

Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Análisis dinámico de un motor de combustión externa

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Joaquín Rivadulla Durán

DIRECTORES: Antón Cacabelos Reyes

Javier Pérez Vallejo

CURSO ACADÉMICO: 2023-2024

Universidade Vigo



Centro Universitario de la Defensa
en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Análisis dinámico de un motor de combustión externa

Grado en Ingeniería Mecánica

Intensificación en Tecnología Naval

Cuerpo General

Universidade Vigo

RESUMEN

Los motores de combustión externa, como la máquina de vapor, dejaron de desarrollarse con la aparición de los motores diésel y gasolina. No obstante, uno de ellos, el motor Stirling, vuelve a captar hoy en día el interés de la industria. El principal motivo reside en la naturaleza del funcionamiento del motor, en el que un fluido de trabajo sigue un ciclo cerrado que recibe energía de una fuente externa y la transforma en energía mecánica. Esto le da una mayor versatilidad en el tipo de combustible empleado y por tanto la capacidad de aprovechar las energías renovables.

Los objetivos son profundizar en el funcionamiento un motor Stirling tipo Alpha. Para ello, se realiza un análisis termodinámico experimental, análisis cinemáticos y dinámicos de los mecanismos mediante el desarrollo de las ecuaciones de enlace vectorial y de reducción del momento de inercia del sistema, respectivamente, y una simulación dinámica.

Entre los resultados alcanzados, se ha obtenido experimentalmente una eficiencia mecánica del 28%, y se han desarrollado las ecuaciones del modelo dinámico reducido. También se ha ensamblado el motor en Inventor caracterizando de forma exhaustiva las piezas del modelo físico. La simulación del modelo ha permitido validar su comportamiento dinámico.

PALABRAS CLAVE

Stirling, energía, mecanismo, cinemática, inercia.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer el apoyo de mis directores Antón Cacabelos Reyes y Javier Pérez Vallejo en la realización de este trabajo fin de grado. Del mismo modo quiero dar las gracias a la Escuela Naval Militar y al Centro Universitario de la Defensa por todo lo que me han enseñado a lo largo de estos años de formación. Una enseñanza que parte de lo profesional hasta lo vocacional.

CONTENIDO

Contenido 1
Índice de Figuras 4
Índice de Tablas 6
1 Introducción y objetivos 7
1.1 Descripción del apartado 7
1.2 Antecedentes 7
1.3 Motivación 8
1.4 Objetivos y metodología 8
1.5 Estructura del trabajo 9
2 Estado del arte 10
2.1 Descripción del apartado 10
2.2 El motor Stirling 10
2.2.1 El ciclo Stirling 11
2.2.2 Componentes del motor Stirling 12
2.2.3 Tipos de motor Stirling en función de la disposición de los cilindros 13
2.3 Proyectos del motor Stirling 14
2.3.1 Motor Stirling en el espacio 15
2.3.2 Motor Stirling en automóviles 15
2.3.3 Refrigeración 15
2.3.4 Energía termosolar 16
2.3.5 Sistema AIP submarinos 17
2.4 Introducción a los análisis de mecanismos 18
2.4.1 Máquinas y mecanismos 18
2.4.2 Diagrama cinemático 19
2.4.3 Actuadores e impulsores 19
2.4.4 Mecanismos de cuatro barras 20
2.4.5 Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera 21
2.4.6 Mecanismos para propósitos especiales 21
2.4.7 Mecanismos empleados en motores Stirling 21
2.4.8 Técnicas de análisis de mecanismos 22
2.5 Análisis realizados del motor Stirling 22
2.5.1 Análisis termodinámicos 22
2.5.2 Análisis dinámicos 23

3 Desarrollo del TFG 25
3.1 Descripción del apartado 25
3.2 Análisis termodinámico 25
3.2.1 Consumo y potencia calorífica del quemador 26
3.2.2 Diagrama PV 26
3.3 Análisis cinemático 28
3.3.1 Estructura del motor 28
3.3.2 Diagrama cinemático 28
3.3.3 Análisis de posición 30
3.3.4 Análisis de velocidad 35
3.3.5 Análisis de aceleración 36
3.3.6 Representación de funciones 38
3.4 Análisis dinámico 38
3.4.1 Momentos de fuerza debidos a la presión del gas 38
3.4.2 Determinación inercia del sistema 41
3.5 Modelado en Inventor 44
3.5.1 Ensamblaje 44
3.5.2 Análisis posición, velocidad y aceleración 48
4 Resultados 50
4.1 Descripción del apartado 50
4.2 Análisis termodinámico 50
4.3 Análisis cinemático 55
4.4 Análisis dinámico 59
4.5 Modelado en Inventor 60
5 Conclusiones y líneas futuras 63
5.1 Descripción del apartado 63
5.2 Grado satisfacción respecto a los objetivos iniciales 63
5.2.1 Análisis termodinámico 63
5.2.2 Análisis cinemático 64
5.2.3 Análisis dinámico 65
5.2.4 Modelado en Inventor 65
5.3 Líneas futuras 66
5.3.1 Líneas académicas 66
5.3.2 Líneas industriales en el ámbito de la Armada 66
6 Bibliografía 67

Anexo I: Nomenclatura 70

Anexo II: Reflexiones Éticas y Sociales 71

Anexo III: Implicaciones Sociales, Económicas, Ambientales 72

Anexo IV: Planos 73

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Motor Stirling tipo Alpha de PHYWE. Fuente:[2]. 7
Figura 2-1 Esquema básico primer motor Stirling. Elaboración propia. 11
Figura 2-2 Ciclo Stirling ideal. Elaboración propia. 12
Figura 2-3 Esquema de un motor Stirling tipo Alpha. Elaboración propia. 13
Figura 2-4 Esquema de un motor Stirling tipo beta. Elaboración propia. 14
Figura 2-5 Esquema de un motor Stirling tipo Gamma. Elaboración propia. 14
Figura 2-6 Motor Stirling P40 OPEL. Fuente:[6] 15
Figura 2-7 Refrigeración con motor Stirling. Fuente:[9]. 16
Figura 2-8 Panel solar con motor Stirling. Fuente:[13]. 16
Figura 2-9 Sistema AIP S80. Fuente:[15]. 17
Figura 2-10 Sistema AIP con motor Stirling. Fuente:[18]. 18
Figura 2-11 Mecanismo cuatro barras. Elaboración propia. 19
Figura 2-12 Mecanismos de cuatro barras. Elaboración propia. 21
Figura 3-1 Montaje experimental. Elaboración propia. 26
Figura 3-2 Medición del consumo del quemador. Elaboración propia. 26
Figura 3-3 Obtención de archivos CSV del osciloscopio. Elaboración propia. 27
Figura 3-4 Medición del torque del motor. Elaboración propia. 27
Figura 3-5 Esquema componentes móviles. Elaboración propia. 28
Figura 3-6 Diagrama cinemático general. Elaboración propia. 29
Figura 3-7 Diagrama cinemático yugo escocés. Elaboración propia. 29
Figura 3-8 Diagrama cinemático manivela-corredera. Elaboración propia 30
Figura 3-9 Esquema enlace vectorial manivela-corredera. Elaboración propia. 31
Figura 3-10 Enlace vectorial para cualquier punto de la biela. Elaboración propia. 32
Figura 3-11 Enlace vectorial para mecanismo yugo escocés. Elaboración propia. 34
Figura 3-12 Hoja de cálculo para representación ecuaciones cinemáticas. Elaboración propia. 38
Figura 3-13 Curva presión del gas en función del tiempo. Elaboración propia. 39
Figura 3-14 Curva fuerza del gas en función del tiempo. Elaboración propia. 39
Figura 3-15 Análisis de fuerzas manivela-corredera. Elaboración propia. 40
Figura 3-16 Centro de gravedad manivela. Elaboración propia. 42
Figura 3-17 Bloque motor. Elaboración propia. 44
Figura 3-18 Manivela. Elaboración propia. 45
Figura 3-19 Biela. Elaboración propia. 45
Figura 3-20 Pistón. Elaboración propia. 45
Figura 3-21 Desplazador. Elaboración propia. 46

Figura 3-22 Vista corte ensamblaje. Elaboración propia. 46
Figura 3-23 Ventana simulación dinámica. Elaboración propia. 47
Figura 3-24 Ventana relaciones de movimiento. Elaboración propia. 47
Figura 3-25 Ventana estado del mecanismo. Elaboración propia. 48
Figura 3-26 Aceleración del pistón. Elaboración propia. 48
Figura 3-27 Ventana selección gráfico de entrada. Elaboración propia. 49
Figura 3-28 Ventana visualización gráficos de salida. Elaboración propia. 49
Figura 4-1 Consumo de etanol en función del tiempo. Elaboración propia. 50
Figura 4-2 Variación de temperatura en función del tiempo. Elaboración propia. 51
Figura 4-3 Diagrama PV con carga de 12 N. Elaboración propia. 52
Figura 4-4 Diagrama PV para 12, 13 y 14 N·m. Elaboración propia. 52
Figura 4-5 Trabajo PV en función de la frecuencia. Elaboración propia. 52
Figura 4-6 Par en función de la velocidad angular. Elaboración propia. 53
Figura 4-7 Trabajo mecánico en función de la frecuencia. Elaboración propia. 54
Figura 4-8 Trabajo rozamiento en función de la frecuencia. Elaboración propia. 54
Figura 4-9 Potencia mecánica en función de la frecuencia. Elaboración propia. 55
Figura 4-10 Posición pistón en función del ángulo β. Elaboración propia. 56
Figura 4-11 Velocidad pistón en función del ángulo β. Elaboración propia. 57
Figura 4-12 Aceleración pistón en función del ángulo β. Elaboración propia. 57
Figura 4-13 Posición del centro de masas de la manivela. Elaboración propia. 58
Figura 4-14 Posición desplazador en función ángulo β. Elaboración propia. 58
Figura 4-15 Velocidad desplazador en función del ángulo β. Elaboración propia. 58
Figura 4-16 Aceleración desplazador en función del ángulo β. Elaboración propia. 59
Figura 4-17 Modelo dinámico reducido. Elaboración propia. 60
Figura 4-18 Ensamblaje motor Stirling tipo Alpha en Inventor. Elaboración propia. 60
Figura 4-19 Posición pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia. 61
Figura 4-20 Velocidad pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia. 61
Figura 4-21 Posición desplazador en función ángulo manivela. Elaboración propia. 62
Figura 4-22 Velocidad desplazador en función ángulo manivela. Elaboración propia. 62

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Tabla masas componentes. Elaboración propia. 41
Tabla 2 Mediciones experimentales. Elaboración propia. 53
Tabla 3 Ecuaciones cinemática de los componentes móviles. Elaboración propia. 56
Tabla 4 Objetivos alcanzados del análisis termodinámico. Elaboración propia. 63
Tabla 5 Objetivos alcanzados del análisis cinemático. Elaboración propia. 64
Tabla 6 Objetivos alcanzados del análisis dinámico. Elaboración propia. 65
Tabla 7 Objetivos alcanzados de la simulación en CAD. Elaboración propia. 65
Tabla 8 Nomenclatura. Elaboración propia. 70

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 externa se caracterizan por realizar el proceso de combustión fuera del cilindro. Se diferencian de los motores más comúnmente conocidos, como los gasolina y diésel, donde la combustión se produce en el interior. El primer motor de combustión externa fue la máquina de vapor a principios de siglo XIX. Posteriormente, en 1816 Robert Stirling presenta un ingenioso motor de ciclo cerrado que realiza trabajo mecánico mediante la compresión y expansión de un gas. Este movimiento se genera mediante la generación de un foco frío y uno foco caliente. Empleando el mismo principio termodinámico, pero variando el modelo mecánico, se diseñaron tres variantes: Alpha, Beta y Gamma. Sus primeras aplicaciones consistían en generadores eléctricos para instalaciones con una demanda de potencia baja. Sin embargo, su rendimiento se fue mejorando, dando lugar a más aplicaciones [1].



Figura 1-1 Motor Stirling tipo Alpha de PHYWE. Fuente:[2].

En 1886 la llegada del motor de combustión interna generó un cambio importante en la industria puesto que sus niveles de potencia y la eficacia de su funcionamiento superaba en gran medida a sus predecesores. Por ejemplo, la industria del automóvil se vio impulsada gracias al motor de combustión interna, mientras que el motor Stirling nunca se llegó a implementar. No obstante, en la actualidad el motor Stirling está volviendo a la industria debido al interés por emplear energías renovables.

La gran ventaja de los motores Stirling reside en su capacidad de utilizar una gran variedad de fuentes térmicas como la energía solar o la combustión de biomasa. Como fluido de trabajo diferente del aire, también puede emplear otros gases como el hidrógeno o helio. Otra ventaja es su funcionamiento silencioso debido a la ausencia de explosiones. Sin embargo, también presenta inconvenientes. Es un motor lento. Necesita un precalentamiento inicial y para variar su velocidad no lo hace de forma instantánea como un motor eléctrico o de combustión interna. De ahí la importancia de su análisis y optimización.

La ingeniosa idea de Robert Stirling hace más de doscientos años cobra hoy de nuevo protagonismo. El trabajo y dedicación para el desarrollo de un motor Stirling eficaz es una gran solución para el aprovechamiento de las energías renovables.

1.3 Motivación

Esta es la línea que pretende seguir el presente análisis del motor Stirling. Al analizar el funcionamiento del motor en profundidad conseguimos aportar a el diseño y optimización de este tipo de motores. Pare ello será conveniente estudiar su comportamiento dinámico y describir sus ventajas e inconvenientes.

Por otro lado, el motor Stirling ya ha entrado en funcionamiento dentro de las marinas de guerra. El sistema de propulsión de aire independiente (AIP) de los submarinos de la marina sueca emplea un motor Stirling para la carga de sus baterías. Por esta razón el estudio de este motor es de interés para la Armada, puesto que el sistema AIP también se emplea en los nuevos submarinos de la clase Isaac Peral. Esta motivación se une a su mencionada capacidad para aprovechar las energías renovables que supone un impacto positivo en el desarrollo sostenible de la Armada.

Otra gran motivación para el análisis dinámico del motor Stirling surge del Centro Universitario de la Defensa (en adelante, CUD) en la Escuela Naval Militar de Marín. El centro dispone de varios modelos de motor Stirling tipo Alpha de pequeña escala, como el que se muestra en la Figura 1-1. La existencia de estos medios para la realización de mediciones y pruebas experimentales servirá de gran ayuda para la consecución de los objetivos de este trabajo.

1.4 Objetivos y metodología

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

Objetivos generales:

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

Objetivos específicos:

1. Obtener el diagrama de presión frente al volumen del motor.
2. Obtener la potencia calorífica del quemador.
3. Obtener la eficiencia térmica.
4. Definir el diagrama cinemático del mecanismo.
5. Desarrollar las ecuaciones de posición velocidad y aceleración del mecanismo.
6. Determinar la energía cinética del mecanismo.
7. Caracterizar de forma precisa todas las dimensiones del motor Stirling de pequeña escala y representarlas en los correspondientes planos.
8. 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 Alpha en el laboratorio obteniendo la potencia calorífica del quemador, 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.

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 parte del trabajo se estudia el estado de la cuestión del motor Stirling y la información imprescindible para el posterior desarrollo del trabajo. En primer lugar, se explica el funcionamiento esencial del motor Stirling y su ciclo termodinámico. En segundo lugar, se exponen algunos de los proyectos más relevantes que han empleado el motor Stirling. En tercer lugar, se hace una introducción al análisis de mecanismos que servirá de base para el trabajo. Finalmente se exponen los análisis dinámicos realizados por otros autores, que se relacionan con el motor Stirling.

2.2 El motor Stirling

El primer motor Stirling tiene un mecanismo muy simple. En la Figura 2-1 vemos sus componentes principales. Consiste en un pistón de potencia y un desplazador conectados a un cigüeñal con un volante de inercia al que se le transmite el torque. Su funcionamiento se basa en un ciclo termodinámico cerrado. El gas se desplaza entre un foco frío y un foco caliente que provocan una variación de su temperatura. Esta variación, es la que genera la compresión y expansión del fluido de trabajo que provoca el movimiento del motor [3].

Para favorecer la diferencia de temperaturas del gas se acopla un regenerador. Este es uno de los componentes más importantes del motor Stirling. Se encarga de absorber y ceder calor del gas en los ciclos de volumen constante. Este intercambio de calor favorece el rendimiento del motor. No obstante, también genera pérdidas, pero que afectan en menor medida al sistema.

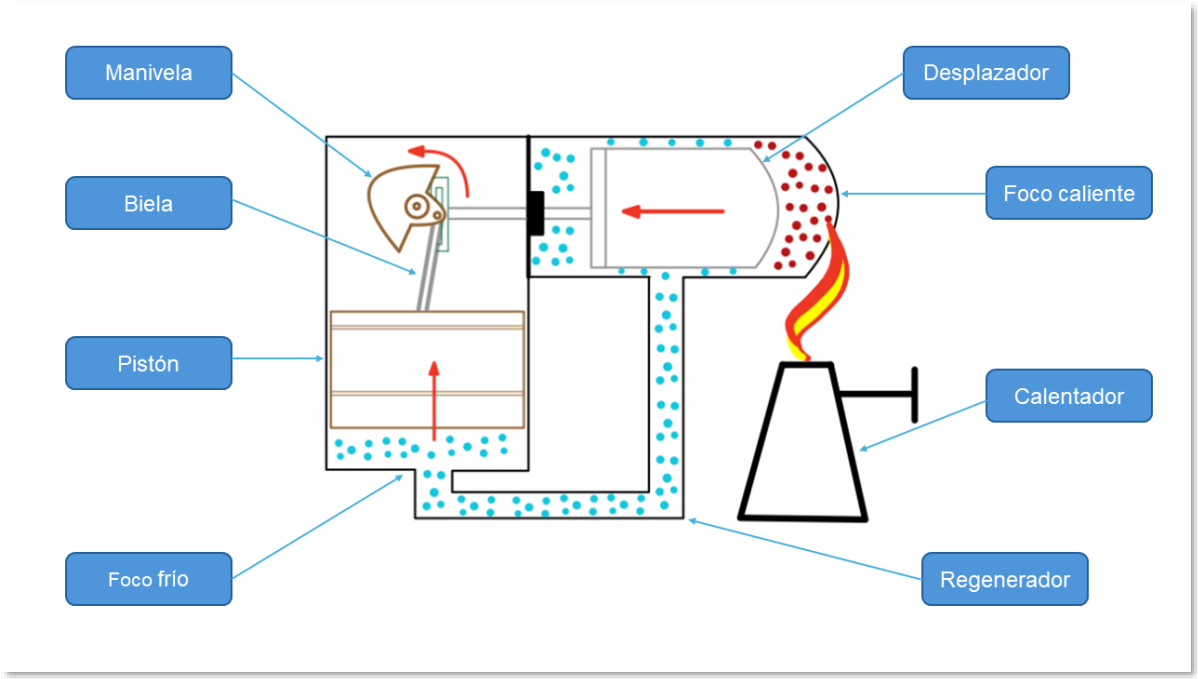


Figura 2-1 Esquema básico primer motor Stirling. Elaboración propia.

2.2.1 El ciclo Stirling

Mediante este movimiento del sistema se consigue transformar la energía térmica en energía mecánica. Las variaciones que experimenta gas se rigen mediante un ciclo termodinámico ideal denominado Stirling, mostrado en la Figura 2-2. Este ciclo se compone de cuatro fases:

- 2-2 Calentamiento a volumen constante: el pistón de potencia se encuentra en su extremo inferior. El desplazador se mueve hacia la izquierda y se transfiere calor a través del intercambiador.
- 3-3 Expansión isotérmica: el desplazador alcanza su extremo izquierdo y el pistón de potencia se desplaza hacia arriba debido a la expansión del gas.
- 3-4 Enfriamiento a volumen constante: el pistón de potencia alcanza su extremo superior y el desplazador empieza a desplazarse hacia la derecha. Durante el proceso el volumen permanece constante y se cede calor al intercambiador.
- 4-1 Compresión isotérmica: el gas es comprimido por el pistón y se produce un intercambio de calor entre el gas y el foco frío.

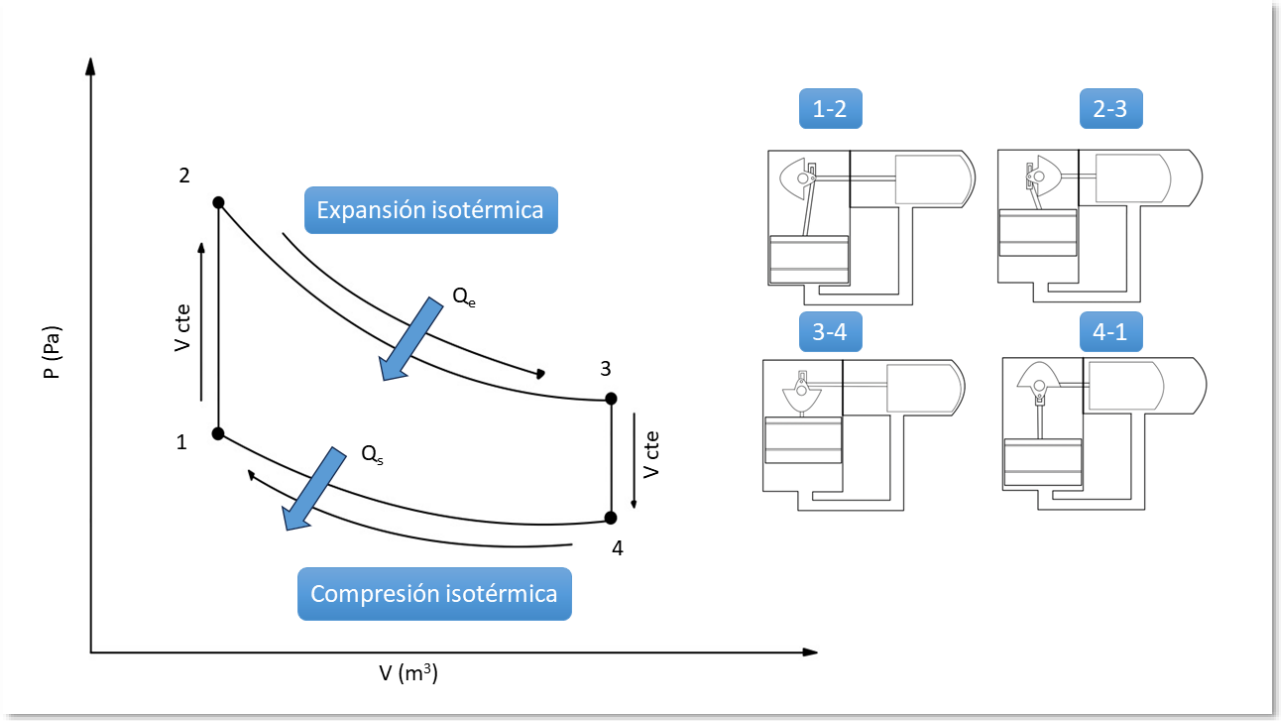


Figura 2-2 Ciclo Stirling ideal. Elaboración propia.

El ciclo Stirling real, se aproxima al ciclo de Carnot con las consiguientes pérdidas debido a la caída de presión del volumen de trabajo, las pedidas de calor al medio ambiente y las pérdidas debido al volumen muerto. Las principales pérdidas de presión y temperatura suceden en el regenerador. Este regenerador también resta eficiencia debido al aumento de rozamiento con el volumen de trabajo.

Sin embargo, su optimización a lo largo de la historia de los motores Stirling ha resultado positiva. Las pérdidas debido al volumen muerto se deben a que no todo el volumen de trabajo participa en el proceso. Esto resta eficiencia al sistema debido a que no forma parte de la carrera completa del pistón. Sin embargo, es una pérdida muy pequeña debido a que no tiene mucha influencia en el sistema.

2.2.2 Componentes del motor Stirling

En el esquema del ciclo ideal podemos ver los componentes más importantes del motor Stirling. Para presentarlos vamos a dividirlos en componente estáticos y componentes dinámicos.

Componentes estáticos:

- Bloque motor: es el cuerpo del motor. Da soporte a los demás elementos del motor. Debe ser sólido y resistente.
- Regenerador: es un tubo que actúa como intercambiador de calor entre el foco frío y el foco caliente. Debe comunicar la cámara que contiene el pistón y la del desplazador.
- Fuente de calor: se encuentra en la parte externa del motor. Como veremos más adelante puede ser de diferentes tipos. Una de las ventajas del motor Stirling es su capacidad de emplear una gran variedad de fuentes de energía.

Componentes dinámicos:

- Pistón de Potencia: es el cuerpo cilíndrico que con su movimiento rectilíneo hará girar el eje del motor.
- Biela: conecta el pistón de potencia con la manivela. Es un elemento alargado y rígido.
- Manivela: actúa como una palanca entre la biela y el eje de giro del motor.

- Volante de inercia: conserva el momento angular, es decir, permite que los movimientos del pistón de subida y bajada por la compresión y expansión de los gases se realice de forma continua.
- Desplazador: es el componente de separación entre el volumen de aire caliente y el frío. No es estanco lo que permite también el intercambio de calor entre ambos actuando a su vez como regenerador.

2.2.3 Tipos de motor Stirling en función de la disposición de los cilindros

Los motores Stirling tienen tres variantes según el tipo de mecanismo que utilizan. No obstante, los tres comparten el mismo ciclo termodinámico y se comportan como mecanismos de un grado de libertad. En nuestro trabajo analizaremos un motor tipo Alpha. Sin embargo, expondremos las características particulares de los Beta y Gamma. Esto nos ayudará a comprender mejor cómo mecanismos distintos ofrecen prestaciones diferentes.

Los motores Stirling tipo Alpha, en la Figura 2-3, utilizan un mecanismo doble biela-manivela o un mecanismo combinado de yugo escocés conectado al desplazador y un mecanismo biela-manivela para el pistón de potencia. Ambos pistones se encuentran desfasados 90º y comparten el mismo fluido de trabajo comunicado mediante un regenerador. La función del regenerador consiste en realizar el intercambio de calor. El cilindro que contiene el desplazador es calentado mediante una fuente térmica externa. El cilindro que contiene el pistón de potencia es enfriado mediante el uso de aletas y refrigerantes. Esto se hace con el objetivo de generar una mayor diferencia de temperaturas entre el foco frío y el foco caliente.

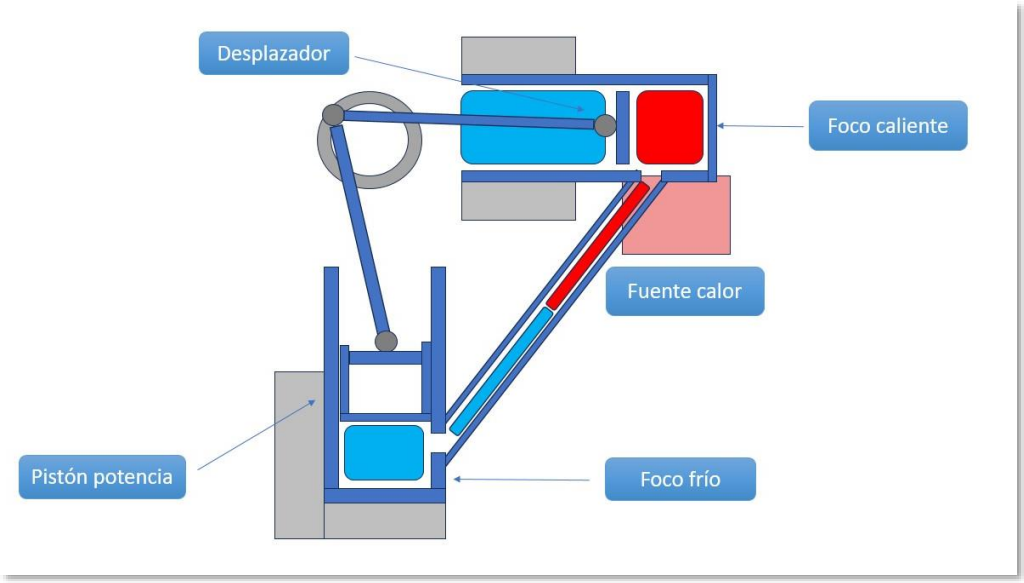


Figura 2-3 Esquema de un motor Stirling tipo Alpha. Elaboración propia.

En cuanto al tipo Beta, en la Figura 2-4, su principal diferencia con los otros dos es la incorporación de un pistón con movimiento libre que actúa como desplazador. Esto permite que sean motores más compactos. También se adaptan a un rango de temperaturas más amplio que los demás. Por otro lado, se adapta peor a diferencias de temperatura elevadas [4].

El pistón libre tiene la particularidad moverse sin necesidad de un sistema biela manivela. Tanto el desplazador como el pistón de potencia utilizan el mismo cilindro, es decir, el eje por el que se desplazan es concéntrico a ambos. No utiliza un tubo regenerador puesto que el intercambio de calor se produce gracias a que el desplazador tiene una holgura con el cilindro.

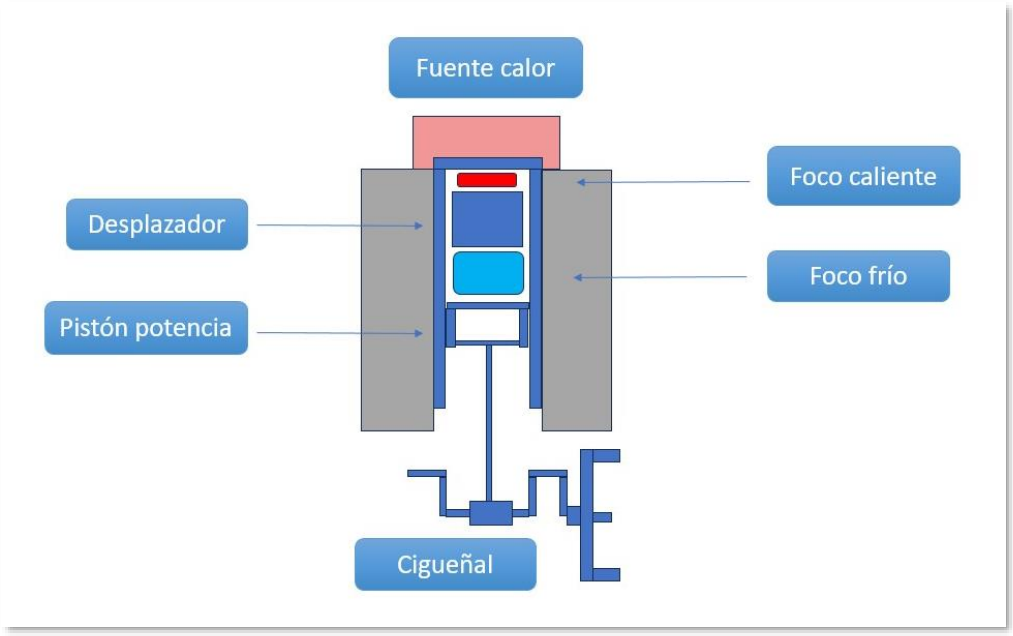


Figura 2-4 Esquema de un motor Stirling tipo beta. Elaboración propia.

El funcionamiento del motor Gamma, en la Figura 2-5, es idéntico al tipo Beta, pero no utiliza el pistón con movimiento libre. Los dos cilindros están separados. El movimiento del pistón de potencia está desfasado 90º con respecto al desplazador. El intercambio de calor se produce del mismo modo que el tipo beta. Sin embargo, tiene un rendimiento termodinámico peor [5]. Esto se debe a que la expansión de trabajo se produce a menor temperatura. Además, a igual volumen de barrido los motores tipo beta tienen una mayor relación de compresión.

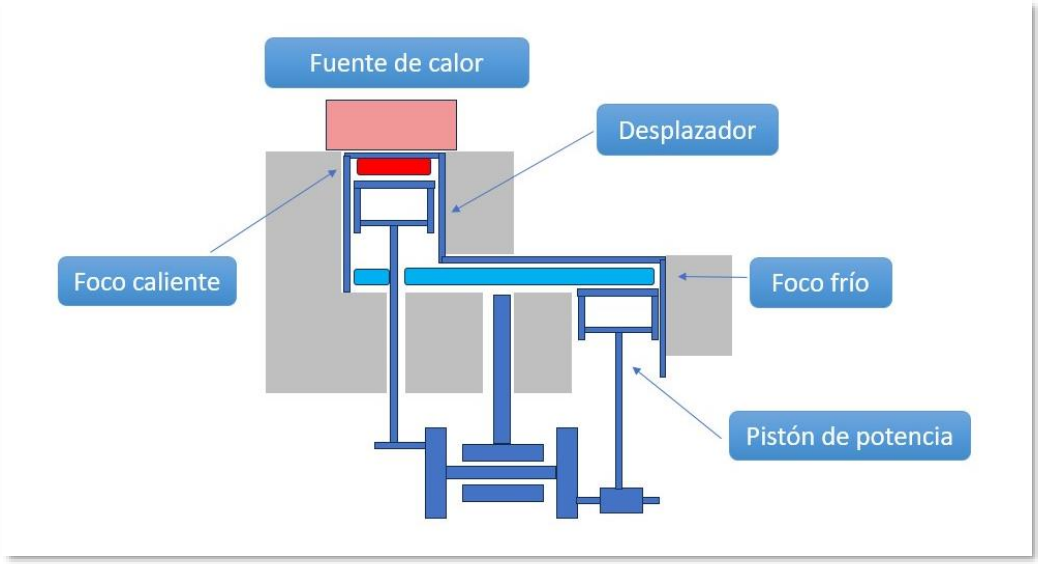


Figura 2-5 Esquema de un motor Stirling tipo Gamma. Elaboración propia.

