



**Centro Universitario de la Defensa
en la Escuela Naval Militar**

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño y estudio de implementación de un motor Stirling
en las Lanchas de Instrucción*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Santiago Carlos Bausá Viseras

DIRECTORES: Antón Cacabelos Reyes

CURSO ACADÉMICO: 2015-2016

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño y estudio de implementación de un motor Stirling
en las Lanchas de Instrucción*

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

Universida_{de}Vigo

RESUMEN

El presente trabajo realiza un estudio básico de implementación sobre motores Stirling, aprovechando la energía desperdiciada en los gases de exhaustación de motores de combustión interna. El motor utilizado para analizar dicho aprovechamiento es el motor del fabricante Caterpillar modelo C18 utilizado actualmente para la propulsión de las Lanchas de Instrucción (RODMAN-66) de la Escuela Naval Militar. Cada embarcación cuenta con dos de estos motores para la propulsión de la plataforma.

Se comienza haciendo una pequeña reseña histórica sobre el tipo de motores Stirling, desde su invención en 1816 por el científico Robert Stirling, hasta la actualidad, donde se destaca una de sus aplicaciones en refrigeración de criogenización.

Este trabajo pretende demostrar teóricamente que mediante este tipo de tecnología se puede obtener energía eléctrica utilizable a partir de la energía sobrante del motor de propulsión y disminuir así, la demanda del motor auxiliar de la Lancha de Instrucción. Se realiza un estudio preliminar de las potencias obtenidas teóricamente para cada tipo de motor Stirling y, de esta manera, poder seleccionar la configuración que mejor se adapta en función de las demandas del motor. Se opta por un motor tipo Beta debido a su mayor potencia obtenida y a su diseño. Para este último, se ha llevado a cabo el diseño del motor en el programa SIEMENS NX 9.0, pero antes, se realiza una breve explicación de cada componente fundamental del motor, con una selección de materiales para la camisa de los cilindros y para el regenerador. El diseño se ha basado en estudios previos sobre motores Stirling tipo Beta que aprovechan calores residuales de los gases de escape de motores diésel.

PALABRAS CLAVE

Stirling, Lancha de Instrucción, Caterpillar C18, Schmidt, SIEMENS NX.

AGRADECIMIENTOS

A mi tutor, por enseñarme una nueva forma de ver la termodinámica.

A P.Pablo, por su gran ayuda en estos meses.

A mi familia, por todo su apoyo incondicional.

CONTENIDO

Índice de Figuras	3
Índice de Tablas.....	5
1 Introducción y objetivos	7
1.1 Contextualización.....	7
1.2 Objetivos y contenido	8
2 Estado del arte	11
2.1 Introducción a los motores Stirling	11
2.1.1 Componentes	11
2.2 Historia del motor Stirling	12
2.2.1 Motores Stirling en la actualidad	13
2.2.2 Energía solar	14
2.2.3 Refrigeración	15
2.2.4 Sistema AIP para submarinos	16
2.3 Tipos de Motores Stirling	17
2.3.1 Tipo Alfa.....	17
2.3.2 Tipo Beta	18
2.3.3 Tipo Gamma	19
2.4 Ciclo Stirling	19
2.4.1 Fundamento teórico	19
2.4.2 Ciclo Stirling real.....	21
2.5 Análisis termodinámicos.....	22
2.5.1 Análisis de Schmidt	22
2.5.2 Análisis termodinámico de tiempo finito (Finite Time Thermodynamic analysis).....	22
2.5.3 Análisis termodinámico de velocidad finita (Finite speed thermodynamic analysis)	22
2.5.4 Modelo Isotérmico (Isothermal model)	22
2.5.5 Método no ideal Adiabático (Non-ideal adiabatic method)	22
2.5.6 Modelo térmico combinado de velocidad finita-Adiabático (CAFS: The Combined Adiabatic- Finite Speed Thermal Model).....	23
2.5.7 Modelo de análisis politrópico del motor Stirling con diversos mecanismos de pérdida (Polytropic analysis of Stirling engine with Various Loss mechanisms (PSVL) model)	23
3 Desarrollo	25
3.1 Introducción	25
3.2 Lanchas de Instrucción.....	25
3.2.1 Introducción	25

3.2.2 Sistema de propulsión.....	26
3.3 Motor auxiliar	28
3.4 Metodología	29
3.4.1 Análisis de Schmidt	29
3.4.2 Elección de motor Stirling	30
3.4.3 Diseño en Siemens NX.....	39
3.4.4 Materiales	51
3.4.5 Cálculo potencia motor tipo Beta	53
4 Resultados	61
4.1 Diagrama de presión y volumen para 600 rpm	62
4.2 Diagrama de presión y volumen para 1200 rpm	63
4.3 Diagrama de presión y volumen para 1800 rpm	64
4.4 Valoración.....	64
5 Conclusiones y líneas futuras	65
5.1 Conclusiones	65
5.2 Líneas futuras	65
6 Bibliografía.....	67
Anexo I: PLANOS	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Componentes principales motor Stirling (Tomado de [9]).....	12
Figura 2-2 Esquema motor Stirling tipo Beta (Tomado de [9]).....	12
Figura 2-3 Primera patente motor Stirling (Tomado de [10]).....	13
Figura 2-4 Motor Stirling desarrollado por “Sunpower Inc.” (Tomado de [12]).....	14
Figura 2-5 HESSI (Tomado de [13]).....	14
Figura 2-6 Unidad Dish Stirling Engine (tomado de [14])	15
Figura 2-7 Motor Stirling (Tomado de [15]).....	15
Figura 2-8 Enfriador de sensores y dispositivos informáticos (Tomado de [16]).....	16
Figura 2-9 Ciclo de Carnot (Tomada de [17]).....	16
Figura 2-10 Sistema AIP con motor Stirling (Tomada de [18]).....	17
Figura 2-11 Figura motor Stirling tipo Alfa (Tomado de [20]).....	18
Figura 2-12 Esquema motor Stirling tipo Beta (Tomado de [20]).....	18
Figura 2-13 Esquema Motor Stirling tipo Gamma (Tomado de [20])	19
Figura 2-14 Motor térmico (Tomado de [21]).....	20
Figura 2-15 Ciclo Stirling (Tomado de [21])	20
Figura 2-16 Ciclo real Stirling (Tomado de [21])	21
Figura 3-1 Lancha de Instrucción (Tomado de [29])	26
Figura 3-2 Puente de Gobierno Lancha de Instrucción (Tomado de [29]).....	26
Figura 3-3 Motor Diésel Caterpillar C18 (Tomado de [30]).....	27
Figura 3-4 Entrada de agua salada al circuito de refrigeración del motor principal (elaboración propia)	27
Figura 3-5 Motor de Estribor Caterpillar de la Lancha de Instrucción (elaboración propia).....	28
Figura 3-6 Motor Auxiliar Lanchas de Instrucción (elaboración propia)	28
Figura 3-7 Características Motor auxiliar.....	29
Figura 3-8 Motor Stirling Tipo Alfa (Tomado de [32])	31
Figura 3-9 Diagrama P-V Stirling tipo Alfa (elaboración propia)	34
Figura 3-10 Motor Stirling tipo Beta (Tomado de [32])	34
Figura 3-11 Diagrama presión y volumen del motor Stirling tipo Beta (elaboración propia)	36
Figura 3-12 Motor Stirling tipo Gamma Tomado de [32])	36
Figura 3-13 Diagrama de presión y volumen Motor Stirling tipo Gamma (elaboración propia).....	37
Figura 3-14 Captura de pantalla de los cálculos realizados en Microsoft Excel (elaboración propia)	39
Figura 3-15 Cilindro del motor Stirling (elaboración propia)	40
Figura 3-16 Pistón de potencia (elaboración propia)	41

