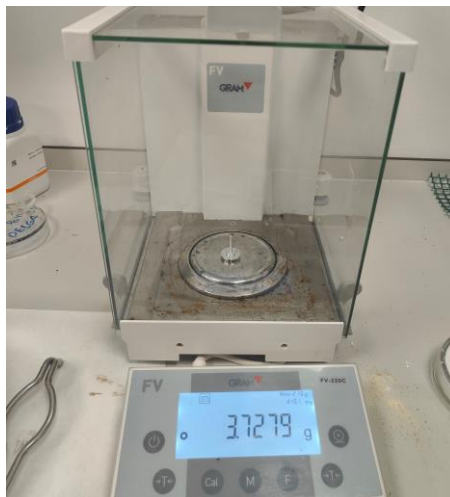


Figura 3-22 Medición masas de piezas. Elaboración propia.

Por otro lado, las cámaras del pistón de potencia y del desplazador, así como el regenerador (o tubo de conexión), están fabricados en PMMA (polimetilmetacrilato), un polímero transparente con buena resistencia térmica, utilizado como alternativa ligera al vidrio. En cuanto a los elementos móviles, el pistón desplazador y el pistón de potencia están fabricados en espuma rígida de poliuretano, lo cual permite reducir significativamente la masa inercial del sistema, favoreciendo un funcionamiento eficiente a bajas temperaturas. Sin embargo, este material es ineficaz a la hora de soportar elevadas temperaturas, resultando siempre en el fallo de este como se observó en el análisis termodinámico.

En definitiva, los materiales seleccionados garantizan un equilibrio entre ligereza, resistencia mecánica, conductividad térmica y bajo coste, aspectos fundamentales en motores Stirling de pequeña escala, Figura 3-23.



Figura 3-23 Vista corte ensamblaje. Elaboración propia.

3.5.2 Implementación de IA generativa en modelo 3D

Durante el proceso de modelado del motor Stirling LTD tipo Gamma en Autodesk Inventor, se abordó con especial detalle el diseño de los elementos de unión, tales como tornillería, pasadores, rodamientos y otros componentes de sujeción y apoyo. Gracias a la amplia biblioteca de contenido estándar de Inventor, fue posible insertar elementos normalizados (DIN, ISO, ANSI) en múltiples tamaños, facilitando la definición precisa de la mayoría de los puntos de unión del conjunto.

Sin embargo, al tratarse de un motor de pequeña escala, surgieron limitaciones relacionadas con la disponibilidad de micro rodamientos necesarios en puntos críticos, como el mecanismo Ross o la unión entre el volante de inercia y la manivela. Autodesk Inventor, orientado al diseño industrial a mayor escala, no incluye por defecto componentes de estas dimensiones.

Ante esta limitación, se recurrió al uso de herramientas de inteligencia artificial, concretamente ChatGPT, Figura 3-24, para facilitar la búsqueda de soluciones alternativas. A través de su asistencia, se localizaron diversas plataformas especializadas en contenido CAD gratuito, como TraceParts, GrabCAD, Free3D y Cults3D, desde donde se descargaron modelos adaptables de rodamientos y otros componentes mecánicos no presentes en la biblioteca original.

En tu caso, si buscas los rodamientos del motor Kontax KS90R:

Rodamiento	Diámetro exterior	Diámetro interior (Shaft Diameter)	Grosor
MR117	7 mm	3 mm	2.5 mm
MR105	5 mm	2 mm	2.5 mm

Entonces:

En el buscador filtra por:

- Shaft Diameter: 3 mm → para los de 7x3x2.5 mm
- Shaft Diameter: 2 mm → para los de 5x2x2.5 mm

Y luego afina el filtro con:

- Outer Diameter (OD): 7 mm o 5 mm
- Width (Thickness): 2.5 mm

Pregunta lo que quieras

Medir X +

Selección 1 (Arista)

Diámetro: 7,000 mm

Radio: 3,500 mm

Longitud: 21,991 mm

Ángulo: 360 gr

Propiedades avanzadas

Precisión: 3.123

Precisión de áng...: 0

Unidades duales: Ninguno

Terminado

Elemento	Descripción	Plataforma	Formato compatible	Observaciones
Rodamiento 7 mm (genérico)	Rodamiento estándar con diámetro interior de 7 mm	TraceParts	STEP (.stp), IGES (.igs)	Permite descarga directa e inserción en Inventor; requiere ajuste de escala ocasional
Rodamiento miniatura Schaeffler 7 mm	Rodamiento de precisión para aplicaciones pequeñas	TraceParts (Schaeffler)	STEP (.stp)	Modelado realista; se recomienda verificar tolerancias con pieza receptora
Rodamiento descargado desde	Modelo 3D de usuario con diámetro de eje	GrabCAD	STL, STEP	Puede requerir simplificación del modelo para aligerar el archivo

Pregunta lo que quieras

Figura 3-24 IA Generativa ChatGPT búsqueda de micro rodamientos 3D. Elaboración propia.

Dado que estos elementos descargados suelen presentar errores de escala o geometría, se procedió a realizar un reajuste dimensional manual para garantizar su integración correcta en el ensamblaje. Este paso incluyó procesos de escalado Figura 3-25, alineación y verificación de interferencias para adaptar los componentes al sistema de forma precisa.

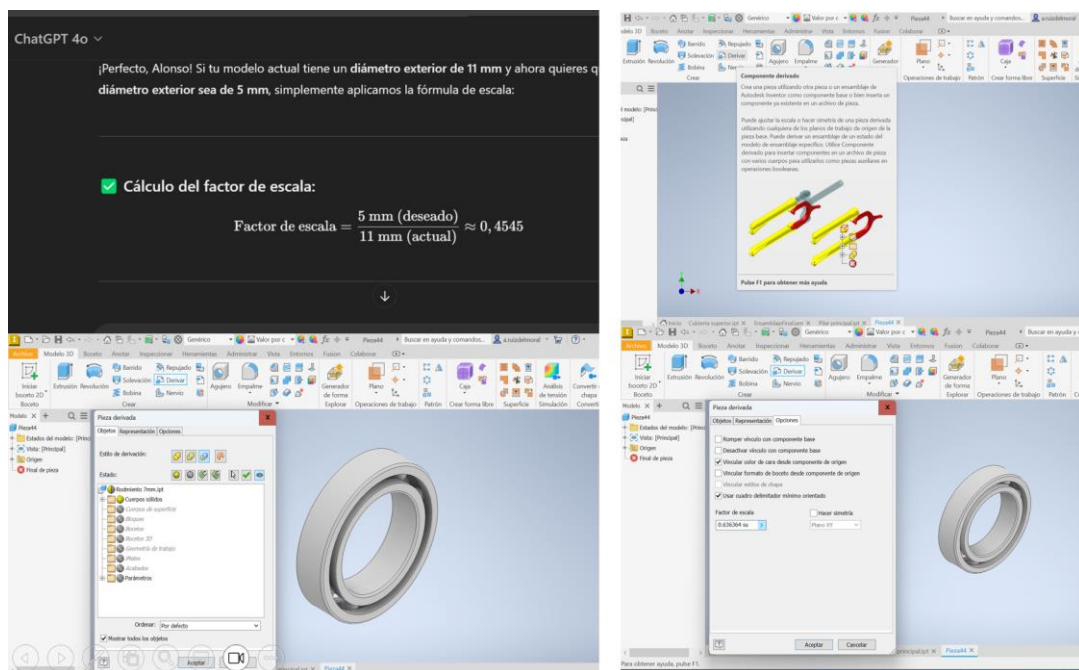


Figura 3-25 IA generativa ChatGPT asistencia en Rediseño y escalado de piezas. Elaboración propia.

Adicionalmente, la inteligencia artificial fue empleada para asistir en la identificación de materiales. A partir de datos experimentales como la masa medida y el volumen modelado de cada componente, mencionado anteriormente. Con ello, y mediante el asesoramiento de IA, se compararon los valores de densidad obtenidos con tablas de materiales estándar, Figura 3-26, lo que permitió inferir materiales plausibles para cada pieza.

Vamos a calcular la densidad para ver a qué aleación de aluminio puede correspo

Datos:

- Peso: 3,7279 g
- Volumen: 1,356 cm³

$$\text{Densidad} = \frac{\text{Masa}}{\text{Volumen}} = \frac{3,7279 \text{ g}}{1,356 \text{ cm}^3} \approx 2,75 \text{ g/cm}^3$$

↓

Resultado: Densidad ≈ 2,75 g/cm³

Esto encaja muy bien con varias aleaciones de aluminio, entre ellas:

Aleación de Aluminio	Densidad (g/cm ³)	Comentario
6061	~2,70	Muy común en estructuras, buen
1050 (Al puro)	~2,70	Muy blando, poco usado estruct
5052	~2,68	Buena resistencia a la corrosión
7075	~2,81	Mucho más resistente, uso aereo

¿Qué aleación es más probable en este contexto?

✓ **Muy probable: Aluminio 6061-T6**

- Densidad: ~2,70 g/cm³ (muy cercano a tu valor de 2,75)
- Aplicación típica: Piezas mecánicas pequeñas, buena maquina
- Muy usado en motores experimentales o educativos, como l
- Buena relación resistencia/peso para piezas en movimiento o

¿Cuál puede ser?

Como tu densidad es de 2,75 g/cm³, es muy probable que estés entre:

- 6061: la más común para mecanizado, piezas estructurales, perfiles, etc.
- 5052: si es una pieza que requiere más resistencia a la corrosión (por ejemp
- o exteriores).
- 7075: posible, aunque algo más densa (si es una pieza muy resistente y liger

Figura 3-26 IA generativa ChatGPT asistencia en búsqueda de materiales. Elaboración Propia.

Es importante destacar que el uso de la inteligencia artificial se ha aplicado como herramienta de apoyo complementaria, utilizada para verificar, contrastar y ampliar información previamente obtenida de fuentes oficiales, técnicas y académicas. En ningún caso ha sustituido el criterio ingenieril ni el contraste con bibliografía o catálogos industriales. Su función ha sido acelerar los procesos de búsqueda, validación y adaptación de componentes, mejorando la eficiencia del modelado y la calidad del diseño final.

En conjunto, el uso de IA no solo permitió acelerar el proceso de modelado y documentación, sino que además ofreció herramientas útiles para la selección de materiales, optimización geométrica y diseño adaptativo, contribuyendo de forma decisiva al desarrollo riguroso y completo del proyecto.

3.5.3 Simulación dinámica

Una vez completado el ensamblaje, para llevar a cabo la simulación dinámica en inventor Figura 3-27, se procede a simplificar el modelo, sustituyendo las uniones físicas como tornillería o pernos por restricciones y uniones lógicas definidas mediante software. Esta depuración permite enfocar el análisis exclusivamente en los elementos relevantes para el comportamiento dinámico del sistema. Se mantienen únicamente las relaciones cinemáticas esenciales, como las uniones de rotación, cilíndricas y rígidas correspondientes al volante de inercia con el eje de la manivela, las bielas conectadas al mecanismo de Ross y la vinculación de éste con sus respectivas bielas. Asimismo, se garantiza la correcta alineación entre los cilindros y los pistones de potencia y desplazador.

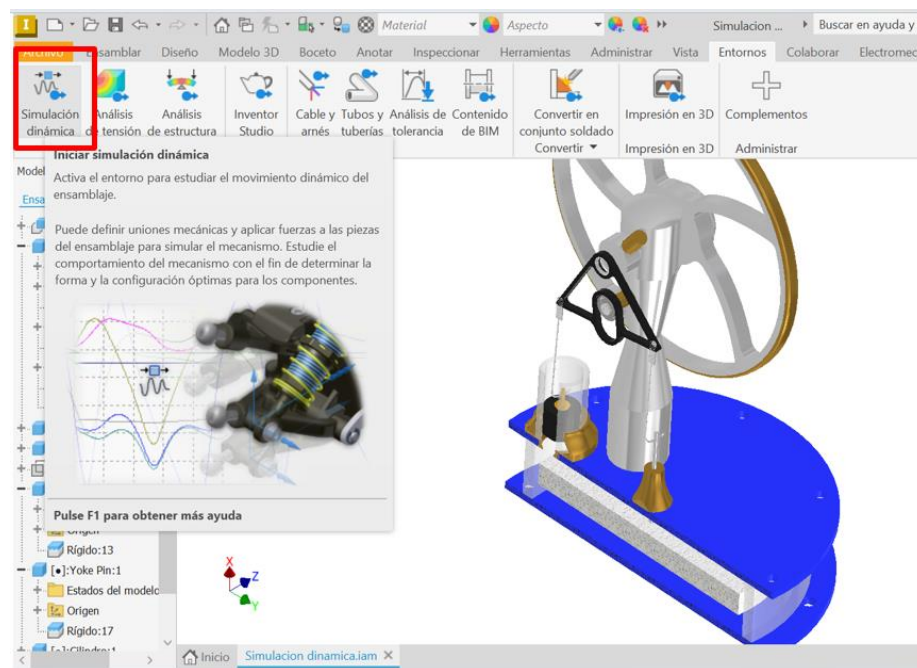


Figura 3-27 Simulación dinámica. Elaboración propia.

Previamente a la simulación dinámica, es fundamental verificar el estado cinemático del ensamblaje para garantizar la coherencia del modelo. Tal como se observa en la , el análisis del sistema arroja un grado de libertad (GDL) igual a uno, condición imprescindible para validar el funcionamiento del mecanismo, Figura 3-29.

Este único grado de libertad se corresponde con la rotación del conjunto manivela volante de inercia, actuando como elemento motor principal del sistema. A partir de su movimiento, se desencadenan y condicionan todos los desplazamientos de los elementos subordinados, como las bielas, el mecanismo de Ross y los pistones. Por otro lado, el análisis también muestra un cierto grado de redundancia, el cual

hace referencia a restricciones adicionales superpuestas dentro del sistema. Aunque estas redundancias no comprometen el desarrollo de la simulación, su eliminación podría alterar el grado de libertad, modificando así la naturaleza del mecanismo.

Por tanto, se considera adecuado mantenerlas, ya que no interfieren en el comportamiento dinámico ni en la precisión del análisis. Finalmente, para conseguir este grado de libertad se tuvieron que reajustar ciertos parámetros de restricciones y uniones dado que las partes correspondientes a los rodamientos, el programa no recoge bien esta información, por ende, se realizan en la pestaña de simulación dichas uniones, Figura 3-28, siendo estas del tipo deslizamiento, asegurando por tanto el movimiento correcto del mecanismo y un grado de libertad.

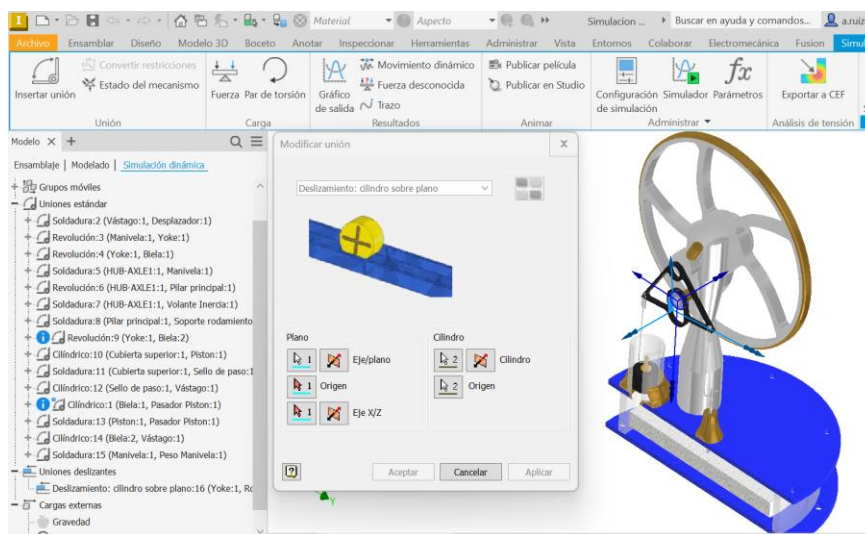


Figura 3-28 Reajuste de uniones y restricciones. Elaboración propia.

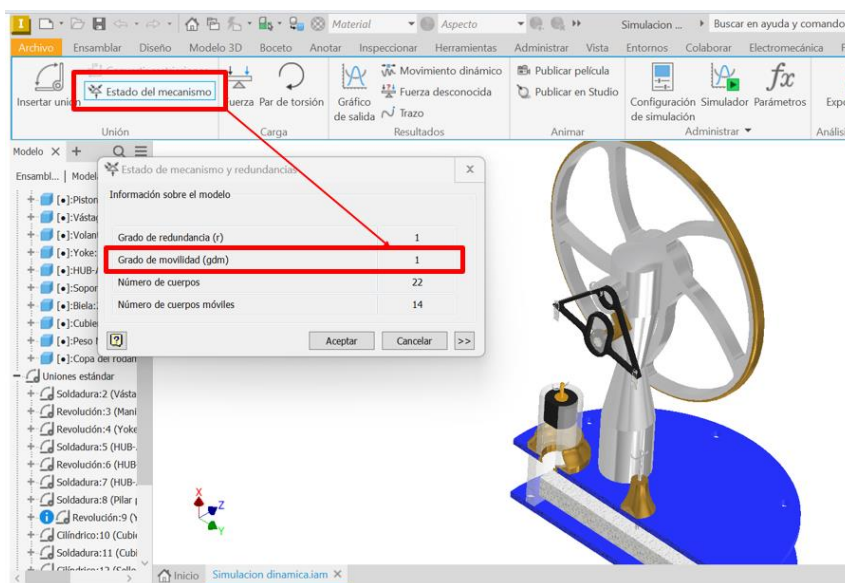


Figura 3-29 Comprobación de grados de libertad. Elaboración propia.

3.5.4 Análisis de posición, velocidad y aceleración

Para simular el funcionamiento del mecanismo, se prescribe el movimiento a uno de sus elementos, lo que permite determinar el comportamiento dinámico del conjunto. En este caso, se modela la acción de la fuerza sobre el pistón a partir de la curva de presión, utilizando como base la aceleración obtenida mediante la ecuación 3-58, representada en la 3-30, donde vemos que se realiza el ciclo dos veces. Esta aceleración se incorpora posteriormente a la ecuación de movimiento del pistón en traslación.

$$\vec{F} = m\vec{a}$$

3-58

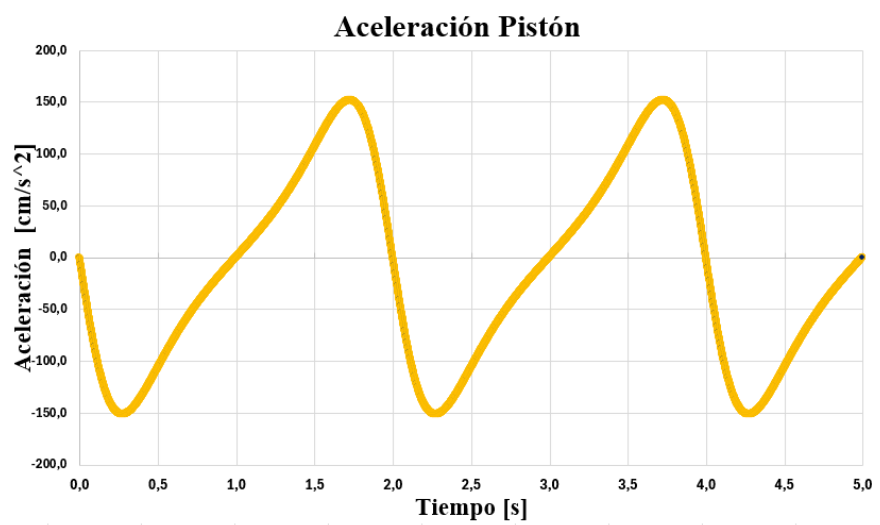


Figura 3-30 Aceleración del pistón. Elaboración propia.

La simulación del movimiento se realiza mediante la introducción de los valores de posición, velocidad, aceleración en la ecuación que rige la traslación del pistón, como se representa en la Figura 3-31. Se toma como referencia el punto muerto inferior del cilindro en el ángulo 0° y el punto muerto superior en 180°, abarcando así el ciclo completo del desplazamiento del pistón con los datos de posición, velocidad y aceleración previamente definidos.

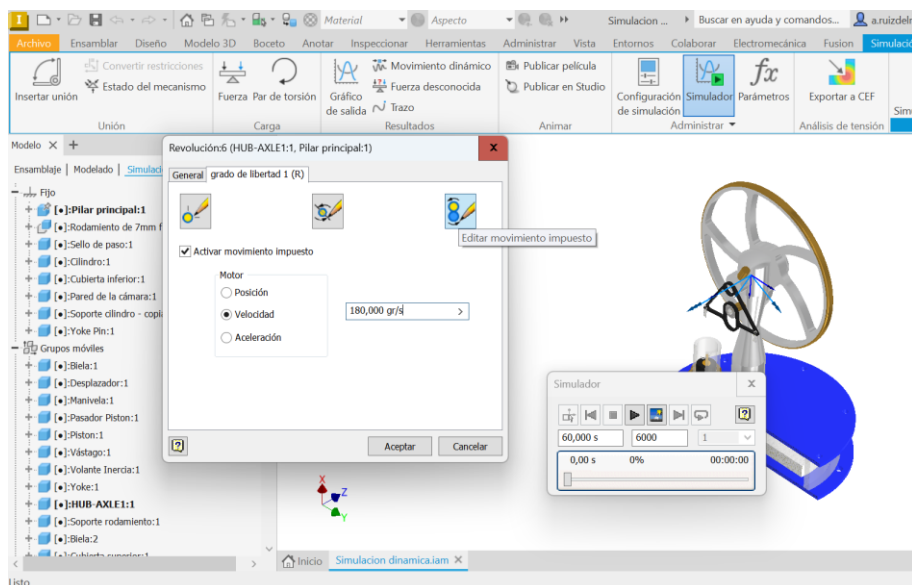


Figura 3-31 Ventana selección gráficos de entrada. Elaboración propia.

Con el fin de analizar el comportamiento cinemático de los distintos elementos del mecanismo, se recurre al entorno de visualización gráfica, representado en la Figura 3-32. Este entorno permite seleccionar los componentes cuyos parámetros de posición, velocidad y aceleración se desean representar, así como establecer un sistema de referencia mediante la elección de un punto fijo del mecanismo como origen de coordenadas. Una vez definidos estos criterios, se procede a la ejecución de la simulación, generándose en tiempo real las curvas asociadas a las magnitudes seleccionadas. Además, el entorno facilita la exportación directa de los datos obtenidos a una hoja de cálculo, donde quedan organizados en los resultados, realizando la correspondiente comparación entre modelo matemático y modelo por software.

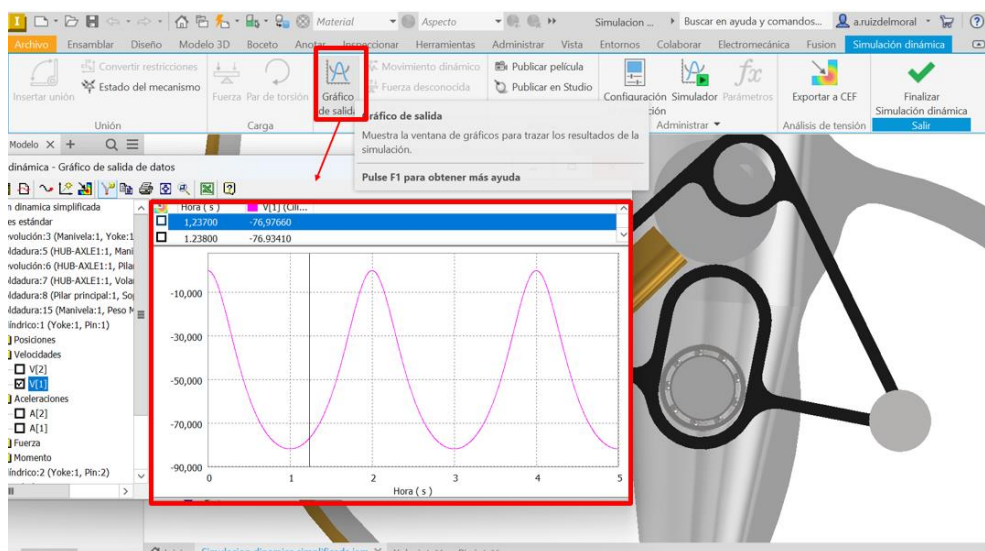


Figura 3-32 Ventana de visualización gráficos de salida. Elaboración propia.