2.3 Proyectos del motor Stirling

Estos modelos Stirling cinemáticos se han desarrollado desde la concepción del primero pasando a modelos Stirling dinámicos. Sus aplicaciones han sido muy variadas y han aportado mejoras elaboradas. Su desarrollo comenzó especialmente a partir de 1973 con la primera crisis del petróleo. En los siguientes apartados presentaremos los proyectos que más han desarrollado la tecnología.

2.3.1 Motor Stirling en el espacio

En 1966 la agencia espacial norteamericana (en adelante, NASA) junto con SUNPOWER INC realizó el proyecto de un motor generador que funcionase en el espacio, para reducir las necesidades de combustible en el futuro. Se bautizó como "ASC" (Advanced Stirling Convertor) y se instaló en el satélite "RHESSI" (Reuven Ramaty High Energy Solar Spectroscopic Imager). Este satélite fue lanzado al espacio en 2002.

2.3.2 Motor Stirling en automóviles

Años más tarde, en 1981 la United Stirling of Sweeden (USS) desarrolló el motor P40, en la Figura 2-6, un motor Stirling de cuatro cilindros y 75 kW de potencia. Este motor fue estudiado en colaboración con la agencia espacial norteamericana (NASA) para su instalación en un automóvil de la firma Opel. La instalación fue exitosa, su conducción era buena y muy silenciosa.

Sin embargo, no terminaban de complementarse bien el motor y la transmisión puesto que en su inicio el Opel tenía un motor distinto [6]. Aunque su implementación en un automóvil fue un éxito no llegó a comercializarse debido a que no alcanzaba las prestaciones que ofrecían los motores de combustión interna. La potencia que ofrecía no era demasiado alta, necesitaba un tiempo de precalentamiento y su tamaño y peso eran muy elevados.

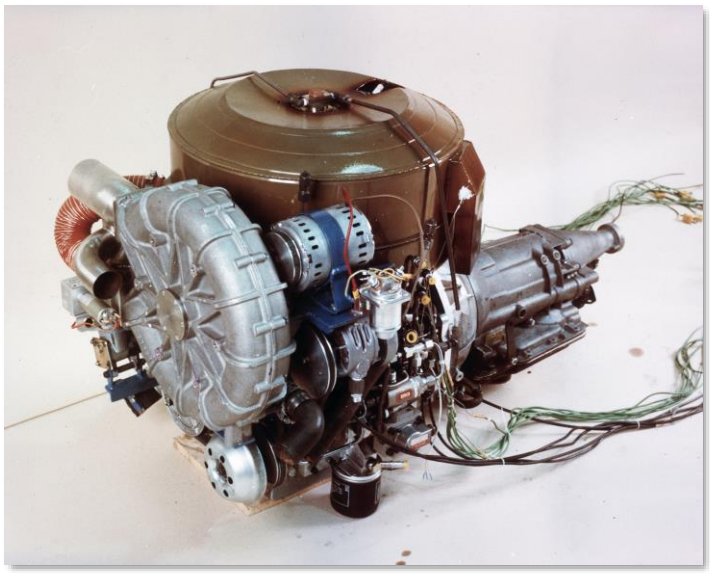


Figura 2-6 Motor Stirling P40 OPEL. Fuente:[6]

2.3.3 Refrigeración

Los refrigerantes químicos convencionales presentan ciertas desventajas. Son inflamables, tóxicos y cuando se escapan al ambiente afectan a la composición de la capa de ozono [7]. Los motores Stirling son una alternativa frente al uso de estos refrigerantes puesto que no generan tantos residuos y además alcanzan rendimientos muy altos extrayendo calor. Se utilizan para refrigerar equipos electrónicos e incluso el licuado de hidrógeno.

Los "FPSC" (Free Piston Stirling Cooler) son motores Stirling de pistón libre que han mostrado hasta un 25% más de eficiencia en la refrigeración de espacios cerrados [8]. En la Figura 2-7 podemos ver su esquema de funcionamiento. Un buen ejemplo de este tipo de motores son los Stirling ULT (Ultracold Ultralow Temperature). Una tecnología que combina motores Stirling y refrigerantes naturales consiguiendo una alta capacidad de enfriamiento respetando el medio ambiente.

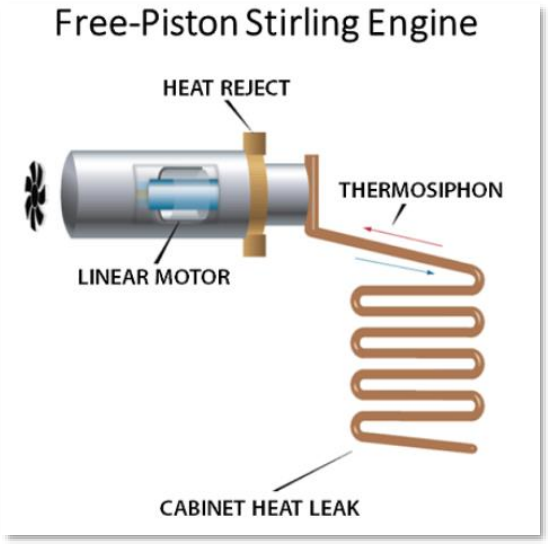


Figura 2-7 Refrigeración con motor Stirling. Fuente:[9].

2.3.4 Energía termosolar

Existen un gran número de estudios y proyectos de motores Stirling para el aprovechamiento de la energía solar. Sin duda ha sido uno de los campos más desarrollados de todos. La razón reside en la preocupación actual sobre el aprovechamiento de las energías renovables [10]. España es uno de los países pioneros en el desarrollo de tecnología termoeléctrica. Un ejemplo de ello es la Plataforma Solar de Almería (PSA) [11] dirigida por el Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicos del Ministerio de Educación y Ciencia de España (CIEMAT) [12].

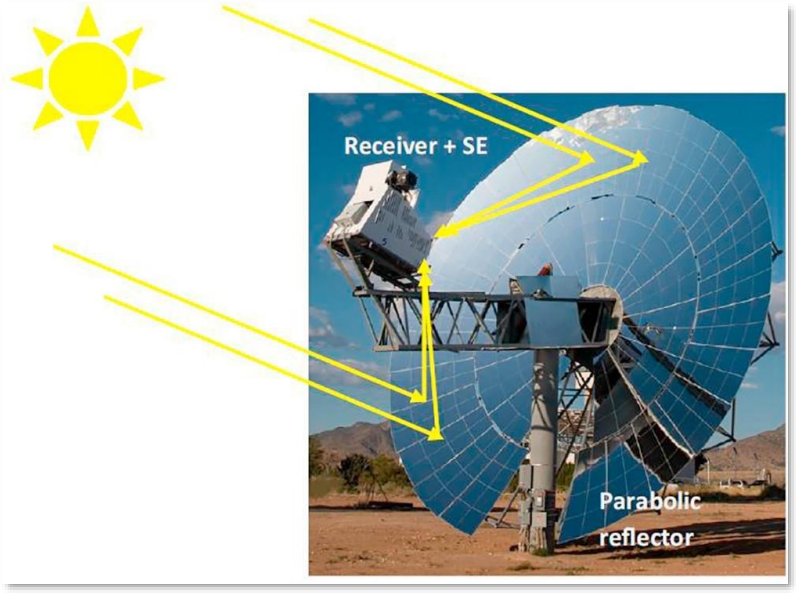


Figura 2-8 Panel solar con motor Stirling. Fuente:[13].

Actualmente se encuentra en funcionamiento la plataforma DISTAL II, en la Figura 2-8, con una lente parabólica de un 94% de reflectividad, capaz de concentrar la radiación solar 16.000 veces más que el incidente, en un foco de 12 cm de diámetro. Lleva un sistema automático de traqueo en azimut y elevación. El motor Stirling que utiliza el sistema es un SOLO V161. El sistema produce 50 kW/h de energía [14].

2.3.5 Sistema AIP submarinos

El AIP es un sistema de propulsión que emplean submarinos de distintas armadas. Es un sistema aparte de la propulsión nuclear. El propósito del AIP es permitir al submarino navegar sin necesidad del aire exterior. Esto le permite permanecer sumergido durante periodos prolongados. De esta forma aumenta su discreción y capacidad de permanecer más tiempo sin ser detectado.

Este sistema de propulsión pertenece al grupo de los motores de propulsión anaeróbica. Su origen se remonta a 1867 cuando el ingeniero español Narciso Monturiol desarrolló una máquina de vapor cuyo combustible era un compuesto de zinc, peróxido, cloruro plástico y magnesio. Está maquina se implementó en el sumergible Ictíneo I convirtiéndose en el primero en emplear esta tecnología.

Actualmente existen tres tipos distintos de tecnología AIP: MESMA, pila de combustible y Stirling. El AIP MESMA fue desarrollado por Francia y consiste esencialmente en una turbina de vapor de alta presión alimentada por una mezcla gaseosa de etanol y oxígeno puro. Esta turbina provee de energía eléctrica al submarino.

Las pilas de combustible también tienen como objetivo la transformación de energía química en energía eléctrica. Varios países han desarrollado esta tecnología. Ente ellos se encuentra la empresa española Navantia. Ésta desarrolló unas pilas de combustible basadas en el reformado de bioetanol para la obtención de H_2. Esta tecnología se encuentra en funcionamiento en submarinos S-80 de la Armada. En la Figura 2-9 podemos ver la sala de máquinas del S-80.



Figura 2-9 Sistema AIP S80. Fuente:[15].

La tecnología AIP basada en el motor Stirling fue implementada por la armada sueca en los años 90. Como podemos observar en la Figura 2-10 el motor alimenta un generador eléctrico [16]. La fuente de combustible consiste en una mezcla de oxígeno puro con diésel. El oxígeno se almacena en forma líquida en tanques criogénicos. El tiempo que el submarino permanece en inmersión depende de la cantidad de oxígeno almacenado. Este sistema AIP presenta varias ventajas [17]:

- Sistema silencioso debido a la ausencia de vibraciones.
- Tecnología madura y de bajo costo.
- Baja contaminación del medio ambiente.

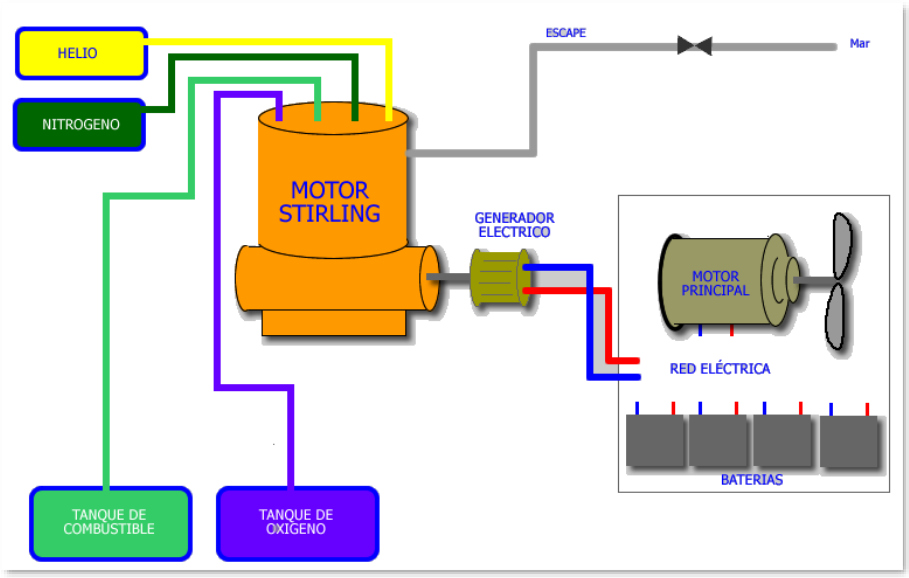


Figura 2-10 Sistema AIP con motor Stirling. Fuente:[18].

2.4 Introducción a los análisis de mecanismos

Los proyectos enunciados anteriormente son una aplicación directa de las ventajas del motor Stirling. Sin embargo, el paso que precede a la posibilidad de aplicar la tecnología Stirling de forma tan eficaz es la optimización de su funcionamiento. De forma intrínseca, la optimización de un motor no solo está relacionada con la parte térmica sino con la mecánica. A razón de ello se expondrá a continuación las bases fundamentales de los análisis de mecanismos, parte fundamental para el desarrollo y optimización de cualquier tipo de máquina.

2.4.1 Máquinas y mecanismos

Una máquina es un dispositivo que tiene como objetivo transmitir fuerzas para cumplir una función. Por ejemplo, el motor de un coche. Un mecanismo es una parte mecánica que cumple una función específica dentro de la máquina. El motor de un coche está compuesto de un gran número de mecanismos que juntos consiguen la función deseada. El análisis de esta máquina garantiza el funcionamiento requerido.

Los mecanismos se componen generalmente de dos partes esenciales: eslabonamiento y bancada. La primera la componen cuerpos rígidos que en su conjunto forman una cadena de elementos móviles. Estos pueden ser abiertos o cerrados. Un eslabonamiento cerrado sería, por ejemplo, un brazo robótico en el que la cadena queda abierta. La segunda, la bancada, es la parte fija que sirve de marco de referencia para el movimiento de todas las demás partes. En la Figura 2-11 vemos un esquema básico de un mecanismo.

Los eslabones pueden ser simples o complejos. Un eslabón simple es aquel cuerpo rígido que solo tiene dos uniones que conectan otros eslabones. Por ejemplo, una manivela es un eslabón simple que puede girar alrededor de un centro fijo. Un eslabón complejo es aquel que tiene más de dos uniones. Un brazo de balancín es un eslabón con tres uniones y que pivota cerca de su centro. En un mecanismo existen puntos de interés. Estos son puntos del eslabonamiento que tienen un movimiento interés especial en el cumplimiento de la función requerida. Sobre estos puntos será interesante hacer un estudio cinemático para determinar su desplazamiento, velocidad y aceleración.

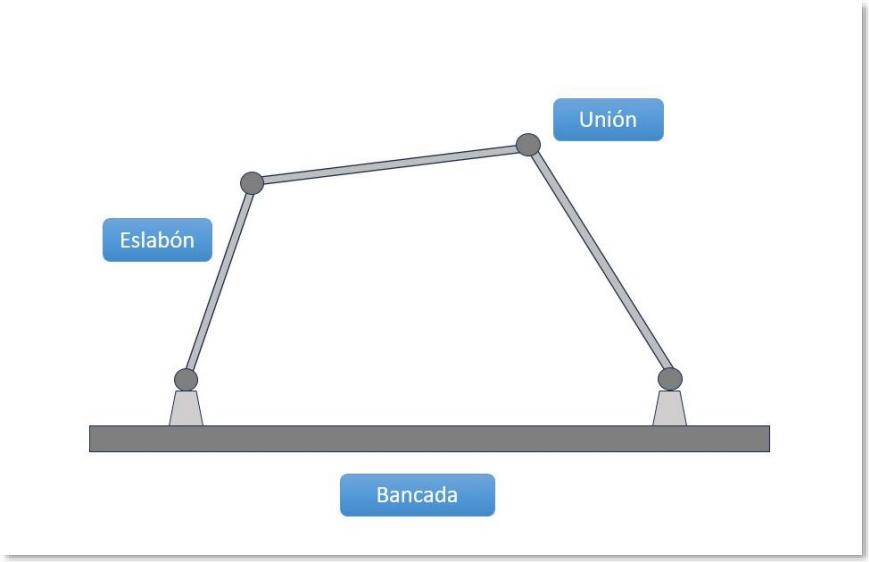


Figura 2-11 Mecanismo cuatro barras. Elaboración propia.

2.4.2 Diagrama cinemático

En la mayoría de los casos los mecanismos se presentan como un conjunto complejo de eslabones y uniones que hacen que su análisis sea poco intuitivo. Como consecuencia, podemos afirmar que, mediante una representación esquemática de sus partes, somos capaces de identificar cada componente de forma precisa, y describir su movimiento de forma exacta. Este esquema se denomina diagrama cinemático y lo emplearemos para identificar y analizar los puntos de interés del mecanismo. Una vez obtenido el diagrama cinemático del mecanismo, el siguiente paso importante es determinar sus grados de libertad. Esto significa obtener el número de parámetros necesarios para determinar la posición y velocidad de cualquier punto del sistema. Para ello utilizamos la ecuación de Grübler:

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

Donde:

$n = número\ eslabones\ del\ mecanismo$

$P_I = número\ de\ uniones\ principales$

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

De este modo, si aplicamos la ecuación de Grübler al mecanismo de la Figura 2-11 obtenemos:

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

En los motores Stirling el mecanismo empleado presenta un grado de libertad, por lo que podremos identificar la posición, velocidad y aceleración de cualquier punto del mecanismo en función de un solo parámetro.

2.4.3 Actuadores e impulsores

Para que un mecanismo cumpla la función requerida tenemos que proporcionarle la energía de entrada. Esta energía es comunicada por los actuadores e impulsores. Para operar con precisión un mecanismo es necesario emplear un actuador por cada grado de libertad. Algunos de los más comunes son:

- Motores eléctricos de corriente continua o alterna.
- Motores hidráulicos.
- Motores neumáticos.
- Mecanismos manuales.

En el caso del motor Stirling la energía es comunicada al mecanismo mediante la diferencia de presiones generada en el sistema. Esto se reduce a una fuerza aplicada en el pistón de potencia que hará moverse al resto de eslabones del mecanismo. Por otra parte, el motor Stirling también podría considerarse un actuador o impulsor si lo empleásemos para generar el movimiento de otro mecanismo.

2.4.4 Mecanismos de cuatro barras

El mecanismo de cuatro barras es uno de los más comúnmente conocidos. Su configuración consiste en cuatro eslabones siendo uno de ellos la bancada y todos unidos entre sí mediante pernos. Son mecanismos de un grado de libertad por lo tanto solo necesitan un actuador sobre el eslabón de entrada. El teorema de Grashof establece que un mecanismo de cuatro barras tiene al menos un eslabón giratorio si:

$$s + l \leq p + q \tag{2-3}$$

Donde:

$s = longitud\ eslabón\ más\ corto$

$l = longitud\ eslabón\ más\ largo$

$p = longitud\ primer\ eslabón\ intermedio$

$q = longitud\ segundo\ eslabón\ intermido$

Mediante este criterio, los mecanismos de cuatro barras, representados en la Figura 2-12 se clasifican en cinco categorías: doble manivela, manivela-balancín, doble balancín, mecanismo de punto de cambio y triple balancín. Cada uno de ellos presenta mayores ventajas para ciertas aplicaciones y se utilizan de forma estandarizada en el diseño de mecanismo.

$s + l < p + q$	Doble manivela. La bancada corresponderá al eslabón más corto. Los dos eslabones pivote pueden girar 360º.
$s + l < p + q$	Manivela-balancín. Su eslabón más corto es adyacente a la bancada y actúa como manivela. El eslabón de salida actuará como balancín oscilando entre unos límites.
$s + l < p + q$	Doble balancín. El eslabón más corto es el opuesto al que actúa como bancada. Tanto el eslabón de entrada como el de salida actúan como balancines.
$s + l = p + q$	Mecanismo de punto de cambio. El eslabonamiento tiene forma de paralelogramo. Se conoce como una configuración de singularidad.
$s + l > p + q$	Triple balancín. Todos sus eslabones actúan como balancines.

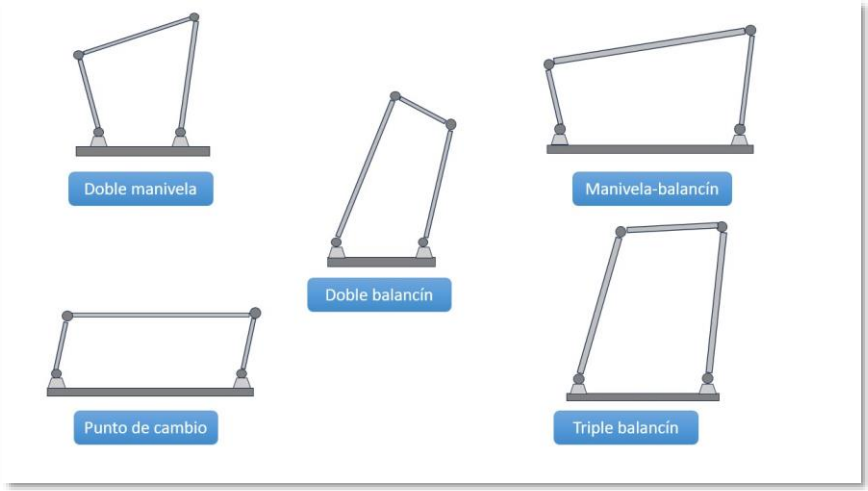


Figura 2-12 Mecanismos de cuatro barras. Elaboración propia.

2.4.5 Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera

Los mecanismos manivela-corredera son también de cuatro eslabones siendo uno de ellos designado como bancada. Sin embargo, su particularidad reside en sus uniones. Tres de ellas son de perno y una mediante corredera. Es un mecanismo de un grado de libertad. Normalmente el eslabón conectado a la bancada es la manivela. Este eslabón no siempre realiza una revolución completa.

2.4.6 Mecanismos para propósitos especiales

Los mecanismos para propósitos especiales se clasifican en: mecanismos de línea recta, mecanismos de paralelogramo, mecanismos de retorno rápido y mecanismos de yugo escocés. Los mecanismos de línea recta son eslabonamientos complejos que permiten el movimiento de un punto de un punto en línea recta. Sin cambios bruscos en el movimiento y con gran precisión. Un ejemplo es los tipos Watt y los Peaucellier-Lipkin.

Los mecanismos de paralelogramo integran estructuras de eslabonamiento con formas de diferentes paralelogramos. Se aplican para soluciones de fuerza como el gato para levantar un coche. Los mecanismos de retorno rápido son aquellos que avanzan a velocidades distintas en función de la dirección. Los mecanismos de yugo escocés se utilizan en mecanismos del motor Stirling tipo Alpha y en demás motores. Esto se debe a que son capaces de convertir un movimiento circular en uno lineal. Un mecanismo muy útil si queremos comunicar el movimiento lineal de un pistón a un cigüeñal.

2.4.7 Mecanismos empleados en motores Stirling

Los motores Stirling desarrollados a lo largo de la historia se pueden clasificar también en función del tipo de mecanismo empleado [19]. Cada uno de estos mecanismos aporta ventajas diferentes y se han ido implementando en los motores Stirling para aplicaciones innovadoras. A continuación, se mencionan una serie de ellos:

- Acoplamiento rígido
- Yugo escocés
- Biela manivela
- Rómbico
- Mecanismo de Ross
- Wobble plate
- Swash plate

2.4.8 Técnicas de análisis de mecanismos

Estas ventajas se observan al realizar el análisis de cada mecanismo en particular con la idea de incorporar a las máquinas el que más se ajuste a la función que va a realizar. Para diseñar un mecanismo podemos emplear diferentes técnicas. Todas ellas se complementan aportando precisión y rigurosidad al proceso. Los métodos de análisis gráficos tradicionales emplean técnicas de dibujo y materiales como escuadras, escalímetros, compás y transportadores de ángulos. Sin embargo, aun cuidando hasta el más mínimo detalle las soluciones carecen de precisión suficiente. Sin embargo, con la aparición de los métodos CAD esta imprecisión se vio solventada.

Programas como AutoCAD permiten dibujar con una precisión exacta lo que los hacen muy aptos para el análisis dinámico. Del mismo modo para el análisis de modelos tridimensionales están los programas Inventor [20], SolidWorks y ProEngineer. Las técnicas analíticas se basan normalmente en funciones matemáticas complejas que permiten analizar con exactitud cualquier mecanismo. Estos son los análisis de movimiento relativo; velocidades por centro instantáneo de rotación; fuerzas de inercia; método de las tensiones en las barras y estudio de fuerzas por el método matricial.

Por último, tenemos los métodos asistidos por ordenador que nos permiten manejar un número de datos mucho mayor y mediante funciones más complejas. Los más comunes son las hojas de cálculo; los programas de análisis dinámico como ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) y los programas de cálculo escritos por el usuario como Matlab o VisualBasic.

2.5 Análisis realizados del motor Stirling

Tanto el análisis de mecanismos, como los proyectos expuestos en los anteriores apartados, tienen como objetivo la optimización de sistemas mecánicos, que den solución a una gran variedad de situaciones. Esto se ha conseguido con la previo estudio y optimización. Es por ello por lo que en este apartado se pretende exponer los estudios realizados por otros autores sobre análisis del motor Stirling.

Para ello se empezará por los análisis más completos que implican más áreas a parte de la cinemática y la dinámica de mecanismos, como la termodinámica y se seguirá con los trabajos que han influenciado directamente la realización de este análisis de un motor de combustión externa. Se reflejará la importancia y el impacto positivo que tienen los análisis desde el punto de vista dinámico en el rendimiento final de los motores.

2.5.1 Análisis termodinámicos

Existen diferentes tipos de análisis termodinámicos que han sido aplicados a los motores Stirling para analizar su funcionamiento a través del estudio de los parámetros de presión y temperatura. Los más aplicables son los que a continuación se especifican.

Los análisis Schmidt han sido muy utilizados para el diseño de motores Stirling. Mediante este método se conjuga la parte cinemática con la parte dinámica del motor. Pertenece a los modelos de primer orden, es decir, de conservación de la masa. Esta teoría supone el movimiento un movimiento sinusoidal de los pistones que se acerca de forma muy precisa al ciclo real [21].

Los análisis de tiempo finito y los de velocidad finita han sido desarrollado en las últimas décadas. Los primeros se basan en la hipótesis de procesos reversibles e irreversibles. Los segundos se basan en la primera ley de la termodinámica para sistemas cerrados. Se tienen en cuenta la temperatura del foco caliente, la eficiencia de regeneración y la carrera del pistón. Resultan más precisos que los de tiempo finito [22].

Un gran número de autores han aplicado sobre el motor Stirling un modelo Isotérmico. Este modelo de análisis se enfoca en la importancia de las irreversibilidades de los ciclos termodinámicos. Tiene en cuenta volúmenes muertos del foco frío y caliente; regenerador; las revoluciones del motor y las diferencias de temperatura del fluido de trabajo. También tiene en cuenta las pérdidas del motor lo que hace que se aproxime mucho al ciclo real.

El método no ideal Adiabático se centra en el volumen de aire de trabajo en el regenerador. Las temperaturas del foco caliente y el foco frío se consideran constantes. Este análisis tiene en cuenta las pérdidas por rozamiento del fluido de trabajo y las pérdidas producidas en la zona del intercambiador de calor. Desprecia las pérdidas de presión del fluido de trabajo [23].

El modelo térmico combinado de velocidad finita Adiabático se desarrolló a partir del modelo Adiabático y el de velocidades finitas. Éste se denomina CAFS (Combined Adiabatic- Finite Speed). Tiene en cuenta la variación de velocidad que experimenta el pistón, la fricción mecánica y las variaciones de presión en el regenerador [24].

Finalmente, en cuanto a los tipos de análisis termodinámicos del motor Stirling el modelo PSVL (Politropic analysis of Stirling engine with Various Loss mechanism model) se desarrolló para predecir el comportamiento térmico. Tiene en cuenta las transferencias de calor entre el fluido de trabajo y las paredes del cilindro. Aumenta la precisión del modelo térmico Adiabático considerando más tipos de pérdidas [25].

2.5.2 Análisis dinámicos

Los análisis dinámicos son una parte fundamental en el diseño de motores Stirling. Esto se debe en parte a que los análisis termodinámicos no son suficientes para determinar las características cinemáticas y dinámicas del motor. Anteriormente hemos visto los diferentes mecanismos que se han implementado a lo largo de la historia en el desarrollo de estos motores. A continuación, se expondrán algunos de los diferentes análisis dinámicos realizados sobre motores Stirling. Éstos utilizan técnicas diferentes de análisis vistas como las de movimiento relativo, fuerzas de inercia y conservación de la energía mecánica.

Los autores H. Yousefzadeh y A.R. Tavakolpour-Saleh del departamento de ingeniería mecánica y aeroespacial de Shiraz publicaron en 2021 un estudio titulado *A novel unified Dynamic-Thermodynamic method for estimating damping and predicting performance of kinematic Stirling engines* (Método dinámico- termodinámico para estimar la compresión y predecir el funcionamiento cinemático de motores Stirling). En este estudio se realiza un análisis dinámico completo de un motor Stirling tipo Gamma. Primero obtiene el diagrama cinemático equivalente del motor del mecanismo. El sistema tiene un grado de libertad. Para ello simplifica el mecanismo en dos sistemas tipo manivela-corredera, uno por cada pistón. Posteriormente realiza el análisis cinemático mediante el modelo de velocidad relativa. Una vez obtenida la velocidad de los puntos de interés obtiene la energía cinética total del sistema.

$$Ec_{total} = \frac{1}{2} I_{eq} \dot{\theta}^2 \tag{2-4}$$

Mediante la ecuación (2-4) se relaciona la inercia equivalente del sistema con la energía cinética total. Esta ecuación se desarrolla mediante el análisis dinámico del sistema. El análisis, toma como fuerza inicial que actúa en el mecanismo, la debida a la presión ejercida sobre el pistón de potencia. Para ello parte de las ecuaciones del estudio realizado en las referencias [26], [27]. Finalmente llega a una ecuación general que describe la inercia equivalente de cualquier motor Stirling tipo gamma en función del parámetro θ.

Una vez realizado el análisis dinámico por el método analítico realiza la validación mediante la comparación de resultados con un modelo de motor Stirling tipo Gamma en un laboratorio. Para ello acopla al motor un sensor de presión y un sensor ultrasónico para medir el desplazamiento del pistón. De esta forma se hacen las mediciones necesarias para la comparación de resultados. Obtiene gráficas como la mostrada en la Figura 2-15 en la que se puede ver la validez del modelo matemático en la proximidad de los resultados de la simulación y el análisis matemático.

El estudio titulado *Dynamic response simulation and experiment for gamma-type Stirling engine* es otro análisis de este tipo de motores Stirling que fue llevado a cabo en 2016 por los autores M. Hooshang, R. Askari, Mooghadam y S. Alizadehnia de la Universidad de Teheran. En este estudio se realiza un análisis dinámico completo de un mecanismo tipo biela manivela. Por otro lado, se realiza un análisis experimental de un modelo de motor Stirling ST500. Debido a las limitaciones para cuantificar de forma precisa los parámetros termodinámicos realiza tres pruebas diferentes usando datos de estudios previos. Estos datos son necesarios para el análisis de fuerzas del modelo.

En el estudio *A novel second-order thermal model of Stirling engines with consideration of losses due to speed of the crank mechanism* se optimiza el modelo termodinámico CPMS mediante el análisis de pérdida de potencia debido a las fuerzas de inercia sufridas a altas velocidades. Este análisis es validado mediante la simulación de un modelo GPU-3.

Con respecto a los motores Stirling tipo beta en 2011 titulado *Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models* en la Universidad Nacional de Cheng Kung [28]. En este estudio se realiza un modelo dinámico utilizan un mecanismo de levas. Sobre este modelo se realiza el análisis termodinámico. Una vez parametrizado se prueban diferentes geometrías para observar cómo influencian el funcionamiento del sistema.

En cuanto a los Stirling tipo Alpha existen algunos estudios interesantes de mencionar. El departamento tecnológico de la universidad de Ankara publicó en 2018 el estudio *Thermodinamic and Dynamic analysis of an alpha type Stirling engine with scotch yoke mechanism.* Este estudio consiste en un análisis termodinámico y dinámico de un doble yugo escocés como mecanismo, tanto para el pistón de potencia, como el pistón desplazador. Se prueban diferentes ángulos de fase entre los pistones, para conseguir la optimización del mecanismo [29].

Otro estudio interesante de mencionar es el publicado por el Iranian journal of science and technology titulado *Mechanical configuration and thermodynamical analysis of an alpha type Stirling engine with crank-shifted driving mechanism*. En él se realiza una comparación entre el modelo tradicional de motor Stirling tipo Alpha frente a uno alternativo con un mecanismo doble biela manivela. La alternativa presenta mejoras de rendimiento en cuanto al trabajo mecánico y eficiencia térmica. Por otro lado, señala que se pierde rendimiento por pérdidas de presión en el fluido de trabajo [30].

Como hemos podido observar a lo largo de este apartado la mayoría de los análisis de motores Stirling han sido principalmente termodinámicos. La parte dinámica de los mecanismos utilizados por este tipo de motores ha sido menos desarrollada. Esta es una razón más por la que la realización de un este trabajo significa una aportación interesante para el estudio de motores Stirling. Por otro lado, nuestro análisis se centrará en un modelo tipo Alpha del cual no se ha hecho ningún estudio como los que se han expuesto en este apartado y por lo tanto es una motivación más que añadir a la realización de este estudio.

3 DESARROLLO DEL TFG

3.1 Descripción del apartado

A lo largo del desarrollo del trabajo se expondrán hitos establecidos, la metodología empleada, al igual que los problemas planteados y las soluciones adoptadas. En primer lugar, se llevará a cabo el análisis termodinámico realizando las mediciones correspondientes en el laboratorio. En segundo lugar, el análisis cinemático del mecanismo, el cual implicará parametrizar el modelo y obtener su diagrama cinemático. Posteriormente, se realizará el análisis dinámico que implicará modelar las fuerzas que actúan sobre el mecanismo teniendo en cuenta el punto de vista mecánico y termodinámico. En cuarto lugar, realizaremos la simulación dinámica en inventor. Se medirán las piezas del motor en el laboratorio y se llevarán al software donde se llevará a cabo la simulación dinámica.