Figura 3-17 Biela pistón de potencia (elaboración propia)	41
Figura 3-18 Desplazador (elaboración propia).....	42
Figura 3-19 Biela del desplazador (elaboración propia)	42
Figura 3-20 Camisa regenerador (elaboración propia).....	43
Figura 3-21 Croquis Camisa regenerador (elaboración propia).....	43
Figura 3-22 Camisa cooler (elaboración propia).....	44
Figura 3-23 Tubos intercambiador de calor cooler	45
Figura 3-24 Campana gases exhaustación. Vista 1 (elaboración propia).....	45
Figura 3-25 Campana gases exhaustación. Vista 2 (elaboración propia).....	46
Figura 3-26 Tubo de la campana de gases de exhaustación (elaboración propia)	46
Figura 3-27 Eje del motor Stirling (elaboración propia)	47
Figura 3-28 Soporte del motor Stirling (elaboración propia).....	47
Figura 3-29 Intercambiador de calor. Cooler (elaboración propia).....	48
Figura 3-30 Campana de gases de exhaustación. Intercambiador de calor de tubos (elaboración propia)	49
Figura 3-31 Diseño preliminar vista 1 (elaboración propia)	50
Figura 3-32 Diseño preliminar vista 2 (elaboración propia)	51
Figura 3-33 Aislante SUPERWOOL 607 BLANKET (Tomado de [36])	52
Figura 3-34 Rango temperaturas SUPERWOOL (Tomado de [36])	53
Figura 3-35 Espuma metálica (Tomado de [37])	53
Figura 3-36 Comportamiento del fluido coloreado inyectado en el flujo, en los flujos laminar y turbulento, en un tubo (Tomada de [35])	56
Figura 3-37 Relación entre la temperatura de los gases de exhaustación y las revoluciones del motor diesel (elaboración propia).....	59
Figura 3-38 Relación caudal de los gases de exhaustación y revoluciones del motor diésel (elaboración propia).....	60
Figura 4-1 Diagrama P-V para 600 RPM Motor Stirling tipo beta diseñado (elaboración propia)	62
Figura 4-2 Diagrama P-V para 1200 RPM Motor Stirling tipo Beta diseñado (elaboración propia)	63
Figura 4-3 Diagrama P-V para 1800 RPM Motor Stirling tipo Beta diseñado (elaboración propia)	64

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3-1 Simbología análisis Schmidt	30
Tabla 3-2 Tabla de potencias de los tipos de motores Stirling (elaboración propia)	39
Tabla 3-3 Conductividad térmica de los materiales (tomada de [32])	51
Tabla 3-4 Material de cada componente del motor (tomada de [35])	52
Tabla 3-5 Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes (Tomada de [35])	55
Tabla 3-6 Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (Tomado de [35])	57
Tabla 4-1 Temperaturas de las cámaras de expansión y compresión y del regenerador (elaboración propia)	61
Tabla 4-2 Temperatura en cada cámara del motor Stirling tipo Beta a 600 rpm (elaboración propia)	62
Tabla 4-3 Temperatura en cada cámara del motor Stirling tipo Beta a 1200 rpm (elaboración propia)	63
Tabla 4-4 Temperatura en cada cámara del motor Stirling tipo Beta a 1800 rpm (elaboración propia)	64

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Contextualización

Desde principios del siglo XIX, con el comienzo de la refinación del petróleo, la humanidad ha aumentado de manera exponencial la producción de contaminación gracias a la proliferación de los motores accionados por combustibles fósiles. Debido a la gran cantidad de polución en las zonas más urbanizadas, comenzaron una serie de investigaciones en el ámbito de las energías renovables. Esta introducción a las energías verdes dio lugar a una reducción de la contaminación a finales del siglo XX. Este fomento de las energías renovables se ha dado a nivel mundial, especialmente en los países más desarrollados como Estados Unidos y China [1], donde la polución llega a niveles críticos en algunas zonas.

Este empuje por las energías limpias resultó de gran utilidad para la invención de nuevos sistemas de obtención de energía, como los generadores eólicos, que mucho distan en cuanto a principio de funcionamiento de los motores generadores de combustión interna que necesitan gasolina o gasoil para su funcionamiento. Muchas empresas y países ya han investigado en este campo y han conseguido sustituir un gran porcentaje de recursos energéticos por recursos renovables. En el caso de Dinamarca, que tiene su demanda de electricidad cubierta en un 68% únicamente con energías renovables estimando que para el 2035 cubra el 100%. China también es un país pionero en el entorno de las energías renovables, siendo líder mundial en producción de energía eólica (Global Wind Energy Council (GWEC)) [2].

A nivel nacional, este porcentaje de energías renovables se encuentra en aumento, como es el caso de las plantas hidroeléctricas en los embalses nacionales con cerca del 22% de la producción energética [3]. La empresa Endesa e Iberdrola son pioneras en este campo a nivel mundial, y han conseguido que España se sitúe entre los 20 países con más porcentaje de utilización de energías renovables. Cabe destacar a la empresa Endesa que, en los últimos cinco años, ha estado investigando la utilización de discos parabólicos para la obtención de energía eléctrica en la central de Guillena en Sevilla. Estos discos focalizarían los rayos del Sol hacia un motor que en este caso utiliza energía renovable para su funcionamiento. Este motor en concreto es un motor Stirling, objeto de estudio del presente Trabajo Fin de Grado

En el ámbito gubernamental, en el Ministerio de Defensa, es consciente de la importancia que tiene la protección medioambiental en sus operaciones y despliegues. Por esta razón, sigue desde el año 1997, la Directiva 107/97 de 2 de Junio, sobre la protección medioambiental en las Fuerzas Armadas [4]. Se puede resumir en:

“La política medioambiental de Defensa estará basada en el concepto de “desarrollo sostenible”, compatible con la misión de las Fuerzas Armadas y dirigida a alcanzar los objetivos de la “legislación vigente” en conservación, protección y, en lo posible, recuperación de las condiciones medioambientales.”

En base a esta política medioambiental, se planteó realizar un trabajo que ayudase a cumplir los objetivos planteados por el Ministerio de Defensa. Para ello, se ha intentado mejorar la eficiencia de los motores utilizados en las Lanchas de Instrucción de la Escuela Naval Militar mediante el aprovechamiento energético del calor residual de dichos motores. Esta reducción de emisiones se plantea mediante la utilización de la tecnología Stirling para la producción de energía eléctrica. Ésta es la principal motivación del presente trabajo.

1.2 Objetivos y contenido

En el campo de la protección medioambiental, el presente trabajo se ha focalizado en uno de sus métodos de obtención de energías renovables a través de un motor, desarrollado a principios del siglo XIX y olvidado debido al descubrimiento posterior de los motores de combustión interna. Se trata del motor Stirling. Una de sus características más llamativas es que puede funcionar con cualquier fuente de calor externa.

Existen estudios recientes por parte de universidades, como la de Glasgow [5], del rendimiento de estos motores, aparte de estudios e informes de empresas (Por ejemplo, *Stirling Power* y *CleanEnergy* entre otras) que comentaban su gran utilidad en diversos campos. Uno de estos campos es la criogenización, la empresa *SunPowerInc* [6] es el fabricante de la familia de sistemas de refrigeración criogénicos *CryoTel*. Estos tipos de refrigeradores son los únicos que pueden llegar a enfriar hasta temperaturas de -190°C , alcanzando el 18% de la eficiencia del ciclo de *Carnot* [7]. Otro de los campos interesantes de utilización de dicho motor ha sido el de obtención eléctrica, que como se mencionó anteriormente, ya hay investigaciones de la empresa Endesa para conseguir la energía eléctrica a través de estos motores Stirling mediante concentración de los rayos solares.

Tras dichas indagaciones, el presente trabajo consistió en la obtención eléctrica a través de un motor Stirling. Éste, dependiendo de la fuente de calor externa empleada, puede moverse utilizando energía renovable o excedente de un sistema, de manera que puede considerarse como un motor de emisiones nulas. Se sometió a la decisión de su implantación en las plataformas navales de la Escuela Naval Militar, de esta manera, se podría llegar a reducir la contaminación producida.

De manera superficial, un motor Stirling se podría considerar como un cilindro que aloja en su interior un fluido, mueve un sistema de pistones del que se puede obtener energía eléctrica.

Para poder mover el motor Stirling se utilizó, como fuente externa de calor, los gases de exhaustación de los motores diésel principales de dichas plataformas y se analizó la posible energía eléctrica obtenida. De esta manera, se podría comprobar la hipotética subsanación de la dependencia de los motores diésel auxiliares.

Así pues, esta ha sido una de las principales motivaciones del presente trabajo, el poder investigar este motor para ver, si en un futuro, sería técnicamente viable su instalación en dichas plataformas y poder reducir, o eliminar, la contaminación y el consumo de los generadores auxiliares. Por ello, este trabajo tiene como objetivos:

- Desarrollo de un motor Stirling que cumpla las características necesarias para su instalación en la plataforma Lancha de Instrucción.
- Analizar la eficiencia y la potencia obtenida de un motor Stirling que utilice como foco caliente los gases de exhaustación del motor principal de una Lancha de Instrucción.
- Estudiar en qué medida este motor es capaz de independizar a la lancha de instrucción del motor auxiliar diésel generador actualmente utilizado para cubrir la demanda eléctrica de la embarcación.