3.6 Rediseño del motor Stirling LTD tipo gamma KONTAX.

Una de las estrategias de mejora propuestas para el motor Stirling LTD tipo gamma consiste en implementar un sistema de ventilación forzada en el foco frío, con el objetivo de reducir su temperatura

y, por tanto, aumentar el rendimiento térmico del ciclo, como pudimos ver en el desarrollo termodinámico. Este sistema se basa en un mini ventilador conectado mecánicamente al eje del motor mediante una correa tipo alternador, de forma que el propio movimiento del motor Stirling acciona el ventilador [28] de manera autónoma, sin necesidad de alimentación externa. La motivación detrás de esta mejora radica en la ecuación de eficiencia ideal del ciclo Stirling, análoga a la del ciclo de Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_{frío}}{T_{caliente}} \quad 3-59$$

De acuerdo con esta relación, al disminuir la temperatura del foco frío, $T_{frío}$, se incrementa la eficiencia teórica del motor, incluso si la temperatura del foco caliente permanece constante. Además, la implementación de este sistema de ventilación no afecta al volumen ni a la masa del conjunto de forma significativa, y su consumo energético es mínimo en comparación con la ganancia potencial obtenida por la mejora del gradiente térmico.

En resumen, este rediseño propone aprovechar directamente parte de la energía mecánica del motor para mejorar su propia eficiencia, generando un efecto de retroalimentación positiva que resulta especialmente valioso en motores Stirling de baja temperatura, donde cada mejora marginal tiene un impacto considerable en el rendimiento global.

Además del sistema de ventilación forzada, se propone incorporar aletas de disipación térmica en la tapa del foco frío, inspiradas en diseños de motores de combustión interna de pequeño tamaño, como los de dos tiempos. Estas aletas metálicas, Figura 3-33, permiten aumentar significativamente la superficie de intercambio térmico, facilitando la transferencia de calor con el ambiente por convección natural. Aunque su impacto térmico no ha sido caracterizado experimentalmente en este estudio, se estima que podrían reducir varios grados la temperatura del foco frío, contribuyendo así a aumentar la eficiencia del motor según la expresión:

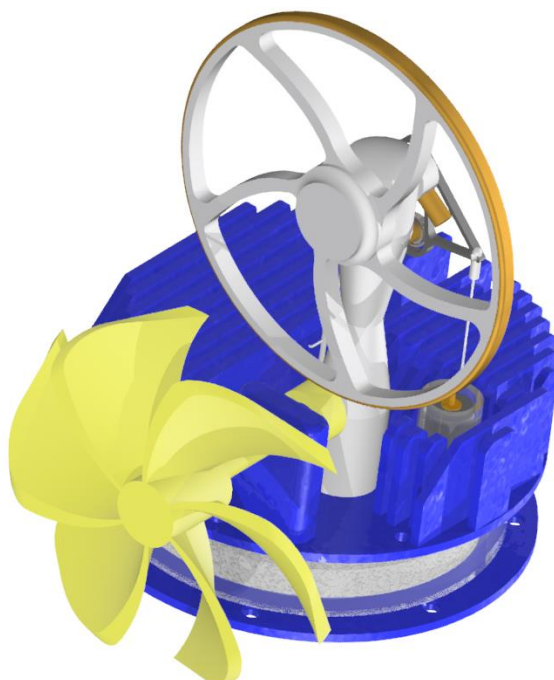


Figura 3-33 Diseño optimizado motor Stirling LTD. Elaboración propia.

Como se puede observar, se acopla un ventilador a la superficie superior del motor Stirling, el eje del ventilador es coincidente en su polea y tangente al volante de inercia que le transmite el movimiento, es un esquema básico que evita el uso de poleas o añadir más elementos que aumenten las pérdidas mecánicas. Además, la dirección del aire removido por las palas del ventilador es coincidente con los canales de circulación del aire de las aletas de refrigeración, que se extienden por toda la superficie superior del motor.

Para despejar ese cambio de temperatura recurrimos a la ley de enfriamiento de Newton, 3-60:

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T \Rightarrow \Delta T = \frac{Q}{h \cdot A} \quad 3-60$$

De esta expresión se deduce que al aumentar el área A , mediante aletas o mejorar el coeficiente h *coeficiente de convección*, se puede reducir significativamente la temperatura del foco frío para una misma cantidad de calor evacuado. Esto tiene un impacto directo sobre el rendimiento teórico del motor, que, como se ha mencionado, depende del cociente $T_{\text{fría}}/T_{\text{caliente}}$

Para poder estimar cuantitativamente el efecto del sistema de ventilación forzada sobre el foco frío del motor Stirling, es necesario calcular el coeficiente de convección h . Este parámetro representa la eficiencia del intercambio térmico entre la superficie del motor y el aire ambiente, y depende del tipo de flujo, la geometría del sistema y las propiedades del fluido. Para poder estimar el coeficiente de convección, es necesario seguir una metodología basada en relaciones empíricas que tienen en cuenta las condiciones del flujo y las propiedades del fluido en cuestión. El coeficiente representa la capacidad de una superficie para intercambiar calor con un fluido en movimiento (en este caso, aire), y su valor depende principalmente de si el flujo es natural o forzado, de la geometría del sistema, de la velocidad del fluido y de las características térmicas del aire.

En primer lugar, se debe distinguir entre convección natural y convección forzada. La convección natural ocurre cuando el aire se mueve debido a diferencias de densidad producidas por cambios de temperatura, sin intervención de ningún ventilador. En cambio, la convección forzada es provocada por un ventilador u otro sistema mecánico que impulsa el aire directamente sobre la superficie, como ocurre en el diseño implementado en el motor Stirling rediseñado.

Para el caso de convección forzada, el procedimiento comienza con el cálculo del número de Reynolds, que permite conocer el régimen del flujo:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad 3-61$$

Donde ν es la viscosidad cinemática del aire, L es una longitud característica del sistema, y u es la velocidad del aire. Según el valor obtenido de Re , puede clasificarse el flujo como laminar o turbulento, lo cual es determinante a la hora de elegir la expresión adecuada para calcular el número de Nusselt, Nu .

Existen diferentes correlaciones empíricas para determinar, Nu , en función de Re y del número de Prandtl, Pr , que en el caso del aire tiene un valor aproximado de 0,7. Una vez obtenido el valor de Nu , se puede calcular el coeficiente de convección mediante la fórmula:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad 3-62$$

Donde k es la conductividad térmica del aire, y la L longitud característica. Este valor de permite posteriormente calcular la cantidad de calor que puede evacuarse desde la superficie mediante convección. De forma orientativa, en la siguiente Tabla 2, se muestran algunos valores típicos del coeficiente de convección en diferentes situaciones prácticas.

Convección natural (aire):	2 – 25 W/m ² ·K
Convección forzada con aire a baja velocidad:	10 – 50 W/m ² ·K
Convección forzada con aire a alta velocidad	50 – 250 W/m ² ·K
Convección forzada con líquidos:	100 – 20.000 W/m ² ·K
Ebullición o condensación:	2.500 – 100.000 W/m ² ·K
Superficies con aletas y aire forzado:	30 – 100 W/m ² ·K

Tabla 2 Valores de coeficientes de convección en distintos medios [29].

Estos rangos permiten validar si los resultados obtenidos en un diseño preliminar son razonables y ayudan a seleccionar estimaciones realistas en ausencia de ensayos experimentales directos.

En definitiva, este rediseño representa una solución eficiente, compacta y energéticamente autónoma que permite incrementar el rendimiento térmico sin comprometer la simplicidad mecánica del sistema. Aun es necesaria una demostración experimental, un análisis de esta retroalimentación y observar si el balance es positivo o negativo para determinar si mejora o no el rendimiento del motor. Además, este diseño es una solución práctica e inteligente para su integración ya que es viable incluso en motores Stirling de baja potencia, donde pequeñas mejoras térmicas pueden tener un efecto notable en el comportamiento global del ciclo [30] .

4 RESULTADOS

4.1 Descripción del apartado

En este apartado se presentan los resultados obtenidos a partir del análisis desarrollado. La exposición de estos se organiza siguiendo el mismo orden metodológico establecido en el trabajo. En primer lugar, se abordan los resultados correspondientes al estudio termodinámico; a continuación, se analiza el comportamiento cinemático y dinámico del mecanismo; y, por último, se exponen los resultados derivados de la simulación realizada en Autodesk Inventor. Aunque se trata de tres ámbitos diferenciados de análisis, estos no son independientes entre sí. Por el contrario, se complementan de manera coherente: los resultados del estudio termodinámico guardan relación directa con los fenómenos dinámicos del sistema, y la simulación en Inventor actúa como herramienta de validación del modelo cinemático. Finalmente, se recogen las conclusiones obtenidas a partir del planteamiento de un posible rediseño del motor.

4.2 Análisis termodinámico

En los motores de combustión interna, el consumo de combustible se incrementa proporcionalmente con la demanda de par, permitiendo una respuesta prácticamente instantánea ante variaciones de carga. En contraste, el motor Stirling presenta una mayor inercia térmica, lo que implica un tiempo de respuesta más lento a la hora de incrementar el par entregado. Esta característica lo hace especialmente adecuado para aplicaciones en las que se requiera un régimen de giro constante y estable, más que una respuesta rápida a transitorios de carga. Por otro lado, en Figura 4-1, podemos analizar la variación de las revoluciones con la temperatura del foco caliente, observando como la temperatura influye en la entrega de par:

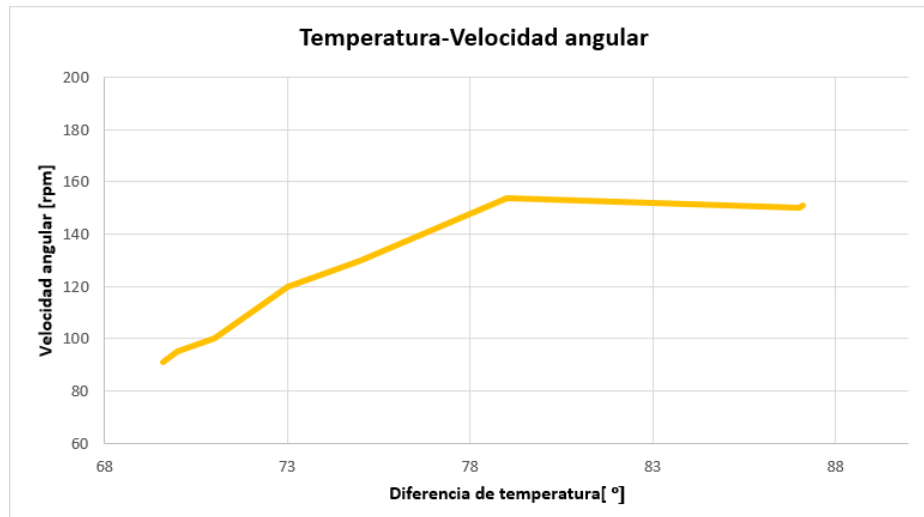


Figura 4-1 Velocidad angular con respecto a la variación de temperatura. Elaboración propia.

La gráfica representa la evolución de la velocidad angular del motor Stirling (en revoluciones por minuto) en función de la diferencia de temperatura aplicada, operando con una potencia térmica constante de 60 W suministrada externamente. Es importante destacar que la curva no parte desde el origen, lo cual es coherente con el comportamiento propio de los motores Stirling: este tipo de dispositivos requiere una diferencia mínima de temperatura para iniciar su funcionamiento. Dicho umbral térmico debe ser superado para que el gas de trabajo comience a expandirse y contraerse de forma útil, generando movimiento cíclico. Una vez alcanzado ese umbral, la velocidad angular aumenta de forma casi lineal con la diferencia de temperatura, lo cual concuerda con el principio teórico por el cual una mayor ΔT se traduce en una mayor eficiencia termodinámica y rendimiento mecánico, 4-1.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{fría}}}{T_{\text{caliente}}} \quad 4-1$$

Se podría conocer la $P_{\text{Útil}}$ conociendo el momento torque M y teniendo sus respectivas velocidades angulares y así calcular el marco real con el teórico, comparando ambos rendimientos

$$P_{\text{Útil}} = M \cdot \omega \quad 4-2$$

$$\eta = \frac{P_{\text{Útil}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} \quad 4-3$$

Sin embargo, a partir de cierto punto (en torno a los 80 °C de ΔT), se observa una ligera caída o estabilización de la velocidad. Este comportamiento podría atribuirse a varias causas, tales como, pérdidas térmicas internas crecientes, fricciones mecánicas y resistencias en los componentes móviles o incluso el inicio de degradación térmica de piezas críticas, como el desplazador, cuya temperatura de rotura se ha estimado en torno a los 130 °C. En este contexto, los 60 W suministrados corresponden a la potencia térmica neta necesaria para mantener la diferencia de temperatura constante entre los focos caliente y frío. Esta entrada energética compensa las pérdidas del sistema y garantiza el mantenimiento del ciclo Stirling en funcionamiento estable. Por tanto, puede considerarse como el flujo de calor mínimo necesario para sostener el rendimiento observado. En conclusión, esta gráfica confirma experimentalmente el efecto directo de la diferencia térmica sobre la respuesta dinámica del motor, y pone de relieve los límites prácticos de operación cuando se trabaja a potencia constante.

4.3 Análisis cinemático

Como primera etapa en la caracterización del sistema, se analizó la movilidad del mecanismo mediante el criterio de Gruebler, demostrando que el conjunto posee un único grado de libertad, lo cual valida su funcionalidad como sistema articulado cerrado. Este resultado es coherente con el diseño de un motor Stirling LTD, donde todo el movimiento se deriva de una única entrada: la rotación de la manivela.

A partir de esta condición, se desarrolló un estudio cinemático completo del sistema. Se obtuvieron las expresiones analíticas del desplazamiento, velocidad y aceleración tanto del pistón de potencia como del pistón desplazador, así como del propio yugo de tipo Ross, elemento clave en la transmisión del movimiento. Estas ecuaciones se resolvieron y representaron a lo largo de un ciclo completo para estudiar el comportamiento periódico del sistema.

Los resultados obtenidos permiten entender en detalle cómo se propaga el movimiento desde la manivela hasta los componentes lineales, y sientan las bases para el posterior análisis dinámico y energético del motor, Tabla 2.

Ecuaciones de posición	
Manivela (M)	$x = r \cos(\theta)$ $y = r \sin(\theta)$
Pistón de potencia (Pp)	$Y_p(\theta) = r \left[\sin \theta - \frac{Z}{d_2} \cos \theta \right] + d_2$
Pistón de desplazador (Pd)	$Y_d(\theta) = r \left[\sin \theta + \frac{Z}{d_2} \cos \theta \right] + d_2$
Ecuaciones de velocidad	
Pistón de potencia (Pp)	$v_p(\theta) = r \left(\cos(\theta) \dot{\theta} - \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \dot{\theta} \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}}$
Pistón de desplazador (Pd)	$v_d(\theta) = r \left(\cos(\theta) \dot{\theta} + \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \dot{\theta} \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}}$
Yugo de Ross (Yr)	$\omega_{Yr} = \frac{d\phi}{dt} = \dot{\phi} = \frac{r \sin(\theta) \dot{\theta}}{d_2 \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2(\theta)}{d_2^2}}}$

Ecuaciones de aceleración	
Pistón de potencia (Pp)	$a_p(\theta) = \frac{r^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - r \left(\sin(\theta) \dot{\theta}^2 - \cos(\theta) \ddot{\theta} + \frac{z \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2} + \frac{z \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2} \right) - \frac{r^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - \frac{r^4 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{(d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta))^{3/2}} + \frac{r^2 \cos^2(\theta) \sin(\theta) \ddot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}}$
Pistón de desplazador (Pd)	$a_d(\theta) = \frac{r^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - r \left(\cos(\theta) \ddot{\theta} - \sin(\theta) \dot{\theta}^2 + \frac{z \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2} + \frac{z \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2} \right) - \frac{r^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - \frac{r^4 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{(d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta))^{3/2}} + \frac{r^2 \cos^2(\theta) \sin(\theta) \ddot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}}$

Tabla 3 Ecuaciones cinemáticas de los componentes móviles. Elaboración propia.

En las siguientes gráficas se representa la evolución del desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón de potencia en función del ángulo de giro θ de la manivela, cubriendo un ciclo completo de 360° . Estas curvas han sido obtenidas a partir del modelo cinemático desarrollado e implementado en una hoja de cálculo para el motor Stirling LTD, y validan de forma visual el correcto funcionamiento de las ecuaciones.

En la gráfica superior, Figura 4-2 el desplazamiento del pistón describe una trayectoria senoidal suave, partiendo desde el punto muerto inferior (PMI) donde alcanza su valor máximo hasta el punto muerto superior (PMS), donde el desplazamiento es mínimo. Esta oscilación es característica de los mecanismos manivela-corredera y confirma que el modelo reproduce fielmente el ciclo real del pistón.

En la segunda gráfica, Figura 4-3 la velocidad del pistón presenta una evolución armónica con un valor nulo en los extremos de carrera (PMI y PMS) y valores máximos y mínimos a mitad de trayecto. En concreto, se aprecia que la velocidad se anula alrededor de los 0° y 180° , mientras que alcanza sus picos positivos y negativos cerca de los 90° y 270° , lo cual concuerda con la teoría.

Por último, en la tercera gráfica, Figura 4-4 la aceleración del pistón varía de forma sinusoidal, siendo positiva durante el ascenso y negativa en el descenso. Se observa que su valor es máximo cuando la velocidad cambia de signo, lo que evidencia una transición entre la aceleración y la desaceleración. Esta relación entre desplazamiento, velocidad y aceleración respeta completamente la lógica cinemática del sistema.

En conjunto, las curvas reflejan un comportamiento periódico, suave y físicamente coherente, lo cual confirma que el modelo cinemático implementado reproduce de manera adecuada el funcionamiento del mecanismo real con un único grado de libertad, remarcar que el movimiento de los

pistones desplazador – pistón es simultáneo pero desfasado, por lo tanto, las gráficas representaran el comportamiento de ambos.

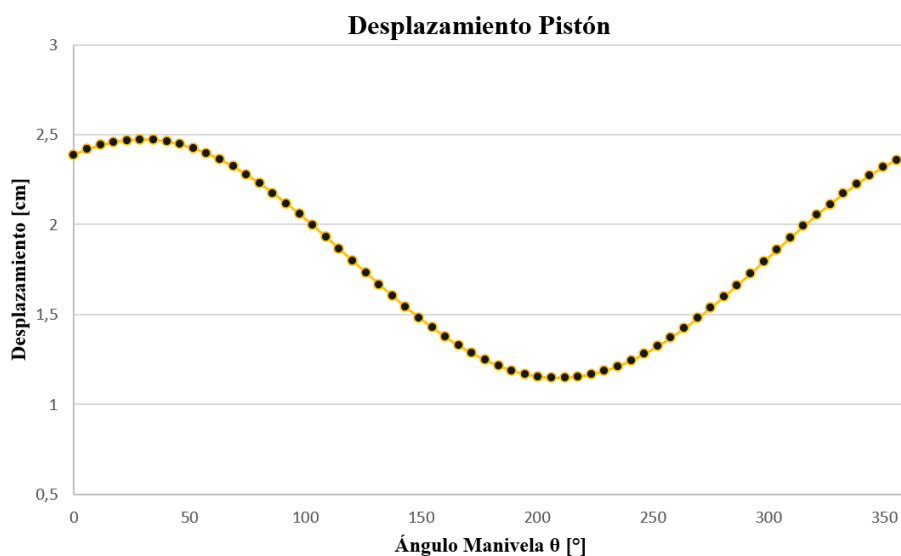


Figura 4-2 Posición pistón en función del ángulo θ . Elaboración propia

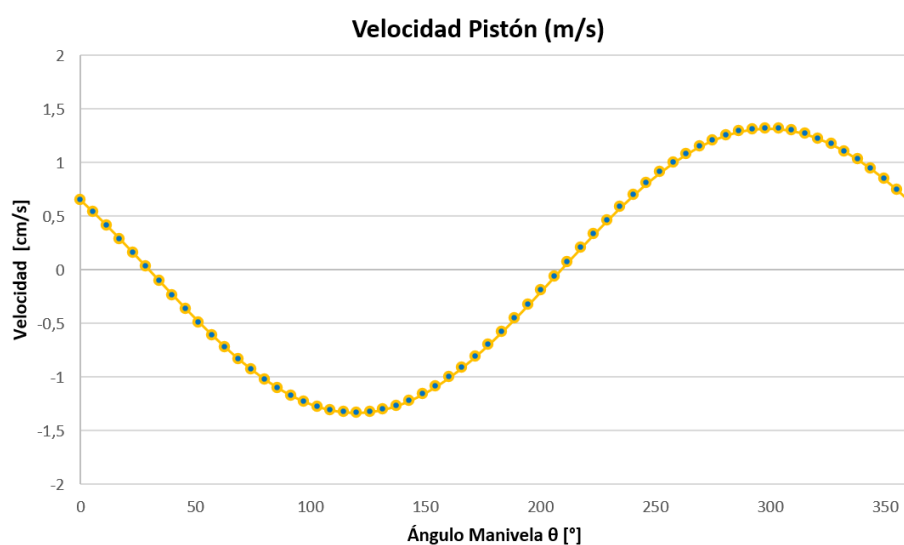


Figura 4-3 Velocidad pistón en función del ángulo θ . Elaboración propia

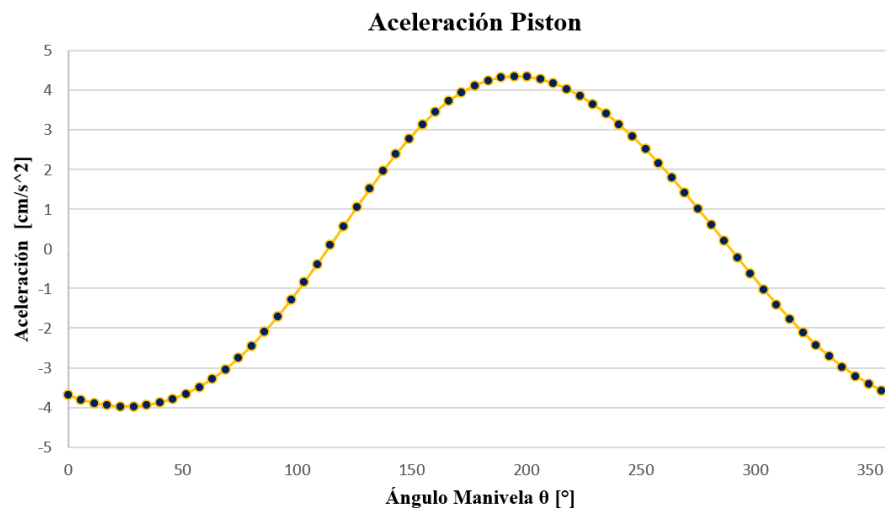


Figura 4-4 Aceleración pistón en función del ángulo θ . Elaboración propia

En la Figura 4-5, se representa el recorrido de la manivela a lo largo de su giro completo. La gráfica muestra su trayectoria circular, con un radio equivalente a su longitud, al describir su posición relativa en los ejes x e y. Este movimiento define la entrada cinemática del sistema y sirve como base para la transmisión del desplazamiento hacia el conjunto pistón–yugo del motor Stirling LTD.