3.2 Análisis termodinámico

Esta primera parte del análisis consistirá en el estudio de las variables termodinámicas más importantes del motor. Para ello se realizará una toma de datos en el laboratorio, sobre el modelo de motor Stirling tipo Alpha. Estos servirán para obtener la potencia calorífica del quemador, el diagrama del ciclo real de presión frente al volumen y la eficiencia del motor. En la Figura 3-1 podemos observar un esquema del montaje experimental. En éste intervienen una unidad de monitorización de revoluciones y temperatura; un osciloscopio; un motor Stirling de pequeña escala de la marca PHYWE y un ordenador con hoja de cálculo.

La unidad de monitorización recoge la información a través de un sensor de presión acoplador al motor y dos sondas de temperatura, una para el foco frío y otro para el caliente. El osciloscopio recoge la información de la unidad en voltios mediante dos canales, uno para las variaciones de presión y otro para las variaciones de volumen. El motor lleva incorporado un quemador para el aporte de calor y un freno para medir el par entregado.

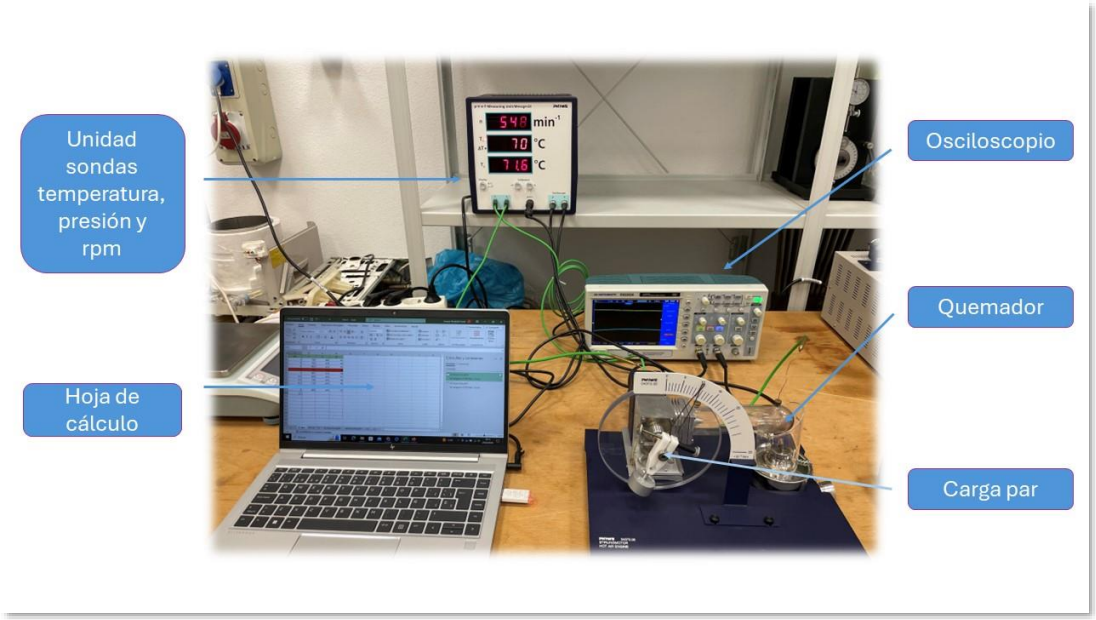


Figura 3-1 Montaje experimental. Elaboración propia.

3.2.1 Consumo y potencia calorífica del quemador

El combustible que se emplea en el quemador es etanol. Las medidas fueron tomadas en intervalos de un minuto. La ubicación del quemador debe ser fija para poder hacer las mediciones. Empleando la báscula en la Figura 3-2 se fueron tabulando los valores de masa del combustible. Conectando la báscula al ordenador se representaron los valores en la hoja de cálculo.

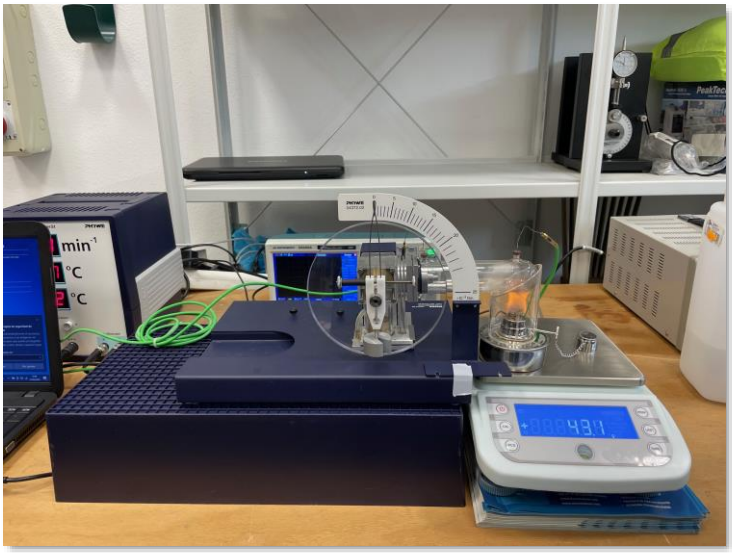


Figura 3-2 Medición del consumo del quemador. Elaboración propia.

3.2.2 Diagrama PV

Para la obtención del diagrama presión-volumen fueron empleados el osciloscopio y la hoja de cálculo. La toma de datos se debe realizar cuando la variación de temperaturas entre el foco frío y el foco caliente permanece constante. No obstante, este estado no llega a mantenerse de forma estable. Se exportaron los datos de ambos canales mediante paquetes de datos CSV (valores separados por comas) como se muestra en la Figura 3-3. Estos datos se dividen en dos canales. Uno de ellos lleva la información referente a la variación del volumen en función del tiempo y el otro la variación de presión. Para su correcta representación se realizó la conversión de unidades de voltios a hPa y cm^3.

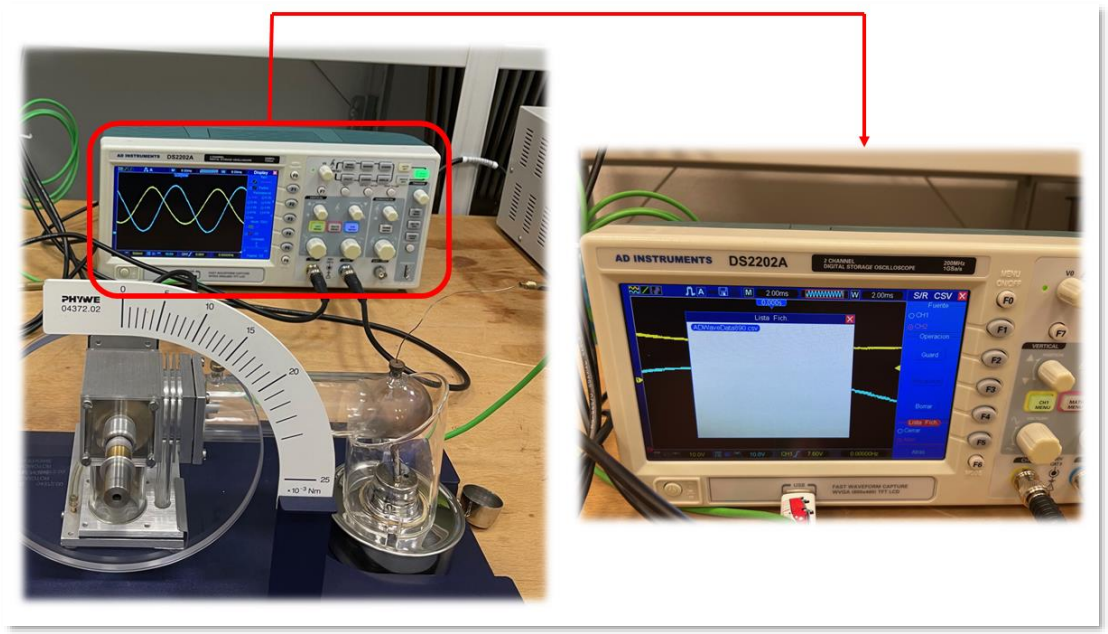


Figura 3-3 Obtención de archivos CSV del osciloscopio. Elaboración propia.

La representación del torque fue realizada mediante el empleo de un par de frenado aplicado al eje de salida como se muestra en la Figura 3-4. Al aumentar el par las revoluciones descendían rápidamente y después volvían a ascender lentamente hasta alcanzar un valor estable. Se fueron tomando los datos en la hoja de cálculo. Estos datos son empleados para calcular la evolución del trabajo del motor y la potencia entregada mediante las ecuaciones (3-1) y (3-2).

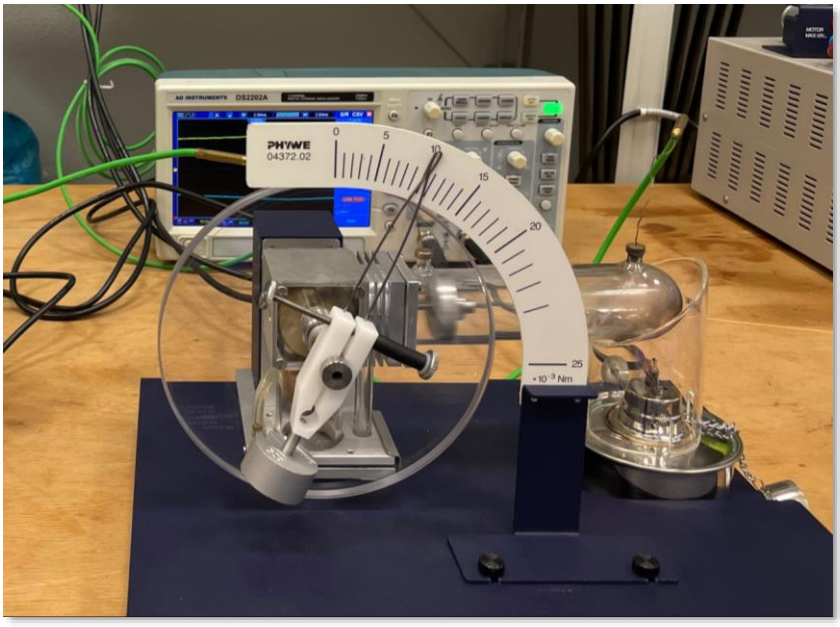


Figura 3-4 Medición del torque del motor. Elaboración propia.

$$W_m = 2 \cdot \pi \cdot M \tag{3-1}$$

$$P_m = W_m \cdot f \tag{3-2}$$

3.3 Análisis cinemático

3.3.1 Estructura del motor

El motor objeto del análisis se compone de diferentes elementos, uno de ellos fijos y otros móviles. En el análisis cinemático nos centraremos en determinar la posición velocidad y aceleración de cada uno de ellos. En la Figura 3-5 podemos ver el mecanismo reducido a sus componentes móviles: pistón, biela, manivela y desplazador. Todos ellos conformarán los puntos de interés para el análisis.

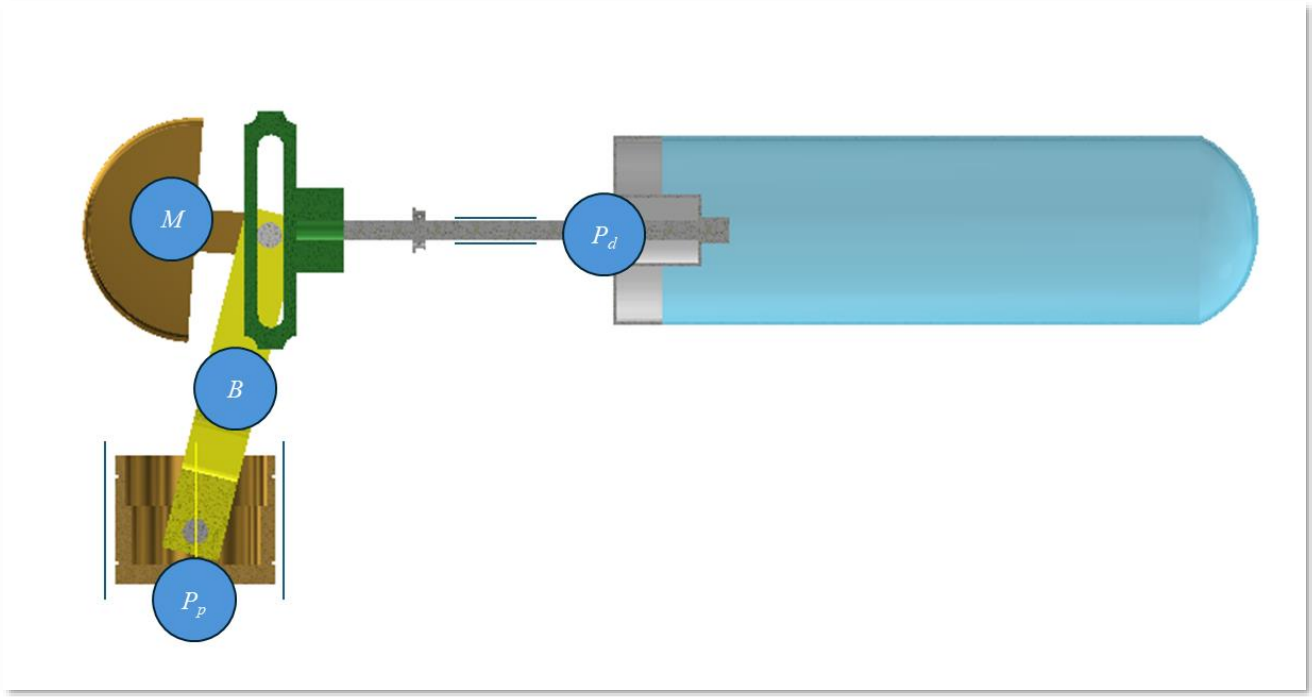


Figura 3-5 Esquema componentes móviles. Elaboración propia.

3.3.2 Diagrama cinemático

Como se ha explicado anteriormente, el primer paso para realizar este análisis del mecanismo es obtener su diagrama cinemático. Para ello identificaremos los mecanismos utilizados en nuestro modelo del laboratorio. En las siguientes imágenes se relacionan los mecanismos del modelo con su equivalente cinemático. Sobre ellos se definirán todos los parámetros necesarios para su posterior análisis.

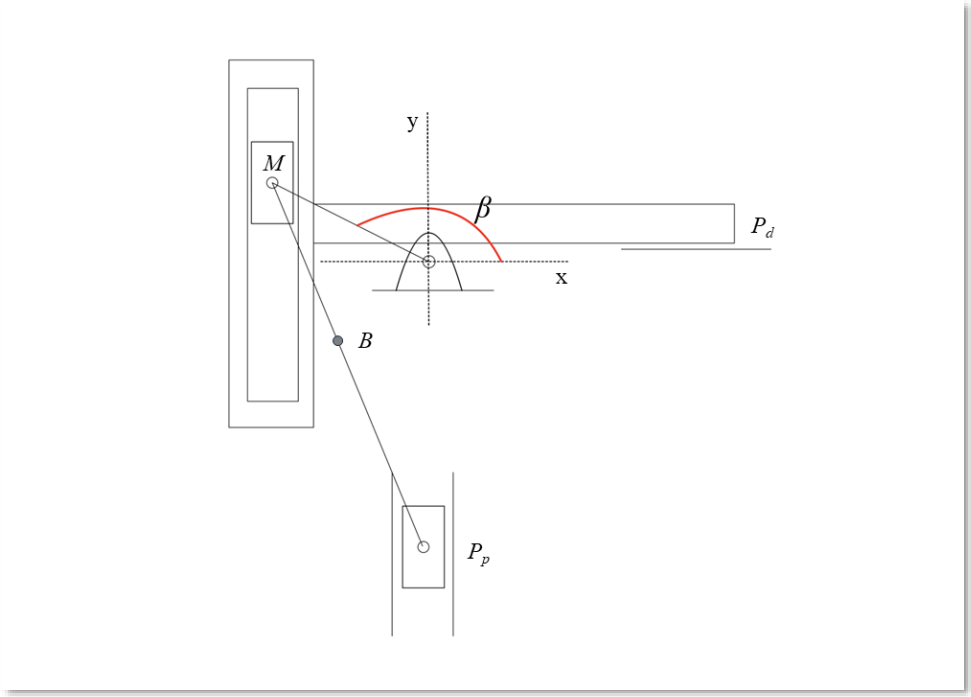


Figura 3-6 Diagrama cinemático general. Elaboración propia.

En la Figura 3-6 podemos observar el diagrama cinemático general en el que se muestra cómo funcionan los mecanismos yugo escocés y manivela-corredera en conjunto. Para el análisis de posición, velocidad y aceleración trataremos cada mecanismo por separado. Todos estos parámetros quedarán definidos en función del ángulo β. Nuestros puntos de interés serán el pistón de potencia, la biela, la manivela y el pistón desplazador. A continuación, se mostrarán los diagramas cinemáticos de cada mecanismo y el cálculo de grados de libertad correspondiente a cada uno.

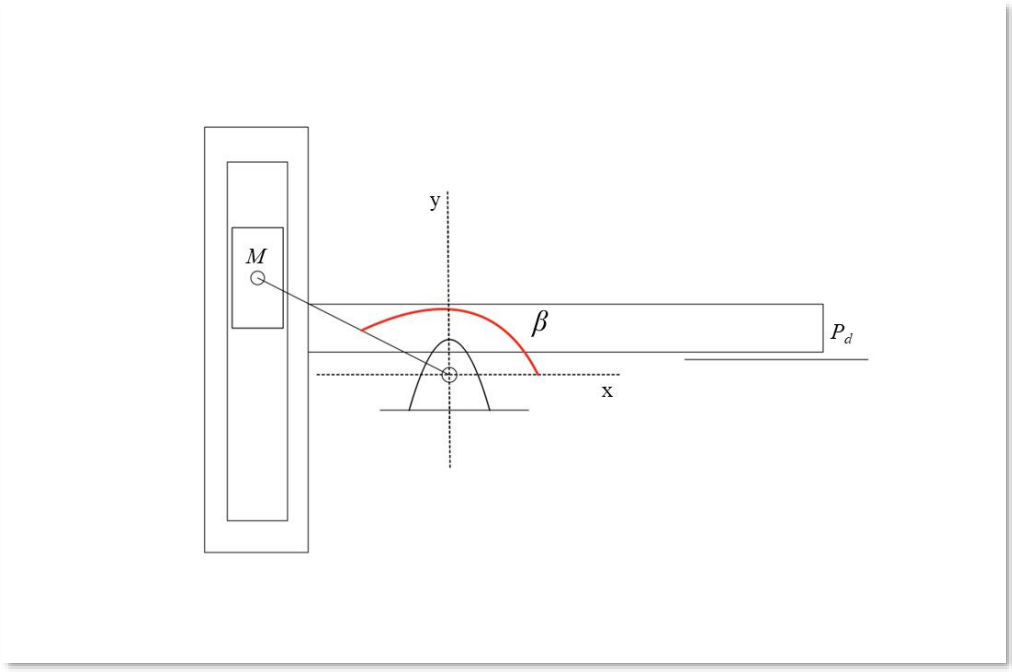


Figura 3-7 Diagrama cinemático yugo escocés. Elaboración propia.

Para el mecanismo del yugo escocés podemos ver la simplificación del mecanismo en la Figura 3-7. Está compuesto por cuatro eslabones, dos uniones de perno y dos de corredera. Como su muestra en la ecuación (3-3) es un mecanismo de un grado de libertad.

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

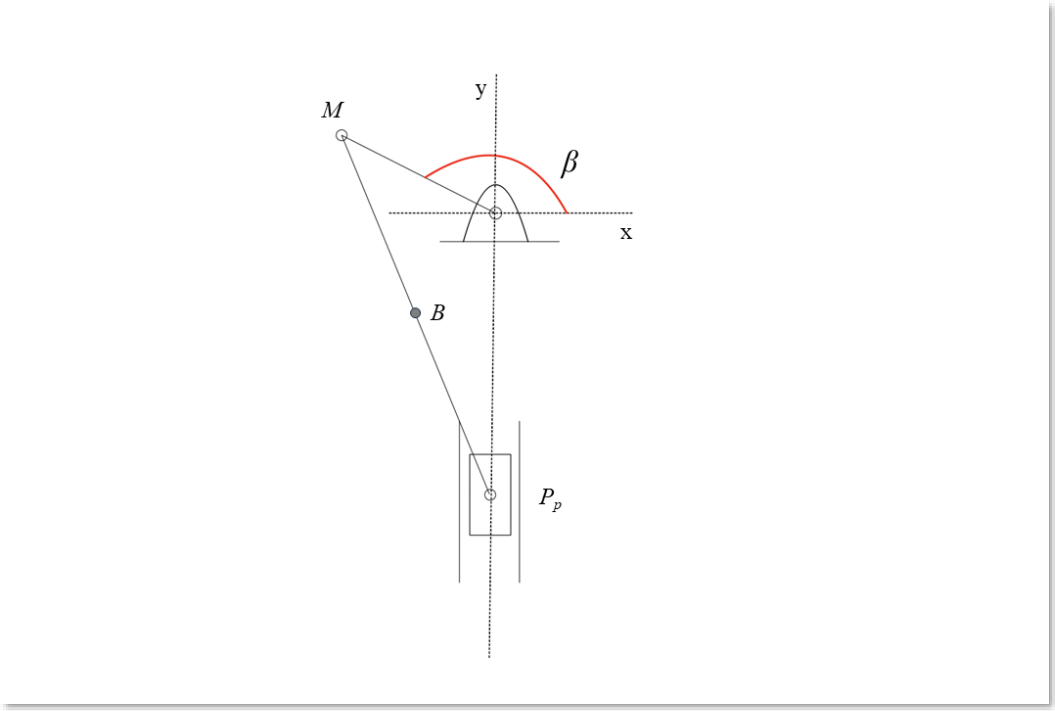


Figura 3-8 Diagrama cinemático manivela-corredera. Elaboración propia

En la Figura 3-8 se muestra el diagrama cinemático correspondiente al mecanismo del pistón de potencia. Este es el mecanismo de cuatro barras manivela-corredera. Está compuesto por cuatro eslabones, tres uniones de perno y una unión de corredera. Es también un mecanismo de un grado de libertad:

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

3.3.3 Análisis de posición

Una vez obtenidos los diagramas cinemáticos de los mecanismos que describen el funcionamiento del motor Stirling se pasará a determinar las ecuaciones que modelan el desplazamiento. Como se ha mencionado anteriormente nuestros puntos de interés serán el pistón de potencia, la biela, la manivela y el desplazador. La manivela solo tiene movimiento de rotación; el pistón de potencia y el pistón desplazador tienen ambos movimientos de traslación y la biela tiene movimiento complejo. Estos serán analizados por separado para facilitar la comprensión del modelo matemático.

- Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera

Para obtener las ecuaciones de posición de los puntos de interés del mecanismo manivela-corredera emplearemos el método de lazo vectorial. Como podemos observar en la Figura 3-9, la biela, la manivela y la distancia al P_p serán representados por los vectores R_1, R_2 y R_3 *y*. Las longitudes conocidas de la biela y la manivela serán *b* y *a*. El desplazamiento del pistón de potencia será d. Los ángulos de los vectores respecto al eje de coordenadas serán θ_1 para R_1, θ_2 para R_2 y β para R_3.

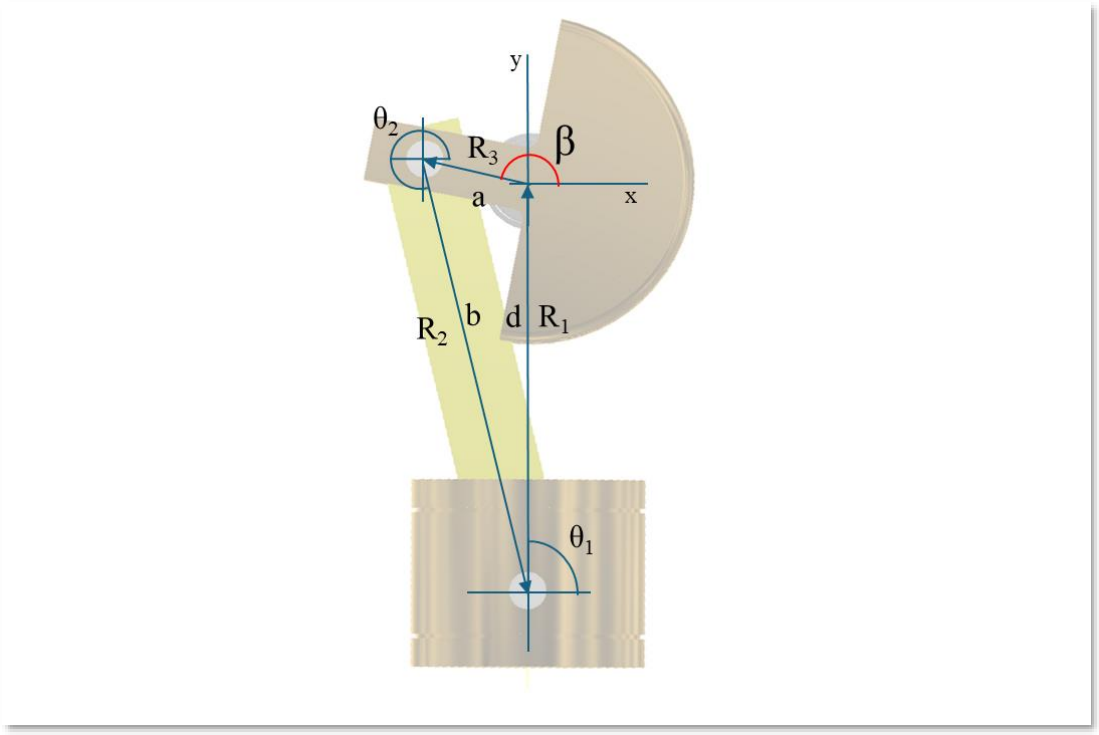


Figura 3-9 Esquema enlace vectorial manivela-corredera. Elaboración propia.

La ecuación del desplazamiento de la manivela es la más sencilla. Como se muestra en la ecuación (3-5), está definida por el ángulo β y la longitud *a.*

$$\boldsymbol{R}_3 = ae^{j\beta} \tag{3-5}$$

$$\boldsymbol{R}_3 = a\,(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) \tag{3-6}$$

Para obtener la ecuación que define el desplazamiento del pistón de potencia desarrollamos el sumatorio vectorial de números complejos:

$$\boldsymbol{R}_2 + \boldsymbol{R}_3 - \boldsymbol{R}_1 = 0 \tag{3-7}$$

$$ae^{j\beta} + be^{j\theta_2} - de^{j\theta_1} = 0 \tag{3-8}$$

$$a\,(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) + b(cos\theta_2\ + \boldsymbol{j}\sin\theta_2) - d(\cos\theta_1 + \boldsymbol{j}\sin\theta_1) = 0 \tag{3-9}$$

Dividimos la ecuación (3-9) en su parte real y su parte imaginaria:

$$a\cos\beta + b\cos\theta_2 - d\cos\theta_1 = 0 \tag{3-10}$$

$$a\,\boldsymbol{j}\sin\beta + b\,\boldsymbol{j}\sin\theta_2 - d\,\boldsymbol{j}\sin\theta_1 = 0 \tag{3-11}$$

Puesto que θ_1 tiene un valor fijo de 90º las ecuaciones (3-10) y (3-11) quedan:

$$a\cos\beta + b\cos\theta_2 = 0 \tag{3-12}$$

$$a\,\boldsymbol{j}\sin\beta + b\,\boldsymbol{j}\sin\theta_2 - d\,\boldsymbol{j} = 0 \tag{3-13}$$

En la ecuación (3-12) despejamos θ_2:

$$\theta_2 = \cos^{-1}\frac{-a\cos\beta}{b} \tag{3-14}$$

En la ecuación (3-13) despejamos *d*:

$$d\,\boldsymbol{j} = a\,\boldsymbol{j}\sin\beta + b\,\boldsymbol{j}\sin\theta_2 \tag{3-15}$$

Eliminamos los valores de $\boldsymbol{j}$ en la ecuación (3-15):

$$d = a\sin\beta + b\sin\theta_2 \tag{3-16}$$

Para definir el movimiento complejo de la biela realizamos un nuevo enlace vectorial cuyos parámetros se muestran en la Figura 3-10. El vector que une el origen de coordenadas con cualquier punto de la biela será R_4. La distancia que se desplazará este vector será *c* y estará definido por el ángulo θ_3. La nueva longitud del tramo de biela será f y su vector el R_5. El desplazamiento y el vector del pistón de potencia será el mismo.

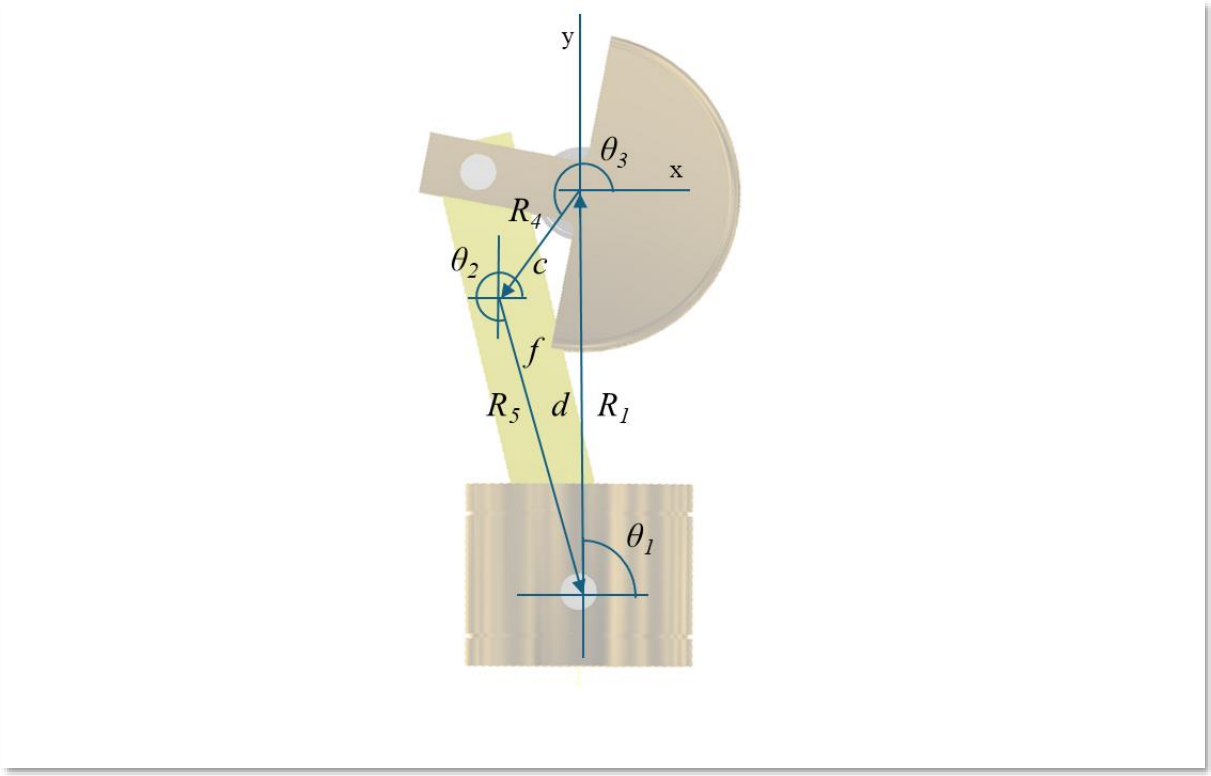


Figura 3-10 Enlace vectorial para cualquier punto de la biela. Elaboración propia.