- Reducción de la emisión de gases contaminantes por parte de la plataforma.

El presente trabajo se estructura de la siguiente manera: El apartado estado del arte se articula mediante una investigación preliminar de los últimos avances tecnológicos de este tipo de motores. Se comienza con una pequeña reseña histórica de su origen y de cómo ha ido evolucionando a lo largo del último siglo. Seguidamente se detalla el principio de funcionamiento de este motor y se explica el ciclo termodinámico que sigue. A continuación se detallan y se explican las diferentes partes que componen un motor de estas características. Se continúa con una breve introducción de las Lanchas de Instrucción y de las partes principales de las mismas para luego dar pie al diseño preliminar del motor propuesto para su integración en dichas lanchas. Por último se calcula la potencia teórica que puede desarrollar un motor de estas características integrado a bordo de dichas embarcaciones y se analiza la cobertura eléctrica que puede suministrar.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Introducción a los motores Stirling

El motor Stirling es una máquina poco común hasta la fecha. Es un mecanismo capaz de transformar cualquier fuente de calor externa, en energía. Un ejemplo puede ser la transformación de energía calorífica, proveniente de los rayos solares, en trabajo para mover un mecanismo. También se puede considerar el ciclo inverso, aportar un trabajo al motor para trasvase de energía. Todo depende de la variación térmica entre los dos puntos de mayor y menor temperatura, llamados focos (caliente y frío) y si se aporta o se obtiene trabajo.

El trabajo obtenido se puede aprovechar de distintas formas (obtención de energía eléctrica, movimiento de mecanismos...) pero con unos rendimientos reducidos y con una potencia resultante, en general, poco elevada (de 0.1 a 4 KW_[8]). Sin embargo, si aportamos trabajo a un motor Stirling, se puede usar como un sistema de refrigeración. Hoy en día, es el campo donde mayor eficiencia y utilidad se ha obtenido con este motor.

El motor Stirling es un mecanismo de ciclo cerrado, que funciona con cualquier fuente de calor externa. La energía y/o trabajo obtenido, resulta posible gracias a que todos los componentes son movidos por un fluido interno del motor. Gracias a este fluido y a los intercambiadores de calor (son necesarios si se quiere aumentar el rendimiento), el motor Stirling funciona de dos maneras claramente diferenciadas:

- Como bomba de calor: si se aplica trabajo al mecanismo, es posible utilizar el motor Stirling como sistema de refrigeración. Con ayuda de los intercambiadores de calor, el fluido de trabajo puede absorber calor de un sistema, reduciendo su temperatura.
- Como generador: Es posible obtener un trabajo, a partir de energía obtenida del foco caliente y con la ayuda de los intercambiadores de calor, la temperatura del fluido de trabajo aumenta produciendo la expansión de dicho fluido y el desplazamiento de los pistones. El movimiento repetitivo del fluido provoca el desplazamiento alternativo de dichos pistones que accionan el mecanismo para obtener trabajo.

2.1.1 Componentes

Un motor Stirling se compone, de manera general, de los mismos elementos en todas las configuraciones posibles de dicho motor. Estos elementos se encuentran representados esquemáticamente en la Figura 2-1. Más adelante se hace una explicación de los distintos tipos de variantes que presenta este mecanismo.

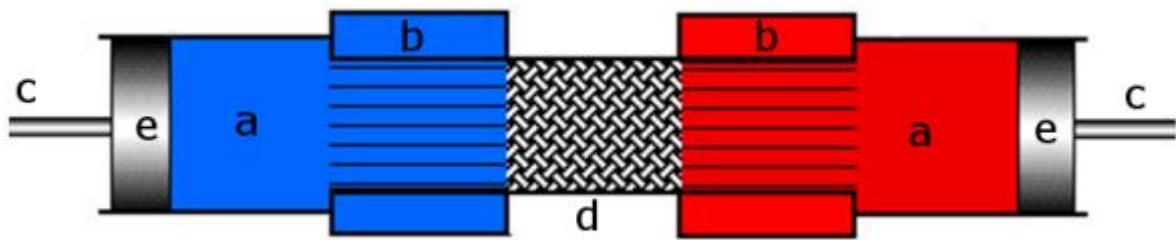


Figura 2-1 Componentes principales motor Stirling (Tomado de [9])

- a) Fluido de trabajo: la parte fundamental. Hace posible el funcionamiento de este motor. Se encuentra encerrado en el interior del motor, siendo un ciclo cerrado que experimenta distintas variaciones de presión y temperatura.
- b) Intercambiadores de calor: logran la transmisión de calor al foco caliente del motor de forma indirecta y, de la misma forma, desprenden calor del fluido de trabajo al foco frío.
- c) Mecanismo desplazador (desplazador): transporta el fluido de trabajo entre el foco caliente y el foco frío, atravesando el regenerador.
- d) Regenerador: actúa como una “barrera térmica” entre los dos focos del motor. Es, una malla metálica que cuando el fluido pasa a través de ella, es capaz de absorber y ceder calor, dependiendo de la diferencia de temperatura entre ambos.
- e) Mecanismo de compresión-expansión (pistón de potencia/fuerza): hace posible la compresión y expansión del fluido. Estas variaciones de presión son aprovechadas por el mecanismo para obtener un trabajo.

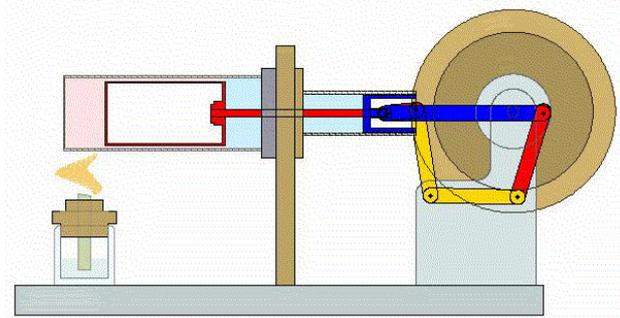


Figura 2-2 Esquema motor Stirling tipo Beta (Tomado de [9])

En la Figura 2-1, se puede apreciar la diferencia entre los mecanismos de compresión y el desplazador. El cilindro en rojo representa el desplazador, siendo el encargado de mover el fluido de trabajo. El cilindro de menor tamaño y de color azul, por otro lado, representa el pistón de potencia, que es el encargado de comprimir-expandir el fluido. Con el movimiento armónico de estos dos mecanismos, se obtiene trabajo.

2.2 Historia del motor Stirling

Fue inventado por el escocés Robert Stirling (25 Octubre 1790 – 6 Junio 1878). Este motor deriva de los “motores de aire caliente”, que empezaron a investigarse por el año 1759, fecha de la que se tiene registro de la primera patente. Es un motor de combustión externa, cuya gran novedad fue el uso de cualquier fuente de calor, ya sea renovable o no (el hecho de usar energías renovables concede gran importancia a este tipo de proyectos). Después de una serie de investigaciones llevadas a cabo por distintos inventores, que únicamente lograron la mitad de la potencia que tenían prevista, el motor

(Reuven Ramaty High Energy Solar Spectroscopic Imager) lanzado al espacio en 2002 y mostrado en la Figura 2-4. Su misión principal, resumida en la Figura 2-5, es explorar la física básica, en la aceleración de partículas y en la liberación de energía explosiva en la superficie solar.