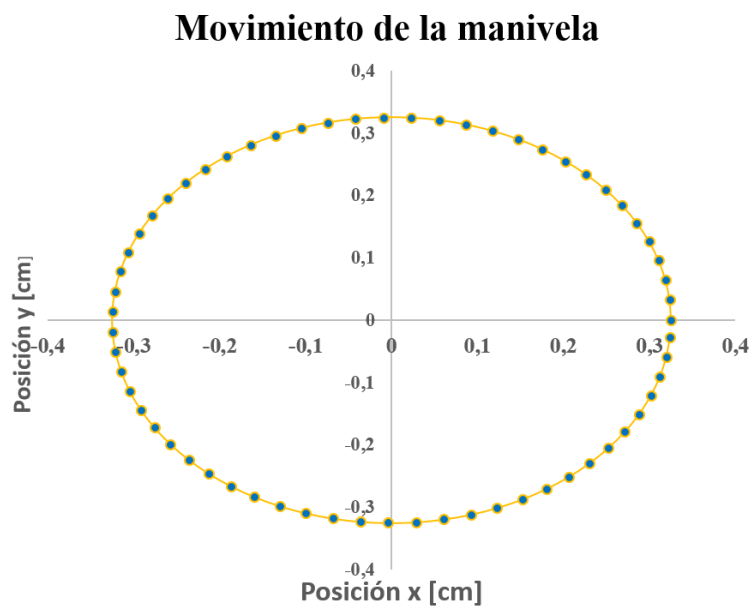


Figura 4-5 Posición del centro de masas de la manivela. Elaboración propia.

4.4 Análisis dinámico

Tras definir y validar los parámetros cinemáticos del mecanismo, se procede a analizar su comportamiento dinámico, con especial atención al par transmitido al eje de giro, 4-4. El valor de este par se ve intensamente influenciado por la geometría de la manivela, particularmente por el parámetro r , que actúa como brazo de palanca. A medida que aumenta esta distancia, el esfuerzo requerido para mantener el movimiento del sistema también se incrementa.

Este par no solo representa la demanda energética sobre el motor, sino que también introduce efectos secundarios en la estructura, como vibraciones torsionales en la bancada. Para contrarrestarlas, es habitual recurrir a la incorporación de volantes de inercia, como es el caso de nuestro motor, que ayudan a estabilizar el giro mediante la generación de fuerzas centrífugas compensatorias.

En este caso concreto, se ha observado que la configuración geométrica del mecanismo y en particular de la manivela favorece la reducción de las fluctuaciones del par. Esta disposición actúa como un sistema autorregulado, absorbiendo parte de las variaciones dinámicas sin necesidad de incorporar un volante de inercia adicional, lo cual puede representar una ventaja significativa en términos de simplicidad y compacidad del diseño.

$$T_m = r \times \vec{F}_m \quad 4-4$$

$$I_{eq}(\theta) = I_m + I_{cp} + I_{vi} + m_{pp} \cdot \left[r \left(\cos(\theta) - \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta)}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \right]^2 \quad 4-5$$

$$+ m_{pd} \cdot \left[r \left(\cos(\theta) + \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta)}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \right]^2 + I_{Yr} \frac{\omega_b}{\omega}$$

$$T_m = I_{eq}(\theta) \cdot \alpha \quad 4-6$$

Para concluir con los resultados dinámicos, relacionamos la energía cinética del sistema y del momento de inercia equivalente generado a una velocidad angular ω y así obtener la inercia total del mecanismo. Donde se puede observar que depende del ángulo θ , de la manivela. Sabiendo también el par de torsión en la manivela, quedará definido el modelo dinámico del mecanismo, Figura 4-6.

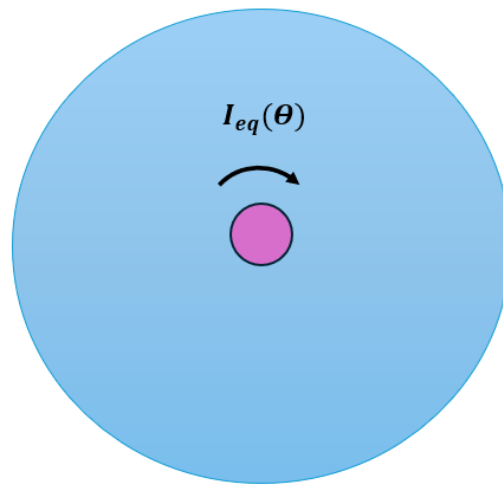


Figura 4-6 Modelo dinámico reducido. Elaboración propia.

4.5 Modelado Inventor

Se realizó un levantamiento dimensional detallado del modelo a escala reducida del motor Stirling tipo LTD. Para ello, se desmontó cuidadosamente el motor didáctico de la marca KONTAX en el laboratorio, midiendo manualmente cada componente con ayuda de un calibre digital. Las dimensiones clave de todas las piezas han sido recogidas en los planos técnicos que se adjuntan en el Anexo IV.

Gracias a este proceso, fue posible construir un modelo digital completo del motor en un entorno de simulación CAD. El ensamblaje se llevó a cabo en Inventor, manteniendo las proporciones y relaciones geométricas reales entre los componentes. Posteriormente, se realizó el hito más importante de la simulación, verificar el comportamiento del sistema mediante la herramienta de análisis de mecanismos del propio software, confirmando que el conjunto funciona correctamente como un sistema de un solo grado de libertad, fiel al funcionamiento cinemático del motor Stirling tipo LTD, Figura 4-7.



Figura 4-7 Ensamblaje motor Stirling tipo Alpha en Inventor. Elaboración propia.

El modelo construido en el entorno de simulación ha permitido validar de forma efectiva las ecuaciones utilizadas para el cálculo de la inercia equivalente y del par generado por la presión del gas en el ciclo del motor Stirling tipo LTD. A través de la herramienta de simulación dinámica del software CAD, y a partir de ella el sistema resolvió automáticamente la posición, velocidad y aceleración de los restantes componentes del mecanismo.

Las Figuras muestran los resultados cinemáticos del pistón de potencia, que son equivalentes al pistón desplazador. En todas las gráficas, el punto de partida se ha fijado en un ángulo de 0° . En el modelo matemático este punto se encuentra a $\theta = 280^\circ$, por lo que se produce un desfase angular entre ambos sistemas de referencia.

A pesar de que los valores absolutos de desplazamiento no coinciden entre ambos modelos debido a diferencias en los sistemas de referencia empleados, se verifica que la amplitud de movimiento es idéntica en ambos casos. Esto confirma que tanto el modelo matemático como el entorno de simulación reproducen con precisión la trayectoria real de los componentes, manteniendo la coherencia dinámica en el comportamiento del mecanismo. A excepción del caso de la aceleración, a pesar de las diferencias visuales entre ambas representaciones, las gráficas de aceleración del pistón mostradas en las figuras son totalmente equivalentes, ya que describen la misma evolución dinámica del sistema bajo distintos marcos de referencia y unidades.

La primera gráfica obtenida del modelo real, Figura 4-8, simulado en entorno CAD, representa la aceleración del pistón en función del tiempo, mientras que la gráfica teórica, generada a partir del modelo matemático, muestra la aceleración en función del ángulo de manivela θ .

Ambas curvas exhiben un comportamiento periódico y asimétrico, rasgo característico del mecanismo de yugo de Ross, el cual altera la relación lineal entre el ángulo de manivela y el desplazamiento del pistón. Esta geometría no convencional introduce una transformación no senoidal del movimiento, rompiendo con la clásica forma armónica del sistema biela-manivela.

Observando como se relacionan las pendientes o derivadas de cada grafica Figura 4-9 y Figura 4-10 podremos entender de manera más sencilla su funcionamiento.

La similitud entre ambas se verifica en aspectos clave como la forma general de la curva, una subida suave con pico agudo y bajada más rápida, la amplitud de aceleración y la fase del ciclo completo.

La diferencia visual se debe principalmente al cambio de variable independiente tiempo - ángulo y a escalas distintas de unidades. Por tanto, el análisis demuestra que ambos modelos, el real y el matemático, describen el mismo fenómeno físico, a pesar de los ligeros desajustes, validando la fidelidad del modelo implementado para el motor Stirling tipo LTD con yugo de Ross.

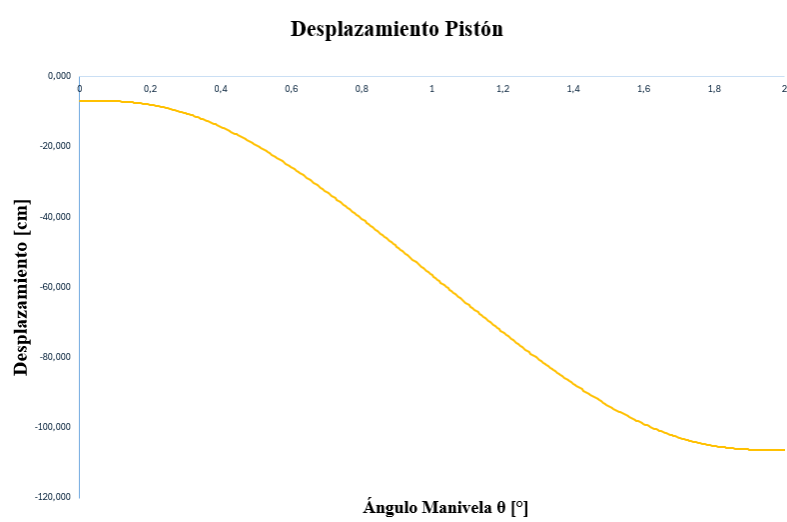


Figura 4-8 Posición pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia.

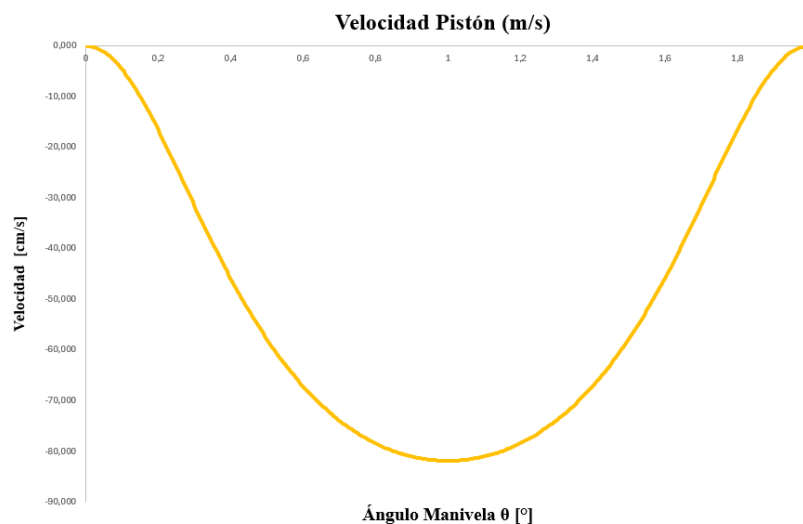


Figura 4-9 Velocidad pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia.

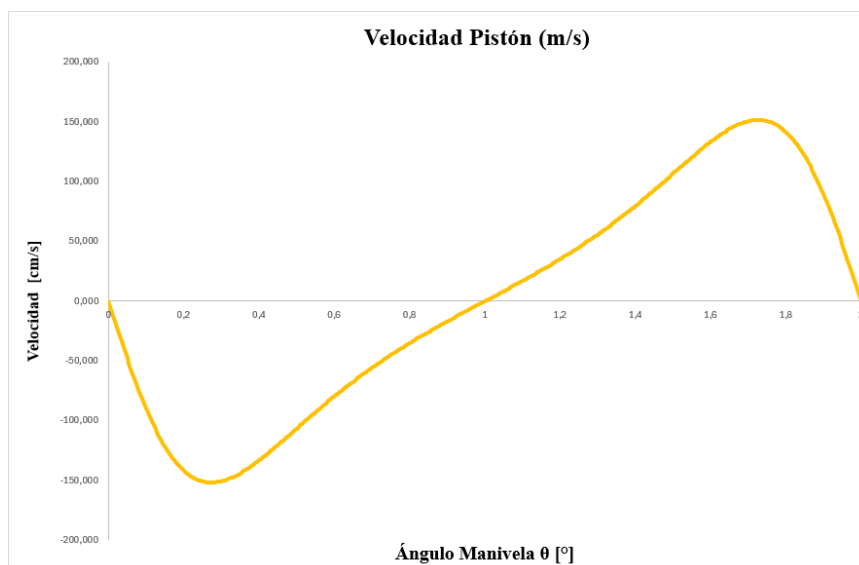


Figura 4-10 Aceleración del pistón. Elaboración propia.

4.6 Rediseño del motor Stirling LTD tipo gamma KONTAX.

Con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica del motor, se ha incorporado en el rediseño un sistema de ventilación forzada, compuesto por un ventilador axial acoplado a la zona del foco frío. Esta modificación permite favorecer la evacuación del calor y aumentar el salto térmico efectivo entre ambos focos.

Para su integración, se ha rediseñado la capa superior del motor, adaptando su geometría para permitir el paso del flujo de aire y la fijación del ventilador. Ambos elementos han sido modelados en CAD y se adjuntan en los planos del anexo correspondiente, Figura 4-11 y Figura 4-12

Aunque no se han realizado pruebas experimentales, la incorporación de ventilación forzada supone una mejora teórica en la disipación térmica, favoreciendo un funcionamiento más estable del sistema.

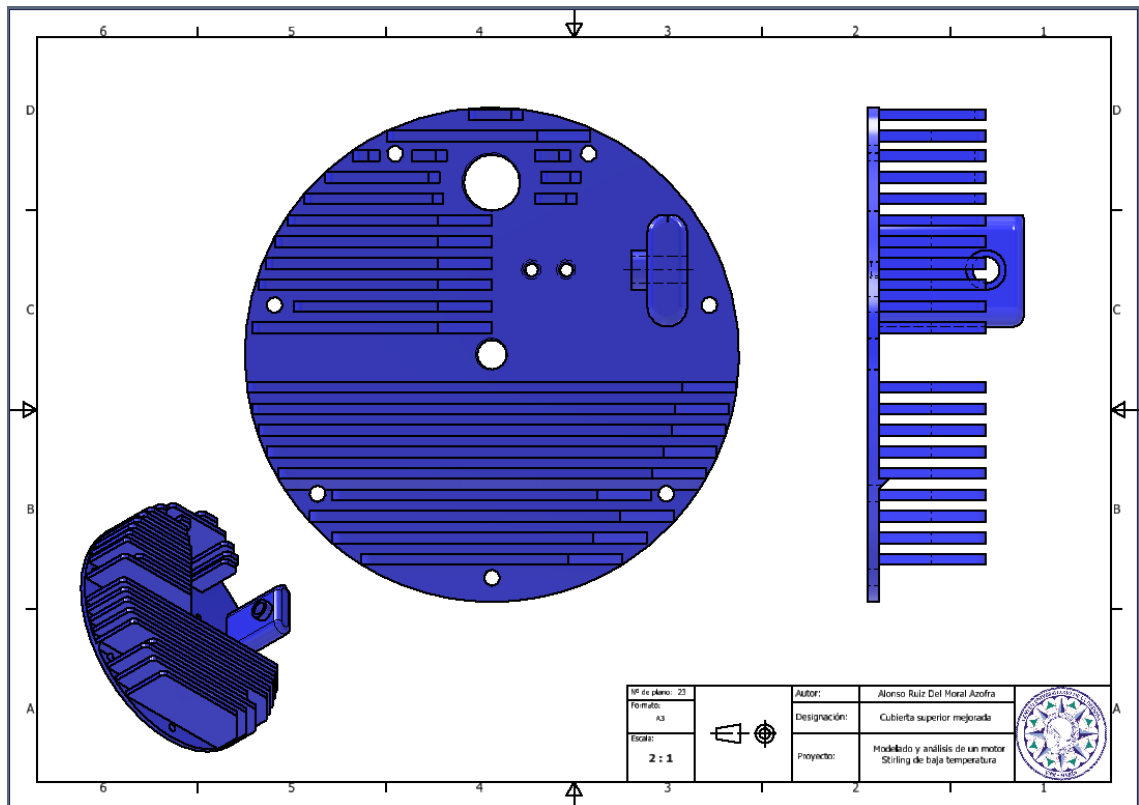


Figura 4-11 Pieza cubierta superior optimizada para disipación. Elaboración propia.

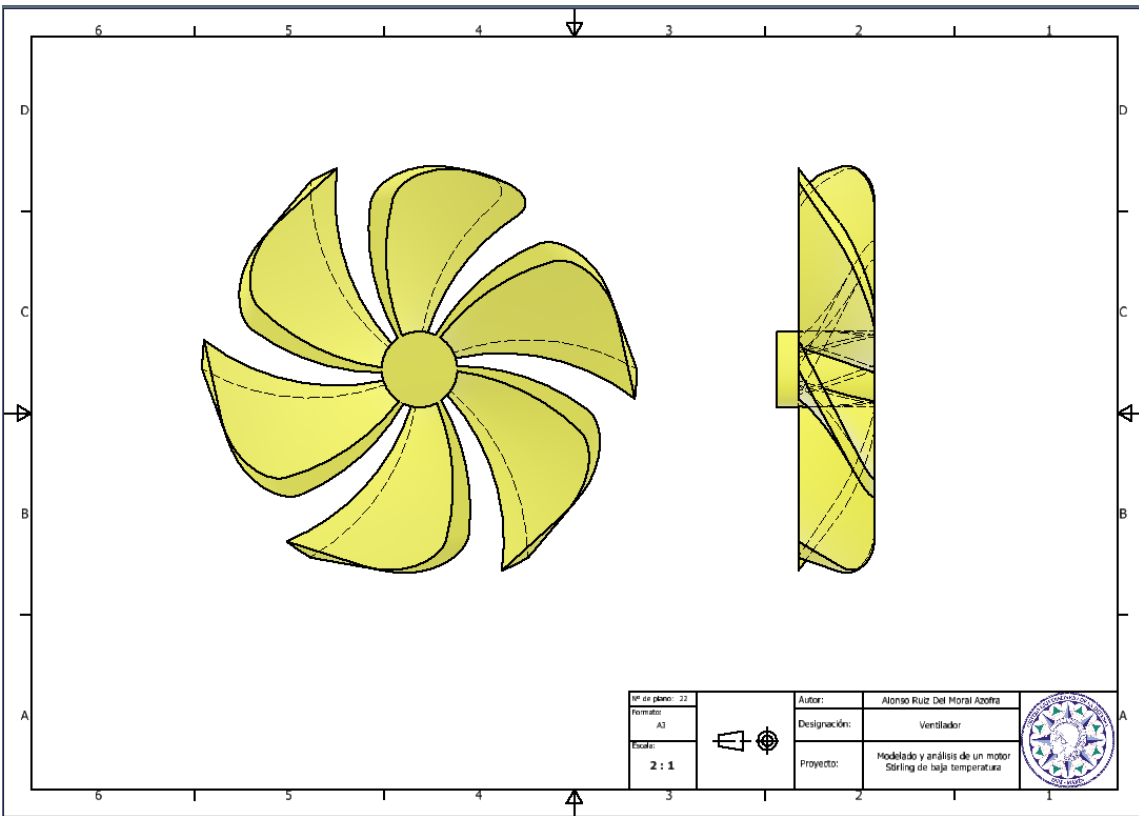


Figura 4-12 Ventilador para disipación. Elaboración propia.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Descripción del apartado

Tras el desarrollo completo del presente trabajo, es posible valorar con claridad el grado de cumplimiento de los objetivos planteados inicialmente. El estudio ha permitido analizar en profundidad la cinemática y dinámica de un motor Stirling tipo LTD, integrando herramientas de modelado matemático, simulación y validación experimental. Asimismo, este trabajo abre nuevas perspectivas de estudio sobre motores Stirling, donde la eficiencia y la autosuficiencia energética son factores de gran interés.

5.2 Grado satisfacción respecto a los objetivos iniciales

Desde el inicio del trabajo se establecieron una serie de objetivos, tanto generales como específicos, orientados a profundizar en el estudio del funcionamiento del motor Stirling. La consecución de dichos objetivos ha permitido adquirir una comprensión sólida y multidisciplinar del sistema, abarcando sus aspectos termodinámicos, cinemáticos y dinámicos. Como resultado de este proceso, se pueden extraer las siguientes conclusiones relevantes en el marco del análisis y simulación de motores Stirling tipo LTD.

5.2.1 *Análisis termodinámico*

Como resultado del trabajo realizado y de los ensayos llevados a cabo, se ha identificado que el desplazador constituye uno de los elementos más sensibles del sistema, ya que no ha soportado adecuadamente las temperaturas alcanzadas durante el funcionamiento a 60 W, lo que ha provocado su degradación y ha impedido la obtención completa del desarrollo termodinámico. Esto pone de manifiesto la necesidad de emplear materiales con mayor resistencia térmica, capaces de soportar temperaturas superiores a los 130 °C sin comprometer la integridad del sistema.

Debido a las limitaciones técnicas encontradas, no ha sido posible realizar el cálculo experimental del diagrama P-V, lo que deja pendiente el análisis termodinámico detallado del ciclo y el rendimiento de este como objetivos a conseguir. A pesar de ello, sí se han podido registrar las velocidades angulares alcanzadas en función de la diferencia de temperatura aplicada, lo que ha permitido comprobar que el comportamiento del motor sigue la tendencia teórica esperada, en la que un incremento de ΔT implica una mejora del rendimiento hasta cierto punto. En este sentido, la gráfica obtenida permite orientar futuros rediseños, ya que muestra con claridad cómo la variación de temperatura afecta al comportamiento dinámico del sistema, sirviendo como herramienta útil para definir nuevos rangos operativos y estrategias de optimización.

Finalmente, se concluye que la potencia térmica constante de 60 W ha sido suficiente para mantener temporalmente el funcionamiento del motor como potencia calorífica necesaria para que el sistema funcione cumpliendo uno de los objetivos.

Sin embargo, pero no garantiza su estabilidad ni durabilidad a largo plazo. Por tanto, se requiere un rediseño global del conjunto que contemple mejoras en materiales, gestión térmica y caracterización energética, con el objetivo de permitir ensayos sostenidos y un análisis completo del ciclo Stirling.

5.2.2 Análisis cinemático

Los objetivos específicos correspondientes a esta fase del análisis han sido alcanzados satisfactoriamente, tal y como se recoge en la Tabla 4. Se ha definido con precisión el diagrama cinemático del mecanismo, lo que ha permitido deducir las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración de los componentes móviles del sistema. Estas relaciones se han obtenido aplicando principios de geometría plana, junto con el uso de relaciones trigonométricas y operaciones matemáticas como derivadas sucesivas, lo cual ha proporcionado una representación exacta del comportamiento cinemático del motor Stirling tipo LTD.