Al igual que antes realizamos la suma vectorial para obtener los valores de:

$$\boldsymbol{R}_4 + \boldsymbol{R}_5 - \boldsymbol{R}_1 = 0 \tag{3-17}$$

$$ce^{j\theta_3} + fe^{j\theta_2} - de^{j\theta_1} = 0 \tag{3-18}$$

$$c(\cos\theta_3 + \boldsymbol{j}\sin\theta_3) + f(\cos\theta_2 + \boldsymbol{j}\sin\theta_2) - d(\cos\theta_1 + \boldsymbol{j}\sin\theta_1) = 0 \tag{3-19}$$

Dividimos la ecuación (3-19) en su parte real e imaginaria:

$$c\cos\theta_3 + f\cos\theta_2 - d\cos\theta_1 = 0 \tag{3-20}$$

$$c\boldsymbol{j}\sin\theta_3 + f\boldsymbol{j}\sin\theta_2 - d\boldsymbol{j}\sin\theta_1 = 0 \tag{3-21}$$

Puesto que θ_1 tiene un valor fijo de 90º las ecuaciones (3-20) y (3-21) quedan:

$$c\cos\theta_3 + f\cos\theta_2 = 0 \tag{3-22}$$

$$c\boldsymbol{j}\sin\theta_3 + f\boldsymbol{j}\sin\theta_2 - d\boldsymbol{j} = 0 \tag{3-23}$$

De la ecuación (3-23) eliminamos la parte imaginaria y despejamos *c:*

$$c\sin\theta_3 + f\sin\theta_2 - d = 0 \tag{3-24}$$

$$c + f\sin\theta_2\sin\theta_3 - d\sin\theta_3 = 0 \tag{3-25}$$

$$c = d\sin\theta_3 - f\sin\theta_2\sin\theta_3 \tag{3-26}$$

De la ecuación (3-26) nos queda despejar θ_3. Sustituimos *c* en la ecuación (3-22) y resolvemos:

$$d\sin\theta_3\cos\theta_3 - f\sin\theta_2\sin\theta_3\cos\theta_3 + f\cos\theta_2 = 0 \tag{3-27}$$

$$\sin\theta_3\cos\theta_3\,(d - f\sin\theta_2) + f\cos\theta_2 = 0 \tag{3-28}$$

$$\sin\theta_3\cos\theta_3 = \frac{-f\cos\theta_2}{(d - f\sin\theta_2)} \tag{3-29}$$

Aplicamos la identidad trigonométrica de la ecuación (3-29) y resolvemos:

$$\sin\theta_3\cos\theta_3 = \frac{\sin 2\theta_3}{2} \tag{3-30}$$

$$\theta_3 = \frac{\sin^{-1}\left(2\dfrac{-f\cos\theta_2}{(d - f\sin\theta_2)}\right)}{2} \tag{3-31}$$

La ecuación de posición de la biela estará compuesta por su vector de posición *c* y su ángulo θ_3.

$$\boldsymbol{R}_4 = ce^{\boldsymbol{j}\theta_3} \tag{3-32}$$

- Mecanismo yugo escocés

Para el mecanismo del yugo escocés, en la Figura 3-11, realizamos de nuevo el cálculo mediante enlace vectorial. El vector que define el movimiento de la manivela será el mismo que el del mecanismo manivela-corredera. El vector R_8 hace referencia al enlace entre cualquier punto del P_d y el eje de unión del conjunto biela manivela. Este vector está definido por la distancia *k* y el ángulo θ_4. El R_7 es el vector de desplazamiento del P_p. Está formado por la distancia *l* y el ángulo θ_5. Este es el único punto de interés del mecanismo necesario de calcular. Su movimiento es de traslación.

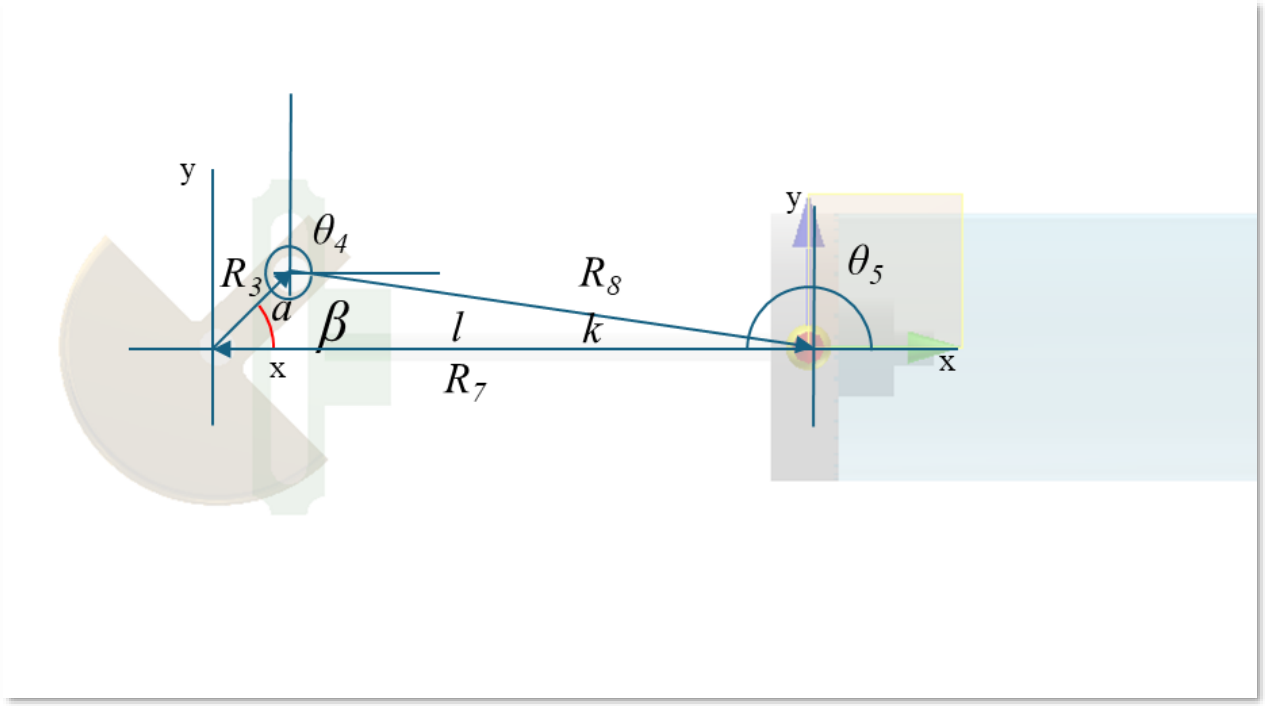


Figura 3-11 Enlace vectorial para mecanismo yugo escocés. Elaboración propia.

Desarrollamos el sumatorio vectorial de R_3, R_7, R_8:

$$\boldsymbol{R}_7 + \boldsymbol{R}_3 - \boldsymbol{R}_8 = 0 \tag{3-33}$$

$$le^{j\theta_5} + ae^{j\beta} - ke^{j\theta_4} = 0 \tag{3-34}$$

$$l(\cos\theta_5 + \boldsymbol{j}\sin\theta_5) + a(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) - k(\cos\theta_4 + \boldsymbol{j}\sin\theta_4) = 0 \tag{3-35}$$

$$l\cos\theta_5 + a\cos\beta - k\cos\theta_4 = 0 \tag{3-36}$$

$$l\boldsymbol{j}\sin\theta_5 + a\boldsymbol{j}\sin\beta - k\boldsymbol{j}\sin\theta_4 = 0 \tag{3-37}$$

Puesto que el valor de θ_5 es 180º las ecuaciones nos quedan:

$$l + a\cos\beta - k\cos\theta_4 = 0 \tag{3-38}$$

$$a\boldsymbol{j}\sin\beta - k\boldsymbol{j}\sin\theta_4 = 0 \tag{3-39}$$

Eliminamos el valor complejo j de la parte imaginaria y despejamos θ_4:

$$a\sin\beta - k\sin\theta_4 = 0 \tag{3-40}$$

$$\theta_4 = \sin^{-1}\frac{a\sin\beta}{k} \tag{3-41}$$

Despejamos l de la ecuación (3-38) y sustituimos θ_4:

$$l = k\cos\theta_4 - a\cos\beta \tag{3-42}$$

$$l = k\cos\left(\sin^{-1}\frac{a\sin\beta}{k}\right) - a\cos\beta \tag{3-43}$$

3.3.4 Análisis de velocidad

En esta parte del análisis se obtendrán las velocidades de los puntos de interés. Al igual que en el apartado anterior se calcularán por separado. Primero el mecanismo de cuatro barras manivela-corredera y por otro lado el mecanismo de yugo escocés.

- Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera

Para calcular la velocidad lineal de la manivela se derivará la expresión del desplazamiento en la ecuación (3-6):

$$\boldsymbol{V}_3 = \boldsymbol{j}ae^{j\beta}\frac{d\beta}{dt} = a\omega_1(-\sin\beta + \boldsymbol{j}\cos\beta) \tag{3-44}$$

En cuanto a la velocidad del pistón aplicamos el método la velocidad relativa puesto que derivar la expresión del desplazamiento daría lugar a una expresión poco manejable debido al elevado número de términos. De este modo, como podemos ver en la ecuación la velocidad del pistón de potencia es igual a la velocidad de la manivela respecto al sistema de referencia fijo más la velocidad del pistón de potencia respecto al sistema de referencia móvil.

$$\boldsymbol{V}_{Pp} = \boldsymbol{V}_M + \boldsymbol{V}_{Pp/M} \tag{3-45}$$

$$\boldsymbol{V}_M + \boldsymbol{V}_{Pp/M} - \boldsymbol{V}_{Pp} = 0$$

$$\boldsymbol{j}ae^{j\beta}\frac{d\beta}{dt} + \boldsymbol{j}be^{j\theta_2}\frac{d\theta_2}{dt} - e^{j\theta_1}\dot{d} = 0 \tag{3-47}$$

$$\boldsymbol{j}a\omega_1 e^{j\beta} + \boldsymbol{j}b\omega_2 e^{j\theta_2} - e^{j\theta_1}\dot{d} = 0 \tag{3-48}$$

$$\boldsymbol{j}a\omega_1(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) + \boldsymbol{j}b\omega_2(\cos\theta_2 + \boldsymbol{j}\sin\theta_2) - \dot{d}(\cos\theta_1 + \boldsymbol{j}\sin\theta_1) = 0 \tag{3-49}$$

$$a\omega_1(-\sin\beta + \boldsymbol{j}\cos\beta) + b\omega_2(-\sin\theta_2 + \boldsymbol{j}\cos\theta_2) - \dot{d}(\cos\theta_1 + \boldsymbol{j}\sin\theta_1) = 0 \tag{3-50}$$

Dividimos la ecuación (3-50) en su parte real e imaginaria y sustituimos θ_1.

$$a\omega_1\sin\beta + b\omega_2\sin\theta_2 = 0 \tag{3-51}$$

$$\boldsymbol{j}a\omega_1\cos\beta + \boldsymbol{j}b\omega_2\cos\theta_2 - \boldsymbol{j}\dot{d} = 0 \tag{3-52}$$

Despejamos por sustitución los valores de ω_2 y $\dot{d}$:

$$\omega_2 = \frac{-a\omega_1\sin\beta}{b\sin\theta_2} \tag{3-53}$$

$$\dot{d} = a\omega_1\cos\beta + b\omega_2\cos\theta_2 \tag{3-54}$$

Sustituimos la ecuación (3-53) en la (3-54) y simplificamos:

$$\boldsymbol{V}_{Pp} = a\omega_1\cos\beta - a\omega_1\sin\beta\tan\theta_2 = a\omega_1(\cos\beta - \sin\beta\tan\theta_2) \tag{3-55}$$

La biela tendrá velocidad angular y velocidad lineal debido a su movimiento complejo. La velocidad angular será igual a ω_1 y la velocidad lineal será igual a la derivada del vector de posición *c*.

$$\boldsymbol{V}_B = \dot{c} = \frac{dc}{d\theta_3} = d\cos\theta_3 - f\sin\theta_2\cos\theta_3 \tag{3-56}$$

- Mecanismo yugo escocés

Al igual que en el mecanismo manivela-corredera calculamos la velocidad del P_d mediante el método de la velocidad relativa. La velocidad de el pistón desplazador V_{Pd} será por tanto igual a la suma vectorial de V_M y $V_{Pd/M}$.

$$-\boldsymbol{V}_{Pd} = \boldsymbol{V}_M + \boldsymbol{V}_{Pd/M} \tag{3-57}$$

$$\boldsymbol{V}_M + \boldsymbol{V}_{Pd/M} + \boldsymbol{V}_{Pd} = 0 \tag{3-58}$$

$$\boldsymbol{j}ae^{j\beta}\frac{d\beta}{dt} + \boldsymbol{j}ke^{j\theta_4}\frac{d\theta_4}{dt} + \boldsymbol{j}le^{j\theta_5}\frac{d\theta_5}{dt} = 0 \tag{3-59}$$

$$\boldsymbol{j}a\omega_1 e^{j\beta} + \boldsymbol{j}k\omega_4 e^{j\theta_4} + \dot{l} = 0 \tag{3-60}$$

$$\boldsymbol{j}a\omega_1(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) + \boldsymbol{j}k\,\omega_4(\cos\theta_4 + \boldsymbol{j}\sin\theta_4) + \dot{l} = 0 \tag{3-61}$$

$$a\omega_1(-\sin\beta + \boldsymbol{j}\cos\beta) + k\omega_4\,(-\sin\theta_4 + \boldsymbol{j}\cos\theta_4) + \dot{l} = 0 \tag{3-62}$$

Dividimos la ecuación (3-61) en su parte real e imaginaria:

$$\dot{l} - a\omega_1\sin\beta - k\,\omega_4\sin\theta_4 = 0 \tag{3-63}$$

$$\boldsymbol{j}a\omega_1\cos\beta + \boldsymbol{j}k\omega_4\cos\theta_4 = 0 \tag{3-64}$$

Despejamos los valores de ω_4 y $\dot{l}$:

$$\omega_4 = \frac{-a\omega_1\cos\beta}{k\cos\theta_4} \tag{3-65}$$

$$\dot{l} = a\omega_1\sin\beta + k\,\omega_4\sin\theta_4 \tag{3-66}$$

$$\boldsymbol{V}_{Pd} = a\omega_1\sin\beta - a\omega_1\cos\beta\tan\theta_4 = a\omega_1(\sin\beta - \cos\beta\tan\theta_4) \tag{3-67}$$

3.3.5 Análisis de aceleración

- Mecanismo de cuatro barras manivela-corredera

La aceleración de la manivela la obtenemos derivando la expresión de la velocidad en la forma compleja. Esta aceleración tendrá componente normal y tangencial:

$$\boldsymbol{A}_M = \boldsymbol{A}_M^t + \boldsymbol{A}_M^n = \boldsymbol{j}a\alpha_1 e^{j\beta} + \boldsymbol{j}^2 a\omega_1^2 e^{j\beta} = \boldsymbol{j}a\alpha_1 e^{j\beta} - a\omega_1^2 e^{j\beta} \tag{3-68}$$

Para obtener la aceleración del pistón, derivamos la expresión de la velocidad en la ecuación (3-55). El pistón de potencia solo tiene aceleración tangencial. La biela y la manivela tienen aceleración normal y tangencial.

$$\left(\boldsymbol{j}a\alpha_1 e^{j\beta} + \boldsymbol{j}^2 a{\omega_1}^2 e^{j\beta}\right) + \left(\boldsymbol{j}b\alpha_2 e^{j\theta_2} + \boldsymbol{j}^2 b{\omega_2}^2 e^{j\theta_2}\right) - \boldsymbol{j}\ddot{d} = 0 \tag{3-69}$$

$$\left(\boldsymbol{j}a\alpha_1 e^{j\beta} - a{\omega_1}^2 e^{j\beta}\right) + \left(\boldsymbol{j}b\alpha_2 e^{j\theta_2} - b{\omega_2}^2 e^{j\theta_2}\right) - \boldsymbol{j}\ddot{d} = 0 \tag{3-70}$$

$$a\alpha_1(-\sin\beta + \boldsymbol{j}\cos\beta) - a\,{\omega_1}^2(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) + b\,\alpha_2(-\sin\theta_2 + \boldsymbol{j}\cos\theta_2) - b\,{\omega_2}^2(\cos\theta_2 + \boldsymbol{j}\sin\theta_2) - \boldsymbol{j}\ddot{d} = 0 \tag{3-71}$$

$$-a\alpha_1\sin\beta - a{\omega_1}^2\cos\beta - b\alpha_2\sin\theta_2 - b{\omega_2}^2\cos\theta_2 = 0 \tag{3-72}$$

$$\boldsymbol{j}a\alpha_1\cos\beta - \boldsymbol{j}a{\omega_1}^2\sin\beta + \boldsymbol{j}b\alpha_2\cos\theta_2 - \boldsymbol{j}b{\omega_2}^2\sin\theta_2 - \boldsymbol{j}\ddot{d} = 0 \tag{3-73}$$

$$\alpha_2 = \frac{-a\alpha_1\sin\beta - a{\omega_1}^2\cos\beta - b{\omega_2}^2\cos\theta_2}{b\sin\theta_2} \tag{3-74}$$

$$\boldsymbol{A}_{Pp}^{t} = a\alpha_1\cos\beta - a{\omega_1}^2\sin\beta + b\alpha_2\cos\theta_2 - b{\omega_2}^2\sin\theta_2 \tag{3-75}$$

La biela tendrá una aceleración angular igual a α_1 y una aceleración angular derivada de la ecuación de velocidad V_B.

$$\boldsymbol{A}_B^t = \ddot{\boldsymbol{c}} = \frac{d\boldsymbol{V}_B}{d\theta_3} = -d\sin\theta_3 + f\sin\theta_3\sin\theta_2 \tag{3-76}$$

- Mecanismo yugo escocés

Obtenemos la aceleración tangencial del pistón desplazador mediante la derivación de la expresión de la velocidad de su anterior cálculo de velocidad.

$$\boldsymbol{j}a\omega_1 e^{j\beta} + \boldsymbol{j}k\omega_4 e^{j\theta_4} + \dot{l} = 0 \tag{3-77}$$

$$\left(\boldsymbol{j}a\alpha_1 e^{j\beta} + \boldsymbol{j}^2 a\omega_1^2 e^{j\beta}\right) + \left(\boldsymbol{j}k\alpha_4 e^{j\theta_4} + j^2 k{\omega_4}^2 e^{j\theta_4}\right) + \ddot{l} = 0 \tag{3-78}$$

$$\left(\boldsymbol{j}a\alpha_1 e^{j\beta} - a\omega_1^2 e^{j\beta}\right) + \left(\boldsymbol{j}k\alpha_4 e^{j\theta_4} - k{\omega_4}^2 e^{j\theta_4}\right) + \ddot{l} = 0 \tag{3-79}$$

$$a\alpha_1(-\sin\beta + \boldsymbol{j}\cos\beta) - a\omega_1^2(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta) + k\alpha_4(-\sin\theta_4 + \boldsymbol{j}\cos\theta_4) - k{\omega_4}^2(\cos\theta_4 + \boldsymbol{j}\sin\theta_4) + \ddot{l} = 0 \tag{3-80}$$

$$-a\alpha_1\sin\beta - a\omega_1^2\cos\beta - k\,\alpha_4\sin\theta_4 - k{\omega_4}^2\cos\theta_4 + \ddot{l} = 0 \tag{3-81}$$

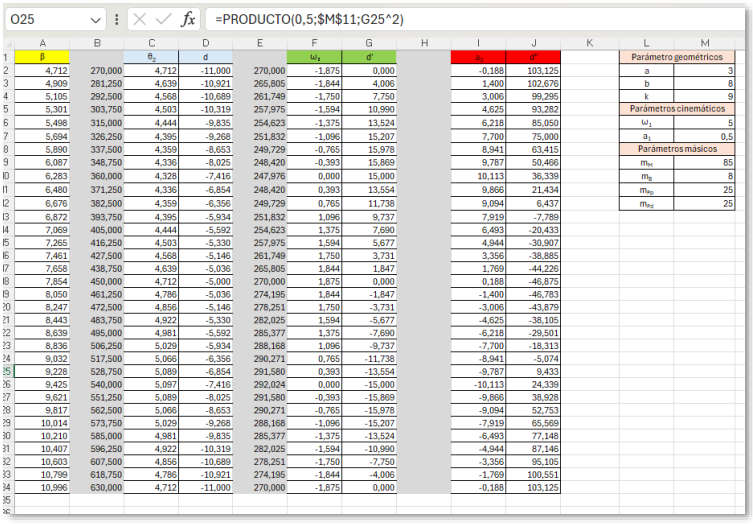
$$a\alpha_1\cos\beta - a\,\omega_1^2\sin\beta + k\alpha_4\cos\theta_4 - k{\omega_4}^2\sin\theta_4 = 0 \tag{3-82}$$

$$\alpha_4 = \frac{-a\alpha_1\cos\beta + a\,\omega_1^2\sin\beta + k{\omega_4}^2\sin\theta_4}{k\cos\theta_4} \tag{3-83}$$

$$\boldsymbol{A}_{Pd}^{t} = \ddot{l} = a\alpha_1\sin\beta + a\omega_1^2\cos\beta + k\,\alpha_4\sin\theta_4 + k{\omega_4}^2\cos\theta_4 \tag{3-84}$$

3.3.6 Representación de funciones

Una vez parametrizas las variables de posición, velocidad y aceleración de todos los componentes respecto a el parámetro β, llevamos las ecuaciones a la hoja de cálculo para representar las curvas resultantes como se muestra en la Figura 3-12. Simplemente modificando los parámetros fijos de la geometría del mecanismo obtenemos resultados que nos permiten analizar el mecanismo de un motor ya existente o diseñar un mecanismo nuevo estudiando de esta forma su comportamiento.



β		θ_2	d		ω_4	d'	α_2	d''
4,712	270,000	4,712	-11,000	270,000	-1,875	0,000	-0,188	103,125
4,909	281,250	4,639	-10,921	265,805	-1,844	4,006	1,400	102,676
5,105	292,500	4,568	-10,689	261,749	-1,750	7,750	3,006	99,296
5,301	303,750	4,503	-10,319	257,975	-1,594	10,990	4,625	93,282
5,498	315,000	4,444	-9,835	254,623	-1,375	13,524	6,218	85,050
5,694	326,250	4,395	-9,268	251,832	-1,096	15,207	7,700	75,000
5,890	337,500	4,359	-8,653	249,729	-0,765	15,978	8,941	63,415
6,087	348,750	4,336	-8,025	248,420	-0,393	15,869	9,787	50,466
6,283	360,000	4,328	-7,416	247,976	0,000	15,000	10,113	36,339
6,480	371,250	4,336	-6,854	248,420	0,393	13,554	9,866	21,434
6,676	382,500	4,359	-6,356	249,729	0,765	11,738	9,094	6,437
6,872	393,750	4,395	-5,934	251,832	1,096	9,737	7,919	-7,789
7,069	405,000	4,444	-5,592	254,623	1,375	7,690	6,493	-20,433
7,265	416,250	4,503	-5,330	257,975	1,594	5,677	4,944	-30,907
7,461	427,500	4,568	-5,146	261,749	1,750	3,731	3,356	-38,885
7,658	438,750	4,639	-5,036	265,805	1,844	1,847	1,769	-44,226
7,854	450,000	4,712	-5,000	270,000	1,875	0,000	0,188	-46,875
8,050	461,250	4,786	-5,036	274,195	1,844	-1,847	-1,400	-46,783
8,247	472,500	4,856	-5,146	278,251	1,750	-3,731	-3,006	-43,879
8,443	483,750	4,922	-5,330	282,025	1,594	-5,677	-4,625	-38,105
8,639	495,000	4,981	-5,592	285,377	1,375	-7,690	-6,218	-29,501
8,836	506,250	5,029	-5,934	288,168	1,096	-9,737	-7,700	-18,313
9,032	517,500	5,066	-6,356	290,271	0,765	-11,738	-8,941	-5,074
9,228	528,750	5,089	-6,854	291,580	0,393	-13,554	-9,787	9,433
9,425	540,000	5,097	-7,416	292,024	0,000	-15,000	-10,113	24,330
9,621	551,250	5,089	-8,025	291,580	-0,393	-15,869	-9,866	38,928
9,817	562,500	5,066	-8,653	290,271	-0,765	-15,978	-9,094	52,753
10,014	573,750	5,029	-9,268	288,168	-1,096	-15,207	-7,919	65,569
10,210	585,000	4,981	-9,835	285,377	-1,375	-13,524	-6,493	77,148
10,407	596,250	4,922	-10,319	282,025	-1,594	-10,990	-4,944	87,146
10,603	607,500	4,856	-10,689	278,251	-1,750	-7,750	-3,356	95,105
10,799	618,750	4,786	-10,921	274,195	-1,844	-4,006	-1,769	100,551
10,996	630,000	4,712	-11,000	270,000	-1,875	0,000	-0,188	103,125

Parámetro geométricos	
a	3
b	8
k	9
Parámetros cinemáticos	
ω_1	5
α_1	0,5
Parámetros másicos	
m_{ht}	85
m_b	8
m_{bb}	25
m_{bc}	25

Figura 3-12 Hoja de cálculo para representación ecuaciones cinemáticas. Elaboración propia.

3.4 Análisis dinámico

En este apartado se abordará la cuestión dinámica de nuestro motor de combustión externa. El objetivo principal será obtener la inercia total de nuestro mecanismo. Para ello nos serviremos de la geometría del mecanismo del motor Stirling tipo Alpha. Antes de abordar este tema se calcularán los momentos de fuerza debidos a la presión del gas.

3.4.1 Momentos de fuerza debidos a la presión del gas

Este torque genera dos momentos importantes sobre el mecanismo. Estos son el par de torsión motriz y el par de torsión del gas. El primero es el momento resultante de la reacción de las fuerzas generadas sobre la bancada. El segundo es el aplicado sobre el brazo de la manivela y por tanto el responsable de generar la aceleración de ésta. La presión del gas dentro de la cámara del fluido de trabajo genera la fuerza que actúa sobre el pistón. Esta fuerza en la Figura 3-14 se obtiene de aplicar la ecuación (3-85) a la curva de la presión del gas en la Figura 3-13. Los momentos que se calculan a continuación están en función de esta curva de fuerza.

$$P = \frac{F}{S}\ [Pa] \tag{3-85}$$

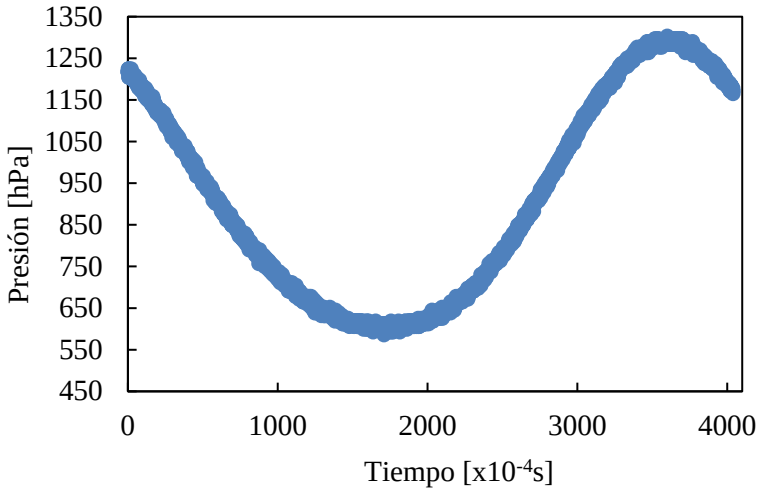


Figura 3-13 Curva presión del gas en función del tiempo. Elaboración propia.

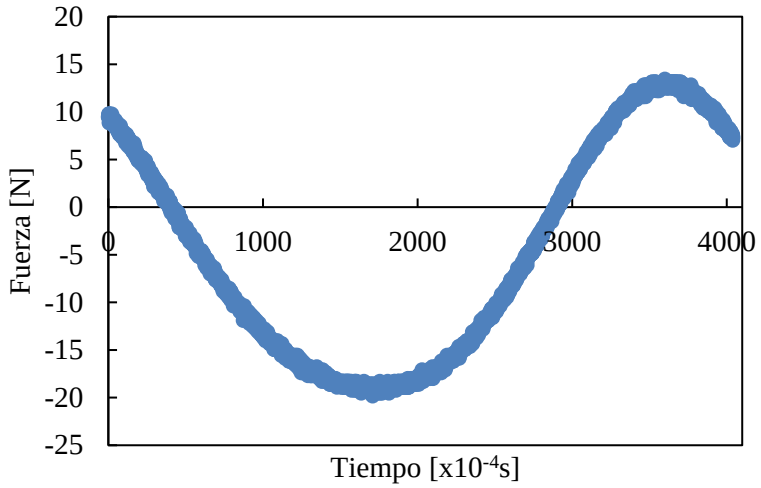


Figura 3-14 Curva fuerza del gas en función del tiempo. Elaboración propia.

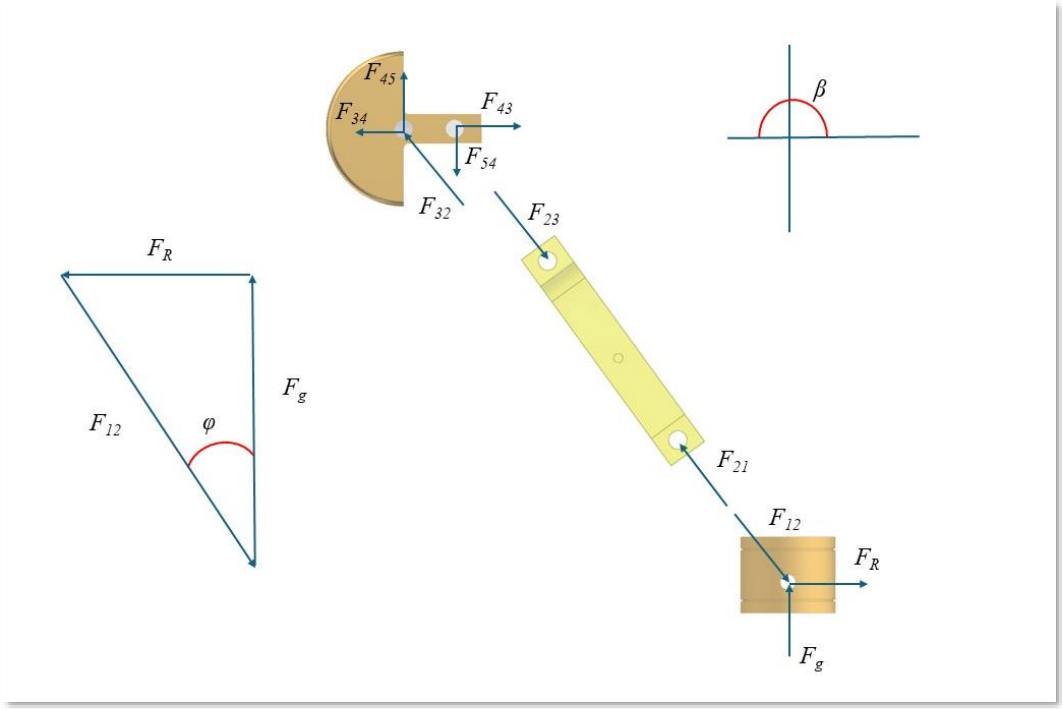


Figura 3-15 Análisis de fuerzas manivela-corredera. Elaboración propia.

Para determinar el torque desarrollamos el análisis de fuerzas que actúas sobre el mecanismo. En la Figura 3-15 podemos ver como la fuerza debida a la presión del gas F_g actúa sobre los eslabones del mecanismo. El ángulo que relación la fuerza que actúa sobre la biela con la fuerza del gas es φ. En la ecuación (3-86) se muestra la relación entre este ángulo y β. Esta relación se obtiene de aplicar la regla del seno al triángulo formado por a, b y d.

$$\delta = \beta - 270 \tag{3-85}$$

$$\frac{\sin\varphi}{a} = \frac{\sin\delta}{b} \tag{3-86}$$

$$\varphi = \sin^{-1}\left(\frac{a\sin\delta}{b}\right) \tag{3-87}$$

$$\boldsymbol{F}_R = \boldsymbol{F}_g \tan\varphi \tag{3-88}$$

$$\boldsymbol{F}_{12} = \boldsymbol{F}_g i + \boldsymbol{F}_g \tan\varphi\, j \tag{3-89}$$

$$\boldsymbol{F}_{21} = -\boldsymbol{F}_{12} \tag{3-90}$$

$$\boldsymbol{F}_{23} = -\boldsymbol{F}_{21} \tag{3-91}$$

$$\boldsymbol{F}_{32} = -\boldsymbol{F}_{23} \tag{3-92}$$

Una vez desarrolladas las ecuaciones (3-91) a (3-92) obtenemos el par de torsión motriz y el par de torsión del gas en las ecuaciones (3-93) y (3-94). El primero es el resultado del producto vectorial de F_{32} sobre la palanca *a* de la manivela. El segundo, el par de torsión del gas, es el resultante de aplicar F_R sobre la palanca *d* de la manivela.

$$\boldsymbol{T_M = a \times F_{32}} \tag{3-93}$$

$$\boldsymbol{T_G = d \times F_R} \tag{3-94}$$

3.4.2 Determinación inercia del sistema

El momento de inercia nos da información sobre la capacidad de un sistema de almacenar energía cinética rotacional. También nos indica la cantidad de par de torsión necesario para acelerar un sistema rotacionalmente. En cuanto al diseño de motores, se tratará de reducir al mínimo el momento de inercia de las partes rotatorias. Esto se debe a que el momento de inercia es una medida de la resistencia a la aceleración angular. No obstante, el empleo de volantes de inercia en la maquinaria se debe a su capacidad de almacenar energía cinética rotacional. Estos serán de especial relevancia en motores de un cilindro, como el que estamos estudiando, puesto que permite al sistema seguir girando en los tiempos que el pistón no ejerce torque.

En este apartado se elaborará el modelo teórico de inercia del mecanismo empleado en el motor Stirling. Para ello emplearemos las ecuaciones de energía cinética rotacional y de traslación (3-95) y (3-96) [31]. Tendremos en cuenta las velocidades de los elementos principales del mecanismo, calculadas anteriormente. Para simplificar el cálculo no tendremos en cuenta la biela puesto que su masa en comparación con el resto de los componentes, en la Tabla 1, hace que su aportación a la inercia del sistema sea despreciable.