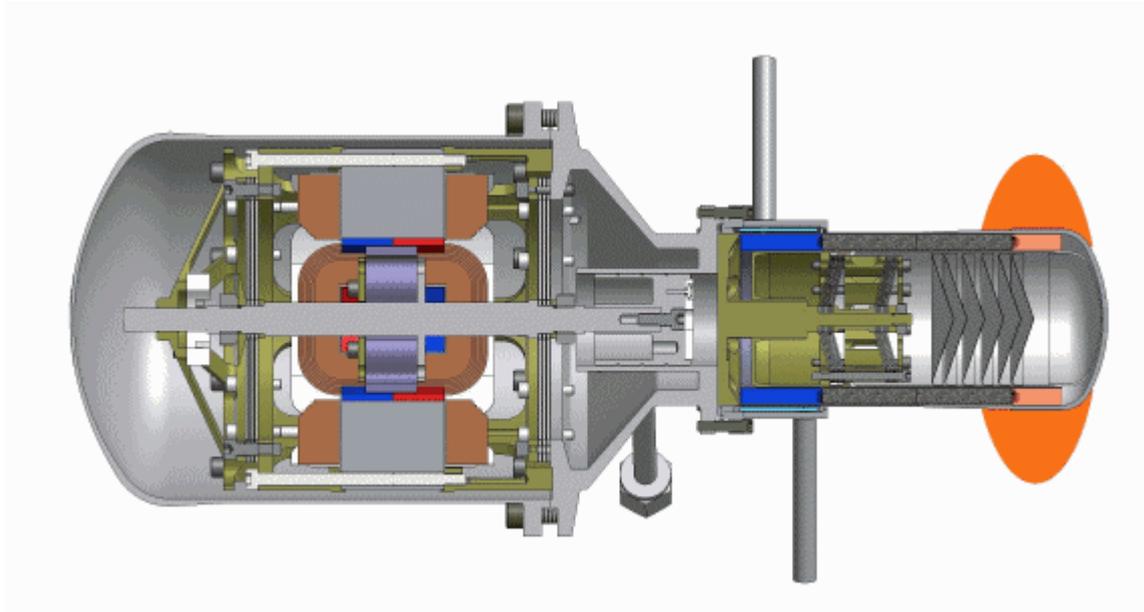


Figura 2-4 Motor Stirling desarrollado por “Sunpower Inc.” (Tomado de [12])

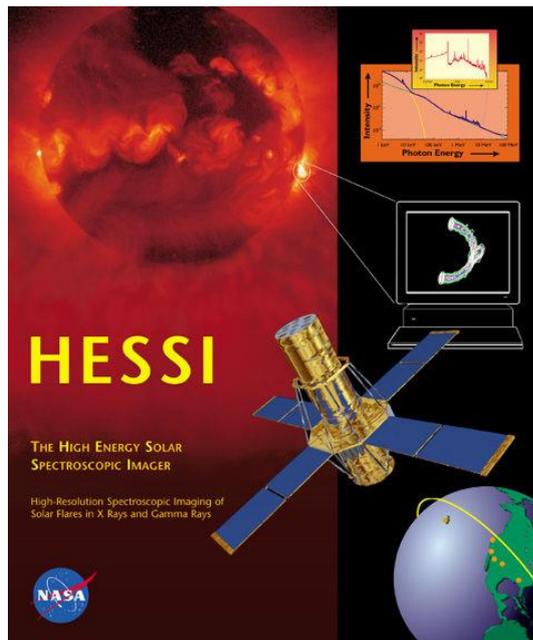


Figura 2-5 HESSI (Tomado de [13])

2.2.2 Energía solar

Es uno de los campos más avanzados en el uso de motores Stirling para la obtención de energía eléctrica utilizando paneles solares. Se denomina “Dish Stirling Engine” [14] y la figura siguiente muestra un ejemplo. Uno de los lugares dedicados a este tipo de producción de energía se encuentra en San Diego (California), con 12.000 unidades capaces de generar cerca de 300 MW.



Figura 2-6 Unidad Dish Stirling Engine (tomado de [14])

Consta de varios espejos que dirigen los rayos solares a un motor Stirling. Este motor se ayuda del calor que le proporcionan dichos rayos solares para generar un movimiento tal y como ilustra la Figura 2-7. Este movimiento es aprovechado por un alternador para generar electricidad. Este motor tiene el tamaño aproximado de un barril y todo este proceso no transmite ninguna emisión tóxica para el medio ambiente.

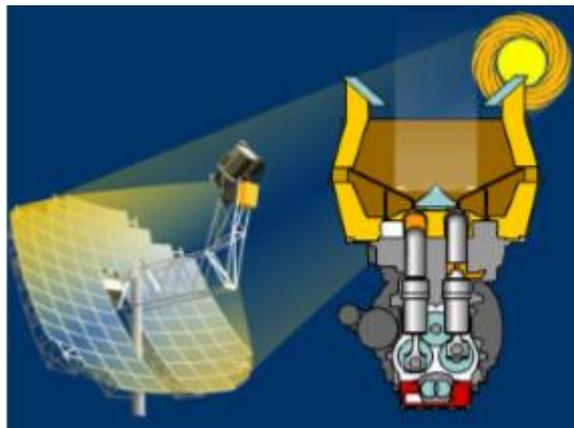


Figura 2-7 Motor Stirling (Tomado de [15])

2.2.3 Refrigeración

Para que el motor Stirling funcione como refrigerador [16], el foco caliente debe ser el ambiente y el foco frío un fluido a baja temperatura (nitrógeno, amoníaco, etc.). El propósito en este caso es enfriar por lo que hay que entregarle trabajo al motor para mantenerlo a esa temperatura o bajársela. En el ámbito de la refrigeración, los motores Stirling son muy eficientes, ya que son capaces de alcanzar temperaturas próximas a los 40°K. Entre todas estas aplicaciones se encuentran:

- Enfriar equipos electrónicos e imanes superconductores
- Secado de materiales por congelación
- Para licuar helio, hidrógeno y nitrógeno



Figura 2-8 Enfriador de sensores y dispositivos informáticos (Tomado de [16])

Como ejemplo, el enfriador Stirling de pistón libre, modelo 100A, desarrollado por la empresa “Global Cooling BV”, tiene un amplio rango de temperatura y es capaz de enfriar pequeños espacios aislados. Hoy en día, existen motores Stirling que pueden alcanzar una eficiencia próxima al ciclo de “Carnot”.

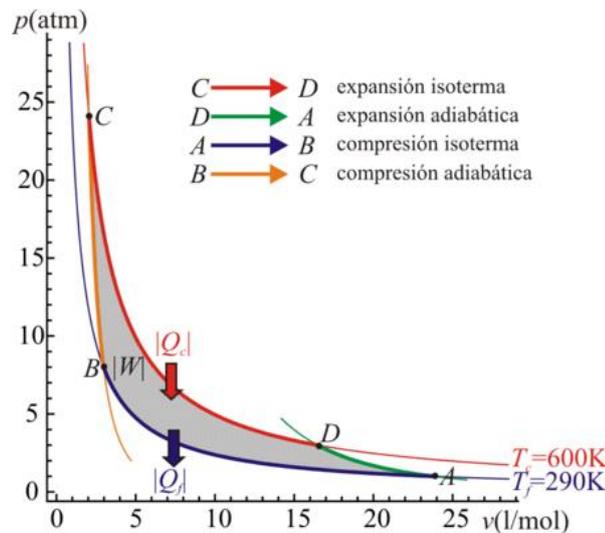


Figura 2-9 Ciclo de Carnot (Tomada de [17])

2.2.4 Sistema AIP para submarinos

Este sistema se empezó a desarrollar en los años 80 en submarinos para aumentar su tiempo de inmersión. Este sistema lo incorporan los submarinos clase “Gotland” de la Armada Real de Suecia que lo utilizan como motor auxiliar [18]. Usa oxígeno líquido y combustible diésel para activar generadores de 75 Kilovatios cuya función es la carga de baterías o la propulsión. La autonomía del sistema AIP para un submarino de unas 1500 toneladas es aproximadamente de unos 14 días a una velocidad de 5 nudos.

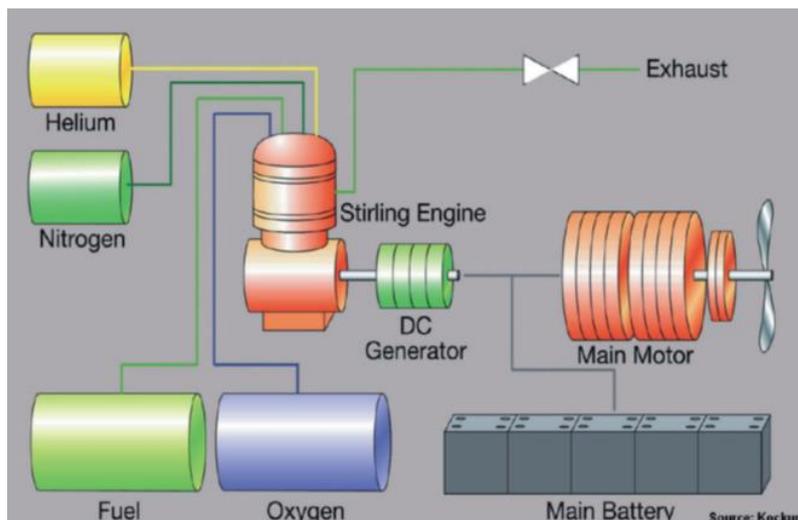


Figura 2-10 Sistema AIP con motor Stirling (Tomada de [18])

2.3 Tipos de Motores Stirling

Existe una gran variedad de motores Stirling en el mundo actual. Todos ellos con configuraciones y características diversas, pero dentro de todo el abanico de posibilidades, se pueden agrupar en tres grandes tipos: Alfa, Beta y Gamma.