Ecuaciones de posición	
Manivela (M)	$M_x(\theta) = r \cos(\theta)$
	$M_y(\theta) = r \sin(\theta)$
Pistón de potencia (Pp)	$Y_p(\theta) = r \left[\sin \theta - \frac{Z}{d_2} \cos \theta \right] + d_2$
Pistón de desplazador (Pd)	$Y_d(\theta) = r \left[\sin \theta + \frac{Z}{d_2} \cos \theta \right] + d_2$
Ecuaciones de velocidad	
Manivela (M)	$M_x(\theta) = -r \sin(\theta) \dot{\theta}$
	$M_y(\theta) = r \cos(\theta) \dot{\theta}$
Pistón de potencia (Pp)	$v_p(\theta) = r \left(\cos(\theta) \dot{\theta} - \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \dot{\theta} \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}}$
Pistón de desplazador (Pd)	$v_d(\theta) = r \left(\cos(\theta) \dot{\theta} + \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \dot{\theta} \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta) \dot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}}$
Yugo de Ross (Yr)	$v_{Yr}(\theta) = \frac{d\phi}{dt} = \dot{\phi} = \frac{r \sin(\theta) \dot{\theta}}{d_2 \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2(\theta)}{d_2^2}}}$

Ecuaciones de aceleración	
Manivela (M)	$M_x(\theta) = -r \cos(\theta) \dot{\theta}^2 - r \sin(\theta) \ddot{\theta}$ $M_y(\theta) = -r \sin(\theta) \dot{\theta}^2 + r \cos(\theta) \ddot{\theta}$
Pistón de potencia (Pp)	$a_p(\theta) = \frac{r^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - r \left(\sin(\theta) \dot{\theta}^2 - \cos(\theta) \ddot{\theta} + \frac{z \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2} + \frac{z \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2} \right) - \frac{r^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - \frac{r^4 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{(d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta))^{3/2}} + \frac{r^2 \cos^2(\theta) \sin(\theta) \ddot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}}$
Pistón de desplazador (Pd)	$a_d(\theta) = \frac{r^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - r \left(\cos(\theta) \ddot{\theta} - \sin(\theta) \dot{\theta}^2 + \frac{z \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2} + \frac{z \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2} \right) - \frac{r^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}} - \frac{r^4 \cos^2(\theta) \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2}{(d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta))^{3/2}} + \frac{r^2 \cos^2(\theta) \sin(\theta) \ddot{\theta}}{\sqrt{d_2^2 - r^2 \cos^2(\theta)}}$
Yugo de Ross (Yr)	$v_{Yr}(\theta) = \frac{r \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2 \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2(\theta)}{d_2^2}}} + \frac{r \sin(\theta) \ddot{\theta}}{d_2 \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2(\theta)}{d_2^2}}} + \frac{r^3 \sin(\theta) \cos(\theta) \dot{\theta}^2}{d_2^3 \left(1 - \frac{r^2 \cos^2(\theta)}{d_2^2} \right)^{3/2}}$

Tabla 4 Objetivos alcanzados del análisis cinemático. Elaboración propia.

El análisis cinemático se inicia con la formulación del diagrama cinemático del sistema, compuesto por un conjunto manivela-corredera acoplado a un mecanismo de guía tipo Ross. Esta configuración representa un sistema de un solo grado de libertad, lo cual permite expresar todas las variables cinemáticas posición, velocidad y aceleración en función del ángulo de giro de la manivela θ . Gracias a esta simplificación, es posible caracterizar el comportamiento dinámico del sistema mediante una única variable independiente.

5.2.3 Análisis dinámico

Los objetivos generales y específicos establecidos para esta fase del análisis han sido plenamente alcanzados. Para ello, se ha realizado una integración coherente entre las ecuaciones derivadas del estudio cinemático del mecanismo y las expresiones energéticas del sistema. Esta combinación ha permitido obtener los resultados esperados, los cuales se encuentran reflejados en la Tabla 5.

Objetivos generales	
Inercia equivalente $I_{eq}(\theta)$	$I_{eq}(\theta) = I_m + I_{yr} + I_{vi} + m_{pp} \cdot \left[r \left(\cos(\theta) - \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta)}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \right]^2 + m_{pd} \cdot \left[r \left(\cos(\theta) + \frac{Z}{d_2} \sin(\theta) \right) + \frac{r^2 \cos(\theta) \sin(\theta)}{\sqrt{d_2^2 - (r \cos(\theta))^2}} \right]^2$
Par motriz (T_m)	$\vec{T}_m = \vec{r} \times \vec{F}_m$
Objetivos específicos	
Energía cinética (E_{total})	$E_{c,total} = \frac{1}{2} m_{pp} V_{pp}^2 + \frac{1}{2} m_{pd} V_{pd}^2 + \frac{1}{2} I_{yr} \omega^2 + \frac{1}{2} I_{vi} \omega^2 + \frac{1}{2} I_m \omega^2$

Tabla 5 Objetivos alcanzados del análisis dinámico. Elaboración propia.

El desarrollo del modelo dinámico reducido ha permitido profundizar en el comportamiento del mecanismo implementado en el motor Stirling tipo LTD. A partir de la ecuación de inercia equivalente, se ha logrado evaluar cómo la dinámica del sistema varía en función de las dimensiones geométricas de sus componentes. Este análisis ha demostrado que la geometría del conjunto especialmente el volante de inercia, la manivela, el yugo de Ross tienen un impacto directo sobre el rendimiento y la exigencia mecánica del sistema.

El modelo constituye una herramienta de gran valor para el diseño optimizado de motores Stirling tipo LTD, ya que permite predecir de forma analítica el comportamiento dinámico del motor a partir de parámetros geométricos y de operación específicos. Como criterio general de diseño, se buscará minimizar la inercia equivalente del mecanismo, ya que una mayor inercia implica requerimientos más elevados de par motriz para alcanzar una determinada aceleración angular, lo que a su vez demanda un motor más robusto.

Asimismo, se ha modelado matemáticamente la ecuación del par motriz aplicado al sistema, lo que permite cerrar el modelo dinámico y evaluar su comportamiento en distintas condiciones de carga.

5.2.4 Modelo Inventor

Se ha logrado desarrollar con éxito la simulación dinámica del motor Stirling LTD de la marca KONTAX, lo que ha permitido obtener un modelo digital funcional de gran valor para futuras investigaciones y desarrollos. Esta simulación ha servido, además, como herramienta de validación del modelo dinámico reducido, contrastando los resultados del análisis matemático con el comportamiento del sistema en un entorno virtual. Los objetivos asociados a esta etapa del trabajo se consideran alcanzados, tal y como se recoge en la Tabla 6.

Objetivos generales	
Simulación dinámica	La simulación dinámica del modelo se ha llevado a cabo empleando como parámetro de entrada la curva de aceleración angular derivada del diagrama presión-volumen (PV) obtenido en el análisis termodinámico. Esta integración entre los aspectos termodinámicos y dinámicos ha permitido replicar de forma más realista el comportamiento del motor Stirling LTD durante su ciclo de funcionamiento.
Objetivos específicos	
Caracterización de dimensiones y modelado	Se han modelado las piezas siguiendo de forma precisa el motor KONTAX. Los planos de las piezas se detallan en el Anexo IV.

Tabla 6 Objetivos alcanzados de la simulación en CAD. Elaboración propia.

La simulación en Inventor ha permitido, principalmente, evaluar y validar las ecuaciones de posición y velocidad de los componentes involucrados en el modelo dinámico reducido. El ensamblaje y análisis en entorno CAD no solo ha facilitado la comprensión del comportamiento del sistema, sino que también representa una base sólida para futuras líneas de investigación en el ámbito académico. Además, este modelo dinámico resulta especialmente útil para el equilibrado del mecanismo, al permitir visualizar y cuantificar los efectos de masas en movimiento. Gracias a este diseño paramétrico y funcional, ha sido posible implementar y comprobar los rediseños propuestos sobre el ensamblaje, evaluando su viabilidad antes de una posible fabricación o implementación experimental.

5.3 Líneas futuras

5.3.1 Líneas académicas

Una línea futura prioritaria será el registro completo del diagrama presión-volumen (P-V) del motor, con el fin de calcular su rendimiento térmico real. Para ello, será necesario el diseño y fabricación de una serie de piezas impresas en 3D que permitan el montaje preciso de sensores de presión y desplazamiento en la estructura del motor sin interferir en su funcionamiento. Esta instrumentación será clave para validar el modelo termodinámico planteado y ajustar los parámetros del sistema para futuras optimizaciones.

Otra línea futura de especial interés consiste en el estudio teórico y experimental del sistema de disipación térmica, mediante la incorporación de aletas disipadoras y un micro ventilador accionado por el propio motor. Esta propuesta busca aprovechar parte de la energía generada para mejorar el

intercambio térmico en el foco frío, lo cual podría traducirse en un incremento del gradiente de temperatura y, por tanto, del rendimiento global.

Además, se propone realizar un diseño estructural detallado del sistema de disipación mediante herramientas CAD, que permita modelar y ensamblar tanto las aletas térmicas como el ventilador propulsado por el propio motor y la realización de un análisis acerca de la viabilidad energética de esta retroalimentación, evaluando si el consumo del sistema de ventilación se ve compensado por el aumento de eficiencia térmica alcanzado. Este equilibrio entre la potencia extraída y la mejora del rendimiento térmico debe ser estudiado desde un enfoque cuantitativo, comparando escenarios con y sin refrigeración forzada.

Asimismo, podría plantearse la optimización geométrica de las aletas y la evaluación de diferentes configuraciones de flujo forzado, con el fin de maximizar la disipación sin penalizar el rendimiento neto del motor. Esta línea permitiría explorar estrategias pasivas y activas de refrigeración aplicables a motores Stirling operando en condiciones de baja temperatura diferencial.

5.3.2 Líneas industriales en el ámbito de la Armada

Aunque el motor Stirling LTD presenta una potencia limitada que restringe su uso directo en aplicaciones embarcadas o de propulsión, su estudio detallado tiene alto valor didáctico y conceptual dentro de la formación en ingeniería mecánica en la Escuela Naval Militar. La simulación, modelado y análisis de su funcionamiento permite a los futuros oficiales ingenieros consolidar competencias clave en termodinámica, dinámica de sistemas mecánicos y diseño asistido por ordenador, en un entorno accesible y reproducible.

Asimismo, el trabajo realizado sienta las bases para investigar cómo ciertas mejoras aplicadas al modelo LTD, como la disipación activa o el control de geometrías móviles, podrían extrapolarse a motores Stirling de mayor potencia, como los de tipo Alpha, los cuales sí cuentan con potencial real para aplicaciones de generación energética auxiliar en buques, boyas autónomas o estaciones remotas.

En un contexto de creciente interés por la eficiencia energética y el uso de fuentes limpias, el motor Stirling incluido el LTD en configuraciones futuras representa una alternativa silenciosa, robusta y renovable que podría tener un papel relevante en la transición energética también en el ámbito militar.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] «KS90R Aluminium Ross-Yoke Stirling Engine», Kontax Stirling Engines. Accedido: 1 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://stirlingengine.co.uk/products/KS90R-Ross-yoke-Aluminium-Stirling-Engine-p593670073>
- [2] G. R. Sosa, M. F. S. Valenzuela, P. A. L. Leyva, y I. S. Tinoco, «Rumbo a los Sistemas Híbridos que utilizan el Motor Stirling», *GEOS*, vol. 44, n.º 2, Art. n.º 2, oct. 2024, Accedido: 1 de marzo de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://geos.cicese.mx/index.php/geos/article/view/87>
- [3] «A Comprehensive Review on Stirling Engines», *ResearchGate*, dic. 2024, doi: 10.29228/eng.pers.66847.
- [4] R. Gheith, H. Hachem, F. Aloui, y S. B. Nasrallah, «Stirling Engines», vol. 4, Elsevier, 2018, p. 169. doi: 10.1016/B978-0-12-809597-3.00409-0.
- [5] Y. S. S. Joya y X. C. S. Pinzón, «Construcción y evaluación operacional de un motor Stirling a escala», Programa de Ingeniería mecatrónica, Universidad Militar Nueva Granada, Bogotá, Colombia, 2019.
- [6] D. B. Kühn, «DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOTOR STIRLING DE BAJO GRADIENTE DE TEMPERATURA», Facultad de Ingeniería, departamento de mecánica, Universidad de los Andes, Bogotá, Colombia, 2006.
- [7] G. Pérez Cachán, «Modelación matemática y simulación de un motor Stirling tipo γ », Facultad de Ingeniería Mecánica Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER, ISPJAE, La Habana, Cuba, 2011. [En línea]. Disponible en: www.Modelacion_matematica_y_simulacion_de_un.pdf
- [8] «Cryocoolers Fuel Exploration in Space and on Earth | NASA», NASA TECHNOLOGY TRANSFER PROGRAM. Disponible en: https://spinoff.nasa.gov/Spinoff2016/ip_2.html
- [9] J. s E. Cairelli, «ASSESSMENT OF A 40-KILOWATT STIRLING ENGINE FOR UNDERGROUND MINING APPLICATIONS», National Aeronautics and Space Administration Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1982.
- [10] «Enfriador Stirling de pistón sin FPSC», RIGID HVAC - Especialista en refrigeración. Refrigeración compacta | Minicompresores | Piezas de refrigeración. Disponible en: <https://es.rigidhvac.com/fpsc-stirling-cooler>
- [11] C. D. V. López, *El programa S-80: Dos décadas luchando por mantenerse a flote*. Los Libros De La Catarata, 2023.
- [12] I. Kolin, S. Koščak-Kolin, y M. Golub, «GEOTHERMAL ELECTRICITY PRODUCTION BY MEANS OF THE LOW TEMPERATURE DIFFERENCE STIRLING ENGINE», 2000. Kolin/b8fc157b084e24316b48a0ec79fd6620aa0ce48a

- [13] W. R. Martini, «Stirling Engine Design Manual», NASA, U.S. DEPARTMENT OF ENERGY Conservation and Renewable Energy Office of Vehicle and Engine R&D, 1983. [En línea]. Disponible en: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19830022057/downloads/19830022057.pdf>
- [14] R. L. Norton, *Diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, 4ª ed. México D.F: McGraw-Hill, 2012.
- [15] E. González Plaza, D. García, y J. I. Prieto García, «A Revision of Empirical Models of Stirling Engine Performance Using Simple Artificial Neural Networks», *Invent. 2023* 8 88, 2023. Disponible en: <https://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/71277>
- [16] B. Kongtragool y S. Wongwises, «A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 7, n.º 2, pp. 131-154, abr. 2003, doi: 10.1016/S1364-0321(02)00053-9.
- [17] D. García Menéndez, «Desarrollo de motores stirling para aplicaciones solares», doctoral thesis, Universidad de Oviedo, 2013. Disponible en: <https://digibuo.uniovi.es/dspace/handle/10651/21883>
- [18] W. Younis, *Up and Running with Autodesk Inventor Professional 2012: Part 1 Stress and Frame Analysis*. CreateSpace Independent Publishing Platform, 2011.
- [19] C. F. Iglesias Forns, «Diseño y fabricación de un motor Stirling de bajo diferencial de temperatura para la generación de energía eléctrica, mediante energía solar térmica», Master, Universidad Autónoma de Nuevo León, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, 2019. Disponible en: <http://eprints.uanl.mx/17875/>
- [20] L. O. Hoyos Garcia, «Análisis termodinámico de un motor stirling solar mediante un algoritmo de cálculo para encontrar la eficiencia térmica», universidad Católica Santo Toribio De Mogrovejo, Facultad de Ingeniería, 2023. Disponible en: https://tesis.usat.edu.pe/bitstream/20.500.12423/6517/1/TL_HoyosGarciaLeyner.pdf
- [21] J. M. Álvarez Prieto, «Modelización Teórica Y Numérica De Un Motor Stirling.», Proyecto fin de carrera, universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros. Disponible en: https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/5134/fichero/0_Indice.pdf
- [22] J. I. Pascual Toledano, «Simulación De Un Motor Stirling Mediante Modelos De Primer Orden», Proyecto fin de carrera de Ingeniería Técnica Mecánica, Universidad Carlos III, Escuela Politécnica Superior, Madrid. [En línea]. Disponible en: <https://www.studocu.com/bo/document/universidad-privada-del-valle/fisica-ii/pfc-juan-ignacio-pascual-toledano/78279463>
- [23] I. G. Scarpin, «Modelo Adiabático Ideal de Motores Stirling», INSTITUTO UNIVERSITARIO AERONÁUTICO, INFORME TÉCNICO DMA-003/12. [En línea]. Disponible en: https://rdu.iaa.edu.ar/bitstream/123456789/321/1/IT_DMA-003-12.pdf
- [24] K. A. O. Vargas, «Modelación Matemática De Un Motor Stirling Para La Generación De Energía En Zni a Partir De Biomasa», Universidad autónoma de occidente, Facultad de Ingeniería, Santiago de Cali, 2024.
- [25] A. Romanelli, «Stirling engine operating at low temperature difference», *Am. J. Phys.*, vol. 88, n.º 4, pp. 319-324, abr. 2020, doi: 10.1119/10.0000832.
- [26] S. Yin, H. Kori, y Y. Izumida, «Synchronization approach to achieving maximum power and thermal efficiency for weakly-coupled low-temperature-differential Stirling engines», Universidad de Tokyo, Japon, 2023. [En línea]. Disponible en: <http://arxiv.org/abs/2302.11308>
- [27] Y. Izumida, «Quasi-linear irreversible thermodynamics of a low-temperature-differential kinematic Stirling heat engine», *Phys. Rev. E*, vol. 102, n.º 1, p. 012142, jul. 2020, doi: 10.1103/PhysRevE.102.012142.
- [28] P. Tomás Peinado, «Optimización mediante modelos en red de aletas rectas recubiertas en función de la longitud bajo condiciones de convección», Trabajo Fin de Grado, universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena, 2015. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.upct.es/server/api/core/bitstreams/ea656f94-9642-4a72-8b01-073d5c1a2717/content>
- [29] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.). Wiley.

- [30] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (8th ed.). McGraw-Hill Education.

ANEXO I: NOMENCLATURA

r	Radio de la manivela	F_m	Fuerza motriz generada
d_2	Longitud del yugo de Ross	T_m	Par motriz aplicado
Z	Separación vertical entre los pistones	GL	Grados de libertad
θ	Ángulo de giro de la manivela	W_m	Trabajo mecánico
ϕ	Ángulo de oscilación del yugo de Ross	P_m	Potencia mecánica
m_{pp}	Masa del pistón de potencia	T_c	Temperatura del foco caliente
m_{pd}	Masa del pistón desplazador	T_f	Temperatura del foco frío
$m_{\gamma r}$	Masa del yugo de Ross	ΔT	Diferencia de temperatura entre focos
I_m	Momento de inercia de la manivela	M	Manivela
$I_{\gamma r}$	Momento de inercia del yugo de Ross	B	Biela
I_{vi}	Momento de inercia del volante de inercia	v_{pp}	Área de sección del pistón
I_{eq}	Inercia equivalente total del sistema	v_{pd}	Flujo de calor
CG	Centro de gravedad	CG_{disc}	Centro de gravedad de un disco
CG_{Yr}	Centro de gravedad del yugo Ross	d_{cg}	Distancia del CG al punto de unión manivela

Tabla 7 Nomenclatura. Elaboración propia.

ANEXO II: IMPLICACIONES SOCIALES, Y/O ECONÓMICAS, Y/O AMBIENTALES

El desarrollo de soluciones técnicas como las estudiadas en este trabajo adquiere verdadero valor cuando se entienden en el contexto de los desafíos globales que enfrenta nuestra sociedad. La ingeniería, como motor del progreso, tiene una responsabilidad directa con el desarrollo sostenible, el cuidado del medioambiente y el bienestar de las generaciones futuras.

En este sentido, analizar y optimizar tecnologías como el motor Stirling no es solo un ejercicio académico o funcional, sino una muestra del compromiso con la búsqueda de sistemas energéticos más eficientes, limpios y sostenibles. La creciente necesidad de reducir nuestra dependencia de combustibles fósiles y mitigar los efectos del cambio climático convierte a este tipo de estudios en una herramienta valiosa para sentar las bases de un futuro energético más responsable.

Asimismo, la formación de ingenieros con conciencia social y ambiental resulta esencial para impulsar un cambio positivo. La capacidad de diseñar sistemas respetuosos con el entorno, eficientes en el uso de recursos, y alineados con las necesidades de las generaciones venideras, es un objetivo clave del presente trabajo, y del ejercicio ético de la ingeniería en general.

ANEXO III: REFLEXIONES ÉTICAS Y SOCIALES

Aunque el desarrollo técnico abordado en este trabajo no tiene una aplicación directa o inmediata sobre la sociedad, la economía o el entorno natural, el estudio detallado del motor Stirling tipo LTD y la profundización en sus principios operativos suponen una aportación valiosa al avance de tecnologías energéticas más sostenibles. Desde una perspectiva ética, este tipo de investigación representa el compromiso de la ingeniería con una evolución responsable, en la que el diseño de sistemas se encuentra alineado con los grandes retos contemporáneos.

- Implicaciones sociales

El motor Stirling representa una alternativa real y prometedora en el camino hacia sistemas energéticos más respetuosos, silenciosos y versátiles. Su capacidad para operar con múltiples fuentes de calor y su simplicidad mecánica lo convierten en una tecnología atractiva para aplicaciones donde la fiabilidad y el bajo mantenimiento son esenciales. La implementación de este tipo de sistemas en entornos civiles o incluso militares puede facilitar la transición hacia una sociedad más consciente del uso eficiente de la energía, promoviendo una cultura tecnológica comprometida con la sostenibilidad y la innovación.

- Implicaciones económicas

El desarrollo de motores que no requieren combustibles convencionales de alto coste ni infraestructuras complejas plantea un escenario favorable para sistemas energéticos más accesibles, modulares y adaptables a diferentes escalas. La posibilidad de utilizar fuentes de energía de bajo coste, como la termo solar o la biomasa, y el bajo consumo energético asociado a su funcionamiento, sugieren un potencial ahorro tanto en instalación como en mantenimiento. Estos aspectos podrían favorecer en el futuro su aplicación en entornos remotos o con limitaciones económicas.

- Implicaciones ambientales

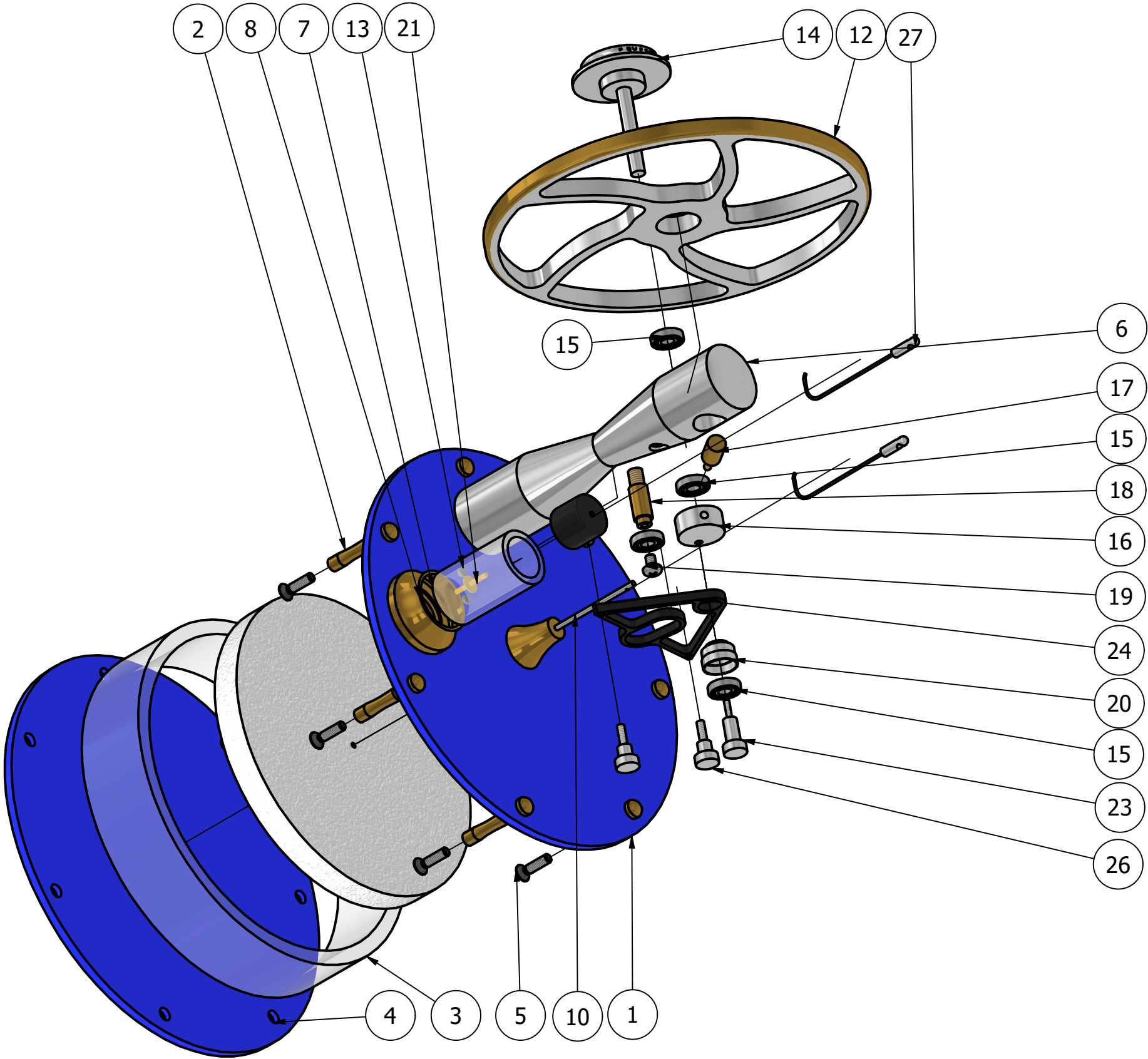
Desde el punto de vista ambiental, el motor Stirling destaca por su compatibilidad con energías renovables y su funcionamiento limpio, sin emisiones directas. Este tipo de sistemas permite el aprovechamiento de fuentes de calor residuales o naturales, como la radiación solar o los residuos térmicos industriales, sin generar impactos negativos significativos sobre el medioambiente. El estudio, desarrollo y mejora de esta tecnología constituyen una apuesta clara por una ingeniería alineada con los principios de sostenibilidad, eficiencia y preservación del entorno para las generaciones futuras.