Componente	**Masa**
Pistón	33 g
Biela	4 g
Manivela	46 g
Desplazador	24 g

Tabla 1 Tabla masas componentes. Elaboración propia.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \tag{3-95}$$

$$E_c = \frac{1}{2} I \omega^2 \tag{3-96}$$

En la ecuación (3-97) vemos la energía cinética total del sistema. En adelante se desarrollarán cada uno de sus términos y se despejará el valor de la I_{eq}. El resultado será el modelo dinámico reducido del mecanismo que nos dará el valor de la inercia para cualquier posición de β.

$$E_{c_{total}} = E_{c_M} + E_{c_{Pp}} + E_{c_{Pd}} = \frac{1}{2} I_{eq}(\beta)\omega^2 \tag{3-97}$$

$$E_{c_M} = \frac{1}{2} I_M \omega^2 \tag{3-98}$$

$$E_{c_{Pp}} = \frac{1}{2} m_{Pp} {V_{Pp}}^2 \tag{3-99}$$

$$E_{c_{Pd}} = \frac{1}{2} m_{Pd} {V_{Pd}}^2 \tag{3-100}$$

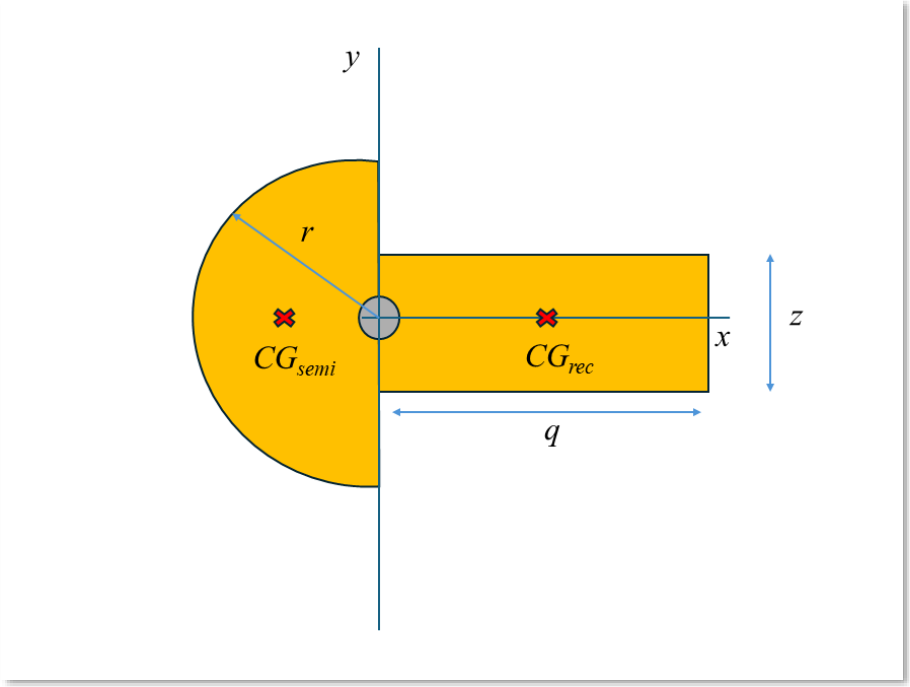


Figura 3-16 Centro de gravedad manivela. Elaboración propia.

En la Figura 3-16 se muestra la manivela de forma simplificada. Para obtener el momento de inercia respecto del eje de rotación de la manivela se puede dividir en dos componentes fundamentales, un semidisco y un rectángulo. En las ecuaciones (3-101) y (3-103) se especifica el momento de inercia de cada uno de ellos respecto al eje normal a la superficie y que pasa por su centro de gravedad. Estos últimos también son conocidos y se muestran en las ecuaciones (3-102) y (104) [31]. Aplicando el Teorema de Steiner o de los Ejes Paralelos en las ecuaciones (3-105) y (3-106) obtenemos el momento de inercia total respecto al eje que pasa por el centro de rotación de la manivela.

$$I_{rec} = \frac{1}{12} m_{rec}(a^2 + b^2) \tag{3-101}$$

$$CG_{rec} = \frac{q}{2} \tag{3-102}$$

$$I_{semi} = \frac{1}{4} m_{semi} r^2 \tag{3-103}$$

$$CG_{semi} = \frac{4r}{3\pi} \tag{3-104}$$

$$I_{rec/M} = \frac{1}{12} m_{rec}(a^2 + b^2) + m_{rec}\left(\frac{q}{2}\right)^2 \tag{3-105}$$

$$I_{semi/M} = \frac{1}{4} m_{semi} r^2 + m_{semi}\left(\frac{4r}{3\pi}\right)^2 \tag{3-106}$$

El valor total de la inercia de la manivela se obtiene en la ecuación (3-109) donde su suma la inercia de las partes multiplicadas por 2. Esto se debe a que la manivela está compuesta por dos volantes de inercia. Las masas de las partes se sustituyen por el producto de la densidad del material por el volumen teniendo en cuenta que p es el ancho de la pieza.

$$m_{rec} = \rho(qzp) \tag{3-107}$$

$$m_{semi} = \rho\left(\frac{\pi r^2}{2} p\right) \tag{3-108}$$

$$I_M = 2(I_{rec/M} + I_{semi/M}) \tag{3-109}$$

Una vez obtenido el momento de inercia de la manivela ya podemos completar los términos de la energía cinética del sistema. En la ecuación (102) se muestra la suma de los términos correspondientes a la suma de los tres elementos móviles. Todos ellos varían en función del parámetro de entrada *β*. Se sustituyen las ecuaciones (3-110) y (3-111) correspondientes a la velocidad del pistón y la velocidad del desplazador.

$$I_{eq}(\beta) = \frac{2}{\omega^2}\left[\frac{1}{2} I_M \omega^2 + \frac{1}{2} m_{Pp}\left(a\omega_1(\cos\beta - \sin\beta \tan\theta_2)\right)^2 + \frac{1}{2} m_{Pd}\left(a\omega_1(\sin\beta - \cos\beta \tan\theta_4)\right)^2\right] \tag{3-110}$$

Simplificando la ecuación (3-110) nos queda:

$$I_{eq}(\beta) = I_M + m_{Pp} a^2(\cos\beta - \sin\beta \tan\theta_2)^2 + m_{Pd} a^2(\sin\beta - \cos\beta \tan\theta_4)^2 \tag{3-111}$$

3.5 Modelado en Inventor

Una vez realizado los análisis termodinámico, cinemático y dinámico en la forma experimental y analítica, es interesante comprobar los resultados mediante la simulación en software. La aplicación de *Autodesk Inventor* es una herramienta que nos permite llevar el motor a un entorno de simulación de gran utilidad para analizar de nuevo el motor Stirling. De este modo, en este apartado se moldearán las piezas del motor en inventor y se ensamblarán guardando entre sí las mismas condiciones de movimiento que en la realidad. Posteriormente se llevará este ensamblaje al entorno de simulación dinámica en el que podremos analizar la cinemática y la dinámica de los componentes principales.

3.5.1 Ensamblaje

Para modelar las piezas y realizar el ensamblaje lo más cercano a la realidad se procedió a desmontar el motor en el laboratorio y medir las piezas con un pie de rey para después representarlas en el software. En esta primera medición obtenemos el primer error instrumental debido a que las piezas ya no serán precisamente exactas a la realidad. Sin embargo, obtendremos un modelo aproximado y suficiente para el objetivo que buscamos. Para el análisis solo serían necesarias las partes móviles del mecanismo, pero se han modelado también las fijas para una mejor visualización.

El bloque motor en la Figura 3-17 se compone de tres partes principales. La bancada es la que aloja el conjunto pistón biela y manivela. Contiene dos rodamientos, uno para el eje del desplazador y otro para el eje de salida del motor. El regenerador es el tubo que conecta la cámara de aire del cilindro con la del desplazador. Esta conexión se hace mediante la base del bloque motor en la que se conduce el aire entre ambos y un conducto en la bancada que conduce el aire del regenerador a la cámara de aire del desplazador. La cámara del desplazador forma 90º con la cámara del del pistón de potencia y también se acopla a la bancada.

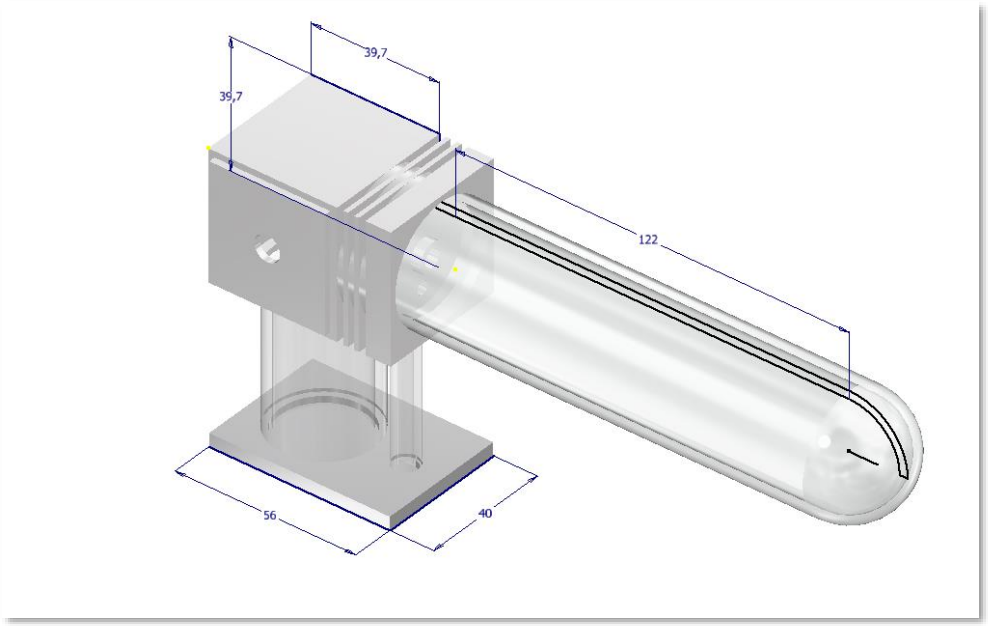


Figura 3-17 Bloque motor. Elaboración propia.

La manivela, en la Figura 3-18 está formada por dos volantes de inercia conectados entre sí y uno de ellos conectado al eje de salida. El eje de conexión entre dichos volantes sirve como pasador para la biela, en la Figura 3-19 y el desplazador. El otro extremo de la biela se conecta al pasador del pistón en la Figura 3-20. El desplazador en la Figura 3-21 se compone de tres partes, pistón desplazador, eje y guía. El pistón desplazador es hueco y tiene la misma forma que la cámara de aire. La guía se conecta a la manivela y esta se desliza por la superficie interior convirtiendo el movimiento de rotación en traslación.

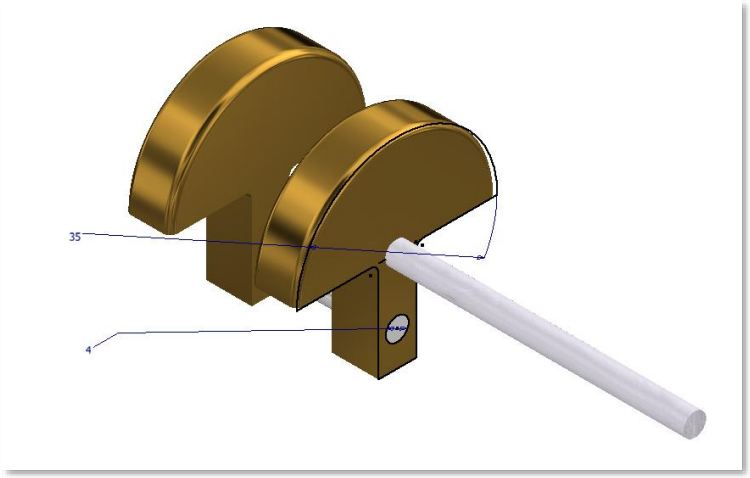


Figura 3-18 Manivela. Elaboración propia.

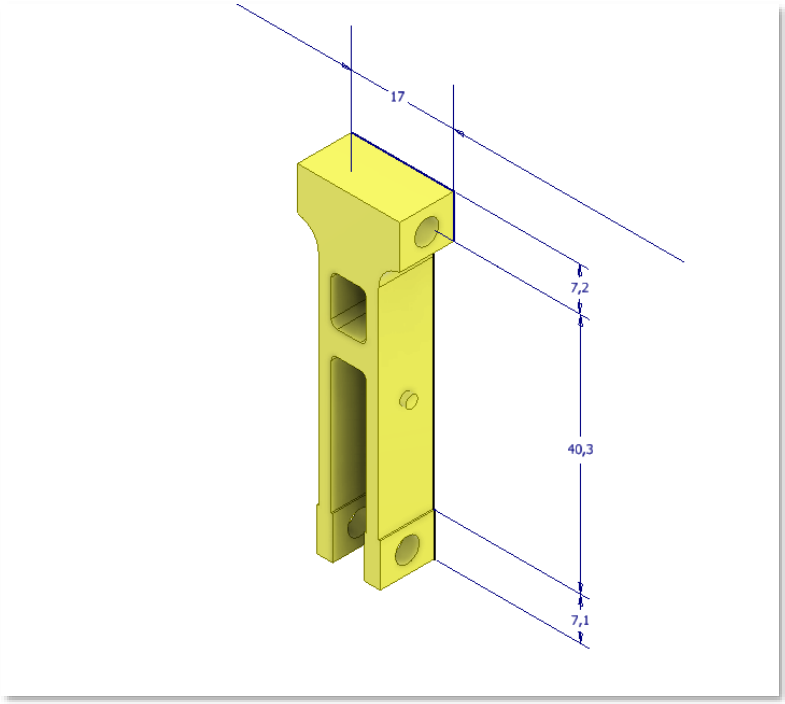


Figura 3-19 Biela. Elaboración propia.

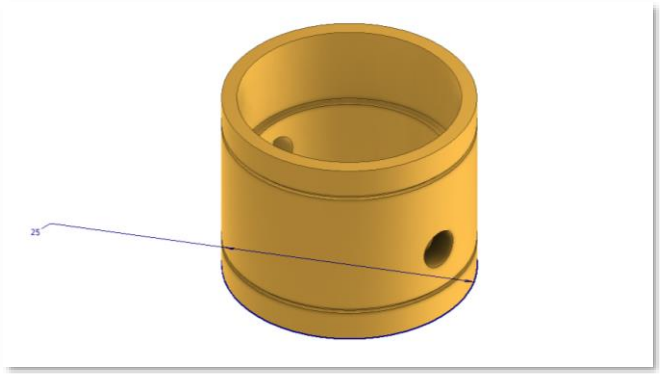


Figura 3-20 Pistón. Elaboración propia.

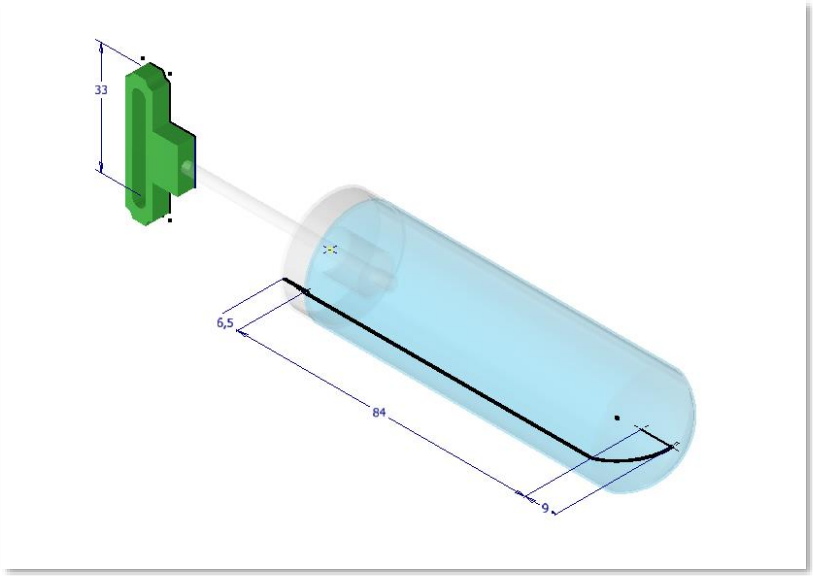


Figura 3-21 Desplazador. Elaboración propia.

Los materiales de los componentes son aluminio para la bancada, la base del motor y los pasadores; cobre para el pistón de potencia y los volantes de inercia de la manivela y cristal resistente a altas temperaturas para el cilindro, el regenerador y la cámara de aire del desplazador. El desplazador de manera particular se compone de guía y eje de aluminio y pistón de cristal de alta resistencia.

Una vez conformadas las piezas se ensamblan entre ellas mediante la relación de movimiento correspondientes. Puesto que nos centraremos en la parte móvil del motor los tornillos de unión entre los componentes fijos se han sustituido por restricciones de inserción en el software. Estos son el pasador del pistón de potencia, el eje de salida de la manivela y el eje de unión entre los volantes de inercia, la unión entre guía, eje y cámara del desplazador y la unión entre los componentes del bloque motor. El ensamblaje queda como se puede ver en la Figura 3-22, mediante un corte por la mitad.

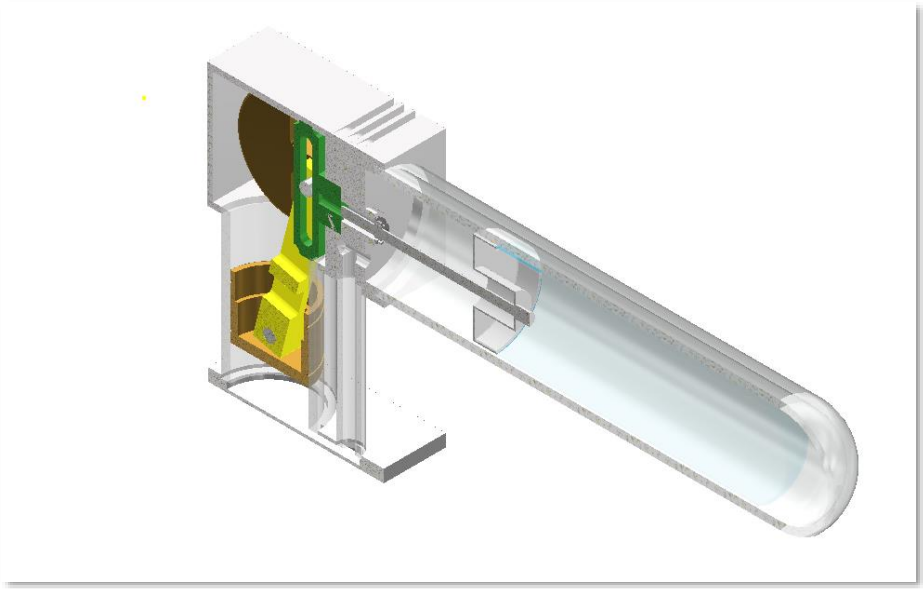


Figura 3-22 Vista corte ensamblaje. Elaboración propia.

Una vez terminado el ensamblaje nos metemos en la ventana de simulación dinámica como se muestra en la Figura 3-23. En este entorno las restricciones del ensamblaje se convierten en las relaciones de movimiento correspondientes. Estas son relaciones de revolución entre el eje de salida y la bancada; la biela y los pasadores del pistón y la manivela; relaciones de traslación entre el eje del desplazador y la bancada y el pistón en el cilindro y bloqueo de movimiento para los componentes del bloque motor. Sin embargo, no todas ellas las reconocen automáticamente la relación del yugo escocés entre la guía y el pasador de la manivela hay que establecerla en este nuevo entorno. Como se muestra en la Figura 3-24 es una relación de deslizamiento entre la superficie del pasador de la manivela y la cara interior de la guía.

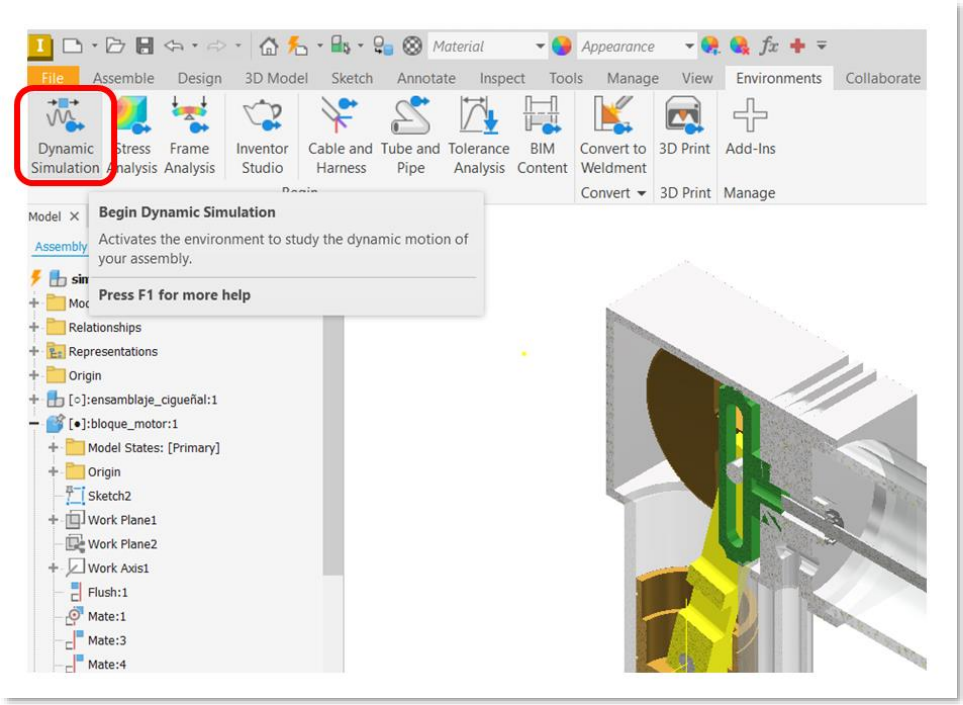


Figura 3-23 Ventana simulación dinámica. Elaboración propia.

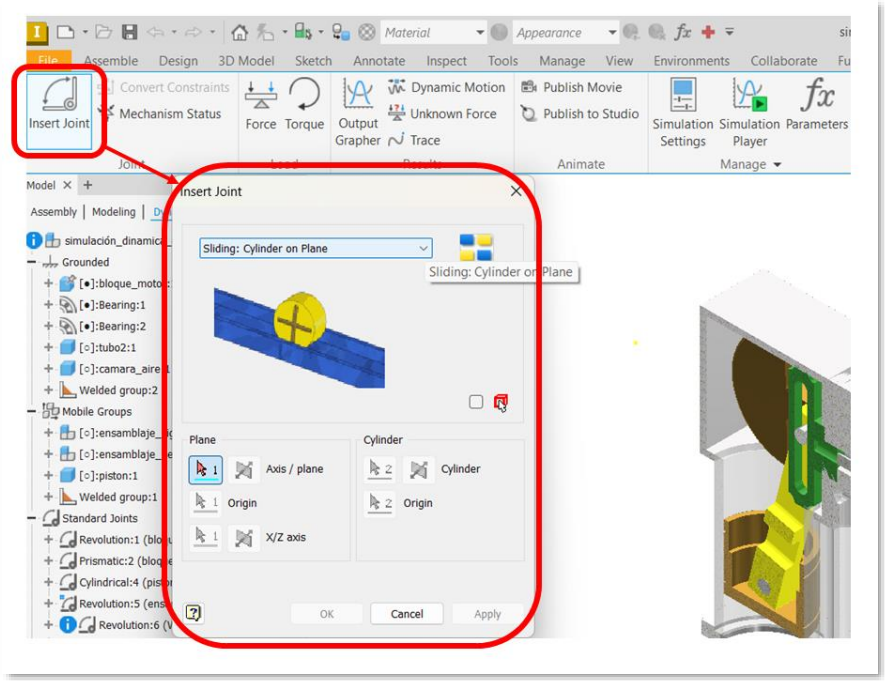


Figura 3-24 Ventana relaciones de movimiento. Elaboración propia.

Una vez establecidas las relaciones de movimiento comprobamos el estado del mecanismo como se muestra en la Figura 3-25. Si de manera efectiva nos indica que el mecanismo tiene un grado de libertad entonces podemos empezar con la simulación dinámica. El grado de redundancia hace referencia al número de relaciones redundantes en el mecanismo. No obstante, no afecta a los resultados del mecanismo y su modificación en este caso afectaría al grado de libertad del conjunto.

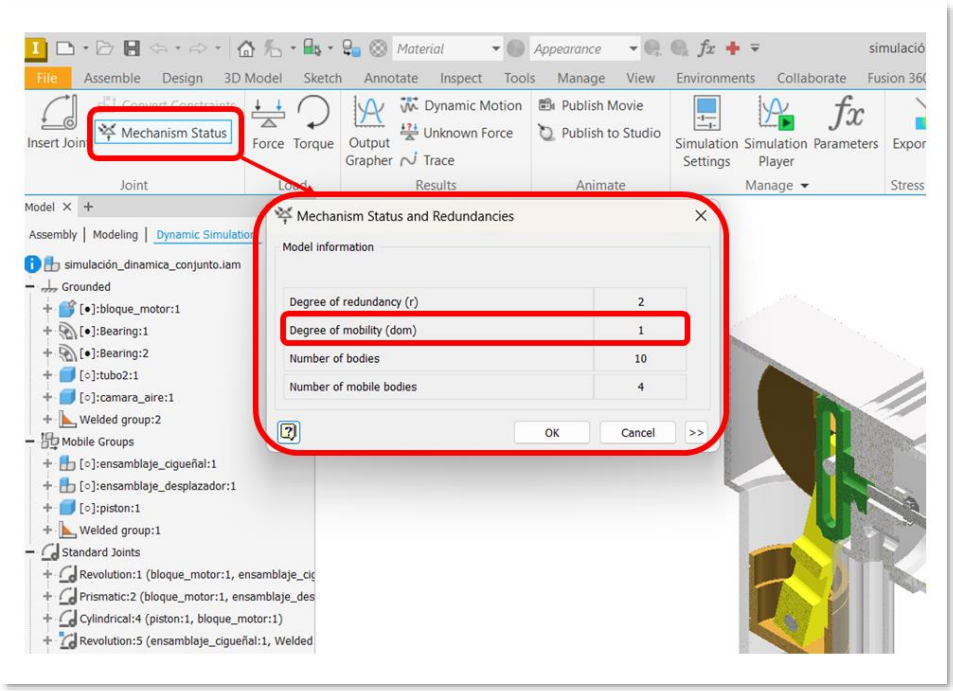


Figura 3-25 Ventana estado del mecanismo. Elaboración propia.

3.5.2 Análisis posición, velocidad y aceleración

Para realizar la simulación del mecanismo podemos imprimir a uno de los componentes el movimiento deseado y en función de este analizar cómo se comporta el resto del mecanismo. De esta forma podemos simular la fuerza que actúa sobre el pistón mediante la curva de presión. Para ello obtenemos la curva de la aceleración en la Figura 3-26 a través de la ecuación (3-112). Posteriormente aplicamos la función en la relación de movimiento de traslación del pistón.

$$F = ma \tag{3-112}$$

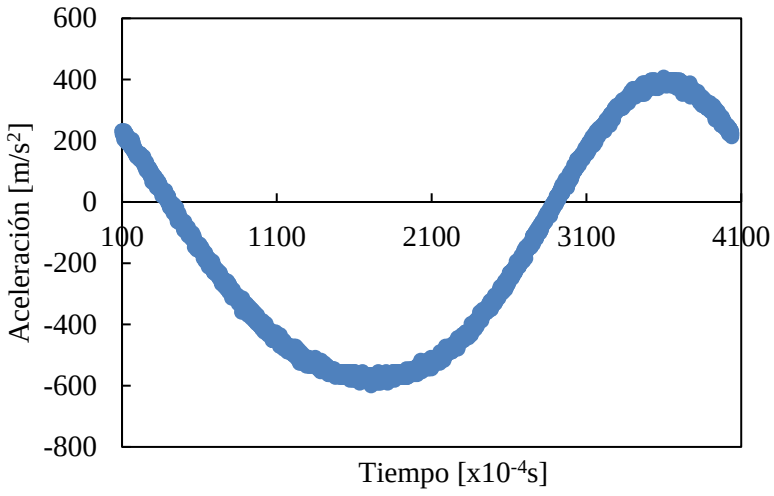


Figura 3-26 Aceleración del pistón. Elaboración propia.

Para simular en nuestro mecanismo este movimiento introducimos en la relación de traslación del pistón los parámetros de la función de aceleración como se muestra en la Figura 3-27. Siendo el valor cero el punto muerto inferior del cilindro y 180 el punto muerto superior introducimos los datos de aceleración para el recorrido completo del mecanismo.

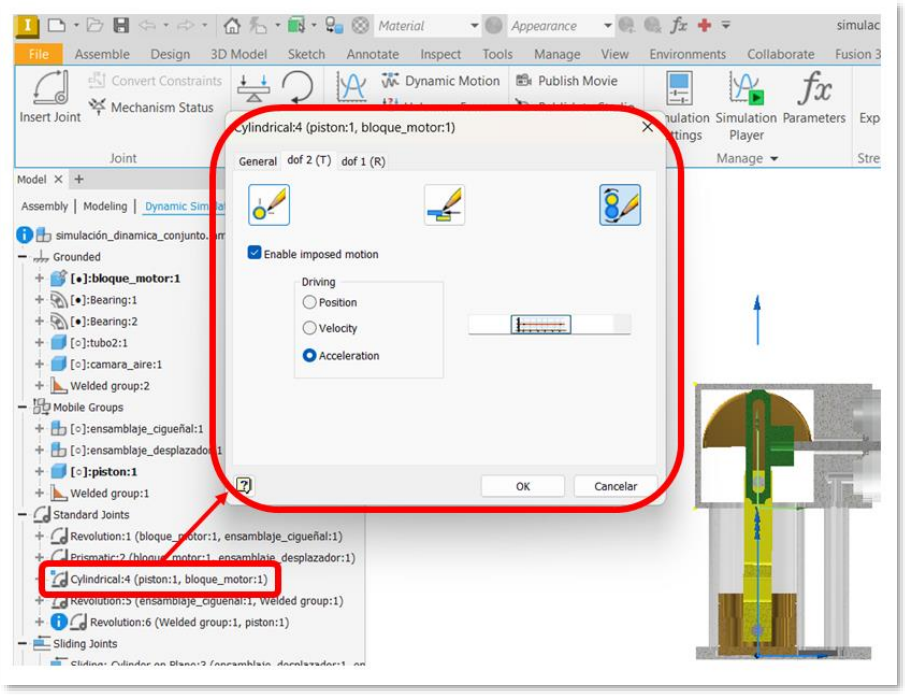


Figura 3-27 Ventana selección gráfico de entrada. Elaboración propia.

Para visualizar los resultados de la posición velocidad y aceleración de todos los componentes accedemos a la ventana de gráficos de salida como se muestra en la Figura 3-28. En este nuevo entorno podemos elegir los componentes que queremos que sean representados. También seleccionamos un punto del mecanismo como origen de coordenadas. Finalmente hacemos comenzar la simulación y se podrá observar cómo se van graficando las curvas solicitadas como se muestra en la figura. En la misma ventana podemos exportar los datos a la hoja de cálculo. Estos se representarán en la hoja de resultados.

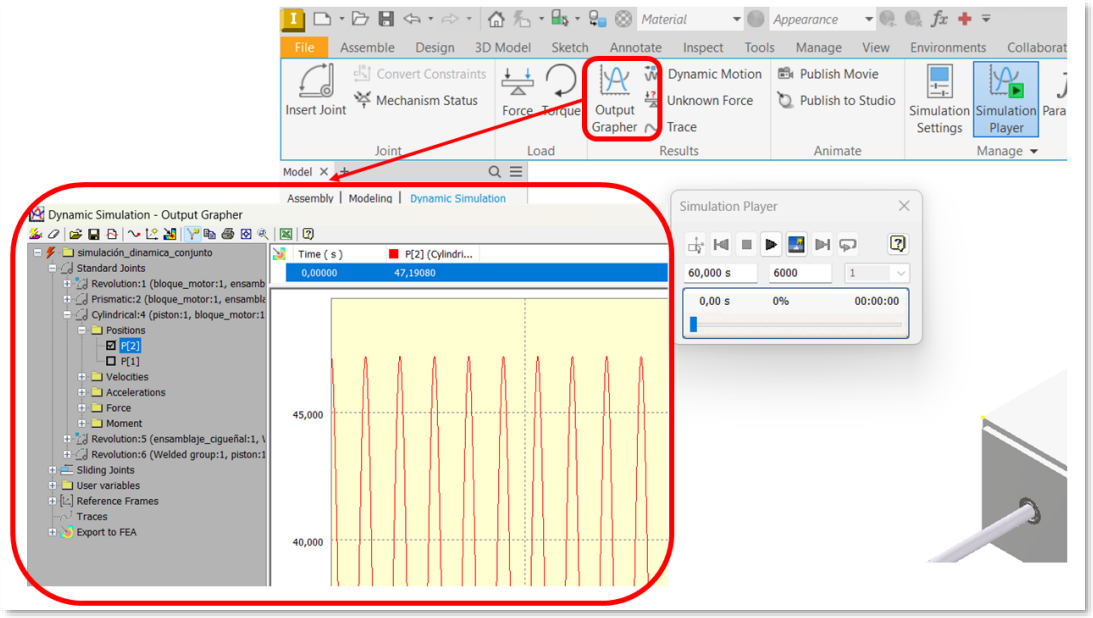


Figura 3-28 Ventana visualización gráficos de salida. Elaboración propia.

4 RESULTADOS

4.1 Descripción del apartado

En este apartado se exponen los resultados fruto del análisis realizado. Para ellos se seguirá el mismo orden que el desarrollo. Primero se tratarán los resultados obtenidos de la parte termodinámica, posteriormente el análisis cinemático y dinámico y finalmente la parte referente a la simulación en Inventor. A pesar de ser tres áreas de análisis diferentes no son independientes entre sí. Se complementan de tal forma que los resultados del análisis termodinámico están relacionados con los demás y la simulación de inventor sirve de validación para la parte cinemática.