Además, se tiene que mencionar que existen algunos motores que no entran en estos tipos de motores aun siendo motores Stirling. Tampoco se encuentran estrictamente fuera de ninguno de los distintos tipos ya que comparten alguna de sus características pero se les han realizado modificaciones. Es el caso de los motores Stirling de pistón líquido [19].

2.3.1 Tipo Alfa

El funcionamiento de este tipo de motor, desde un punto de vista termodinámico, es similar al de la patente original de Stirling. Su diseño fue concebido por la empresa “Rider-Ericsson Engine Company” en Estados Unidos basándose en el prototipo original, exceptuando el desplazador.

Este tipo de motor está compuesto por dos cilindros independientes, que comparten un fluido de trabajo a través de un tubo en el que se encuentra el regenerador. Este regenerador es el encargado de almacenar y ceder calor. Estos cilindros están desfasados 90° uno respecto al otro.

A uno de los cilindros se le aumenta la temperatura mediante una combustión externa y al otro se le reduce mediante aletas o agua. El desfase de los pistones hace que el fluido de trabajo cambie de un pistón a otro, variando su temperatura y volumen, realizando así el trabajo mecánico del motor.

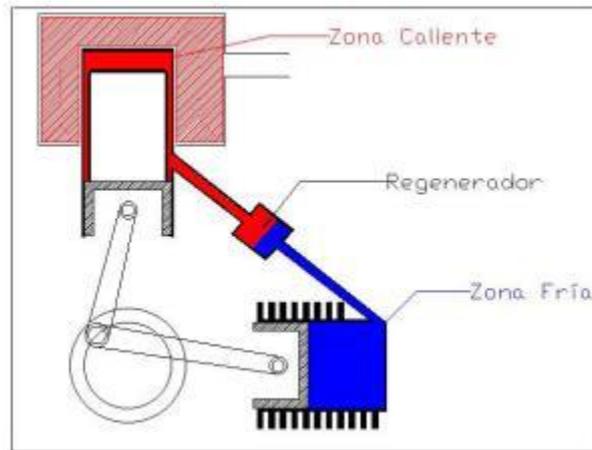


Figura 2-11 Figura motor Stirling tipo Alfa (Tomado de [20])

2.3.2 Tipo Beta

El motor original de Stirling era de este tipo. Únicamente posee un cilindro con las dos zonas, fría y caliente. Dentro de este cilindro se encuentra un desplazador cuya misión es trasladar el fluido de trabajo de una zona a otra.

Es importante reseñar que en los motores pequeños no existe el regenerador, exclusivo en motores grandes y siendo externo. En los motores pequeños solamente hay una pequeña holgura de décimas de milímetro entre el desplazador y el cilindro para el paso del fluido. En el regenerador externo de los motores grandes debe pasar el aire, o fluido de trabajo, en su camino de la zona fría a la caliente y viceversa.

Concéntrico con el desplazador, se ubica el pistón de potencia. Este pistón y el desplazador están desfasados 90° mediante un cigüeñal especial, que permite el funcionamiento de este motor.

Es el motor más eficaz desde el punto de vista termodinámico. Por otra parte, su construcción es la más complicada, esto se debe a que el pistón tiene dos bielas y debe permitir el paso del vástago que mueve el desplazador.

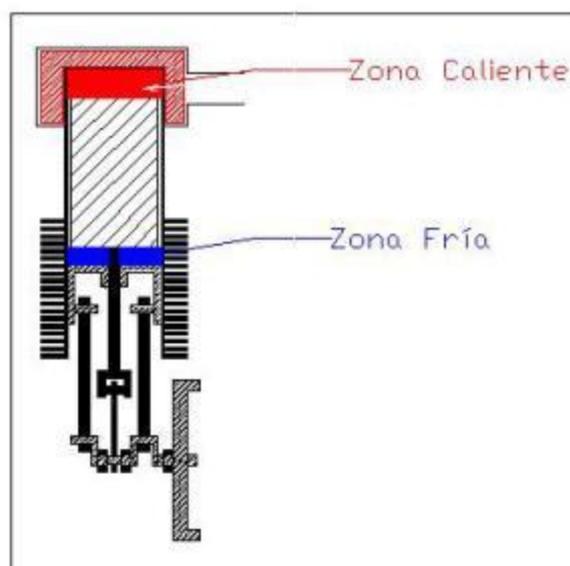


Figura 2-12 Esquema motor Stirling tipo Beta (Tomado de [20])

2.3.3 Tipo Gamma

Este tipo de motor es un derivado del Beta, pero con una construcción más sencilla. Consta de dos cilindros separados: en uno se sitúa el desplazador y en otro, el pistón de potencia. El sistema de enfriamiento y calentamiento son idénticos al del tipo Beta.

Este tipo de pistón de potencia es parecido al de un motor de motocicleta. En ese caso, el pistón y el desplazador también deben moverse desfasados 90° , lo cual se consigue mediante un cigüeñal adecuado.

Desde el punto de vista termodinámico es menos eficaz que el tipo Beta debido a que la diferencia de temperatura es menor.

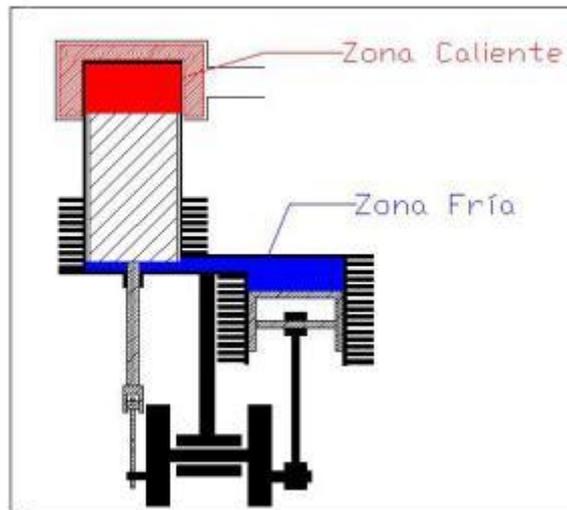


Figura 2-13 Esquema Motor Stirling tipo Gamma (Tomado de [20])

2.4 Ciclo Stirling

2.4.1 Fundamento teórico

Para la ingeniería, una meta importante es desarrollar máquinas que permitan convertir el calor en trabajo. Mientras que la conversión del trabajo en calor tiene un rendimiento del 100%, la conversión de calor a trabajo se encuentra limitada por el segundo principio de la termodinámica:

“No es posible un proceso cuyo único resultado sea la absorción de calor procedente de un foco y la conversión íntegra de este calor en trabajo, sin producir ningún otro efecto”

(Kelvin-Planck)

Por lo general, un motor térmico es aquel equipo mediante el cual un sistema realiza un ciclo [21] en el que se absorbe calor de un foco a temperatura alta, cede una cantidad de calor a un foco de temperatura inferior y realiza un trabajo sobre el exterior.

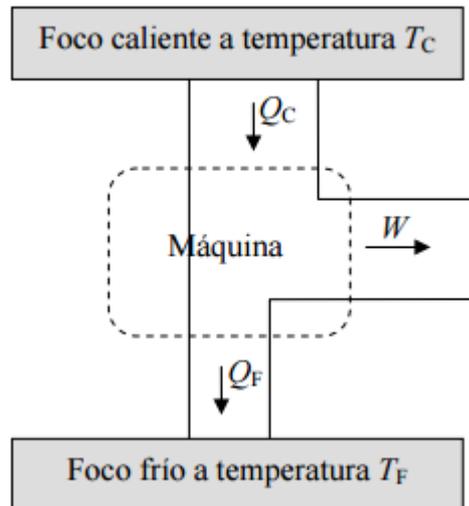


Figura 2-14 Motor térmico (Tomado de [21])

El ciclo del motor Stirling teórico (Figura 2-15), se compone de un ciclo cerrado con cuatro etapas [22]:

- 1-2 Compresión isotérmica
- 2-3 Aumento de presión a volumen constante
- 3-4 Descompresión isotérmica
- 4-1 Disminución de presión a volumen constante

En las etapas de “Aumento de presión a volumen constante” (2-3) y “Descompresión isoterma” (3-4) el sistema absorbe calor procedente del foco caliente. Mientras que en fases de “Disminución de presión a volumen constante” (4-1) y “Compresión isoterma” (1-2) el sistema cede calor al foco frío. Gracias al regenerador se aprovecha el calor de la fase de “Disminución de presión a volumen constante” (4-1) para entregarlo a la etapa de “Aumento de presión a volumen constante” (2-3) y de esta forma, aumentar la eficiencia del sistema, ya que el calor desprendido en la fase “4-1” no genera trabajo. El regenerador logra que el aporte de calor externo sea menor.