ANEXO IV: PLANOS

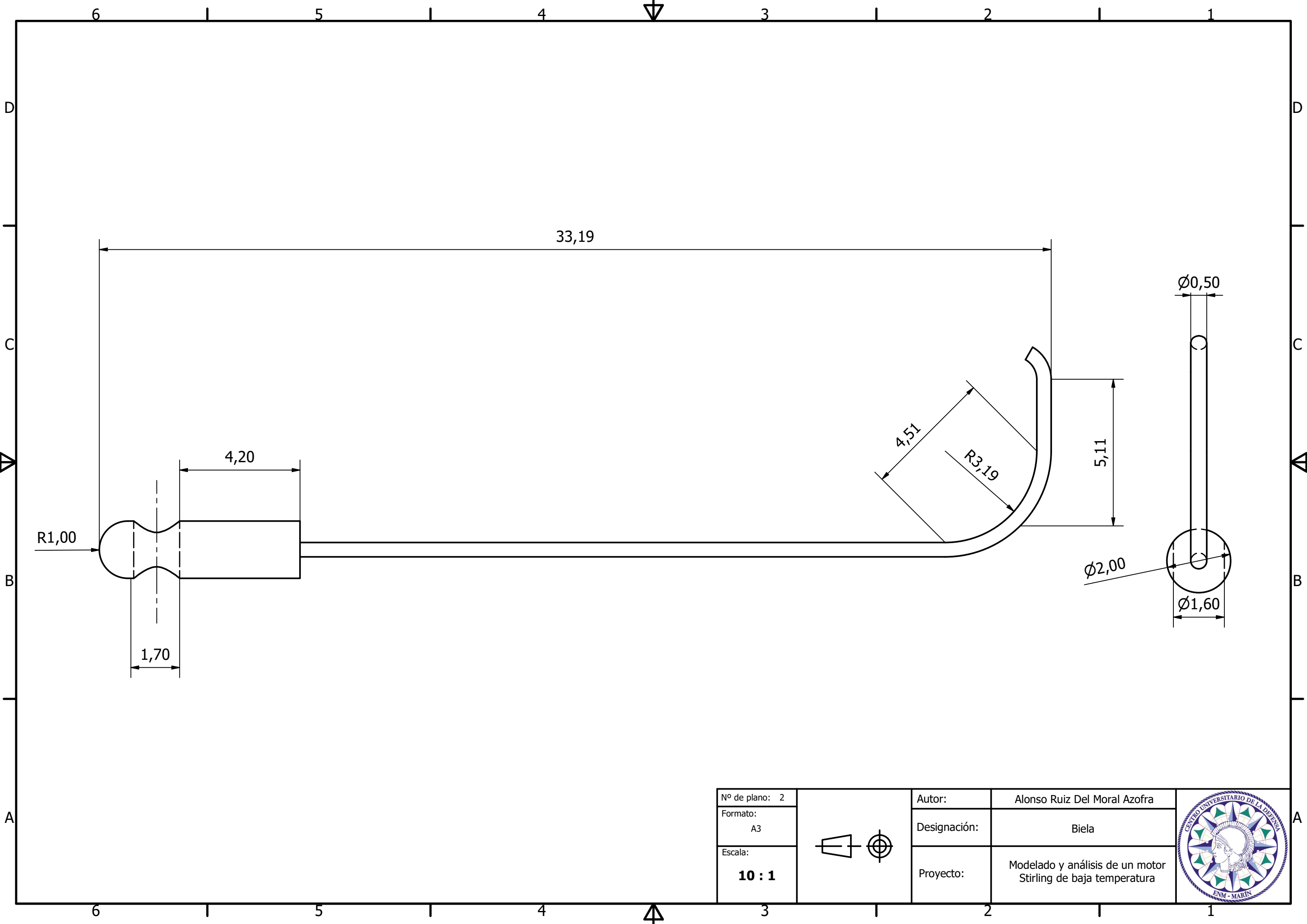
En esta sección se exponen los planos referentes a las piezas y ensamblaje respectivo al modelado y diseño del motor Stirling LTD tipo gamma en Inventor. Están organizados de la siguiente forma:

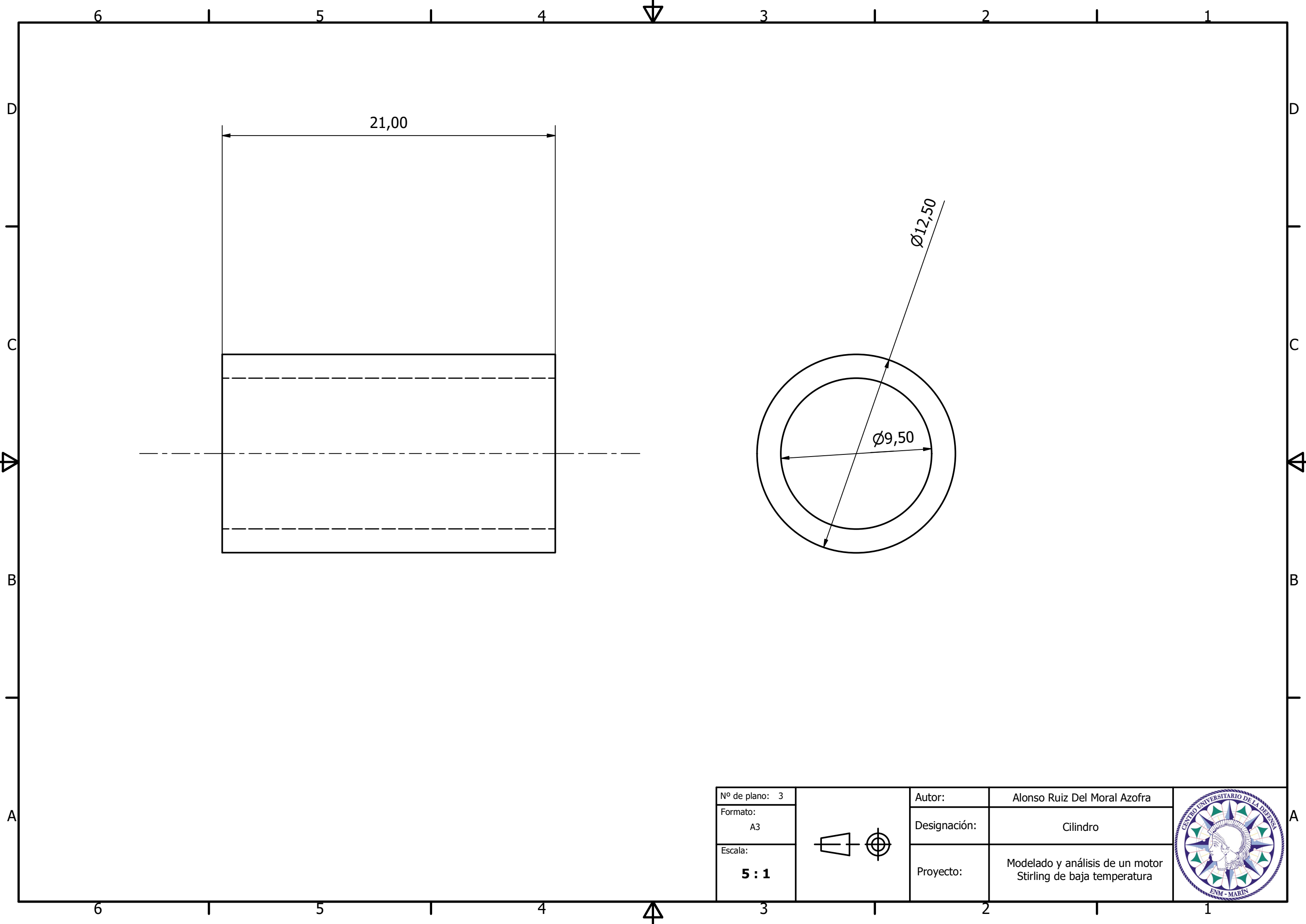
1. Explosionado motor Stirling.
2. Biela.
3. Cilindro.
4. Copa del rodamiento.
5. Cubierta inferior.
6. Cubierta superior.
7. Desplazador.
8. Eje volante de inercia.
9. Manivela.
10. Pared de la cámara.
11. Contrapeso manivela.
12. Pilar principal.
13. Pistón.
14. Rodamiento 5 mm.
15. Rodamiento de 7 mm.
16. Sello de paso.
17. Soporte del cilindro.
18. Soporte del rodamiento.
19. Vástago.
20. Volante de inercia.
21. Pin del yugo.
22. Yugo de Ross.
23. Ventilador.
24. Cubierta superior mejorada.

LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Cubierta superior
2	1	Pilar de la cámara
3	1	Pared de la cámara
4	1	Cubierta inferior
5	7	ISO 7046-1 - M2 x 8 - 4.8 - Z
6	1	Pilar principal
7	1	Cilindro
8	1	Soporte cilindro
9	1	Desplazador
10	1	Vástago
11	1	Sello de paso
12	1	Volante Inercia
13	2	ISO 7046-1 - M2 x 3 - 4.8 - Z
14	1	Eje del Volante Inercia
15	4	Rodamiento de 7mm
16	1	Manivela
17	1	Contrapeso Manivela
18	1	Soporte rodamiento
19	1	EN ISO 7045 - M2 x 3 - 4.8 - H
20	1	Copa del rodamiento
21	1	Pasador Piston
22	1	Piston
23	1	Pin del yugo
24	1	Yugo de Ross
25	1	Rodamiento de 5mm
26	2	Pin para Biela
27	2	Biela

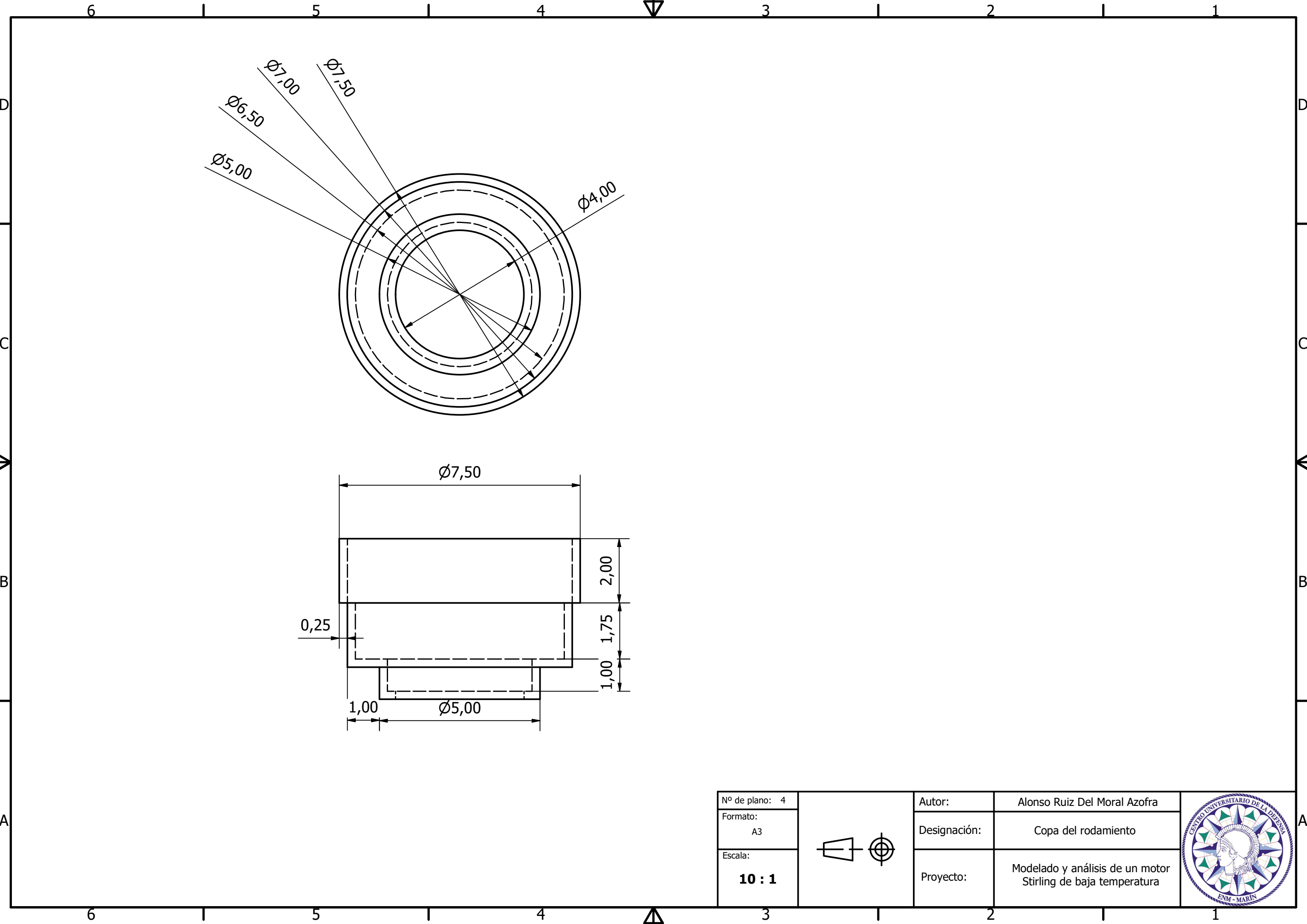


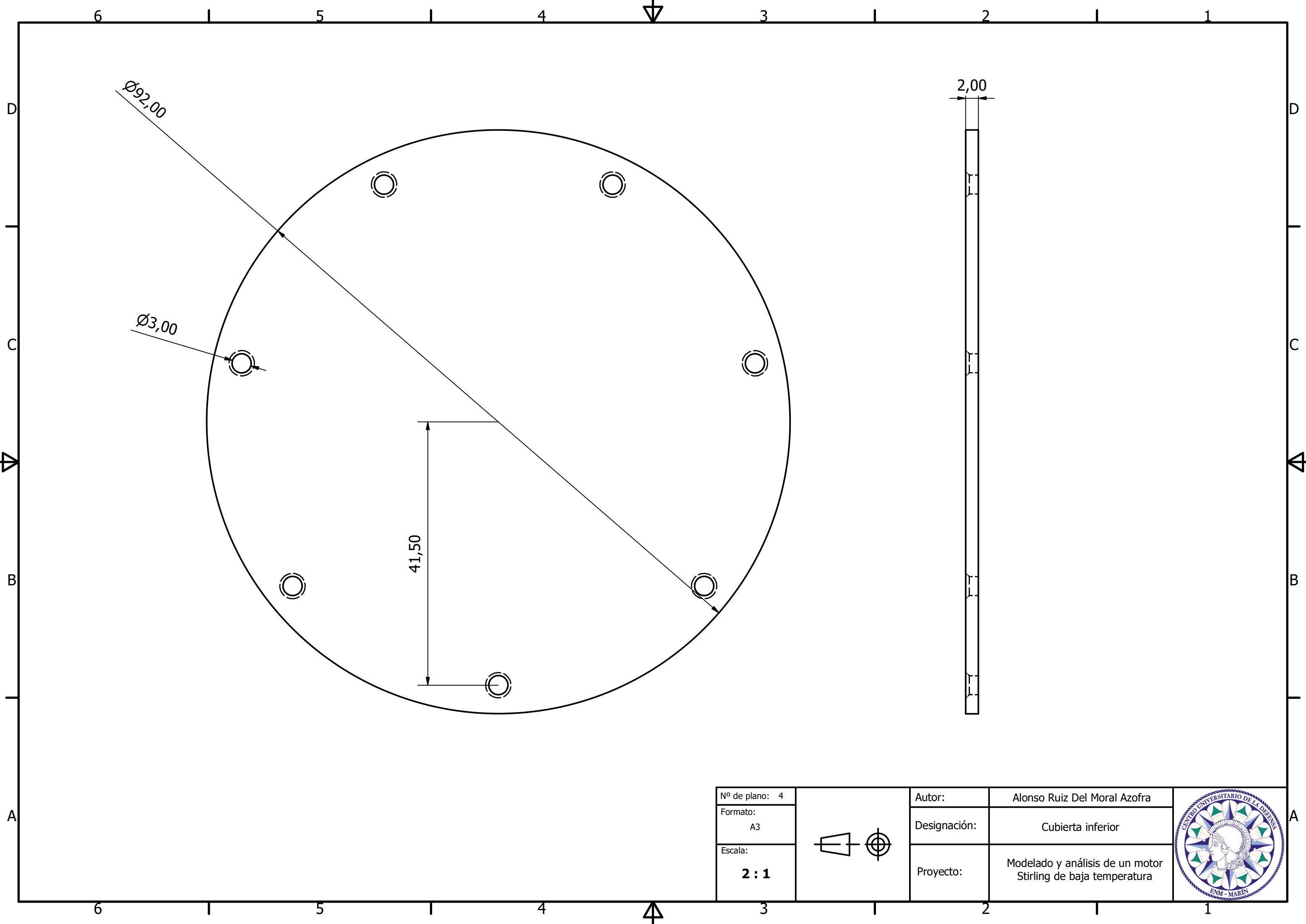
Nº de plano: 1		Autor	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación	Explosionado Motor Stirling	
Escala: 1 : 1		Proyecto	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	



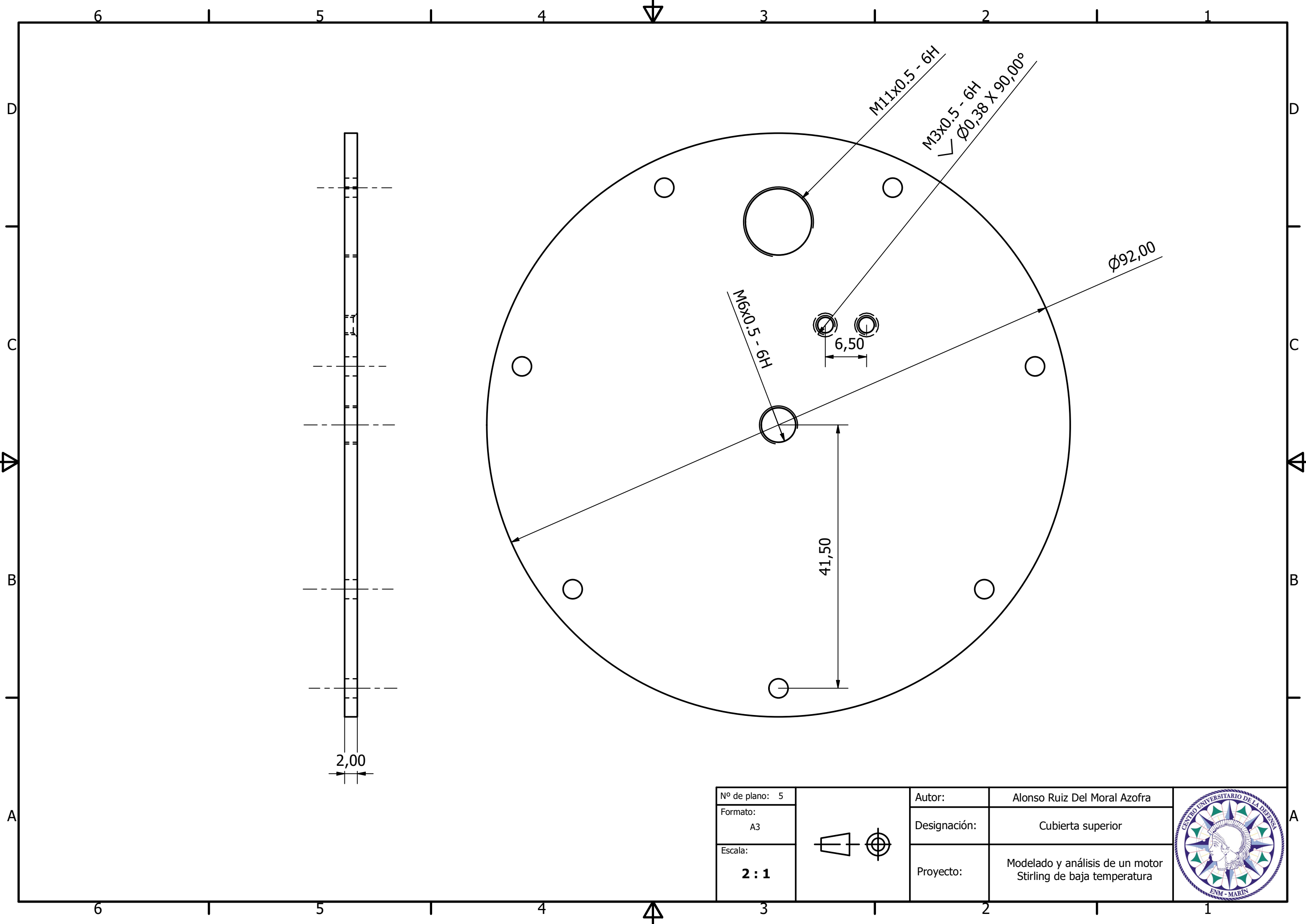


Nº de plano: 3		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Cilindro	
Escala: 5 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	

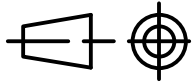




Nº de plano: 4		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Cubierta inferior	
Escala: 2 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	