4.2 Análisis termodinámico

En la Tabla 2 se recogen los resultados obtenidos de las mediciones experimentales y que se ha utilizado para graficar las funciones en la hoja de cálculo. En la Figura 4-1 podemos ver la variación del volumen de etanol en función del tiempo. Esta variación es lineal con una pendiente de 3×10^{-3} ml/s. Sabiendo que el valor de la densidad del etanol es 0,83 g/ml y la entalpía 25 kJ/g podemos obtener la potencia calorífica del combustible.

$$P_h = h \cdot \frac{\Delta m}{\Delta t} = 62 \text{ W} \tag{4-1}$$

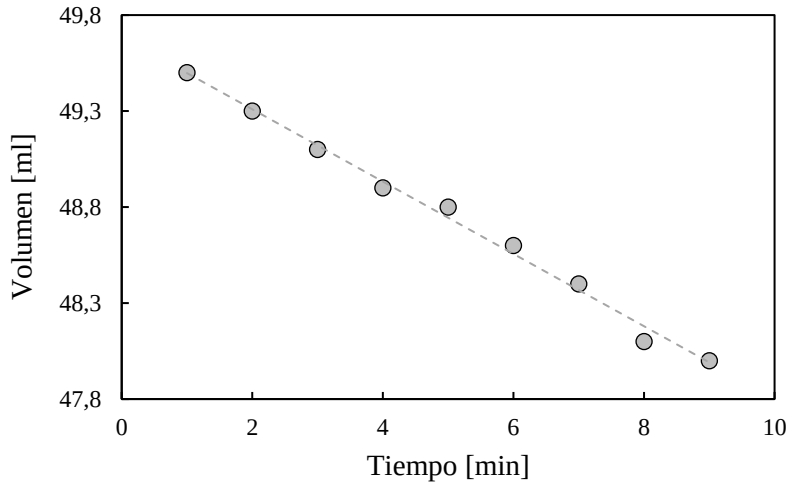


Figura 4-1 Consumo de etanol en función del tiempo. Elaboración propia.

Este valor de potencia es suficiente para hacer funcionar el motor hasta 900 rpm sin carga lo cual implica un valor interesante para aplicaciones que no necesitan de grandes potencias pero que sin embargo pueden aprovechar la ventaja del bajo consumo de combustible. El consumo constante de combustible implica que al aumentar el par resistente las revoluciones bajan puesto que no se produce un aumento de potencia calorífica en el quemador.

En los motores de combustión interna el consumo de combustible aumenta a medida que se entrega mayor par. El aumento de entrega de par es prácticamente instantáneo mientras que en el motor Stirling el tiempo que necesita el motor para aumentar el par es más prolongado. Esto implica que el motor Stirling tiene una mejor aplicación para máquinas que demanden un régimen de revoluciones constante. Por otro lado, en la Figura 4-2 podemos observar como la variación de temperaturas en función del tiempo crece de manera lineal. A medida que esta diferencia se hace mayor el motor es capaz de girar a mayor velocidad.

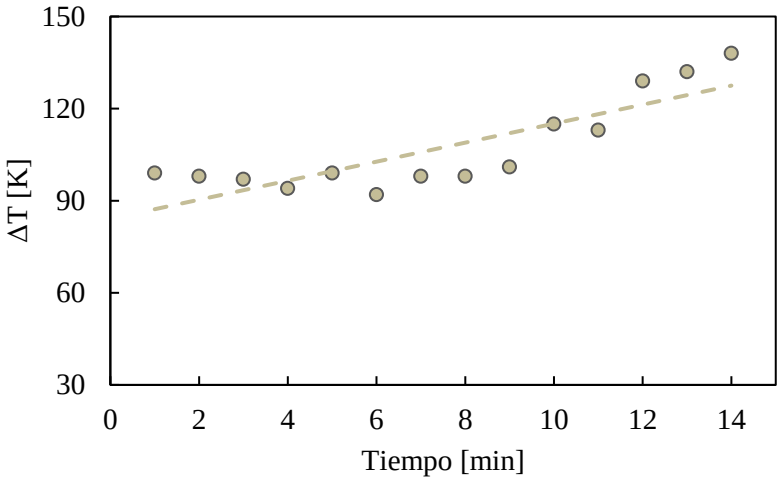


Figura 4-2 Variación de temperatura en función del tiempo. Elaboración propia.

En la Figura 4-3 podemos ver el diagrama de presión frente al volumen del motor Stirling con una carga de 12 Nm. Vemos como los procesos isotermos no son como el modelo ideal de Carnot sin embargo podemos verificar que en el caso del motor Stirling se aproxima bastante. La superficie encerrada en la curva es una función del trabajo realizado por el motor. En la Figura 4-4 podemos observar cómo esta superficie varía en función de la carga aplicada al motor. Si representamos el valor de la superficie en función de la carga obtenemos la curva del trabajo W_{PV} en la Figura 4-5. Este valor de área se calcula para cada curva de forma aproximada mediante la ecuación (4-2).

$$W_{PV} = \frac{(P_2 - P_1)}{2}(V_2 - V_1) \tag{4-2}$$

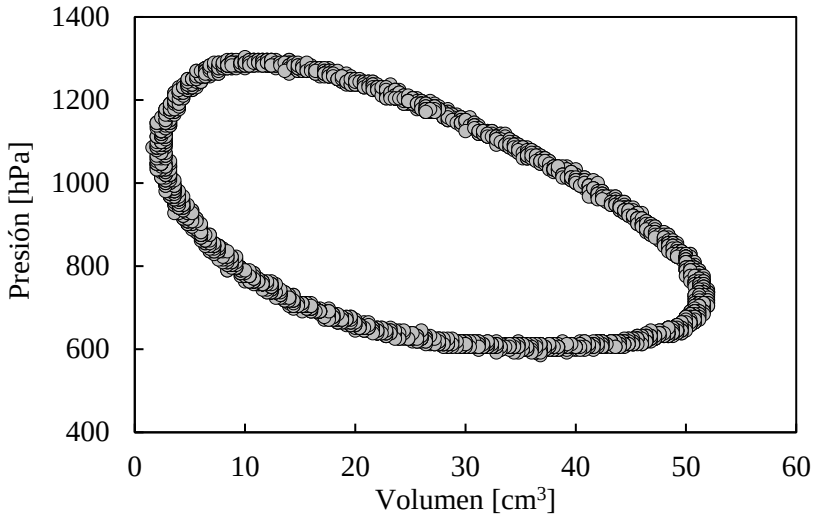


Figura 4-3 Diagrama PV con carga de 12 N. Elaboración propia.

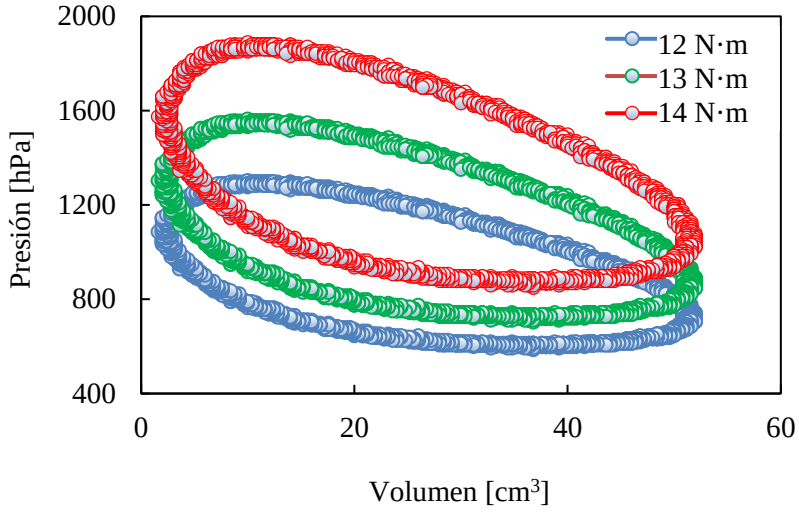


Figura 4-4 Diagrama PV para 12, 13 y 14 N·m. Elaboración propia.

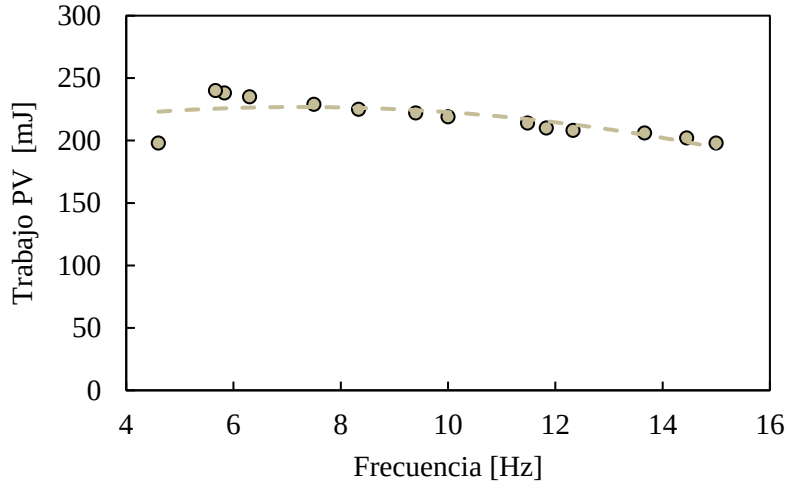


Figura 4-5 Trabajo PV en función de la frecuencia. Elaboración propia.

En la Tabla 2 se exponen los valores obtenidos de las mediciones experimentales sobre el modelo físico real como se ha comentado al comienzo del apartado. Se muestra el par entregado por el motor y sus correspondientes valores de velocidad y frecuencia de giro, temperaturas del foco frío y caliente, trabajo ejercido por el motor y trabajo de rozamiento y finalmente la potencia entregada. El trabajo W_{PV} se obtiene de la ecuación (4-2), el trabajo mecánico W_m y la potencia P_m se obtienen mediante las ecuaciones (3-1) y (3-2) y el trabajo de la fuerza de rozamiento mediante la ecuación (4-3) que se muestra a continuación.

$$W_{fr} = W_{PV} - W_m \tag{4-3}$$

Par [N·m]	Ω [rpm]	**Frecuencia** [Hz]	T_1 [ºC]	T_2 [ºC]	ΔT [K]	W_{PV} [mJ]	W_m [mJ]	W_{fr} [mJ]	P_m [mW]
0,0	900	15,00	174	75	99	198	0,00	198,00	0,00
3,0	867	14,45	174	76	98	202	18,85	183,15	272,38
4,5	820	13,67	174	77	97	206	28,27	177,73	386,42
5,5	740	12,33	170	76	94	208	34,56	173,44	426,21
6,2	710	11,83	175	76	99	210	38,96	171,04	460,98
7,9	689	11,48	167	75	92	214	49,64	164,36	570,00
9,0	600	10,00	170	72	98	219	56,55	162,45	565,49
10,0	564	9,40	169	71	98	222	62,83	159,17	590,62
11,0	500	8,33	170	69	101	225	69,12	155,88	575,96
12,0	450	7,50	185	70	115	229	75,40	153,60	565,49
13,0	378	6,30	180	67	113	235	81,68	153,32	514,59
14,0	350	5,83	196	67	129	238	87,96	150,04	513,13
15,9	340	5,67	197	65	132	240	99,90	140,10	566,11
16,8	276	4,60	200	62	138	198	105,56	92,44	485,56

Tabla 2 Mediciones experimentales. Elaboración propia.

En cuanto a los valores obtenidos del par motor podemos observar en la Figura 4-6 como las revoluciones aumentan a medida que el torque entregado disminuye. Esto se traduce en que el trabajo mecánico producido por el motor no tiene una gran capacidad de entrega de par a frecuencias mayores como se puede observar en la Figura 4-7. El motor Stirling se adapta mejor a entregas de par pequeñas. Por otro lado, en la Figura 4-8 vemos como trabajo de rozamiento en el eje aumenta con la frecuencia de giro del motor.

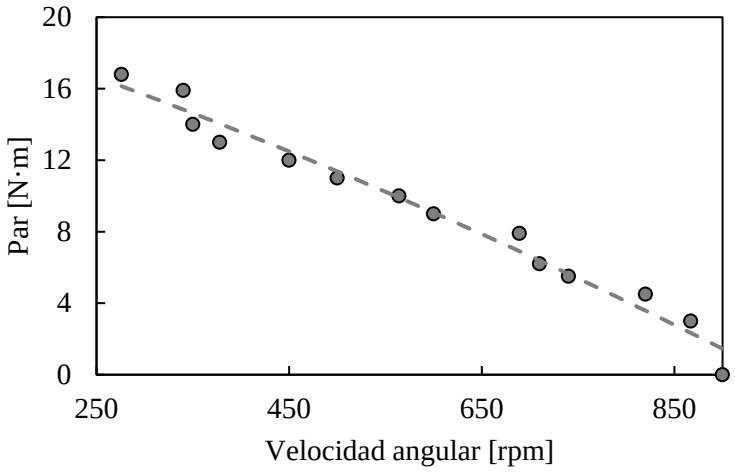


Figura 4-6 Par en función de la velocidad angular. Elaboración propia.

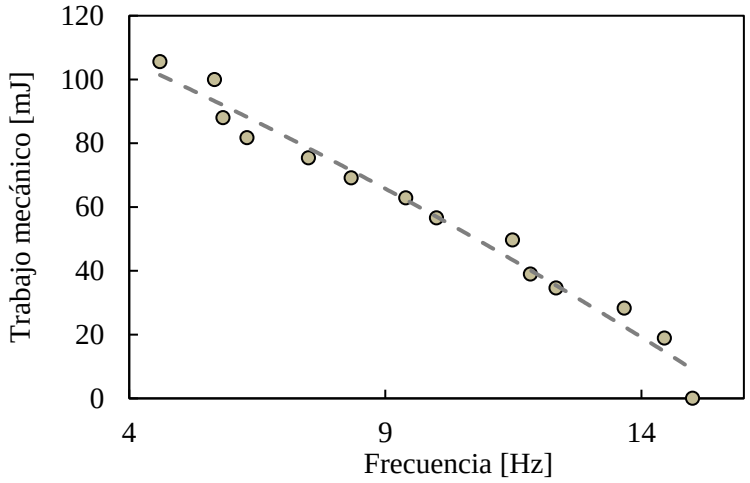


Figura 4-7 Trabajo mecánico en función de la frecuencia. Elaboración propia.

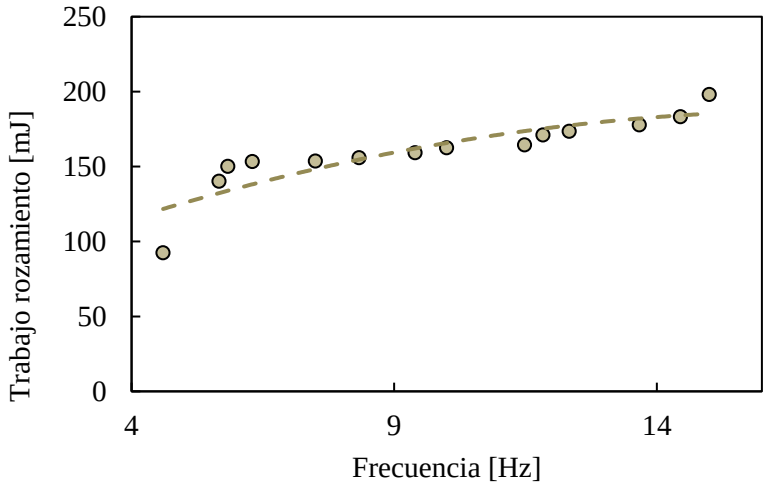
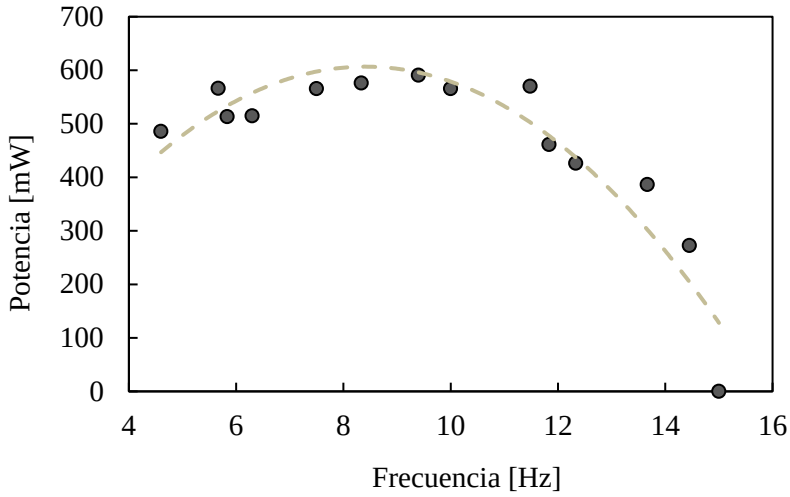


Figura 4-8 Trabajo rozamiento en función de la frecuencia. Elaboración propia.

En la Figura 4-8 vemos la variación de la potencia mecánica en función de la frecuencia del motor. Esta función alcanza un máximo de 590 mW en un valor de frecuencia entre 8 y 9 Hz. Esto significa que el motor alcanza su rendimiento óptimo cuando gira a dichas revoluciones. Para esta configuración de motor Stirling tipo Alpha es un dato de interés para comparar con otras configuraciones.



4-4

Figura 4-9 Potencia mecánica en función de la frecuencia. Elaboración propia.

En las ecuaciones (4-5) y (4-6) desarrollamos el rendimiento térmico del motor y el rendimiento mecánico para la potencia máxima entregada. El primero es el cociente entre el trabajo mecánico y el calor aportado por el quemador, es decir, la relación entre el calor aportado al sistema y el trabajo realizado. El calor aportado se calcula en la ecuación (4-4) para una frecuencia de 9,4 Hz. El trabajo mecánico es el correspondiente a la potencia máxima entregada obtenida en la Figura 4-9, es decir, 63 mJ. Para la obtención del rendimiento mecánico tenemos en cuenta el trabajo W_{PV} calculado en la ecuación (4-2).

$$W_h = \frac{P_h}{f} = 6{,}9\ J \tag{4-4}$$

$$\eta_m = \frac{W_m}{W_{PV}} = 28\% \tag{4-5}$$

$$\eta_T = \frac{W_m}{W_h} = 1\% \tag{4-6}$$

En la ecuación (4-5) obtenemos el rendimiento mecánico del sistema. Este es el cociente entre el trabajo mecánico realizado por el motor y el trabajo W_{PV}. Su valor es coherente con los rendimientos de los motores de ciclo Otto y Diesel de la literatura. De esta forma el motor Stirling tipo Alpha se puede considerar como una opción más entre los motores convencionales [32]. Por otro lado, la obtención del rendimiento térmico en la ecuación (4-6) da un valor muy pequeño. Esto se debe a que la fuente de energía que aporta calor al sistema, el quemador mediante la llama, está en contacto con el ambiente y por tanto la mayoría de este calor se pierde. Por lo tanto, una manera de mejorar el rendimiento térmico del motor sería optimizando el aprovechamiento de la fuente de energía.

4.3 Análisis cinemático

El modelo matemático desarrollado para definir la cinemática del mecanismo da lugar a las funciones que permiten analizar la posición, velocidad y aceleración del mecanismo. Estas funciones fueron representadas en la hoja de cálculo, tal y como se comentó en el desarrollo. Las ecuaciones se muestran en Tabla 3. Las piezas que se analizan a continuación son las de interés para el cálculo de la inercia total del sistema del motor Stirling tipo Alpha. Este análisis servirá para validar las ecuaciones y analizar su comportamiento.

Ecuaciones de posición	
Manivela (*M*)	$\boldsymbol{R}_3 = a\,(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta)$
Pistón de potencia (P_p)	$\boldsymbol{d} = a\sin\beta + b\sin\theta_2$
Pistón desplazador (P_d)	$\boldsymbol{l} = k\cos\theta_4 - a\cos\beta$
Ecuaciones de velocidad	
Pistón de potencia (P_p)	$\boldsymbol{V}_{Pp} = a\omega_1(\cos\beta - \sin\beta\tan\theta_2)$
Pistón desplazador (P_d)	$\boldsymbol{V}_{Pd} = a\omega_1(\sin\beta - \cos\beta\tan\theta_4)$
Ecuaciones de aceleración	
Pistón de potencia (P_p)	$\boldsymbol{A}^t_{Pp} = a\alpha_1\cos\beta - a{\omega_1}^2\sin\beta + b\alpha_2\cos\theta_2 - b{\omega_2}^2\sin\theta_2$
Pistón desplazador (P_d)	$\boldsymbol{A}^t_{Pd} = a\alpha_1\sin\beta + a\omega_1^2\cos\beta + k\,\alpha_4\sin\theta_4 + k{\omega_4}^2\cos\theta_4$

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

En las gráficas correspondientes a la Figura 4-10, la Figura 4-11 y la Figura 4-12 podemos ver las gráficas de posición, velocidad y aceleración del pistón de potencia referentes a las ecuaciones de la tabla. Estas funciones se representan en cm frente a la variación angular de *β*. El primer valor del ángulo es 270º puesto que en este punto el pistón se encuentra en su punto muerto inferior (PMI). Las figuras, por lo tanto, muestran la carrera completa del pistón desde el PMI hasta el punto muerto superior PMS y bajada. Podemos observar que cuando el pistón alcanza el PMS la velocidad es nula y la aceleración alcanza su valor máximo negativo. Esta relación entre las ecuaciones es acorde con la cinemática del mecanismo manivela-corredera.

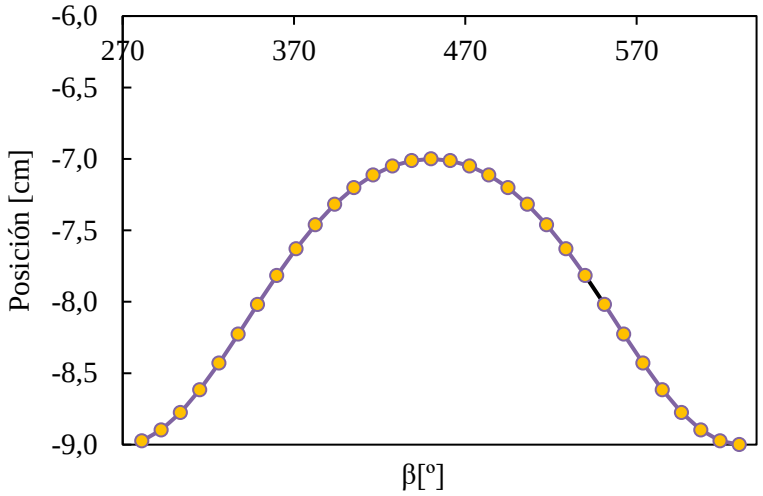


Figura 4-10 Posición pistón en función del ángulo *β*. Elaboración propia.

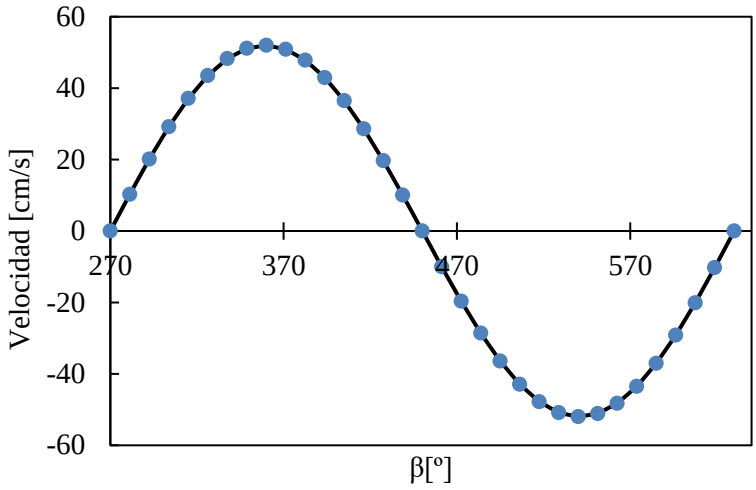


Figura 4-11 Velocidad pistón en función del ángulo *β*. Elaboración propia.

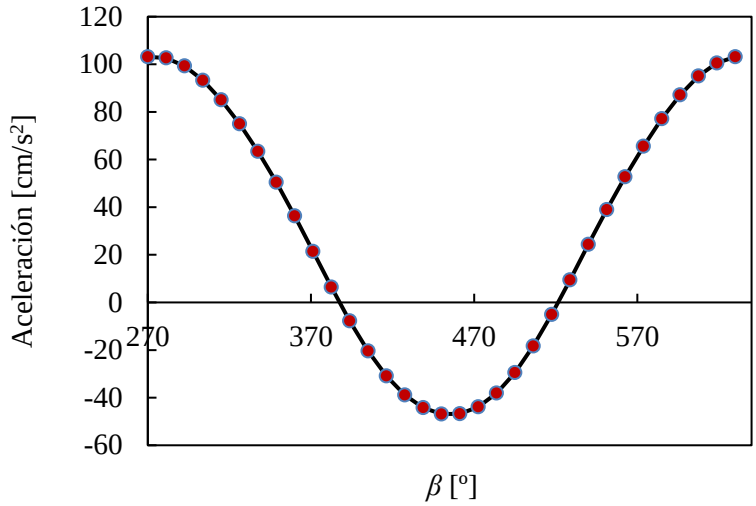


Figura 4-12 Aceleración pistón en función del ángulo *β*. Elaboración propia.

En cuanto al movimiento de la manivela en la Figura 4-13 podemos observar cómo esta describe el movimiento circular de radio igual a su longitud. Se representa la posición de la manivela respecto a ambos ejes. En la Figura 4-14 podemos ver la posición de la posición de la manivela en el eje x respecto al tiempo. Puesto que la manivela y el yugo escocés se mueven de forma solidaria sus velocidades respecto al eje x son las mismas y se representan en la Figura 4-15. La aceleración se muestra en la Figura 4-16. La relación entre estos parámetros es correcta. Cuando el desplazador alcanza su extremo la velocidad se anula y la aceleración es máxima.

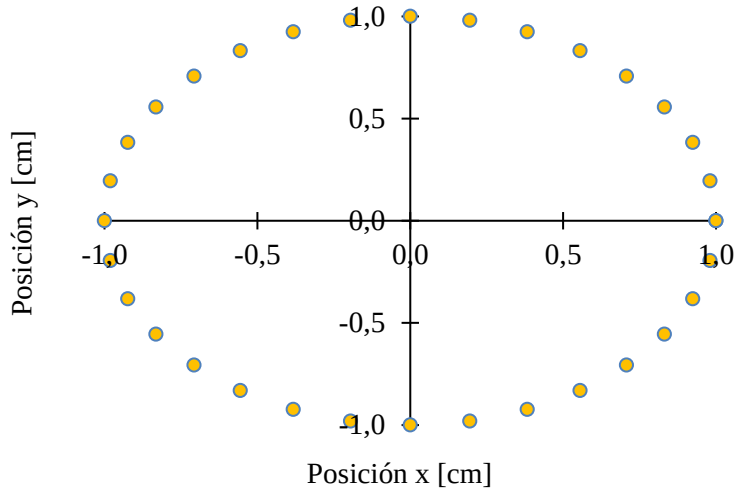


Figura 4-13 Posición del centro de masas de la manivela. Elaboración propia.

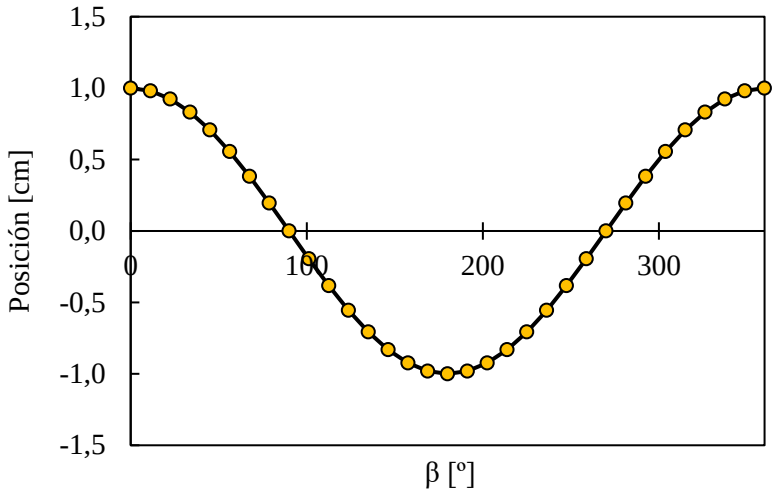


Figura 4-14 Posición desplazador en función ángulo *β*. Elaboración propia.

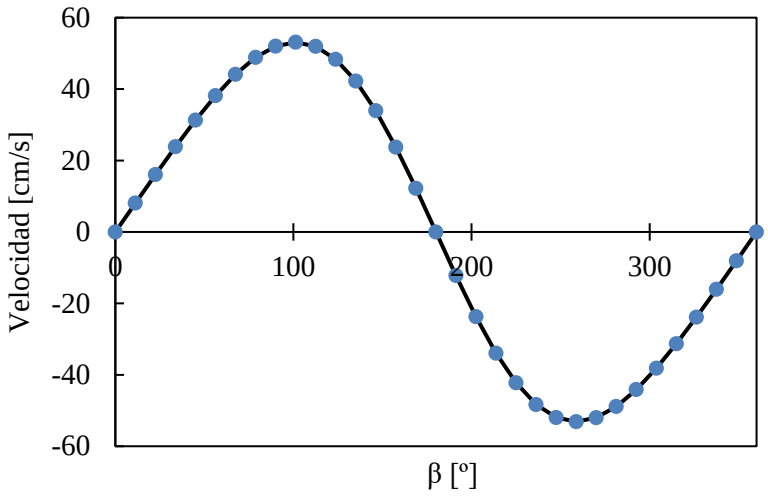


Figura 4-15 Velocidad desplazador en función del ángulo *β*. Elaboración propia.

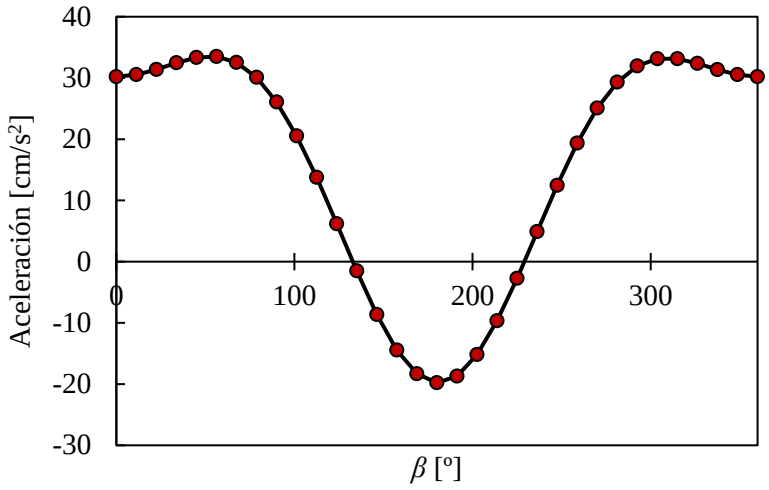


Figura 4-16 Aceleración desplazador en función del ángulo *β*. Elaboración propia.

4.4 Análisis dinámico

Una vez validados los parámetros cinemáticos del mecanismo podemos verificar la efectividad de las ecuaciones dinámicas del mecanismo. El par motriz en la ecuación (4-7) será mayor en la medida que aumente el valor de *a*. Este factor será importante a la hora de diseñar un motor Stirling tipo Alpha. El par de torsión genera efectos indeseados en la bancada del motor, es decir, vibraciones. Estos efectos indeseados se pueden contrarrestar mediante la fuerza centrífuga generada por una masa descentrada del eje de giro, es decir, un volante de inercia. En el mecanismo analizado hemos podido observar que la geometría particular de la manivela favorece la diminución del momento generado en el eje de giro actuando como un volante de inercia.

$$\boldsymbol{T_M = a \times F_{32}} \tag{4-7}$$

$$\boldsymbol{T_G = d \times F_R} \tag{4-8}$$

$$I_{eq}(\beta) = I_M + m_{Pp}a^2(\cos\beta - \sin\beta\tan\theta_2)^2 + m_{Pd}a^2(\sin\beta - \cos\beta\tan\theta_4)^2 \tag{4-9}$$

Finalmente, al despejar la ecuación (3-110) en la que se relaciona la energía cinética del sistema y el momento de inercia generado a una velocidad angular ω obtenemos la inercia total del mecanismo en la ecuación (4-9). En esta ecuación la variable dependiente es β. Los ángulos θ_2 y θ_4 están en función de β y quedaron definidos en las ecuaciones (3-14) y (3-41) en el análisis de posición del mecanismo. Queda por lo tanto definido el modelo dinámico reducido del mecanismo mostrado esquemáticamente en la Figura 4-17.