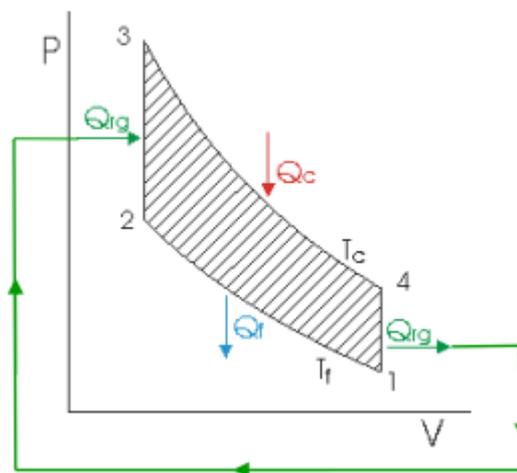


Figura 2-15 Ciclo Stirling (Tomado de [21])

Debido a que el área del diagrama representa el trabajo generado, éste será mayor cuanto más diferencia resulte entre las temperaturas del foco caliente y el foco frío. Ocurre lo mismo con el gradiente de presión, a mayor diferencia entre la presión mínima y máxima, mayor será el trabajo.

2.4.2 Ciclo Stirling real

En el ciclo real [23] se tienen en cuenta pérdidas importantes que hacen perder la eficiencia del ciclo Stirling, como son:

- Pérdidas adiabáticas
- Pérdidas transitorias de calor THT (Transient Heat Transfer)
- Pérdidas por presión
- Pérdidas por fugas
- Pérdidas debidas al volumen muerto

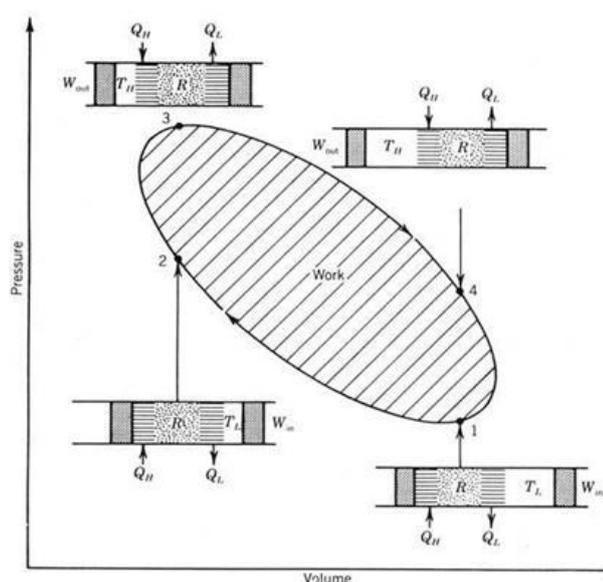


Figura 2-16 Ciclo real Stirling (Tomado de [21])

El ciclo real de un motor Stirling se representa en la Figura 2-16. Como se puede observar hay trabajo que se realiza durante los procesos 2-3 y 4-1 a diferencia de la suposición de trabajo cero en el ciclo ideal. Esto se debe a las pérdidas comentadas anteriormente y la principal comprende el regenerador. La adición de un regenerador añade fricción al fluido de trabajo y resta eficiencia.

En el marco histórico, este componente comenzó a usarse antes incluso de su comprensión. Ericsson hacia el 1855, usó este componente en los motores de aire, no por conocimiento científico, sino por intuición, al igual que Stirling [21]. El primer reconocimiento a Robert Stirling en la invención del regenerador [21], con muchos años de antelación a cualquier conocimiento científico en la materia, vino de parte del profesor Fleeming Jenkin, que dictó la siguiente frase:

“...El regenerador es, realmente, uno de los mayores triunfos en la ingeniería de la invención”
(1883-1884)

Otra causa importante del aumento de la ineficiencia reside en el hecho de que no todo el fluido de trabajo participa en el proceso, es decir, que existe un volumen que no participa en la carrera completa del pistón. Dicho volumen se denomina, volumen muerto. En la actualidad, el volumen muerto siempre está presente y el uso de intercambiadores de calor, espacios libres, tubos de transferencia y regeneradores, provoca que las pérdidas por volumen muerto no sean tan importantes y no tengan mucha influencia en la eficiencia del sistema.

Para el cálculo de la eficiencia de estos motores, dependiendo de las pérdidas que se quieran tener en cuenta, existen distintos tipos de análisis.

2.5 Análisis termodinámicos

A lo largo de la historia de la ciencia, se han ido desarrollando distintos tipos de análisis termodinámicos. Para el marco teórico de este motor, y así acercar los resultados al valor más realista posible, se puede estudiar con distintos tipos de análisis:

2.5.1 *Análisis de Schmidt*

Es un método isotérmico que se usará más adelante en el cálculo de las potencias del motor Stirling y se explicará en mayor profundidad. Tiene en cuenta varias suposiciones y no tiene en cuenta una serie de pérdidas, como por ejemplo, las debidas a las fugas o a las pérdidas del proceso de regeneración.

2.5.2 *Análisis termodinámico de tiempo finito (Finite Time Thermodynamic analysis)*

Este modelo termodinámico se ha ido construyendo durante las tres últimas décadas, y también se conoce como termodinámica endorreversible. Este modelo está sustentado por la llamada hipótesis de endorreversibilidad, que consiste en suponer que existen procesos internos con tiempos de relajación rápidos. Estos procesos pueden considerarse como reversibles, en contraste con otros procesos que ocurren en las fronteras de un sistema con sus alrededores, que pueden tomarse como irreversibles, y por lo tanto, productores de entropía. Los modelos elaborados de este modo conducen a cotas de operación más realistas para variables de proceso.

2.5.3 *Análisis termodinámico de velocidad finita (Finite speed thermodynamic analysis)*

Esta aproximación se basa en la primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado con velocidad finita y un método directo. Los efectos de la temperatura del foco caliente, la efectividad de la regeneración, la relación volumétrica, la carrera del pistón además de la velocidad de rotación están incluidos en este análisis. Además, la potencia máxima obtenida, con una velocidad de rotación óptima, está calculada teniendo en cuenta las pérdidas de presión. Este análisis resulta más preciso y fiable que el análisis de tiempos finitos mencionado anteriormente.

2.5.4 *Modelo Isotérmico (Isothermal model)*

Estudios e investigaciones de múltiples autores [24] han demostrado la importancia de las irreversibilidades en los ciclos termodinámicos, y más aún, en el ciclo Stirling que atañe a este proyecto. Este modelo aproxima los resultados a los más óptimos posibles, vinculando directamente, las irreversibilidades del ciclo con la velocidad finita del motor. Tiene en cuenta los volúmenes muertos en los focos frío y caliente, así como en el regenerador, la diferencia de temperatura entre fluido de trabajo y focos térmicos y las revoluciones a las que opere el motor. Además, provee un claro entendimiento de los mecanismos de pérdidas y relaciona estos, cuantitativamente a los términos de irreversibilidad termodinámica.

2.5.5 *Método no ideal Adiabático (Non-ideal adiabatic method)*

Este método [25] considera el espacio del regenerador, dividiéndolo en dos partes. Tiene en cuenta, además, las pérdidas de fricción del fluido de trabajo y las pérdidas producidas en el espacio del regenerador. Este modelo se compone de cinco partes, que se encuentran conectadas secuencialmente. Las temperaturas del fluido de trabajo en el “Heater” y en el “Cooler” (T_K y T_H) están en condiciones de temperatura constante.

También, se asume que los espacios de trabajo se encuentran en condiciones adiabáticas y no hay fugas del fluido de trabajo. Igualmente, se desprecian las pérdidas por variación en la presión del fluido de trabajo.