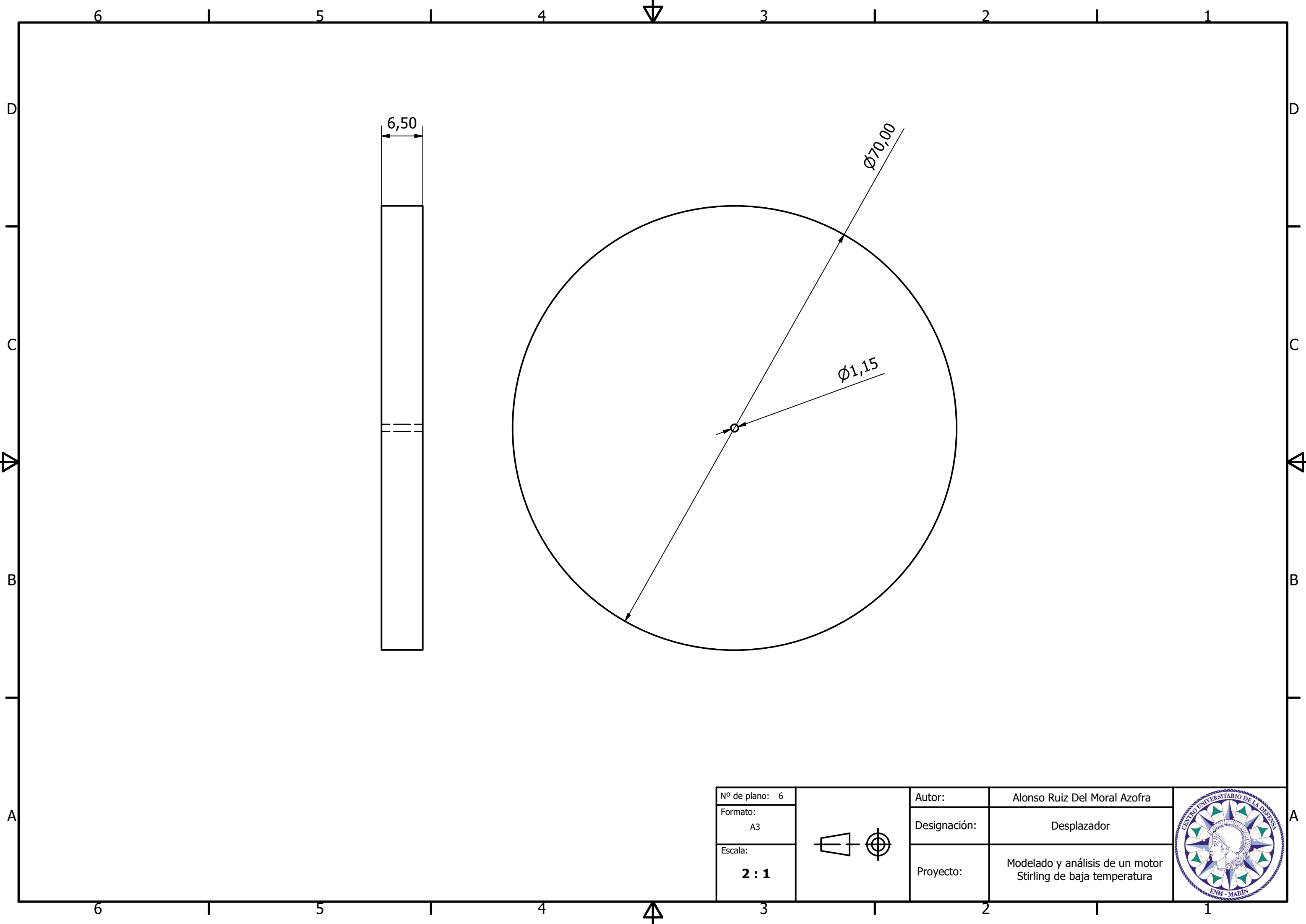


Nº de plano: 5
Formato: A3
Escala: 2 : 1

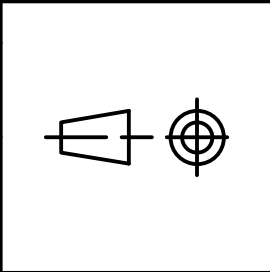


Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra
Designación:	Cubierta superior
Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura





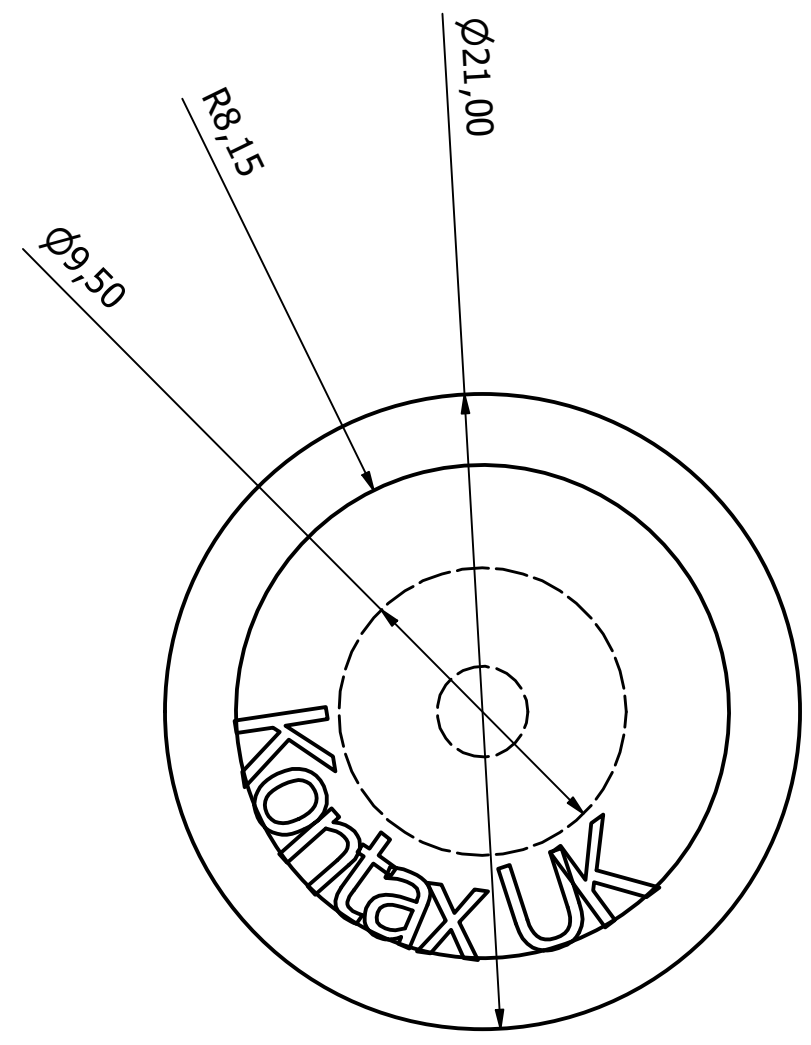
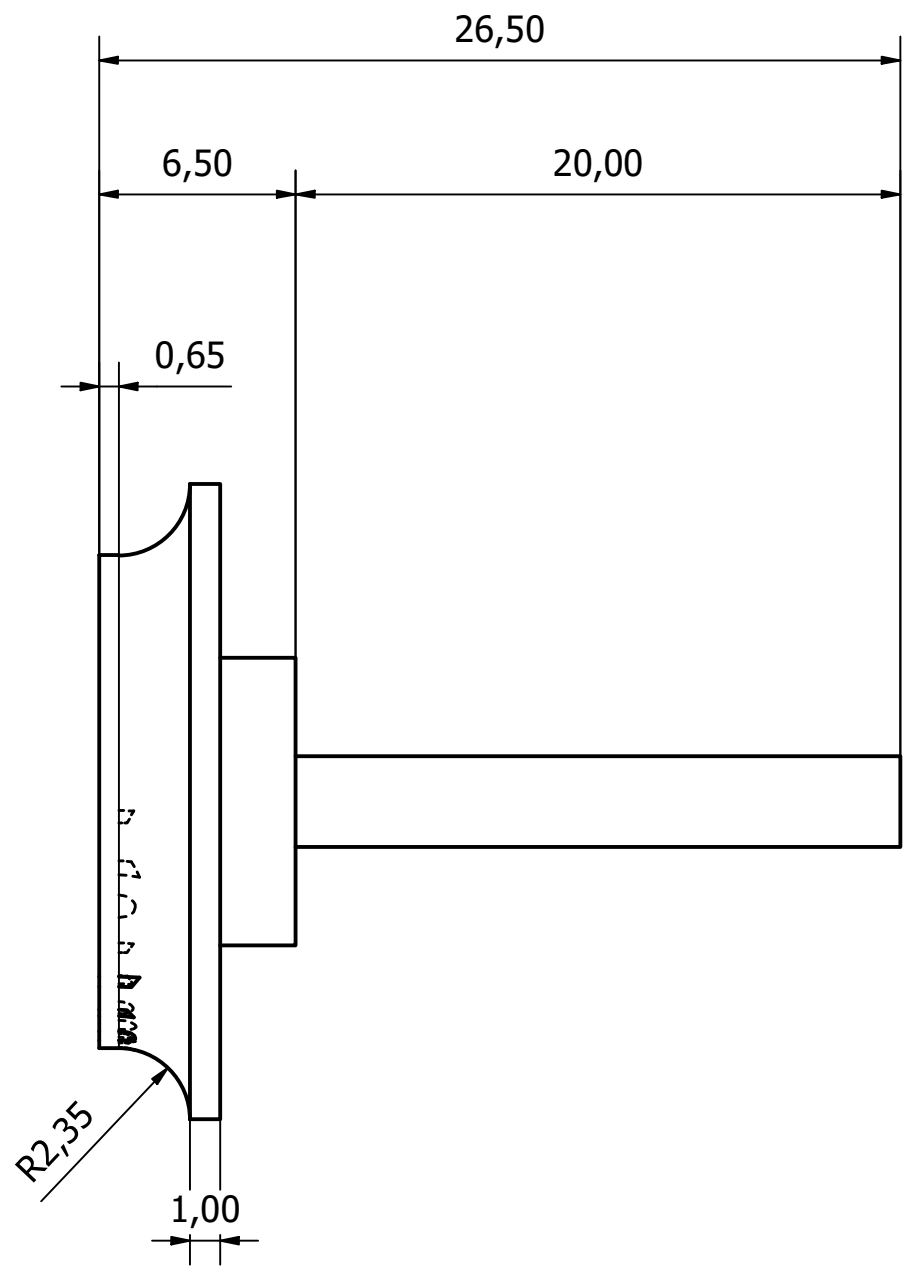
Nº de plano: 6
Formato: A3
Escala: 2 : 1



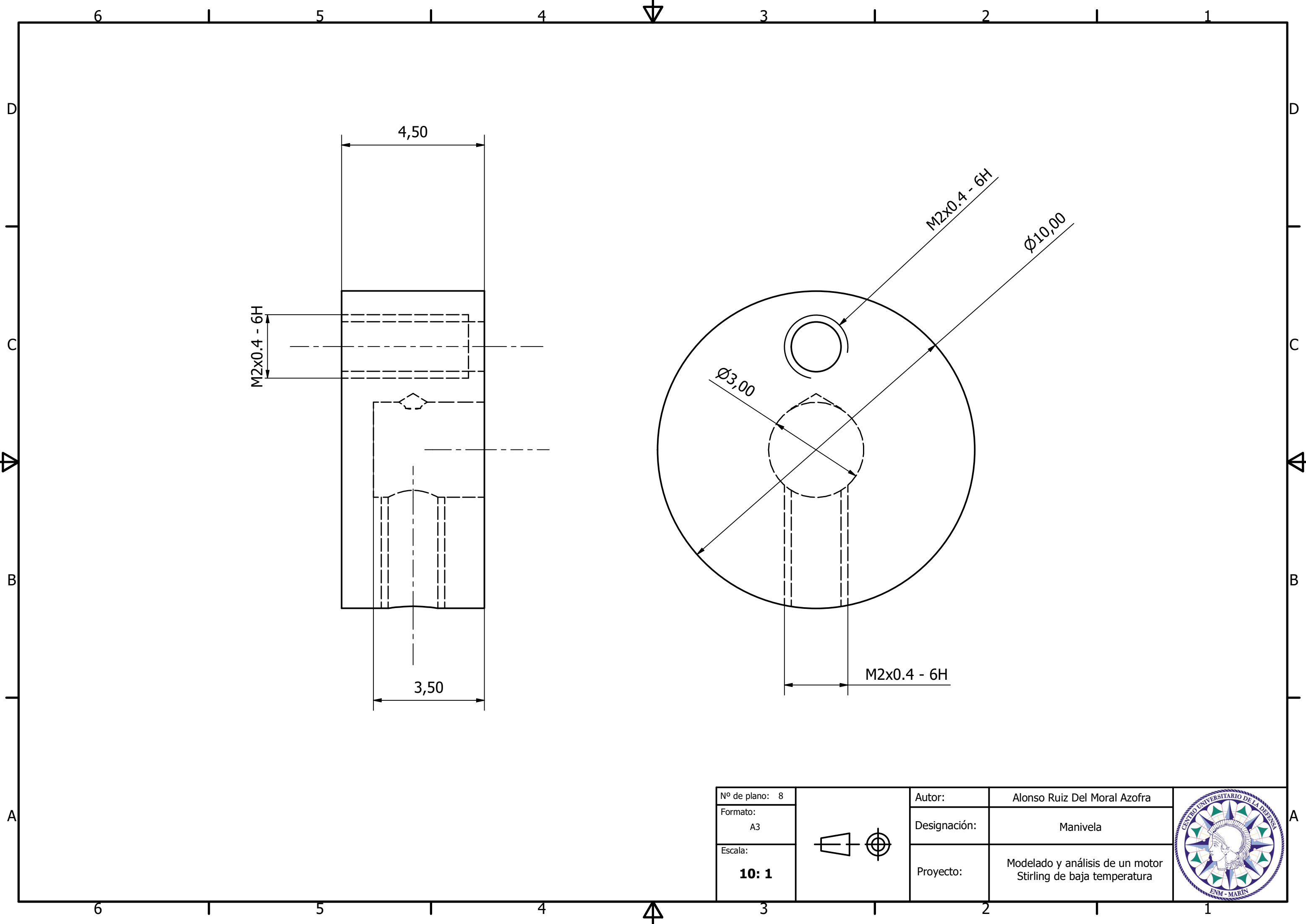
Autor:
Designación:
Proyecto:

Alonso Ruiz Del Moral Azofra
Desplazador
Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura

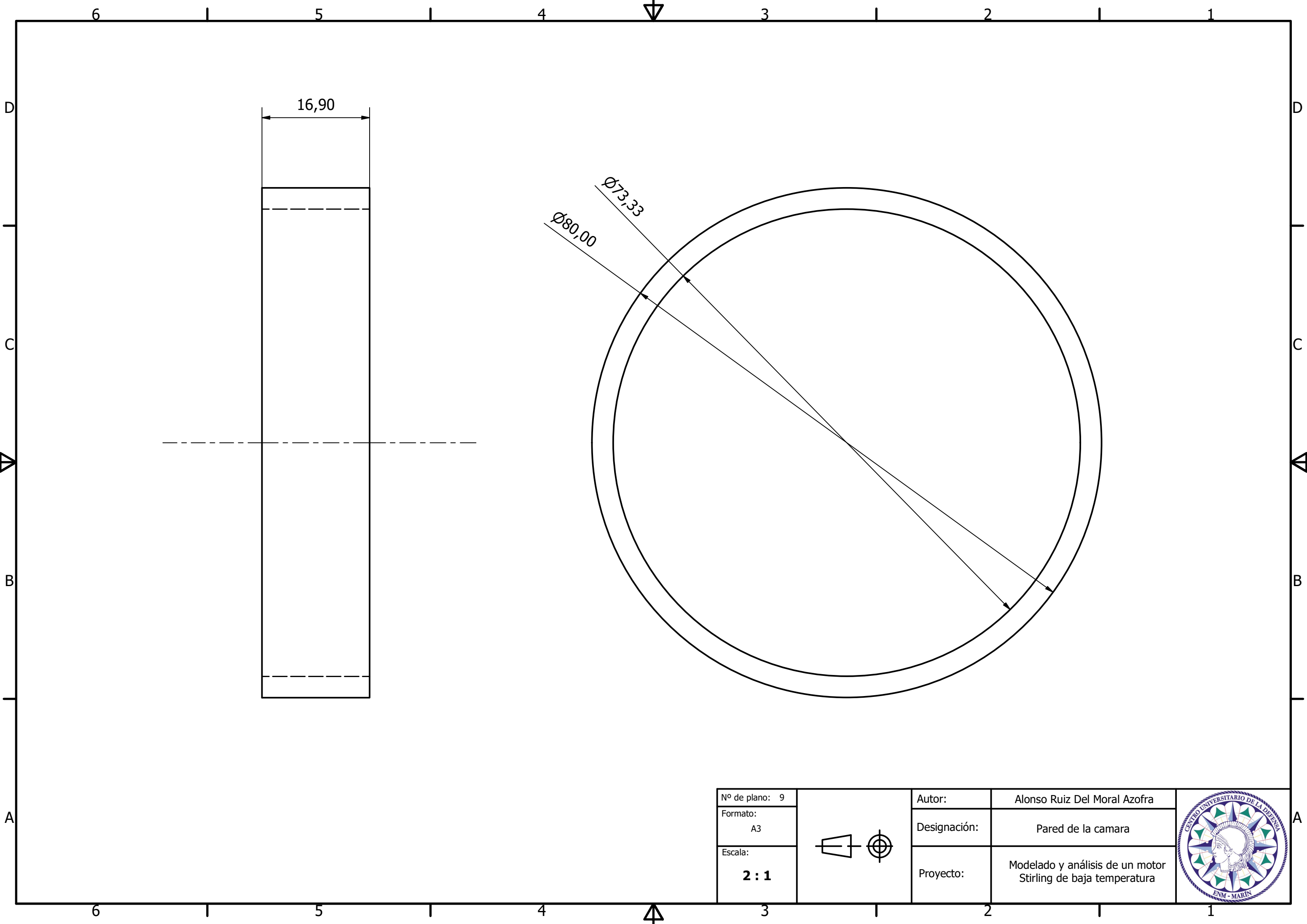


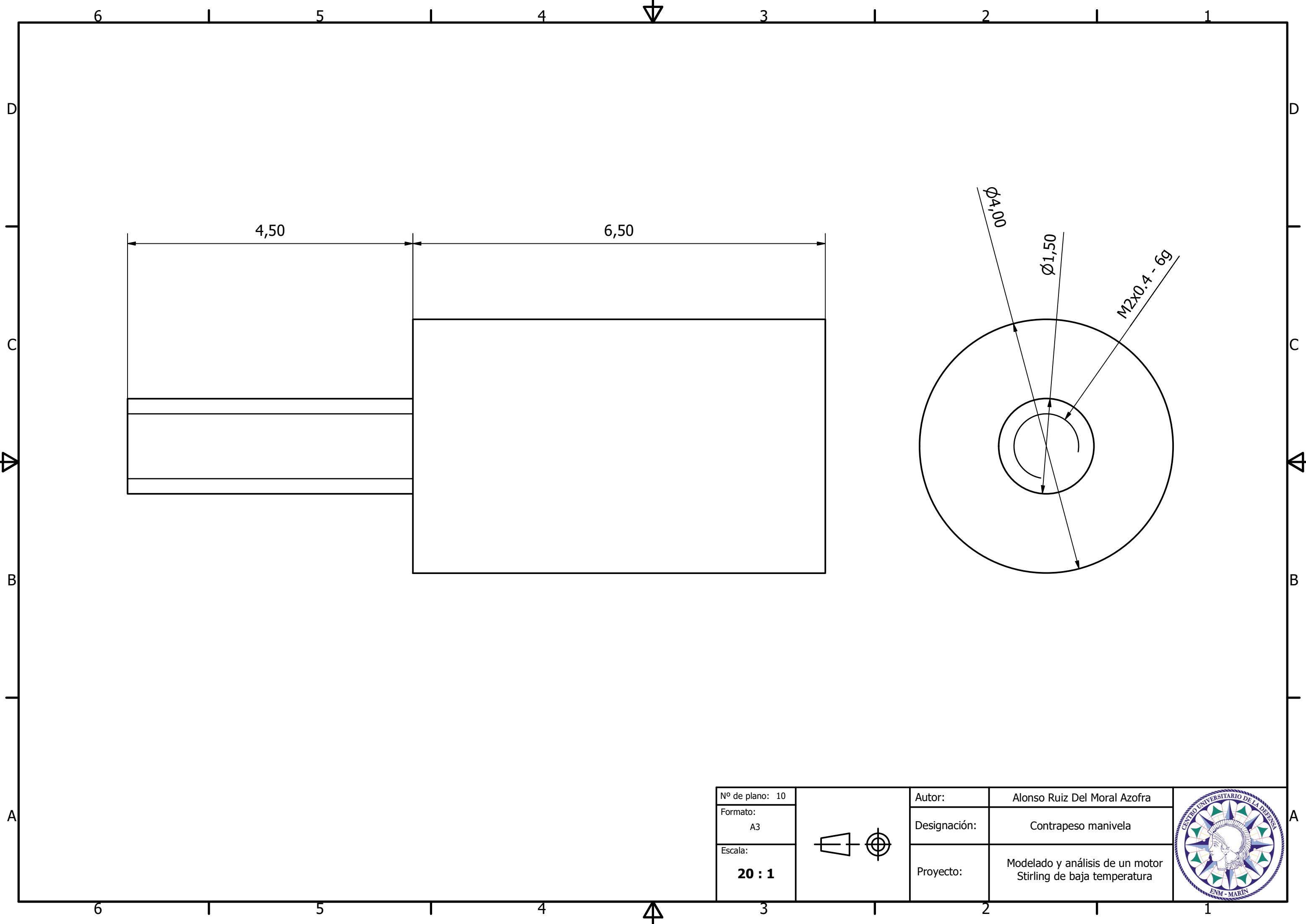


Nº de plano: 7		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Eje volante de inercia	
Escala: 4 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	

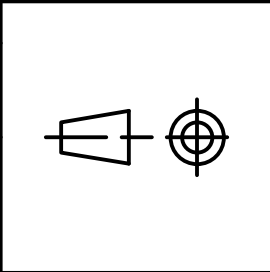


Nº de plano: 8		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Manivela	
Escala: 10: 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	