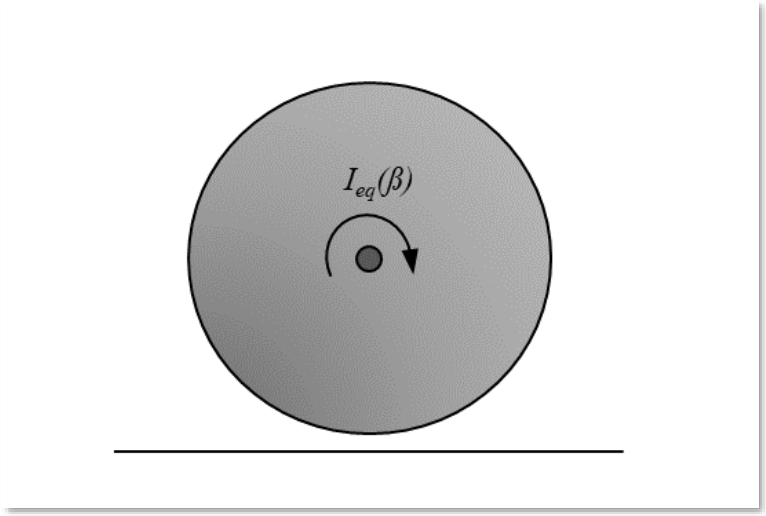


Figura 4-17 Modelo dinámico reducido. Elaboración propia.

4.5 Modelado en Inventor

Se han medido de forma exhaustiva las piezas del modelo en pequeña escala de motor Stirling tipo Alpha. Para ello se desmontó el motor de la marca PHYWE en el laboratorio y se fueron midiendo las piezas una a una manualmente empleando un calibre. Las principales dimensiones de cada pieza se muestran en los planos contenidos en el Anexo IV.

Esto ha dado lugar a unos de los resultados más importantes, la obtención del modelo del motor Stirling en el entorno de simulación como se muestra en la Figura 4-18. Para ello se modeló y ensambló el conjunto guardando las relaciones equivalentes de cada componente del mecanismo. Esto se pudo comprobar en Inventor mediante la herramienta del estado del mecanismo comentada en la Figura 3-25 donde el resultado es un mecanismo de un grado de libertad tal y como se comporta el mecanismo del motor Stirling tipo Alpha.

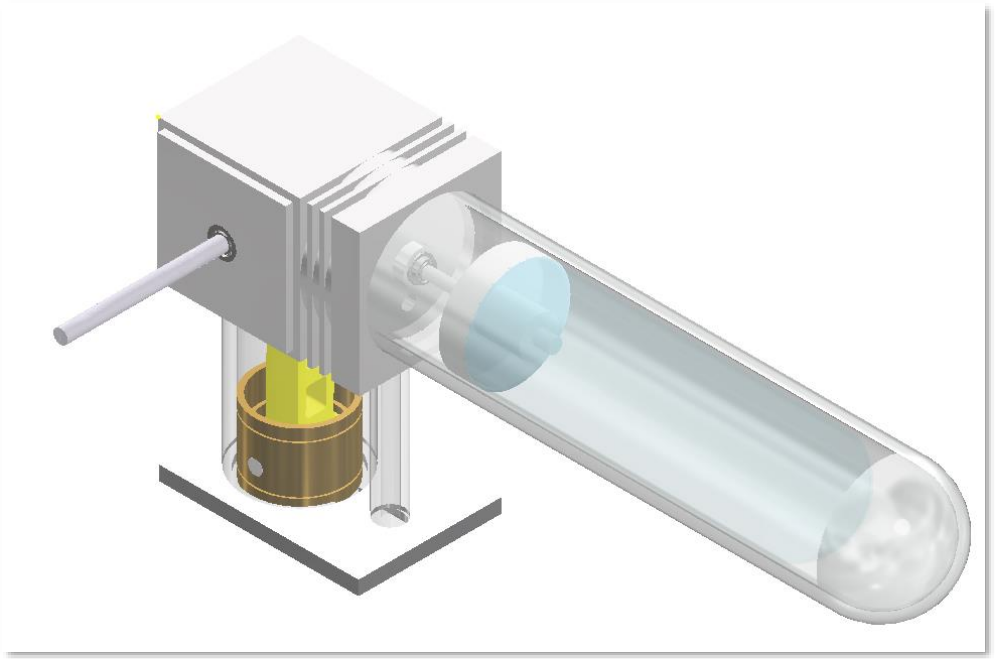


Figura 4-18 Ensamblaje motor Stirling tipo Alpha en Inventor. Elaboración propia.

El modelo nos permite validar las ecuaciones que intervienen en la inercia equivalente, y el torque debido a la presión del gas, mediante la simulación dinámica. Como se explicó en el desarrollo, al introducir el valor de la función de la aceleración del pistón en la relación de movimiento de este el software nos proporciona las funciones de salida de la posición, velocidad y aceleración de los demás componentes.

Las gráficas correspondientes a la Figura 4-19 y la Figura 4-20 hacen referencia al pistón de potencia y las correspondientes a la Figura 4-21 y la Figura 4-22 al desplazador. Todas las gráficas empiezan en el valor angular cero en donde el pistón se encuentra en el PMI. Este valor en el modelo matemático es 270º, puesto que es el ángulo de β en el cual el pistón de potencia se encuentra en PMI. Por esta misma razón la función del desplazador se encuentra desplazada 90º.

Estas funciones tienen el mismo comportamiento que las obtenidas en el modelo matemático. No obstante, si se comparan los valores de máximos y mínimos de desplazamiento no son los mismos. Esto se debe a que el modelo matemático y el de inventor no utilizan los mismos sistemas de referencia. Sin embargo, el valor de amplitud en el desplazamiento del pistón y del desplazador es el mismo que en el modelo matemático, es decir, en ambos modelos las funciones realizan el mismo recorrido.

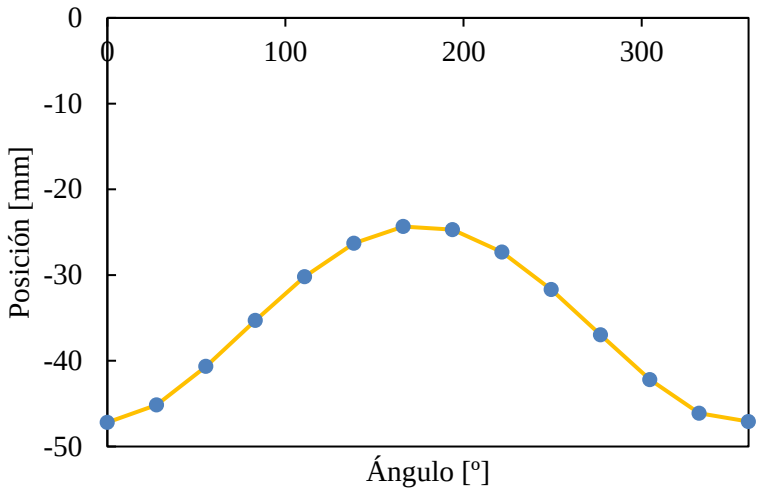


Figura 4-19 Posición pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia.

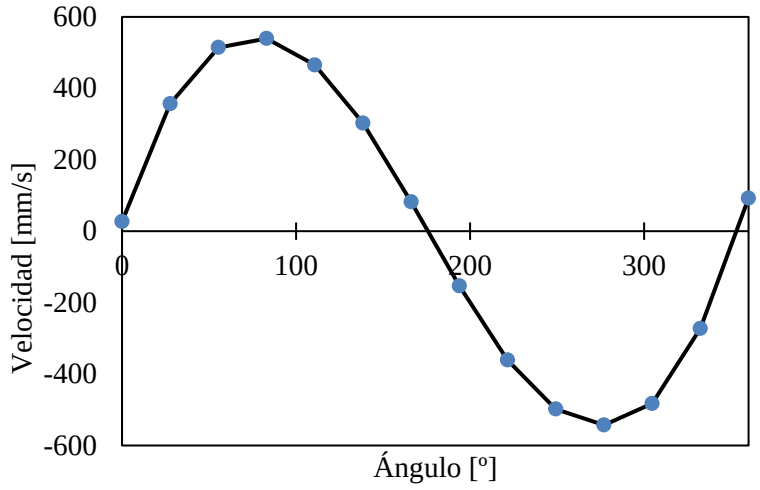


Figura 4-20 Velocidad pistón en función ángulo manivela. Elaboración propia.

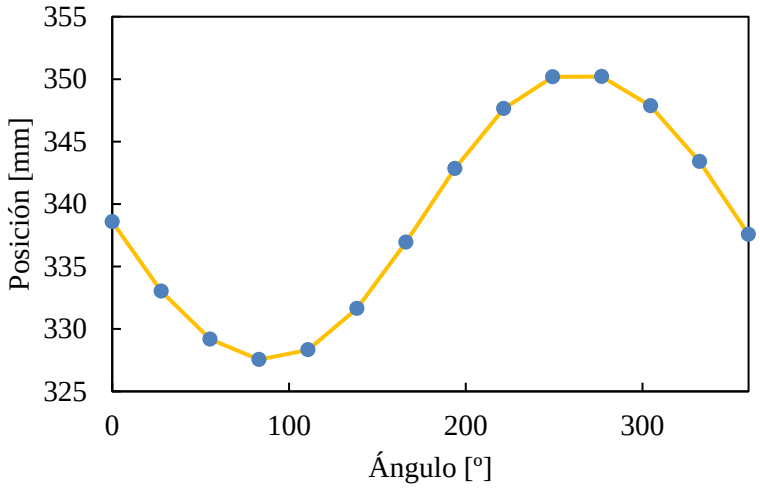


Figura 4-21 Posición desplazador en función ángulo manivela. Elaboración propia.

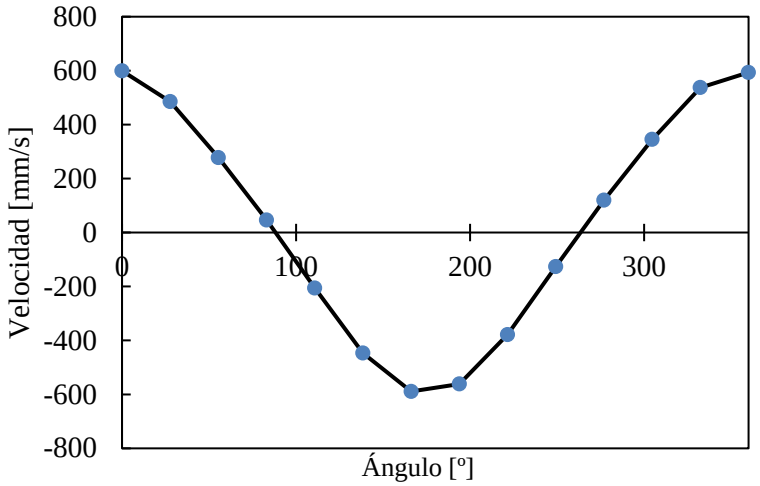


Figura 4-22 Velocidad desplazador en función ángulo manivela. Elaboración propia.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Descripción del apartado

Como conclusión del trabajo realizado se expondrá el grado de satisfacción sobre los objetivos planteados en el apartado 1.2 y posteriormente se plantearán posibles líneas futuras para la continuación de la investigación académica sobre los motores Stirling y también su involucración en el ámbito específico de la Armada.

5.2 Grado satisfacción respecto a los objetivos iniciales

Al comienzo del trabajo se planteaba alcanzar unos objetivos que nos permitiesen profundizar en el funcionamiento del motor Stirling. Estos se agrupaban en generales y específicos. Su cumplimiento nos ha permitido alcanzar el nivel de conocimiento sobre el motor Stirling que estos establecían y por lo tanto aportar las siguientes conclusiones.

5.2.1 Análisis termodinámico

Se han alcanzado satisfactoriamente los objetivos marcados al inicio del trabajo. A continuación, en la Tabla 4, se muestra cada uno de ellos con se correspondiente resultado.

Objetivos generales	
Rendimiento mecánico	$\eta_m = 28\%$
Objetivos específicos	
Diagrama PV	Diagrama del ciclo real para diferentes valores de carga (Figura 4-4).
Potencia calorífica quemador	$P_h = 62$ W
Eficiencia térmica	$\eta_T = 1\%$

Tabla 4 Objetivos alcanzados del análisis termodinámico. Elaboración propia.

El objetivo principal de esta parte del análisis es la obtención del rendimiento mecánico del motor. Nos da un valor del 28% el cual es un valor cercano a los motores de ciclo Otto y Diesel. En la obtención del rendimiento hemos sido capaces de evaluar de forma experimental los parámetros fundamentales del modelo físico real. Hemos podido evaluar las ventajas e inconvenientes del motor Stirling. En el cálculo del rendimiento térmico, veíamos que el resultado es muy bajo. Esto se debe a que la fuente de calor consiste en una llama en pleno contacto con el medio ambiente, lo que provoca que la mayoría del calor aportado por la fuente no influya en el trabajo total ejercido por el motor. Sin embargo, si se optimiza el

sistema de aportación de energía mediante un aportador de calor más eficiente el rendimiento total del motor aumentaría bastante. También se podría mejorar mediante la optimización del regenerador. Esto favorecería el intercambio de calor y por tanto aumentaría el rendimiento del sistema. Por otro lado, la experimentación nos permitió obtener el diagrama presión frente al volumen del motor del que se obtuvieron las curvas de trabajo, de fuerza y a de aceleración que más adelante sirvieron para el análisis dinámico.

5.2.2 Análisis cinemático

Se han alcanzado satisfactoriamente los objetivos específicos referidos a esta parte del análisis como se muestra en la Tabla 5. Se ha definido correctamente el diagrama cinemático del mecanismo. Se han obtenido las ecuaciones de posición velocidad y aceleración de los componentes móviles del mecanismo utilizando el método del enlace vectorial y el movimiento relativo.

Ecuaciones de posición	
Manivela (*M*)	$\boldsymbol{R}_M = \vec{R}_3 = a\,(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta)$
Pistón de potencia (P_p)	$\boldsymbol{d} = a\sin\beta + b\sin\theta_2$
Pistón desplazador (P_d)	$\boldsymbol{l} = k\cos\theta_4 - a\cos\beta$
Biela (*B*)	$\boldsymbol{R}_B = \vec{R}_4 = ce^{j\theta_3}$
Ecuaciones de velocidad	
Manivela (*M*)	$\boldsymbol{V}_M = a\omega_1(-\sin\beta + \boldsymbol{j}\cos\beta)$
Pistón de potencia (P_p)	$\boldsymbol{V}_{Pp} = a\omega_1(\cos\beta - \sin\beta\tan\theta_2)$
Pistón desplazador (P_d)	$\boldsymbol{V}_{Pd} = a\omega_1(\sin\beta - \cos\beta\tan\theta_4)$
Biela (*B*)	$\boldsymbol{V}_B = d\cos\theta_3 - f\sin\theta_2\cos\theta_3$
Ecuaciones de aceleración	
Manivela (*M*)	$\boldsymbol{A}_M^t = -a\omega_1^2(\cos\beta + \boldsymbol{j}\sin\beta)$
Pistón de potencia (P_p)	$\boldsymbol{A}_{Pp}^t = a\alpha_1\cos\beta - a{\omega_1}^2\sin\beta + b\alpha_2\cos\theta_2 - b{\omega_2}^2\sin\theta_2$
Pistón desplazador (P_d)	$\boldsymbol{A}_{Pd}^t = a\alpha_1\sin\beta + a\omega_1^2\cos\beta + k\,\alpha_4\sin\theta_4 + k{\omega_4}^2\cos\theta_4$
Biela (*B*)	$\boldsymbol{A}_B^t = -d\sin\theta_3 + f\sin\theta_3\sin\theta_2$

Tabla 5 Objetivos alcanzados del análisis cinemático. Elaboración propia.

El diagrama cinemático del mecanismo se obtuvo al principio del desarrollo del análisis cinemático. Éste consiste en el conjunto del mecanismo de cuatro barras manivela-corredera y el mecanismo del yugo escocés. El resultado es el mecanismo de un grado de libertad que nos ha permitido desarrollar las ecuaciones cinemáticas únicamente respecto al ángulo *β*.

5.2.3 Análisis dinámico

Se han alcanzado los objetivos generales y específicos de este apartado del análisis. Para ello se utilizaron las ecuaciones del análisis cinemático junto con las ecuaciones de energía. Los resultados se muestran en la Tabla 6.

Objetivos generales	
Inercia equivalente ($I_{eq}(\beta)$)	$I_{eq}(\beta) = I_M + m_{Pp}a^2(\cos\beta - \sin\beta\tan\theta_2)^2 + m_{Pd}a^2(\sin\beta - \cos\beta\tan\theta_4)^2$
Par motriz (T_M)	$\boldsymbol{T_M = a \times F_{32}}$
Par torsión (T_G)	$\boldsymbol{T_G = d \times F_R}$
Objetivos específicos	
Energía cinética (E_{Ctotal})	$E_{c_{total}} = \frac{1}{2}I_M\omega^2 + \frac{1}{2}m_{Pp}{V_{Pp}}^2 + \frac{1}{2}m_{Pd}{V_{Pd}}^2$

Tabla 6 Objetivos alcanzados del análisis dinámico. Elaboración propia.

El desarrollo del modelo dinámico reducido nos ha permitido profundizar en el mecanismo que emplea el motor Stirling tipo Alpha. Mediante la ecuación final de la inercia equivalente podemos evaluar la dinámica del motor mediante la variación de la geometría de sus componentes, los cuales, como hemos visto tienen una gran implicación en el funcionamiento del sistema. Esta herramienta es de especial utilidad para el diseño de motores Stirling tipo Alpha, puesto que nos permite predecir de forma analítica el comportamiento del motor, para unas determinadas dimensiones requeridas. Como norma general, se intentará reducir la inercia equivalente del mecanismo, ya que un gran momento de inercia requerirá un par de torsión motriz grande y por tanto un motor más grande y potente, para obtener la misma aceleración. También se ha modelado matemáticamente la ecuación del par motriz y el par de torsión en el eje de giro del motor.

5.2.4 Modelado en Inventor

Se ha conseguido realizar la simulación dinámica del motor PHYWE obteniendo por tanto un modelo de software de gran utilidad para futuras investigaciones y ha servido para validar las ecuaciones cinemáticas del modelo dinámico reducido. Estos objetivos alcanzados se muestran en la Tabla 7.

Objetivos generales	
Simulación dinámica	Se ha realizado la simulación dinámica del modelo utilizando como parámetro de entrada la curva de aceleración correspondiente al diagrama PV del análisis termodinámico.
Objetivos específicos	
Caracterización de dimensiones y modelado	Se han modelado las piezas siguiendo de forma precisa el motor PHYWE. Los planos de las piezas se detallan en el Anexo IV.

Tabla 7 Objetivos alcanzados de la simulación en CAD. Elaboración propia.

La simulación en Inventor nos ha permitido principalmente evaluar las ecuaciones de posición y velocidad de los componentes involucrados en el modelo dinámico reducido. El ensamblaje y la simulación dinámica del modelo en Inventor tiene además una mayor proyección para líneas futuras en el ámbito académico. Además, este modelo dinámico facilita el equilibrado del mecanismo.

5.3 Líneas futuras

5.3.1 Líneas académicas

Especialmente aprovechando el ensamble realizado del motor para la simulación dinámica se podría continuar la investigación sobre la dinámica del motor Stirling tipo Alpha mediante las simulaciones en software. Por ejemplo, un análisis de fluidodinámica computacional (CFD) del motor para estudiar el comportamiento del fluido de trabajo. También el modelo sirve para diseñar un motor Stirling tipo Alpha con dimensiones distintas y cambios integrados en vista a su optimización partiendo de modelos teóricos en los que no es posible ver el efecto que tienen en la geometría del motor.

Desde el punto de vista termodinámico, otra línea de investigación es la comparación del rendimiento del motor mediante el diseño de una fuente de calor optimizada y el empleo de diferentes tipos de combustible. Esto da lugar a la implicación de las fuentes de energía renovables como el diésel renovable, el hidrógeno o los pellets.

5.3.2 Líneas industriales en el ámbito de la Armada

El análisis realizado nos ha permitido evaluar las ventajas del motor Stirling. Entre ellas, su funcionamiento silencioso debido a la ausencia de explosiones y su bajo consumo. Es por ello que el desarrollo de motores Stirling para unidades de la Armada podría significar una mejora de sus prestaciones. El motor Stirling se podría emplear como motor de propulsión en navegaciones largas donde el régimen de revoluciones es constante o como motor generador proporcionando energía eléctrica a un conjunto de equipos del barco. El hecho de utilizar este tipo de motores daría lugar también al mencionado uso de fuentes de energía renovables fomentando el desarrollo sostenible de la Armada.

El desarrollo de un motor Stirling integrado en el sistema AIP de los submarinos, sería también un proyecto interesante, con la idea de aprovechar su carácter silencioso. Este factor es importante dado que en el arma submarina la discreción es un componente fundamental a la hora de diseñar los sistemas de propulsión de la plataforma.

6 BIBLIOGRAFÍA

[1] H. Yousefzadeh, A.R. Tavakolpour-Saleh, «A novel unified dynamic-thermodynamic method for estimating damping and predicting performance of kinematic Stirling engines», *Dep. Mech. Aerosp. Eng. Shiraz Univ. Technol. Shiraz Iran*, 2021.

[2] «Stirling engine transparent | PHYWE». Accedido: 29 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.phywe.com/physics/thermodynamics/conversion-of-heat-entropy/stirling-engine-transparent_764_1695/

[3] A. Carroggio Cabestany, «Modelización gráfica y simulación de un motor Stirling», *Esc. Tècnica Super. D''Enginyeria Ind. Barc.*, 2015.

[4] E. Öztürk, «Optimization of a novel drive mechanism approaching the ideal cycle for beta type Stirling engines», *Eng. Sci. Technol. J.*, vol. 47, 2023.

[5] L. Villajos Argelina, «Estado del arte de microrredes basadas en energías renovables y motores Stirling», *Dpto Ing. Energética Esc. Téc. Super. Ing. Univ. Sevilla*, 2022.

[6] W. D. Ernst, «Automotive Stirling engine development project», U.S. Department of Conservation and Renewable Energy Office of Vehicle and Engine R&D, 1997.

[7] D. Haywood, «Investigation of Stirling-type heat-pump and refrigerator systems using air as the refrigerant.», *Publ. Univ. Canterb. Dep. Mech. Eng.*, 2004.

[8] S.-Y. Kim, W.-S. Chung, D.-K. Shin, y K.-S. Cho, «The application of Stirling cooler to refrigeration», *Proc. Thirty-Second Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.*, vol. 2, pp. 1023-1026, 1997.

[9] «ULT Technology That Advances Both Energy-Efficiency and System Reliability», Biolife Solutions. Accedido: 5 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.biolifesolutions.com/blog/ult-storage/ult-technology-that-advances-both-energy-efficiency-and-system-reliability/

[10] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Elsevier, 2023.

[11] «Plataforma Solar de Almería». Accedido: 7 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.psa.es/es/index.php

[12] «Centro de investigaciones energéticas medioambientales y tecnológicas». Accedido: 7 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.ciencia.gob.es/Organismos-y-Centros/OPI/Centro-de-investigaciones-energeticas-medioambientables-y-tecnologicas.html

[13] Y. Kadri y H. Hadj Abdallah, «Performance evaluation of a stand-alone solar dish Stirling system for power generation suitable for off-grid rural electrification», *Energy Convers. Manag.*, vol. 129, pp. 140-156, 2016.

[14] «Plataforma Solar de Almería - Dish Stirling Systems». Accedido: 10 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.psa.es/en/facilities/dishes/distal2.php

[15] J. Navarro, «Lo que el sistema AIP permitirá a los submarinos S-80 - Noticias Defensa Programa submarino S-80», Defensa.com. Accedido: 12 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.defensa.com/programa-submarino-s-80/sistema-aip-permitira-submarinos-s-80

[16] F. Gamboa García, «Estudio de los sistemas de propulsión AIP y sus líneas de desarrollo. Análisis y propuestas para su aplicación en la Armada», *Cent. Univ. Def. Marín*, 2019.

[17] V. R. A. Zamora, «Diseño y construcción de un motor Stirling para la generación de energía eléctrica», *Universidad Nacional de Ingeniería*, 2006.

[18] J. Treviño, «Los submarinos del s. XXI - Noticias Defensa Reportajes del fondo documental de la Revista Defensa», Defensa.com. Accedido: 3 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.defensa.com/fondo-documental/los-submarinos-del-s-xxi

[19] J. I. Pacual Toledano, «Simulación de un motor Stirling mediante modelos de primer orden», *Esc. Politécnica Super. Univ. Carlos III*, 2013.

[20] M. W. Younis, *Up and Running with Autodesk Inventor Professional 2012*, Autodesk. CreateSpace, 2011.

[21] J. J. González-Bayón, D. Quintero-Cabrera, y R. Borrajo-Pérez, «Análisis de irreversibilidades en el comportamiento de un motor Stirling», *Ing. Mecánica*, vol. 14, n.º 2, pp. 99-106, 2011.

[22] M. H. Ahmadi, M.-A. Ahmadi, y F. Pourfayaz, «Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 68, pp. 168-184, feb. 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.09.033.

[23] S. Toghyani, A. Kasaeian, y M. H. Ahmadi, «Multi-objective optimization of Stirling engine using non-ideal adiabatic method», *Energy Convers. Manag.*, vol. 80, pp. 54-62, abr. 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.01.022.

[24] H. Hosseinzade y H. Sayyaadi, «CAFS: The Combined Adiabatic–Finite Speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines», *Energy Convers. Manag.*, vol. 91, pp. 32-53, feb. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.11.049.

[25] H. Hosseinzade, H. Sayyaadi, y M. Babaelahi, «A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics», *Energy Convers. Manag.*, vol. 90, pp. 395-408, ene. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.11.043.

[26] S. H. Zare y A. R. Tavakolpour-Saleh, «Frequency-based design of a free piston Stirling engine using genetic algorithm», *Energy*, vol. 109, pp. 466-480, 2016.

[27] A. R. Tavakolpour-Saleh, S. H. Zare, y H. Bahreman, «A novel active free piston Stirling engine: Modeling, development, and experiment», *Appl. Energy*, vol. 199, pp. 400-415, 2017.

[28] C.-H. Cheng y Y.-J. Yu, «Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models», *Renew. Energy*, vol. 36, n.º 2, pp. 714-725, 2011.

[29] M. Altin, M. Okur, D. Ipci, S. Halis, y H. Karabulut, «Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine with Scotch Yoke mechanism», *Energy*, vol. 148, pp. 855-865, abr. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.01.183.

[30] H. Karabulut, M. Okur, y C. Cinar, «Mechanical Configuration and Thermodynamic Analysis of an Alpha-Type Stirling Engine with Crank-Shifted Driving Mechanism», *Iran. J. Sci. Technol. Trans. Mech. Eng.*, vol. 46, n.º 2, pp. 431-448, jun. 2022, doi: 10.1007/s40997-021-00436-2.

[31] R. L. Norton, *Diseño de maquinaria*, 6ª Edicion. Uned, 2016.

[32] D. González Calleja, *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. Ediciones Paraninfo, SA, 2015.

ANEXO I: NOMENCLATURA

W_m	Trabajo mecánico	Ec_{Pp}	Energía cinética pistón potencia
P_m	Potencia mecánica	Ec_{Pd}	Energía cinética pistón desplazador
P_h	Potencia calorífica	Ec_M	Energía cinética manivela
E_c	Energía cinética	I_{rec}	Inercia rectángulo
P_p	Pistón potencia	I_{semi}	Inercia semicircunferencia
P_d	Pistón desplazador	I_{eq}	Inercia equivalente
M	Manivela	$I_{Rec/M}$	Inercia rectángulo respecto manivela
B	Biela	$I_{Semi/M}$	Inercia semicircunferencia respecto manivela
V_{Pp}	Velocidad pistón potencia	I_M	Inercia manivela
V_{Pd}	Velocidad pistón desplazador	CG_{rec}	Centro de gravedad rectángulo
T_M	Par motriz	CG_{semi}	Centro de gravedad semicircunferencia
T_G	Par de torsión del gas	GL	Grados de libertad

Tabla 8 Nomenclatura. Elaboración propia.

ANEXO II: REFLEXIONES ÉTICAS Y SOCIALES

El análisis del motor Stirling, realizado en el presente trabajo, supone un pequeño paso más en el gran avance que genera el estudio por alcanzar un empleo de la energía más eficaz, y cuidadoso con el medio ambiente. Como se ha mencionado anteriormente, una de las principales motivaciones para la realización de este trabajo reside en el interés por propulsar cada vez más el empleo de energías renovables. Desde el punto de vista de la ética, aportar en el ámbito de la mecánica y de los motores no solo persiguiendo objetivos comerciales, es algo positivo.

La sociedad, tiene la tendencia de buscar un producto que favorezca la eficiencia y el "estado de bienestar". Cumplir estos objetivos sin tener en cuenta la consecuencia que las nuevas tecnologías pueden tener en nuestro planeta, y en las generaciones futuras, puede convertirse en la vía fácil para el desarrollo de nuestra industria. Es por esta razón, que los estudios como el presente trabajo, suponen una pequeña aportación, creando un punto de vista diferente. Esta manera diferente de desarrollar nuevas tecnologías implica un esfuerzo mayor. Este esfuerzo tiene su impacto positivo en nuestra sociedad.

A pesar de que el resultado no sea inmediato, siempre tendrá una forma de mejorar el entorno tecnológico que hoy tantas repercusiones tiene. Además del plano de la conservación del medio ambiente, el desarrollo de una tecnología Stirling más eficaz puede dar lugar una forma de energía que aporte a la sociedad en muchos factores. Esto son, la producción de energía eléctrica, la propulsión de plataformas navales y el aprovechamiento de energía en entornos de alta demanda.

ANEXO III: IMPLICACIONES SOCIALES, ECONÓMICAS, AMBIENTALES

El estudio del motor Stirling realizado no tiene implicaciones directas sobre la sociedad, la economía o el medio ambiente. Sin embargo, la tecnología Stirling sí que supone una gran mejoría en estos tres aspectos. Por esta razón todas las investigaciones como el presente trabajo suponen una pequeña aportación al desarrollo de esta tecnología. A continuación, se exponen las aportaciones sociales económicas y ambientales que implica el motor Stirling.

- Implicaciones sociales:

El motor Stirling supone para la sociedad un desarrollo de tecnologías alternativas. Entre los proyectos mencionado anteriormente podemos destacar el uso de refrigeradores y la energía termosolar. Además de estos tenemos la innovación en la propulsión marítima. El motor Stirling como motor puede presentar grandes ventajas debido a su ciclo termodinámico, el combustible empleado, la ausencia de ruidos y la simplicidad de su funcionamiento. Tanto en el ámbito civil como el militar supone una tecnología interesante de implementar.

- Implicaciones económicas:

El coste total generado por un motor Stirling, puede ser menor que el de un motor de combustión interna. El hecho de emplear combustibles de bajo costo y de tener un consumo casi lineal puede implicar un ahorro en el coste total. Aunque su correcto mantenimiento tiene un gran impacto en el rendimiento, no se trata de un sistema excesivamente complejo como puede llegar a ser una turbina o un motor eléctrico.

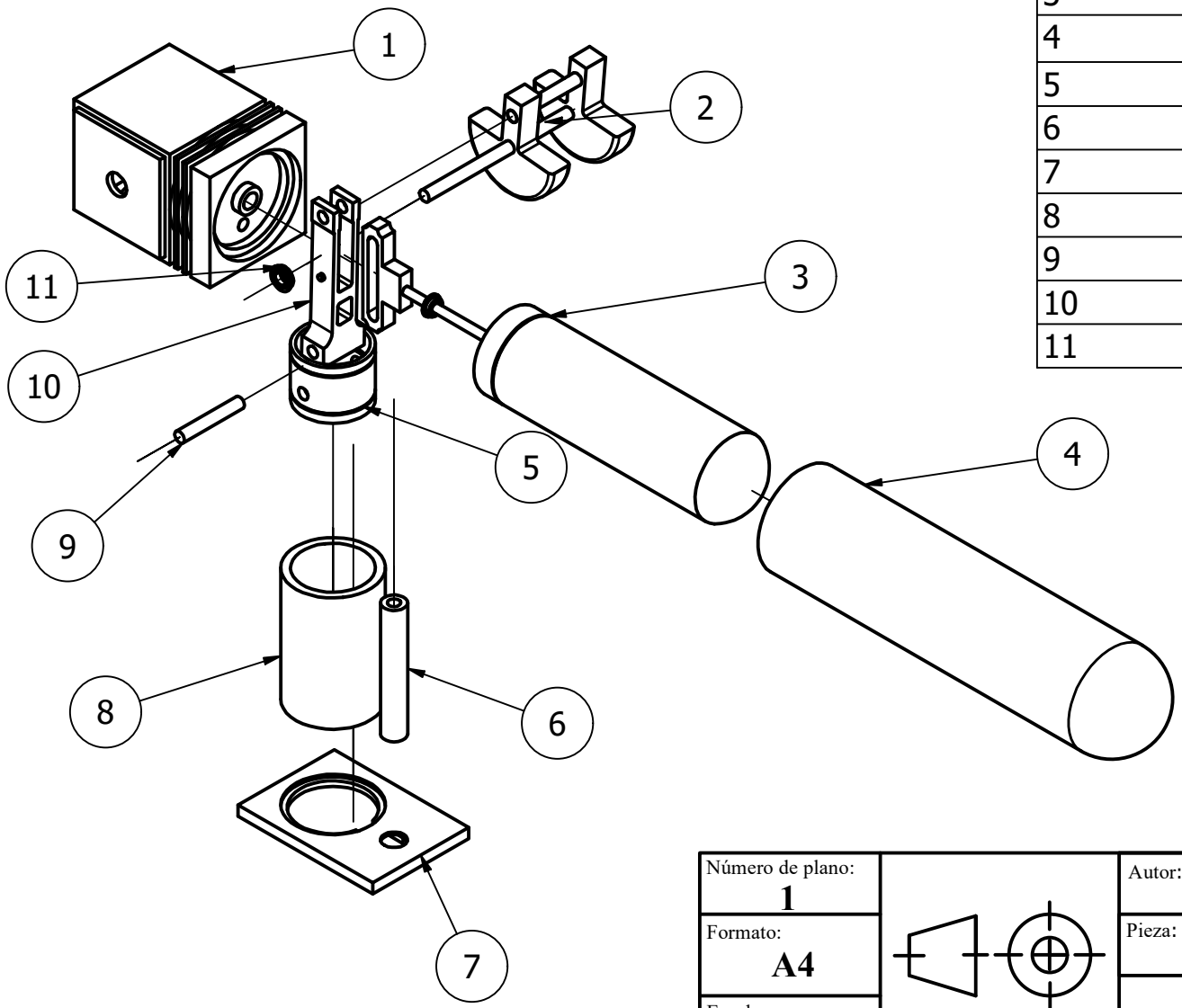
- Implicaciones ambientales:

Como se mencionaba al principio del trabajo, existen una gran variedad de proyectos que utilizan el motor Stirling para el aprovechamiento de las energías renovables. El más desarrollado es el de energía termosolar. Este aprovechamiento de la energía supone un gran avance para la producción de energía eléctrica de manera cuidadosa con el medio ambiente. Además de esta tecnología el motor Stirling tiene la ventaja de poder utilizar prácticamente cualquier fuente como medio de aporte de energía. Esto da lugar a la implicación de combustibles de bajas emisiones como la biomasa, el etanol y diésel renovable.