2.5.6 Modelo térmico combinado de velocidad finita-Adiabático (CAFS: The Combined Adiabatic- Finite Speed Thermal Model)

Se desarrolló un modelo térmico innovador [26] basado en la combinación del análisis adiabático y en la termodinámica de velocidades finitas, llamado CAFS (“*Combined Adiabatic-Finite Speed*”). Considera el efecto de la velocidad del pistón, la variación de presión en el intercambiador de calor y en el regenerador, y la fricción mecánica del pistón.

2.5.7 Modelo de análisis politrópico del motor Stirling con diversos mecanismos de pérdida (PSVL) model)

Es un modelo térmico [27] basado en los procesos politrópicos de expansión y compresión. Fue desarrollado para predecir el comportamiento térmico de los motores Stirling. Modifica las ecuaciones diferenciales del modelo adiabático para tener en cuenta las transferencias de calor politrópicas del fluido de trabajo a los alrededores de las paredes del cilindro de expansión y compresión. Se usa con el fin de aumentar la precisión del modelo térmico adiabático, añadiendo distintas consideraciones, como por ejemplo, mecanismos de pérdidas de fluido de trabajo y calor (en el espacio de compresión debido a la conductividad térmica del desplazador).

3 DESARROLLO

3.1 Introducción

En este apartado se detalla el desarrollo del trabajo y se explican los diferentes agentes que intervienen en el aprovechamiento energético propuesto. Entre ellos cabe destacar principalmente el motor diésel de las Lanchas de Instrucción utilizado para el estudio y el motor Stirling propuesto. El diseño y modelado del motor Stirling tipo Beta con regenerador propuesto, se ha realizado utilizando los softwares Siemens NX 9.0 y Microsoft Excel. El primero se ha usado para el modelado y estudio en 2 y 3 dimensiones. El programa Microsoft Excel se ha usado para desarrollar los cálculos teóricos. La finalidad es hacer uso de él para poder aportar energía a la Lancha de Instrucción y disminuir la dependencia del generador auxiliar. De esta manera, se logrará un ahorro económico y una disminución de las emisiones.

3.2 Lanchas de Instrucción

3.2.1 Introducción

La Escuela Naval Militar cuenta para la formación de los alumnos con cuatro lanchas de instrucción Rodman-66. Estas Lanchas de Instrucción [28] están fabricadas en PRFV (Poliéster Reforzado de Fibra de Vidrio), con casco en forma de V, propulsión diésel (que se describirá más adelante) y una habitabilidad para 16 personas de dotación.

La Lancha de Instrucción posee una cubierta corrida y está provista de un puente de gobierno, un aula y sobre, esta última, el puente secundario. En esta cubierta se encuentra instalada toda la instrumentación de mando y control.



Figura 3-1 Lancha de Instrucción (Tomado de [29])

Para el acceso a la cámara de máquinas, dispone de una escotilla atornillada y sellada con cuatro cáncamos, para su extracción situada en el exterior a popa de la cabina que sirve para mantenimiento de los motores en caso de avería grave. Entrando en el puente, se encuentra un acceso hasta la cámara de máquinas.

En el puente de gobierno, se encuentra, además, el acceso a la zona de habitabilidad, a la que se accede bajando por el puente hacia proa. Hacia la dirección de popa, se encuentra la cámara de máquinas previo paso por los tanques de combustible. Estas dos zonas se encuentran aisladas con puertas estancas y mamparos aislados contra ruidos y fuego.



Figura 3-2 Puente de Gobierno Lancha de Instrucción (Tomado de [29])

A proa, en cubierta está situada la escotilla que da acceso al pañol y pique de proa. En este lugar se estiba el ancla y los cabos de respeto. En popa, se sitúa una escotilla que permite acceder al servo de gobierno, justo a popa de la cámara de máquinas, que contiene el Sistema hidráulico del timón de gobierno. Esta escotilla también sirve de salida de emergencia de la cámara de máquinas.

3.2.2 Sistema de propulsión

La Lancha de instrucción cuenta con un Sistema de propulsión compuesto por:

- Dos motores marinos diésel Caterpillar C18 [30]
- Dos reductores-inversores hidráulicos marca ZF 550 A

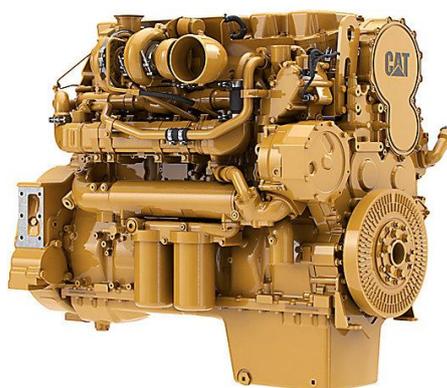


Figura 3-3 Motor Diésel Caterpillar C18 (Tomado de [30])

El motor propulsor es un diesel marino de alta potencia, sobrealimentado, y refrigerado por agua de mar. Gracias a los respectivos enfriadores, o “intercooler”, refrigera el agua dulce del circuito de agua sanitaria y el aceite. El circuito de agua sanitaria es el del agua dulce destinada al consumo de las personas (ducha, aseo, etc...). Cuenta con una potencia para servicio continuo de 746KW de potencia máxima a 2300 rpm.

El arranque es un motor eléctrico de 24V y el circuito de agua de circulación tiene una capacidad de 80 litros de agua dulce tratada.

Cada motor lleva un enfriador del combustible de retorno intercalado en la línea de la toma de mar de entrada de agua salada al motor. Cada uno tiene un conducto de exhaustación de gases independiente, el cual se descarga en el fondo del casco hacia popa. Esta refrigerado hacia la mitad de su longitud por el agua salada de la refrigeración de los motores.



Figura 3-4 Entrada de agua salada al circuito de refrigeración del motor principal (elaboración propia)

Los gases de escape actúan sobre una turbina que comprime aire de la aspiración del motor. La función de la turbina es ayudar a comprimir el aire que entra en el motor.

El circuito de refrigeración posee una derivación hacia la bocina del eje, que descarga al exterior a través del escape. Cada motor tiene una exhaustación de gases del cárter al exterior, a través del costado del puente de la embarcación.



Figura 3-5 Motor de Estribor Caterpillar de la Lancha de Instrucción (elaboración propia)

3.3 Motor auxiliar

La lancha de Instrucción (RODMAN-66) posee dos motores auxiliares [31], del año 2006, a popa de la cámara de máquinas, que dan soporte eléctrico a toda la plataforma. Cada uno de los motores auxiliares está compuesto por dos elementos, una parte el motor diésel (RANSOMES HR6010) y otra parte el generador (PERKINS HP27 404-22T).



Figura 3-6 Motor Auxiliar Lanchas de Instrucción (elaboración propia)

Los parámetros que nos proporciona este motor son:

- Potencia: 17 KW
- Frecuencia: 50 Hz
- Tensión: 400 V
- Factor de potencia: 0.8

Para el desarrollo del presente trabajo, hay que mencionar que estas plataformas tienen suficiente aportación eléctrica con un único motor auxiliar en funcionamiento, y para aumentar el ciclo de vida de estos y reducir el consumo de combustible, solamente navegan con un motor encendido. Por lo tanto, para los cálculos se tomará 17 KW como máxima potencia del motor auxiliar.

F.lli Stamegna S.p.A.	
Via Appia km 132 04020 Itri (LT) Italy	
Tel. ++39 771 727146/7/8/9 Fax 728088	
Gruppi Elettrogeni industriali e marini	
E-mail: info@stamegna.com	
internet: www.stamegna.com	
Gruppo elettrogeno tipo/Generating set type	SM 220
Matricola N./Serial N.	08407
Anno di costruzione/Year of manufacture	2007
Potenza kw/Power kw	17
Frequenza Hz/Frequency Hz	50
Tensione volt/Voltage volt	400
Ampere/Current ampere	31
Fattore di potenza/Power factor	0,8
Giri/RPM	1500
Livello rumore/Noise level	58dba

Figura 3-7 Características Motor auxiliar

3.4 Metodología

3.4.1 *Análisis de Schmidt*

La teoría usada para el diseño del motor Stirling ha sido el modelo del análisis de Schmidt [32]. Se trata de un método “isotérmico” de cálculo sencillo y útil. El volumen del motor fue fácil de calcular con la geometría del motor y ya que el movimiento de las partes implicadas en el cálculo son lineales.