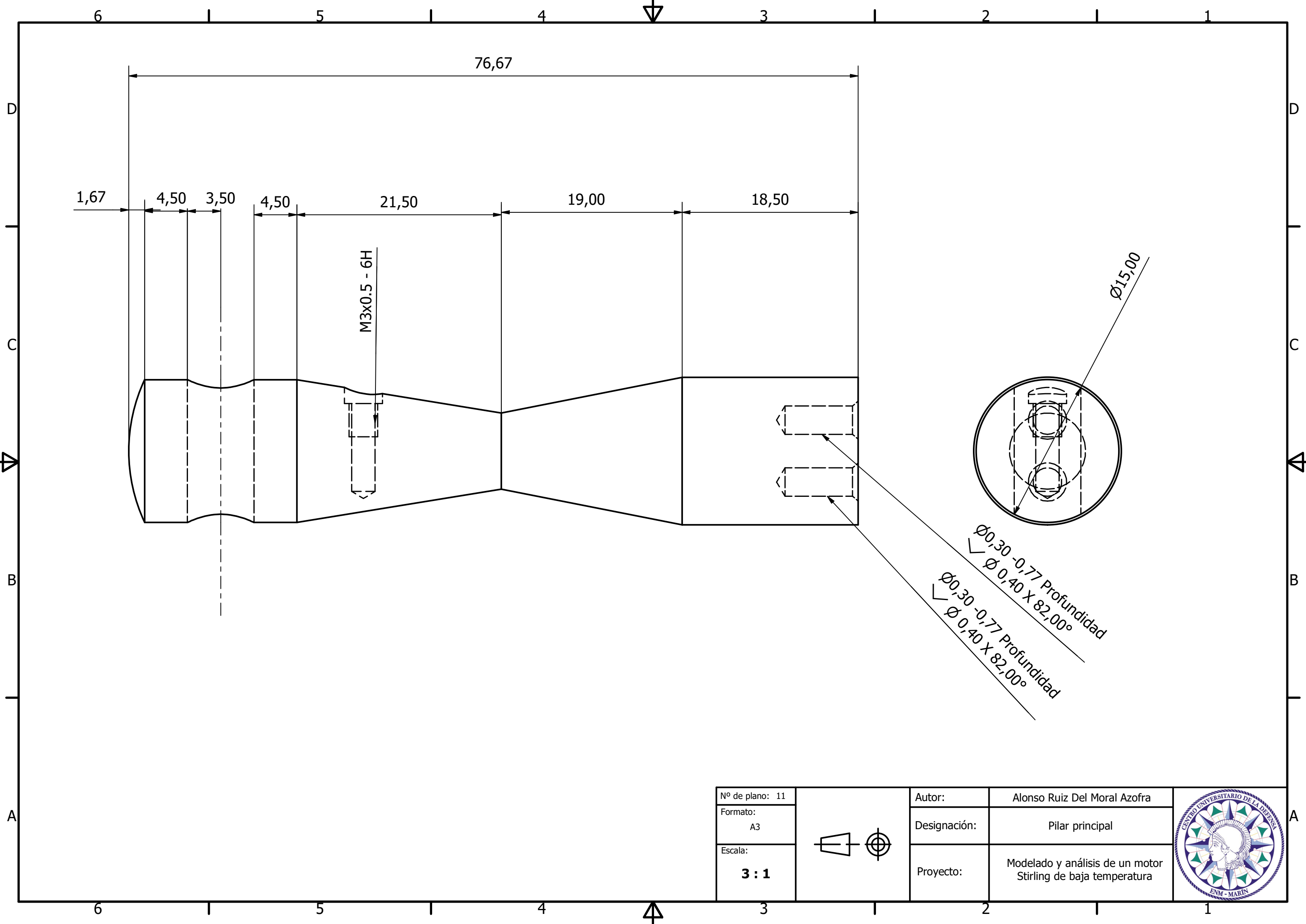


Nº de plano: 10
Formato: A3
Escala: 20 : 1

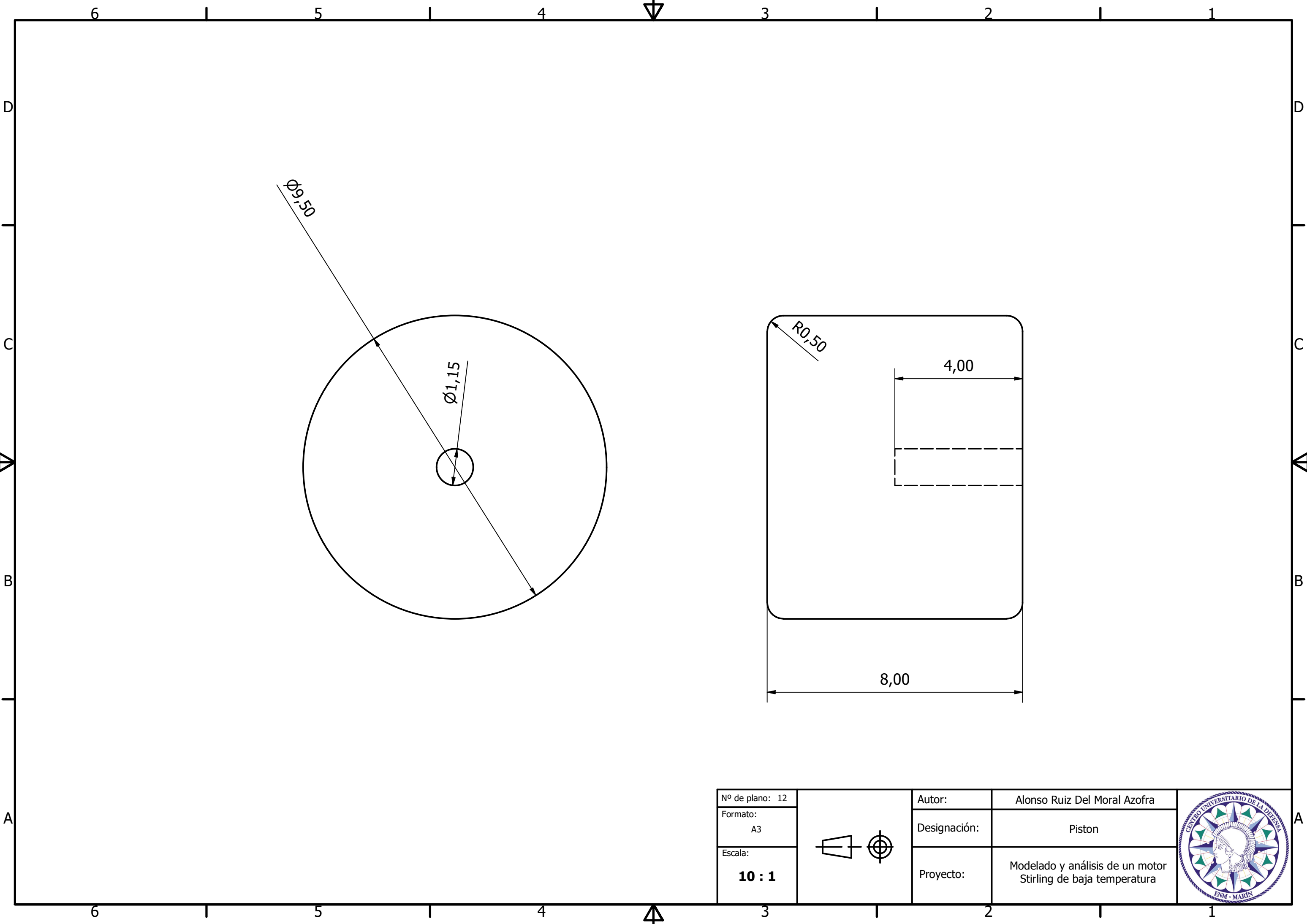


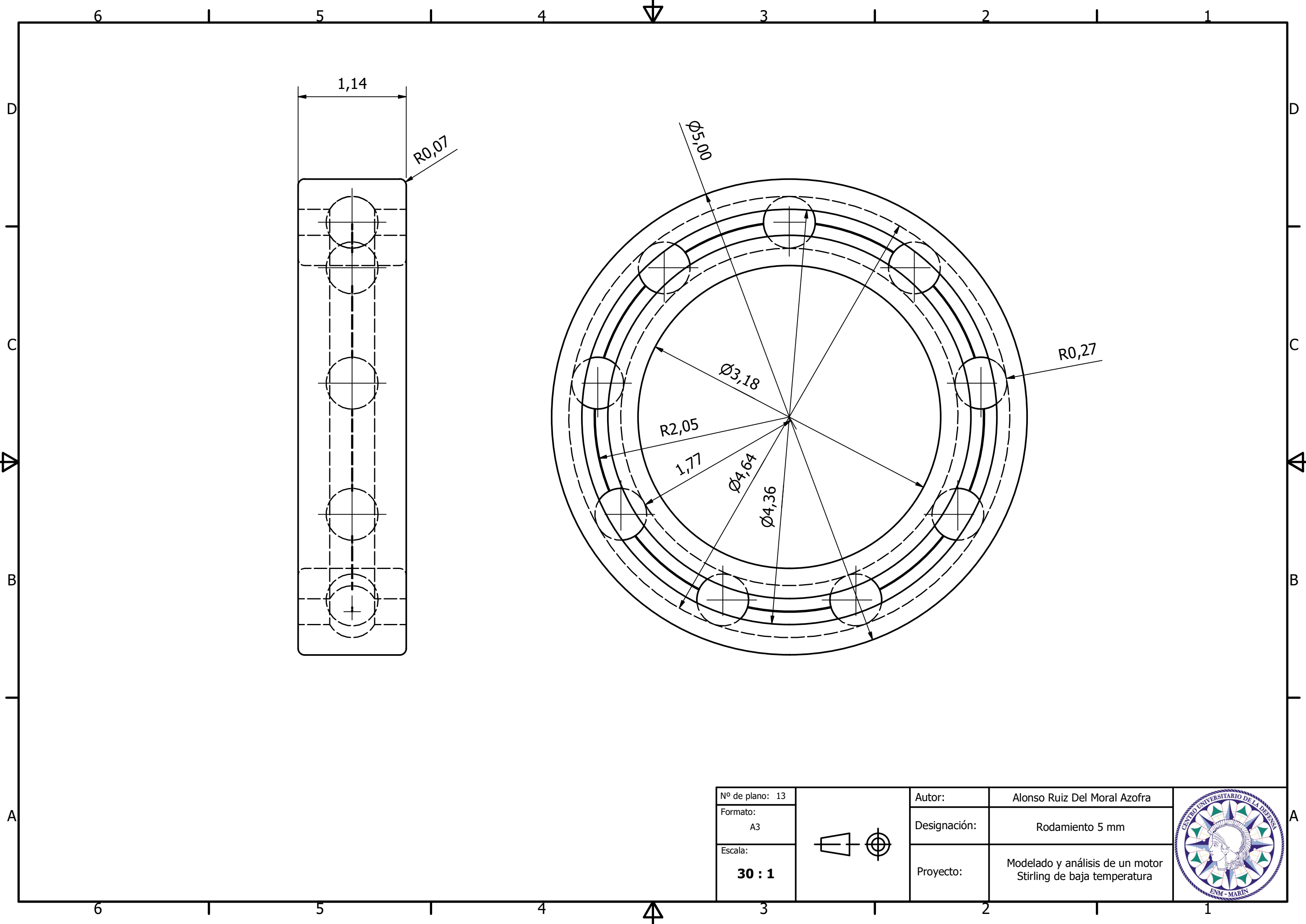
Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra
Designación:	Contrapeso manivela
Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura



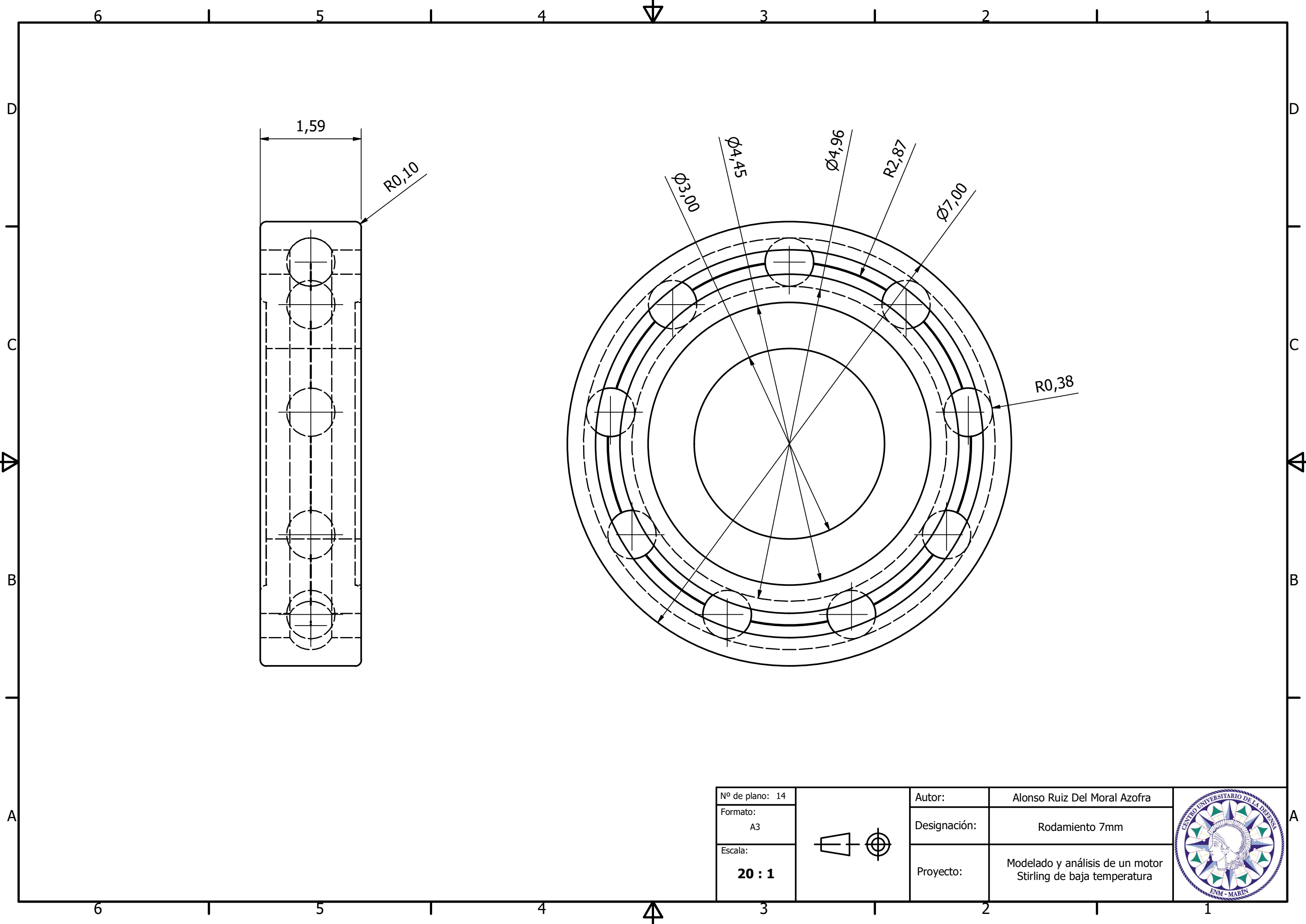


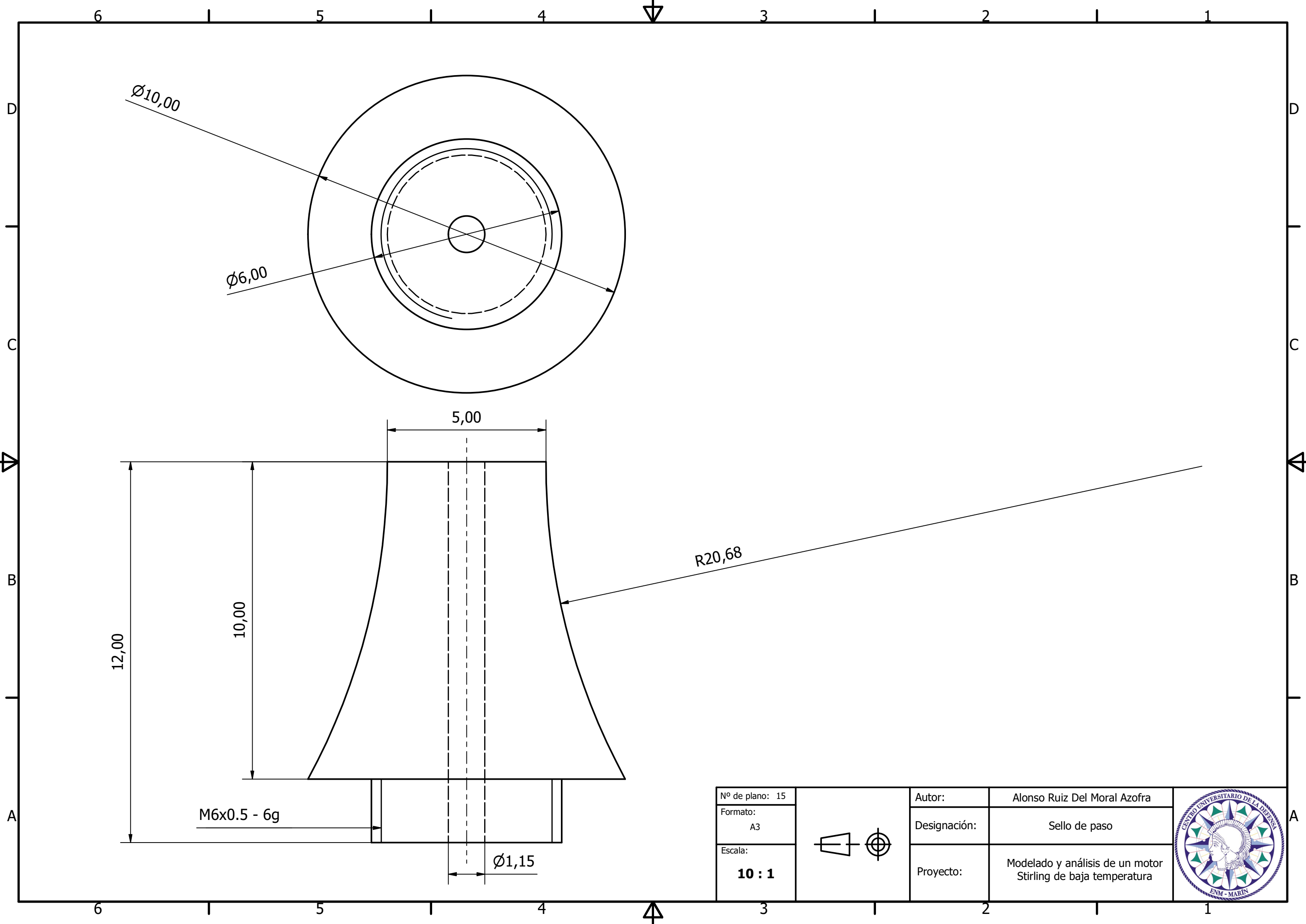
Nº de plano: 11		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Pilar principal	
Escala: 3 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	



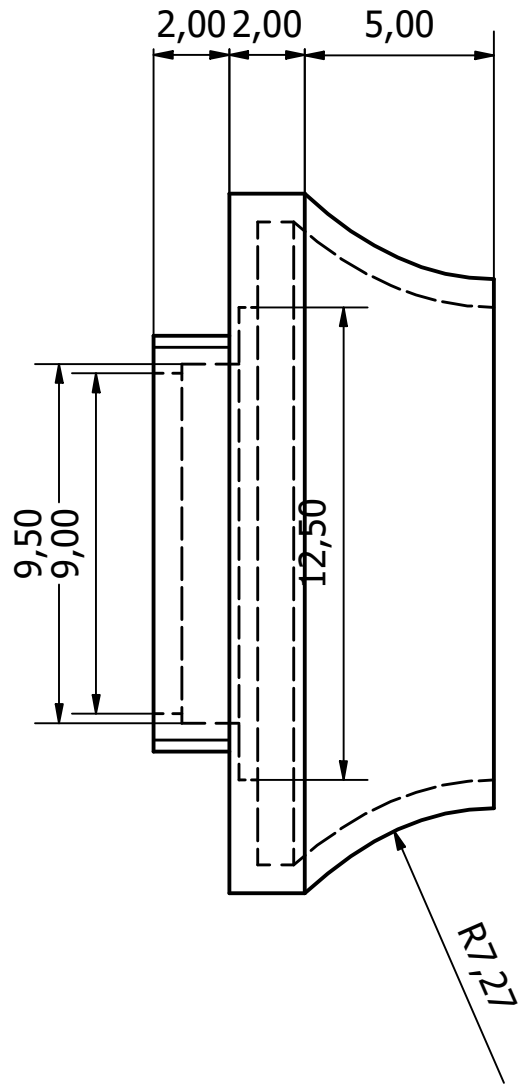
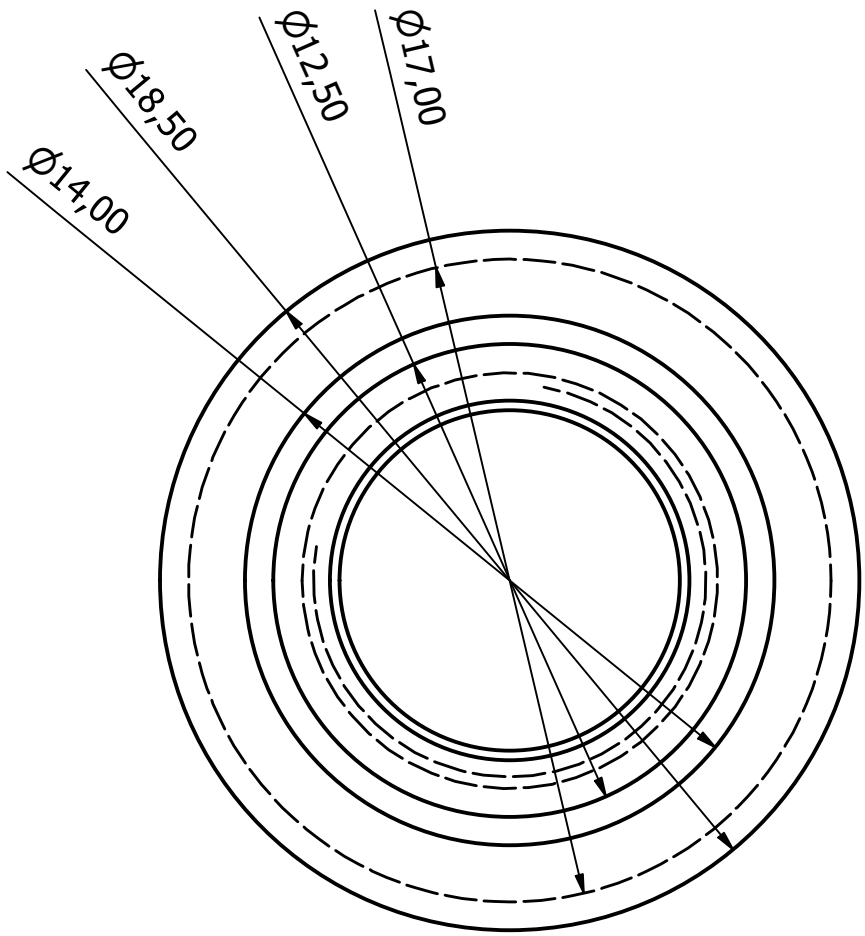


Nº de plano: 13		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Rodamiento 5 mm	
Escala: 30 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	