ANEXO IV: PLANOS

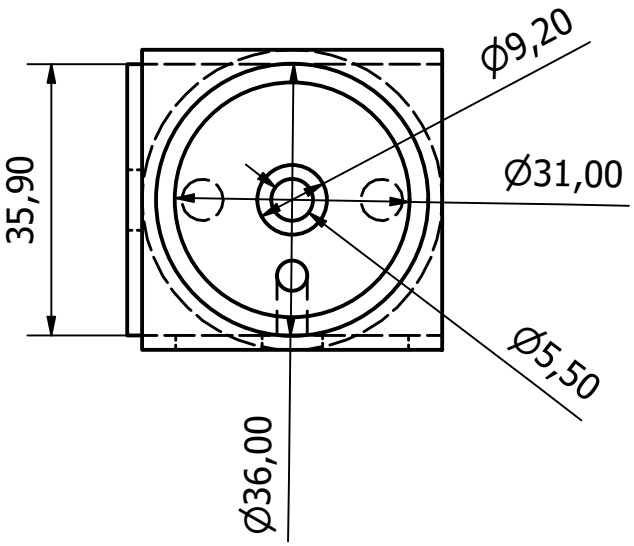
En esta sección se exponen los planos referentes a las piezas y el ensamblaje del modelado del motor Stirling tipo Alpha en Inventor. Estos se enumeran de la siguiente forma:

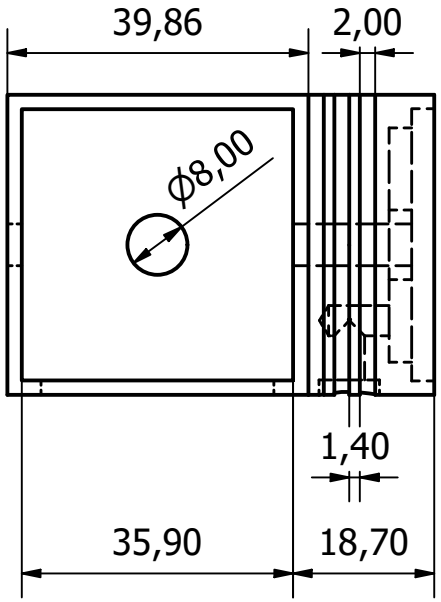
1. Conjunto motor Stirling.
2. Bancada.
3. Manivela.
4. Desplazador.
5. Cámara desplazador.
6. Pistón.
7. Regenerador.
8. Base.
9. Cilindro.
10. Biela.

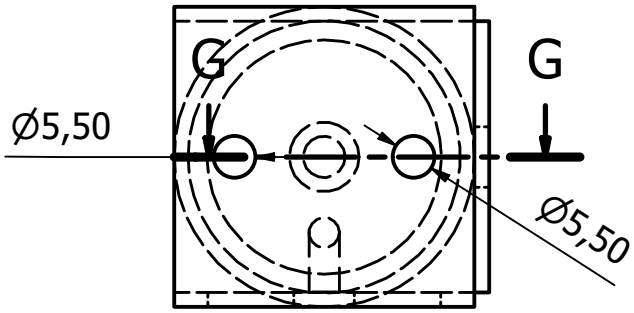


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	PIEZA
1	1	Bancada
2	1	Manivela
3	2	Desplazador
4	1	Cámara desplazador
5	1	Pistón
6	1	Regenerador
7	1	Base
8	1	Cilindro
9	1	Perno
10	1	Biela
11	2	Rodamiento FSN

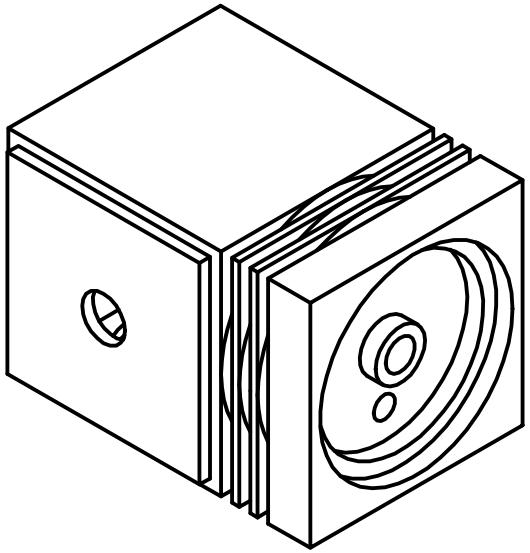
Número de plano: **1**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Conjunto motor Stirling**
Escala: **1 : 2**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	

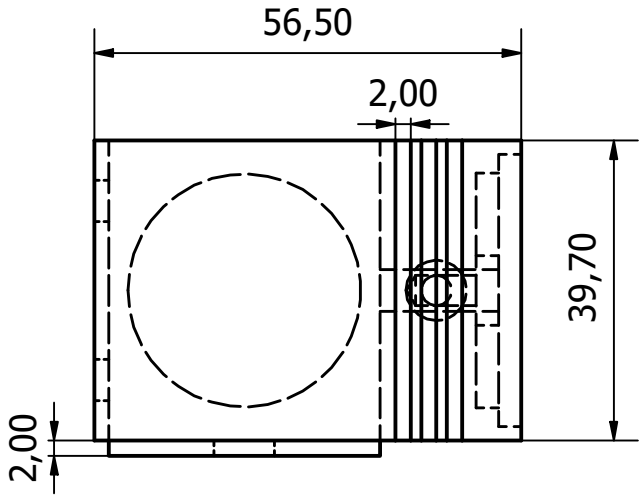


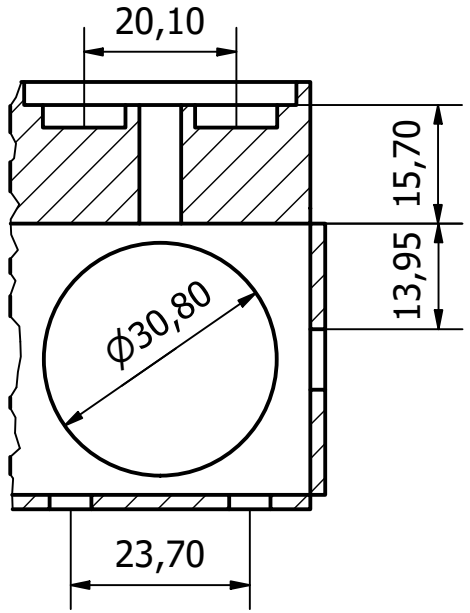




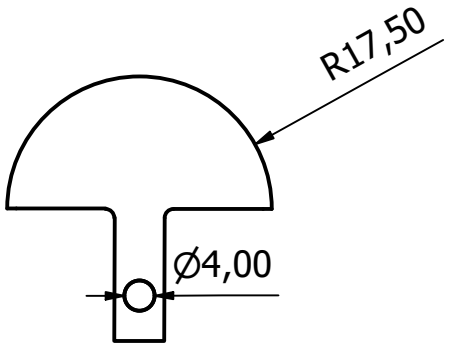
G-G (1 : 1)

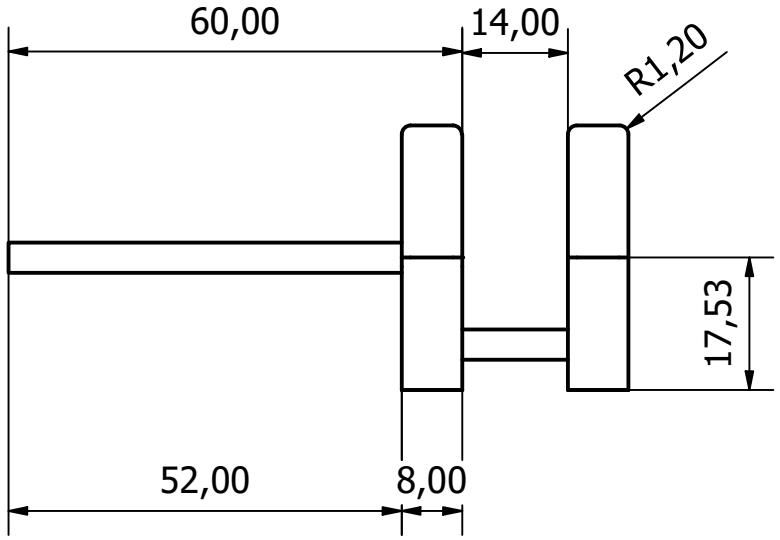


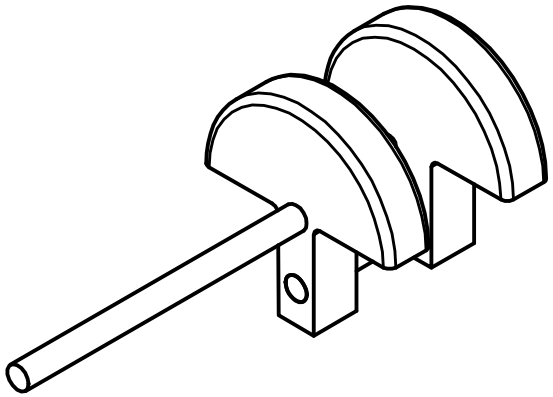




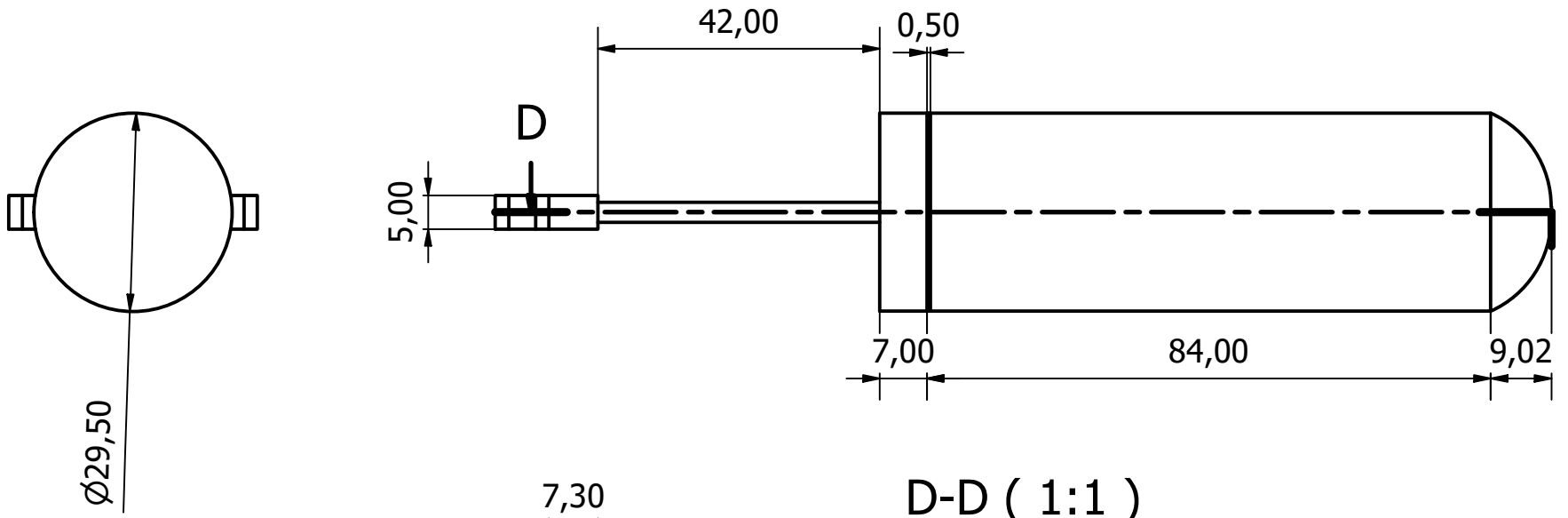
Número de plano: **2**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Bancada**
Escala: **1 : 1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	

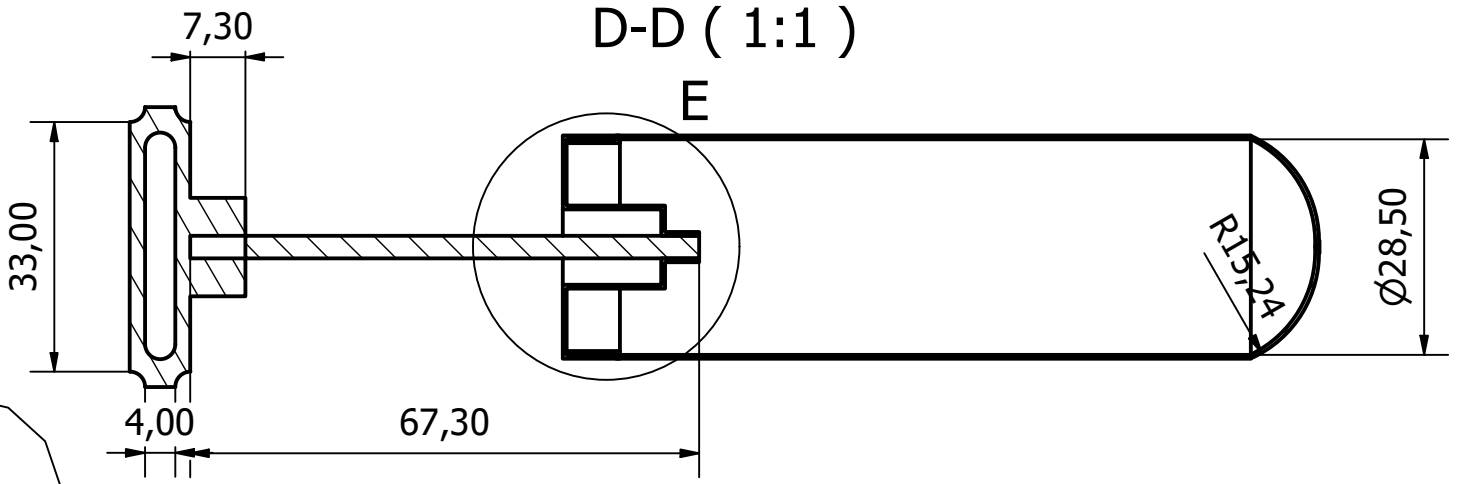


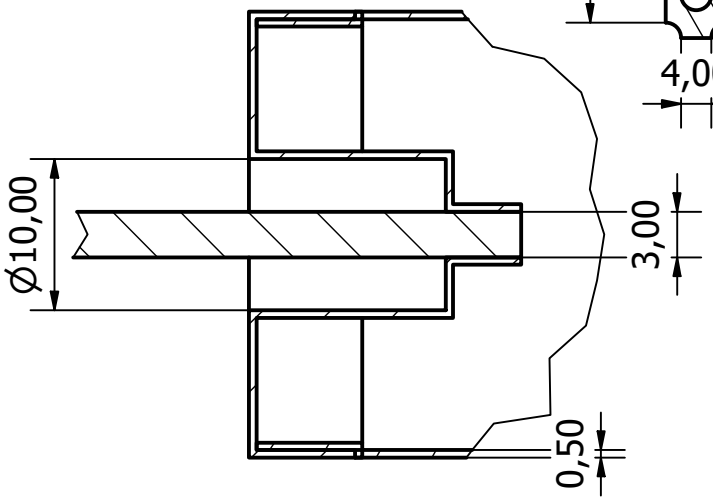




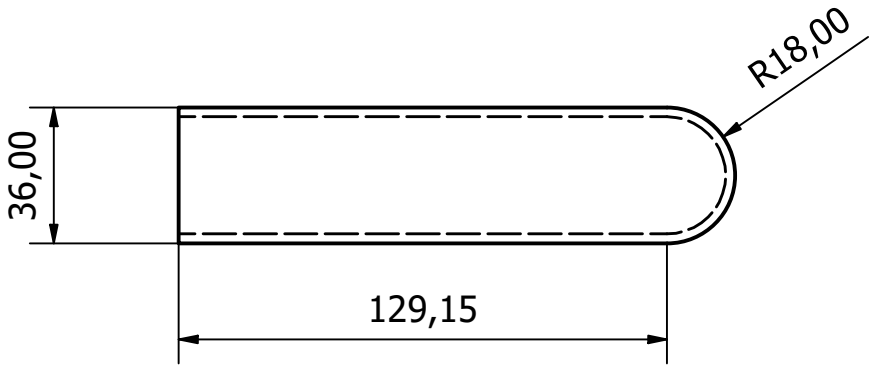
Número de plano: **3**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Manivela**
Escala: **1 : 1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	

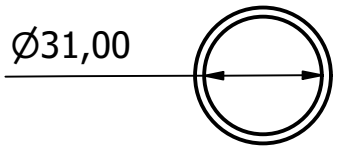


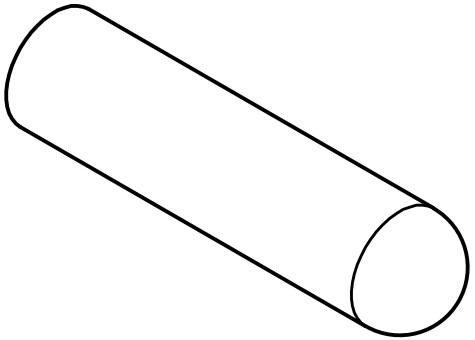




Número de plano: **4**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Desplazador**
Escala: **1:1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	

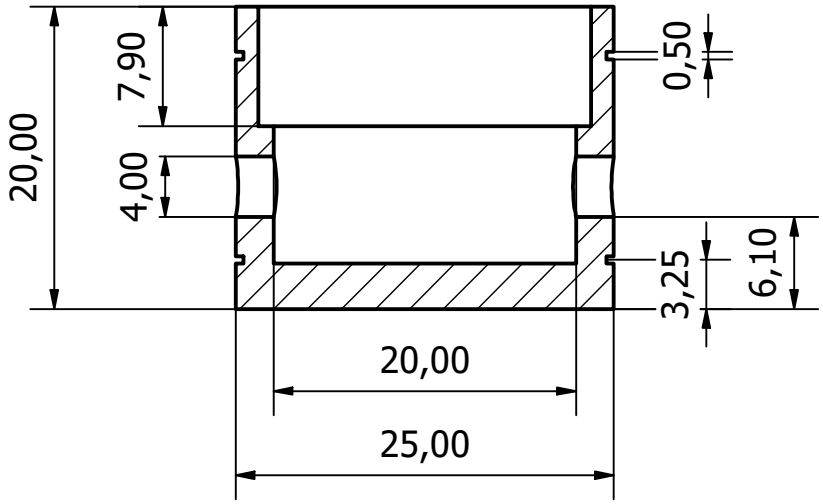


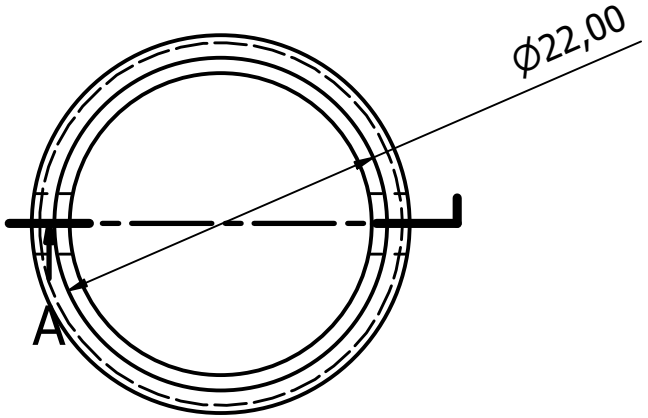


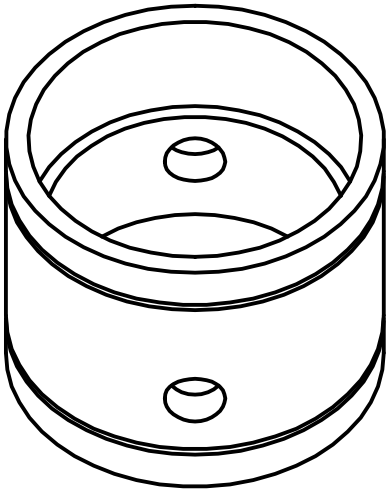


Número de plano: **5**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Cámara desplazador**
Escala: **1 : 2**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	

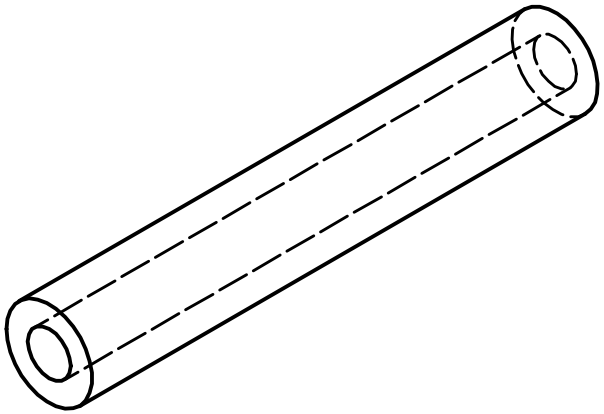
A-A (2:1)

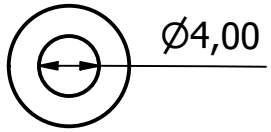


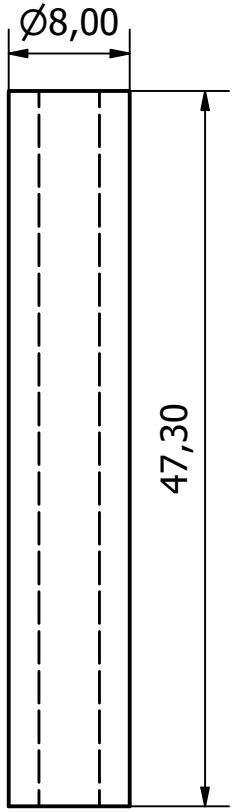




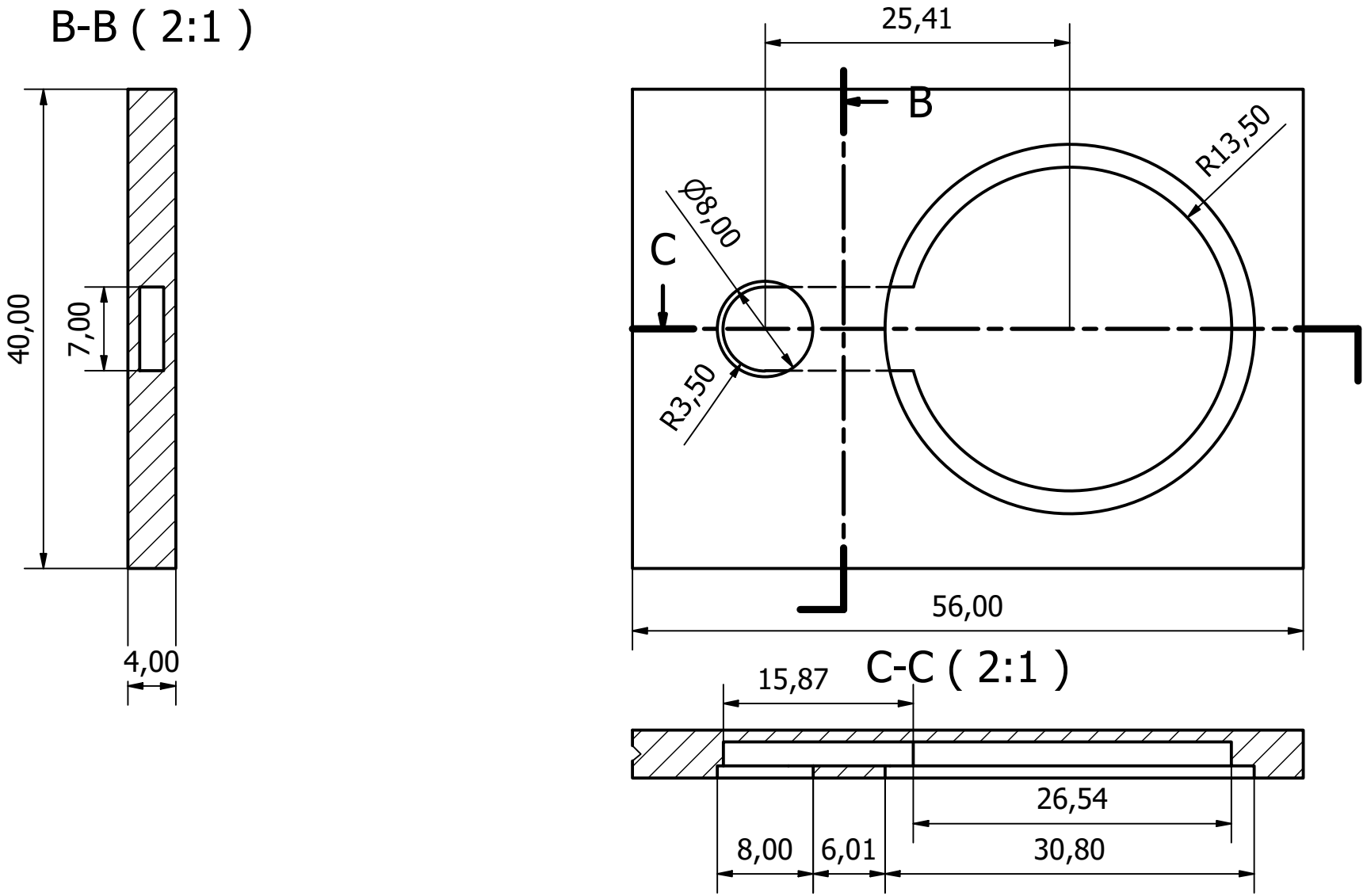
Número de plano: **6**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Pistón**
Escala: **2:1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	



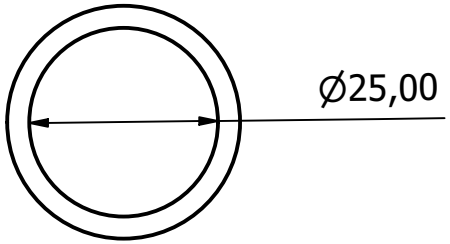


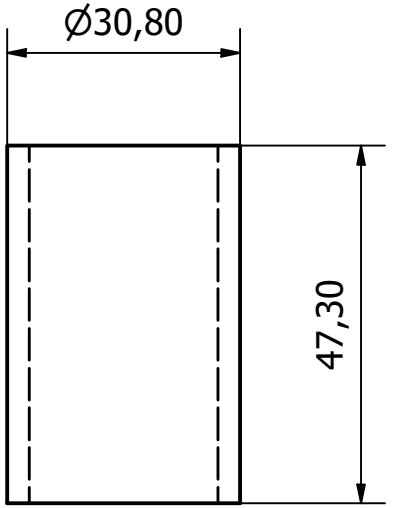


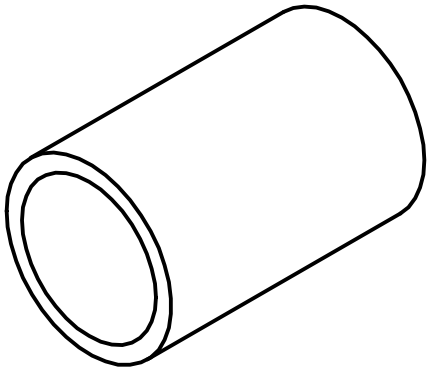
Número de plano: **7**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Regenerador**
Escala: **2:1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	



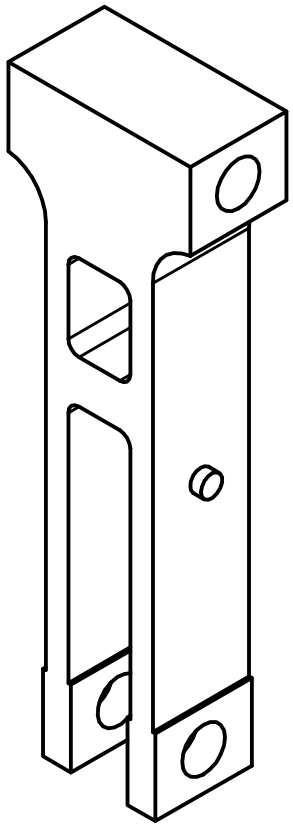
Número de plano: **8**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Base**
Escala: **2:1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	

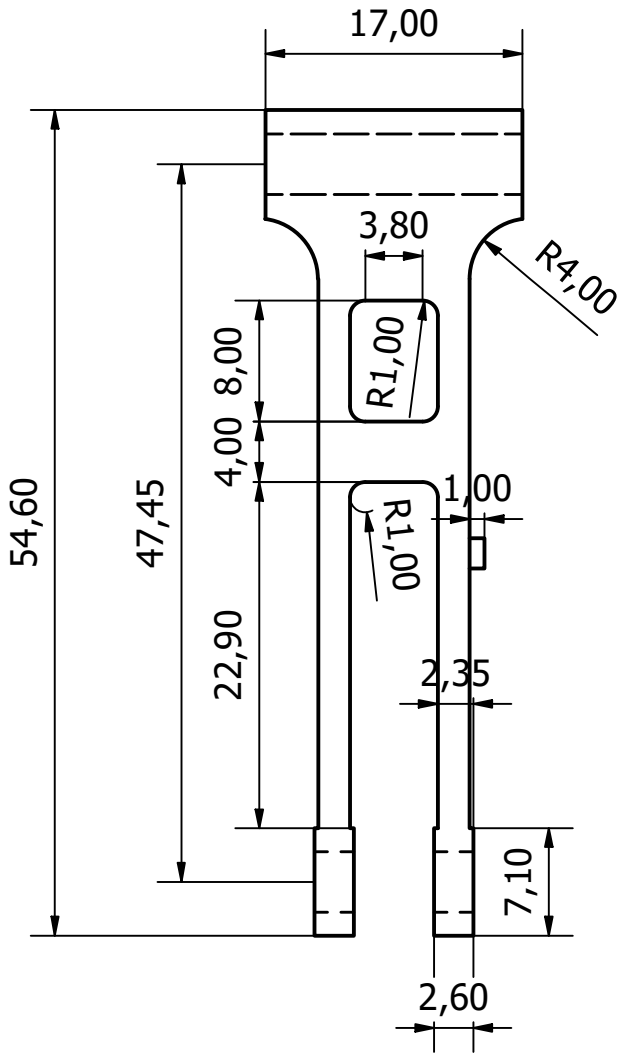


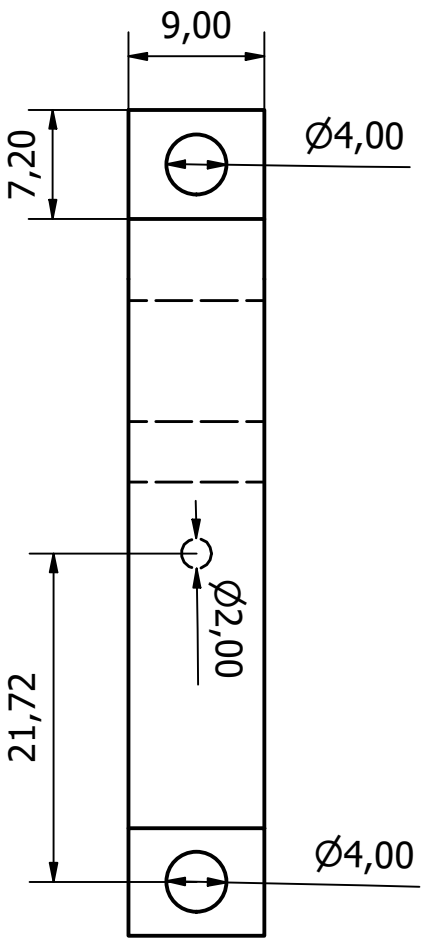




Número de plano: **9**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Cilindro**
Escala: **1:1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	







Número de plano: **10**		Autor:	**Joaquín Rivadulla Durán**
Formato: **A4**		Pieza:	**Biela**
Escala: **2:1**		**Análisis dinámico de un motor de combustión externa**	