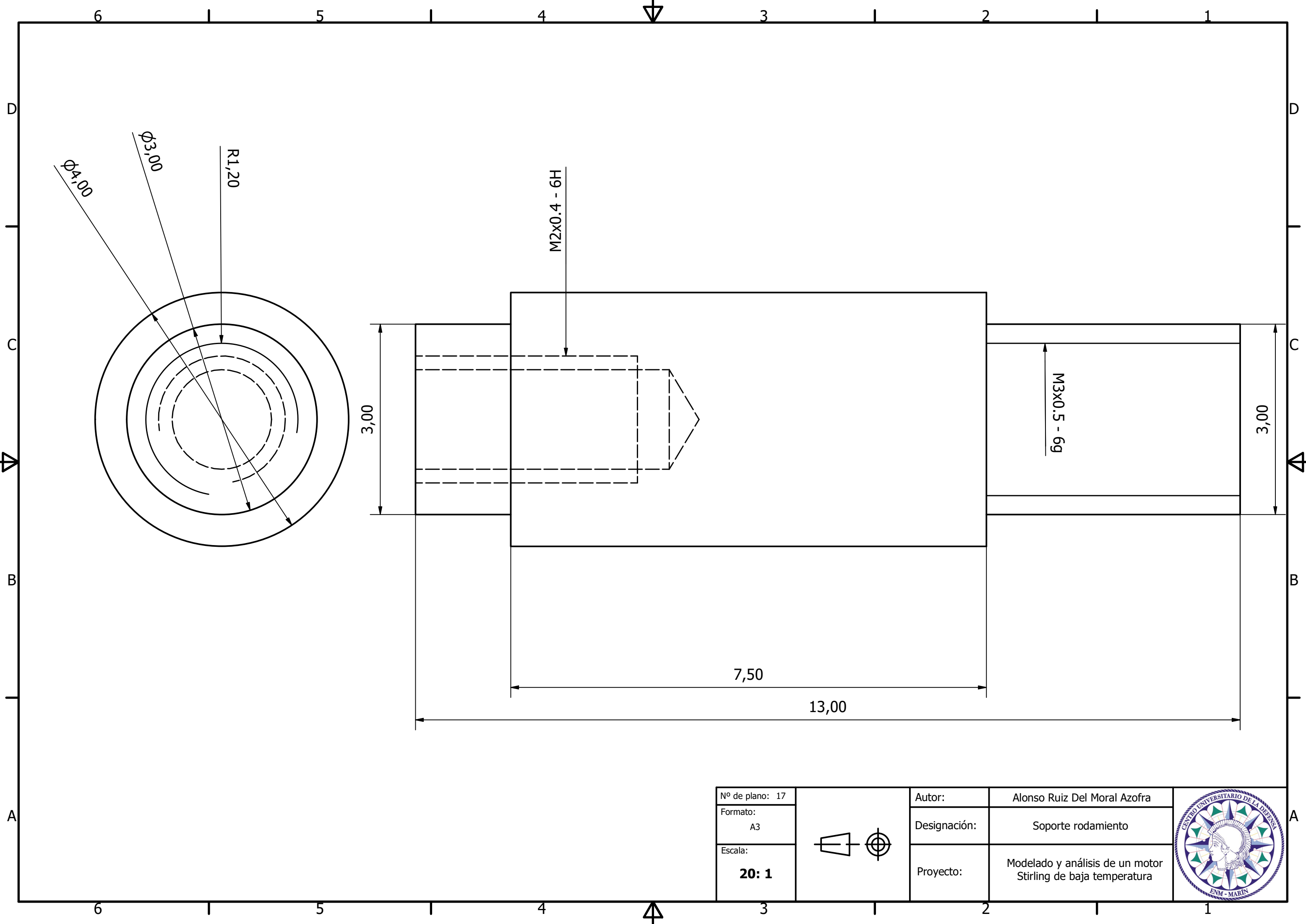




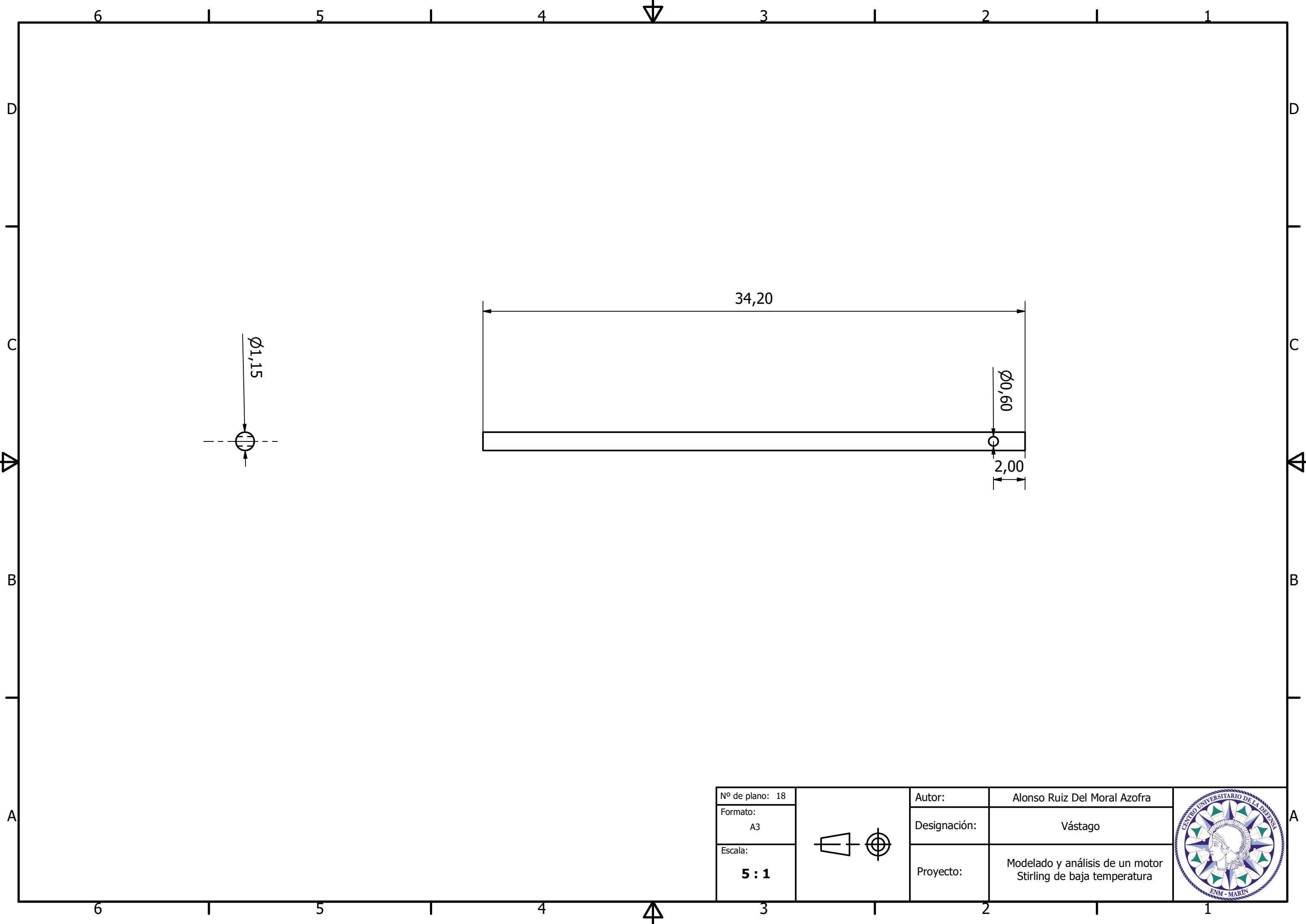
Nº de plano: 15		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	 CENTRO UNIVERSITARIO DE LA DEFENSA ENM - MARIN
Formato: A3		Designación:	Sello de paso	
Escala: 10 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	



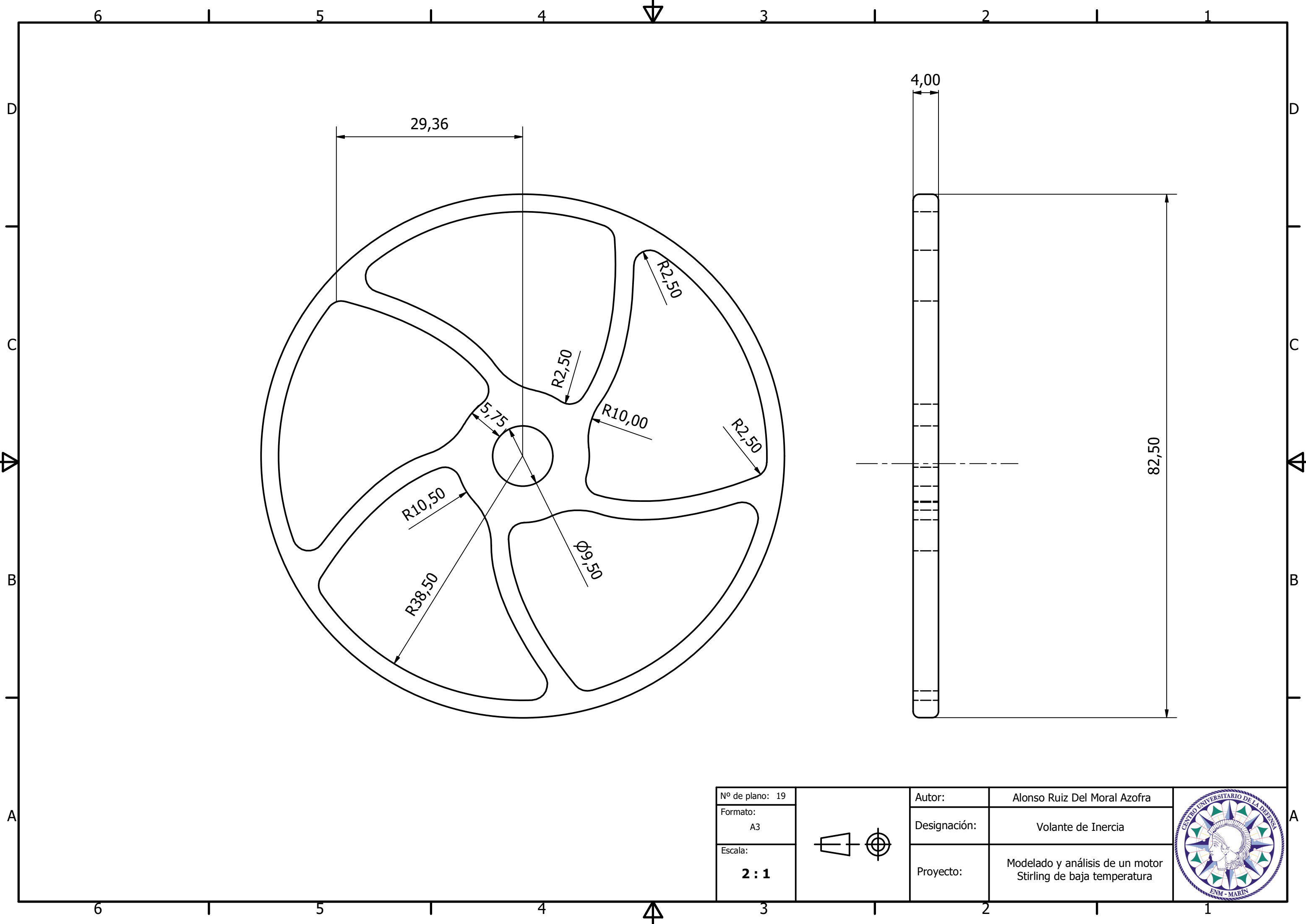
Nº de plano: 16		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Soporte cilindro	
Escala: 5 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	

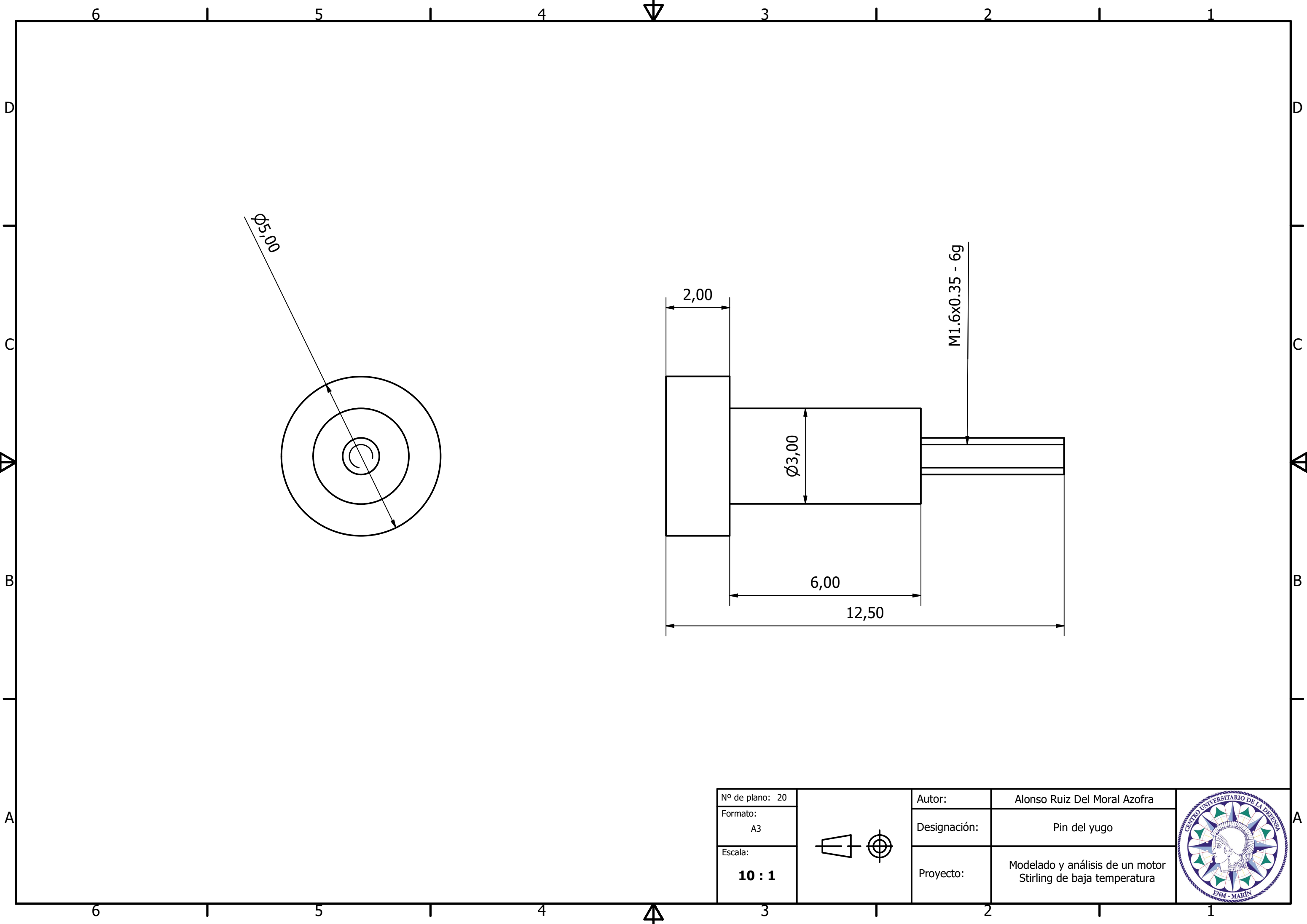


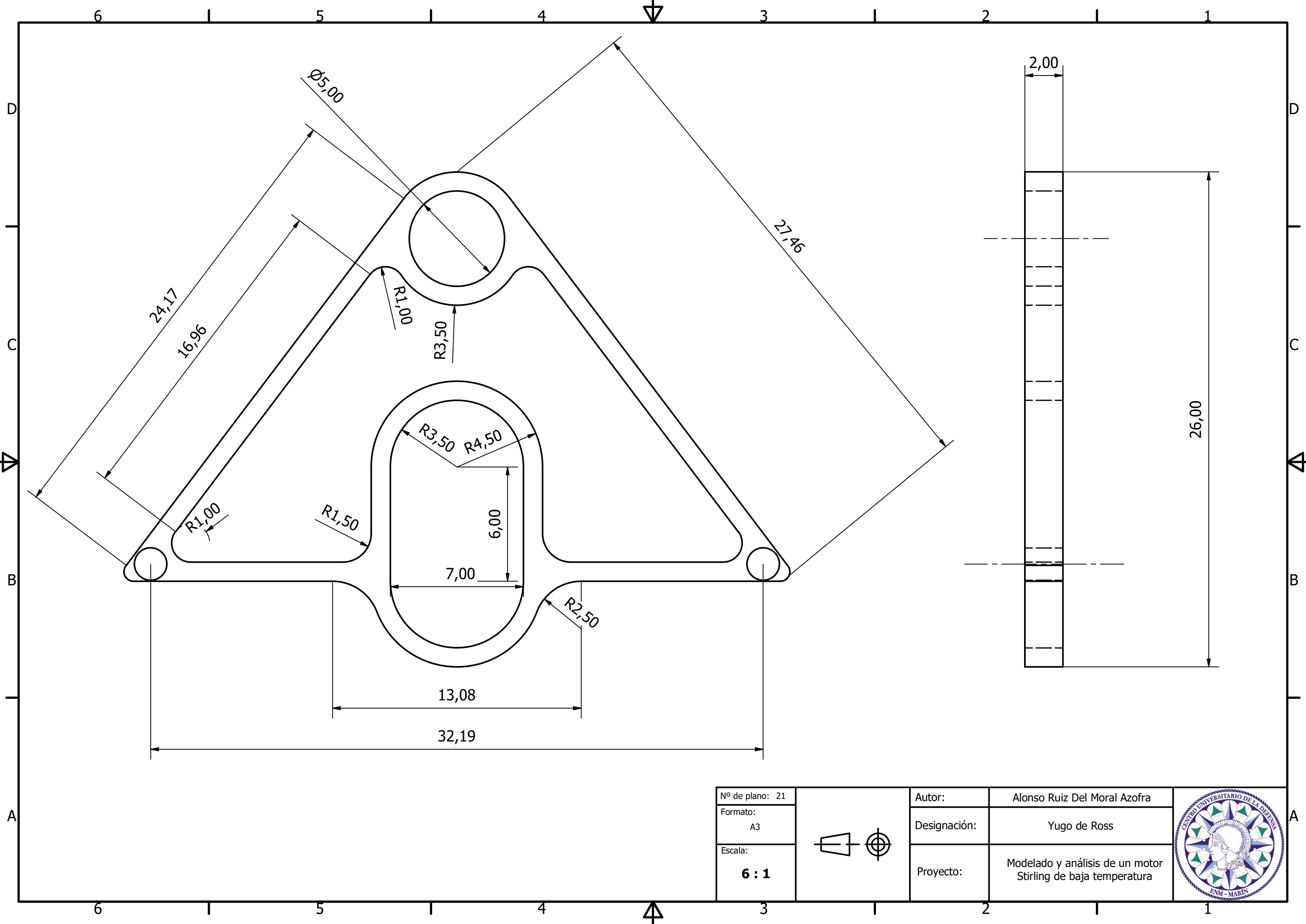
Nº de plano: 17		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Soporte rodamiento	
Escala: 20: 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	



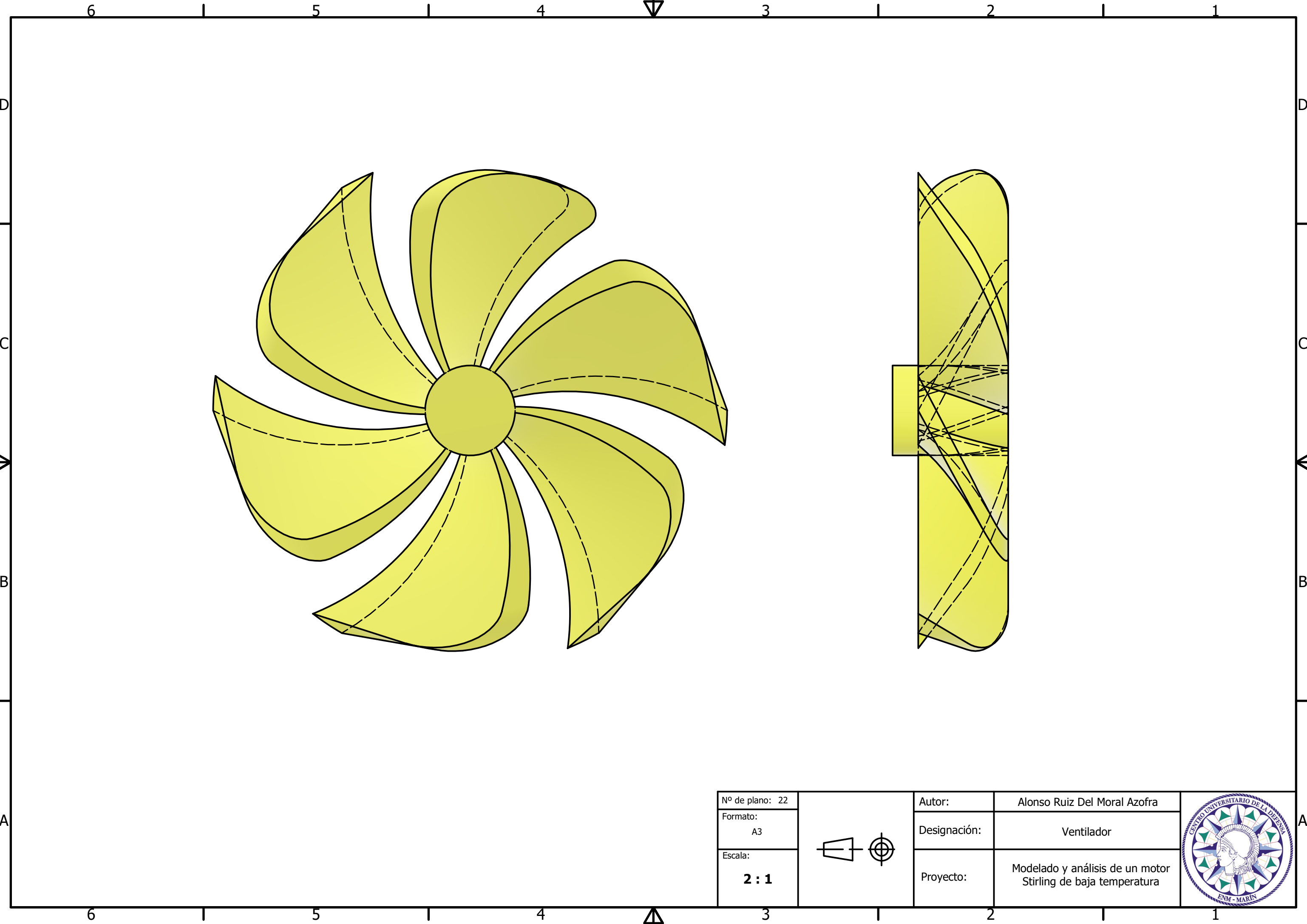
Nº de plano: 18		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Vástago	
Escala: 5 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	



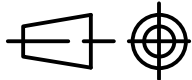




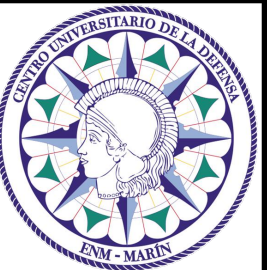
Nº de plano: 21		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Yugo de Ross	
Escala: 6 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	

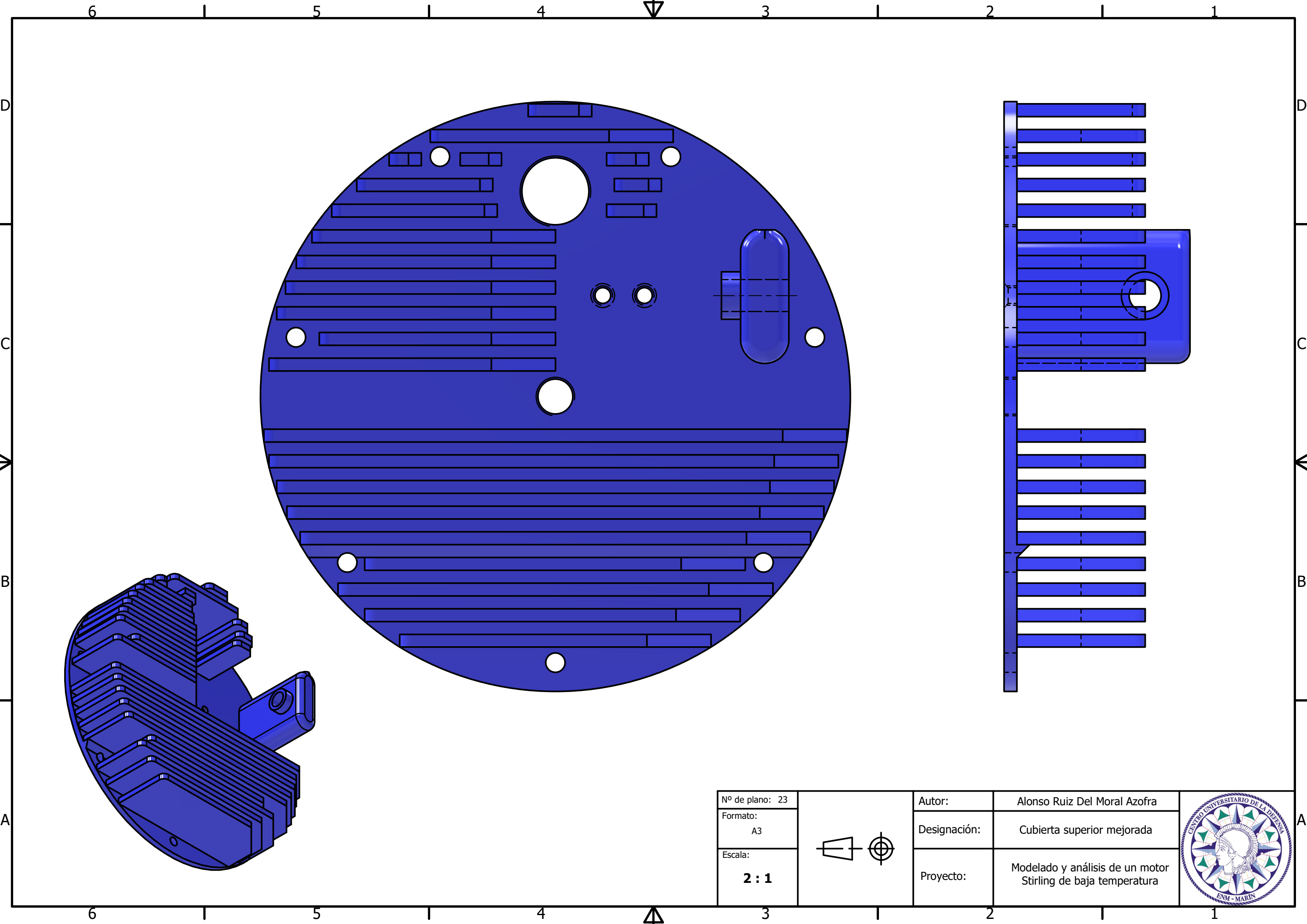


Nº de plano: 22
Formato: A3
Escala: 2 : 1



Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra
Designación:	Ventilador
Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura





Nº de plano: 23		Autor:	Alonso Ruiz Del Moral Azofra	
Formato: A3		Designación:	Cubierta superior mejorada	
Escala: 2 : 1		Proyecto:	Modelado y análisis de un motor Stirling de baja temperatura	