La presión se calcula con la ley de gases ideales y se realizan las siguientes suposiciones:

- No existen diferencias de presión internas en el circuito y no se tienen en cuenta las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor.
- Procesos de expansión y compresión son isotérmicos.
- Se toma el fluido de trabajo como un gas ideal.
- Hay regeneración perfecta.
- La expansión del espacio muerto mantiene la temperatura del gas de expansión, y la temperatura del espacio muerto mantiene la temperatura del gas de compresión durante todo el ciclo.
- La temperatura del regenerador es un promedio de la temperatura del gas de expansión y la temperatura del gas de compresión.
- El volumen de expansión y el volumen de compresión cambia de forma sinusoidal.

En esta tabla se muestran los símbolos usados en cálculo:

NOMBRE	SÍMBOLO	UNIDAD
Presión del motor	P	Pa
Volumen de barrido del pistón de expansión o pistón desplazador	V_{SE}	m^3
Volumen de barrido del pistón de compresión o pistón de potencia	V_{SC}	m^3
Volumen muerto del espacio de expansión	V_{DE}	m^3
Volumen del regenerador	V_R	m^3
Volumen muerto del espacio de compresión	V_{DC}	m^3
Volumen momentáneo del espacio de expansión	V_E	m^3
Volumen momentáneo del espacio de compresión	V_C	m^3
Volumen total momentáneo	V	m^3
Masa total de fluido de trabajo	m	kg
Constante de gases ideales	R	J/kgK
Temperatura del gas en el espacio de expansión	T_H	K
Temperatura del gas en el espacio de compresión	T_C	K
Temperatura del gas en el espacio del regenerador	T_R	K
Ángulo de la fase	dx	deg
Relación de temperaturas	t	
relación de volumen de barrido	v	
Relación de volumen muerto	X	
Velocidad del motor	n	Hz
Energía de expansión indicada	W_E	J
Energía de compresión indicada	W_C	J
Energía indicada	W_i	J
Potencia indicada de expansión	L_E	W
Potencia indicada de compresión	L_C	W
Potencia indicada	L_i	W
Eficiencia indicada	e	

Tabla 3-1 Simbología análisis Schmidt

3.4.2 Elección de motor Stirling

Con el análisis anterior, procede al cálculo de la eficiencia de cada tipo de motor Stirling y en función de los resultados obtenidos, se seleccionará un tipo de cara a su utilización en el aprovechamiento energético de los motores de propulsión de las Lanchas de Instrucción.

3.4.2.1 Stirling tipo Alfa

La Figura 3-8 muestra un motor básico tipo Alfa. Los volúmenes de expansión y compresión son calculados con la geometría de los cilindros, pero hay que tener en cuenta el ángulo del cigüeñal. Dicho ángulo está definido como $x=0$, cuando el pistón del cilindro de expansión se encuentra en el punto muerto superior.

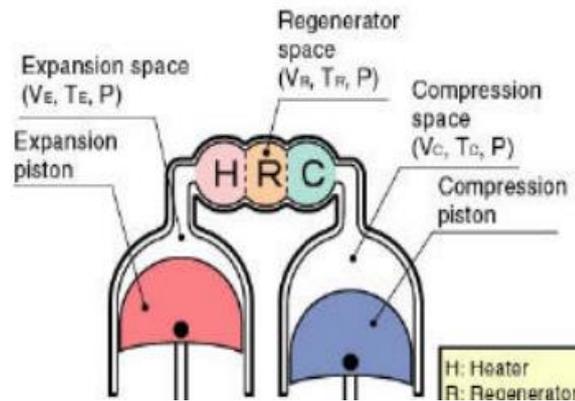


Figura 3-8 Motor Stirling Tipo Alfa (Tomado de [32])

El volumen momentáneo de expansión (V_E) se describe en la Ecuación 3-1 y viene definido por el volumen de barrido del pistón de expansión (V_{SE}) y el volumen muerto de expansión (V_{DE}). Este cálculo se realiza bajo la suposición del análisis de Schmidt, por el que el volumen de expansión y el volumen de compresión varían sinusoidalmente.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2} (1 - \cos x) + V_{DE}$$

Ecuación 3-1 Volúmen de expansión del motor Stirling tipo Alfa (tomado de [32])

El volumen momentáneo de compresión viene dado por en la Ecuación 3-2, con el volumen de barrido del pistón de compresión (V_{SC}), el volumen muerto de compresión (V_{DC}) y el desfase entre los dos pistones (dx).

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2} [1 - \cos(x - dx)] + V_{DC}$$

Ecuación 3-2 Volumen de compresión del motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

A continuación, se calcula el volumen total momentáneo con la Ecuación 3-3.

$$V = V_E + V_R + V_C$$

Ecuación 3-3 Volumen total del motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

Con las primeras tres suposiciones:

- No existen diferencias de presión internas en el circuito y no se tienen en cuenta las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor.
- Procesos de expansión y compresión son isotérmicos.
- Se toma el fluido de trabajo como un gas ideal.

La masa total del fluido de trabajo (m) en el motor resulta de la Ecuación 3-4 que usa la presión del motor (P) para cada temperatura (T), cada volumen (V) y la constante de los gases ideales (R).

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_R}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C}$$

Ecuación 3-4 Masa del fluido de trabajo del motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

Para la relación de temperaturas (t), la relación del volumen de barrido (v) y las relaciones entre los volúmenes muertos, se han usado las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{T_C}{T_E}$$

Ecuación 3-5 Relación de temperaturas (tomada de [32])

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-6 Relación de volúmenes de barrido (tomada de [32])

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-7 Relación de volúmenes, muerto y de barrido, de la cámara de expansión (tomada de [32])

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-8 Relación de volúmenes, muerto y de barrido, de la cámara de compresión (tomada de [32])

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-9 Relación del volumen del regenerador y del volumen de barrido de la cámara de expansión (tomada de [32])

La temperatura del regenerador (T_R) se calcula con la Ecuación 3-10, usando la sexta suposición (3.4.1):

- La temperatura del regenerador es un promedio entre la temperatura del gas de expansión y la temperatura del gas de compresión.

$$T_R = \frac{T_C + T_E}{2}$$

Ecuación 3-10 Temperatura del fluido de trabajo en el regenerador (tomada de [32])

Si se implementan las ecuaciones Ecuación 3-4 y Ecuación 3-8 en la Ecuación 3-3. Con esto, se obtendrá la siguiente expresión:

$$m = \frac{P}{RT_C} (tV_E + \frac{2tV_R}{1+t} + V_C)$$

Ecuación 3-11 Masa del fluido de trabajo (tomada de [32])

Si ahora además se le añade las ecuaciones Ecuación 3-1 y Ecuación 3-2:

$$m = \frac{P}{RT_C} [t(\frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}) + \frac{2tV_R}{1+t} + [\frac{V_{SC}}{2}[1 - \cos(x - dx)] + V_{DC}]]$$

Ecuación 3-12 Masa del fluido de trabajo del motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

La Ecuación 3-12 resulta una expresión que se puede simplificar, definiendo las siguientes ecuaciones:

$$a = \tan^{-1} \frac{v \sin dx}{t + \cos dx}$$

Ecuación 3-13 Parámetro a para el motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC}$$

Ecuación 3-14 Parámetro S para el motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

$$B = \sqrt{t^2 + 2tv \cos(dx) + v^2}$$

Ecuación 3-15 Parámetro B para el motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

La expresión que resulta, usando las ecuaciones anteriores, sería la siguiente:

$$m = \frac{PV_{SE}}{2RT_C} (S - B \cos(x - a))$$

Ecuación 3-16 Masa del fluido de trabajo del motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

En esta última ecuación (Ecuación 3-16), faltaría por definir la presión del fluido de trabajo en el interior del fluido de trabajo. La presión del motor se puede determinar con la siguiente ecuación:

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cos(x - a)}$$

Ecuación 3-17 Presión del fluido de trabajo del motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

En este punto, se tiene que asignar la presión media del motor, que se define con la Ecuación 3-18:

$$P_{mean} = \frac{1}{2p} \oint P dx = \frac{2mRT_C}{V_{SE} \sqrt{S^2 - B^2}}$$

Ecuación 3-18 Presión media del fluido de trabajo en el motor Stirling tipo Alfa (tomada de [32])

Con todas estas ecuaciones y las características y dimensiones requeridas del motor, se obtiene un diagrama de presión y volumen del motor Stirling Alfa.

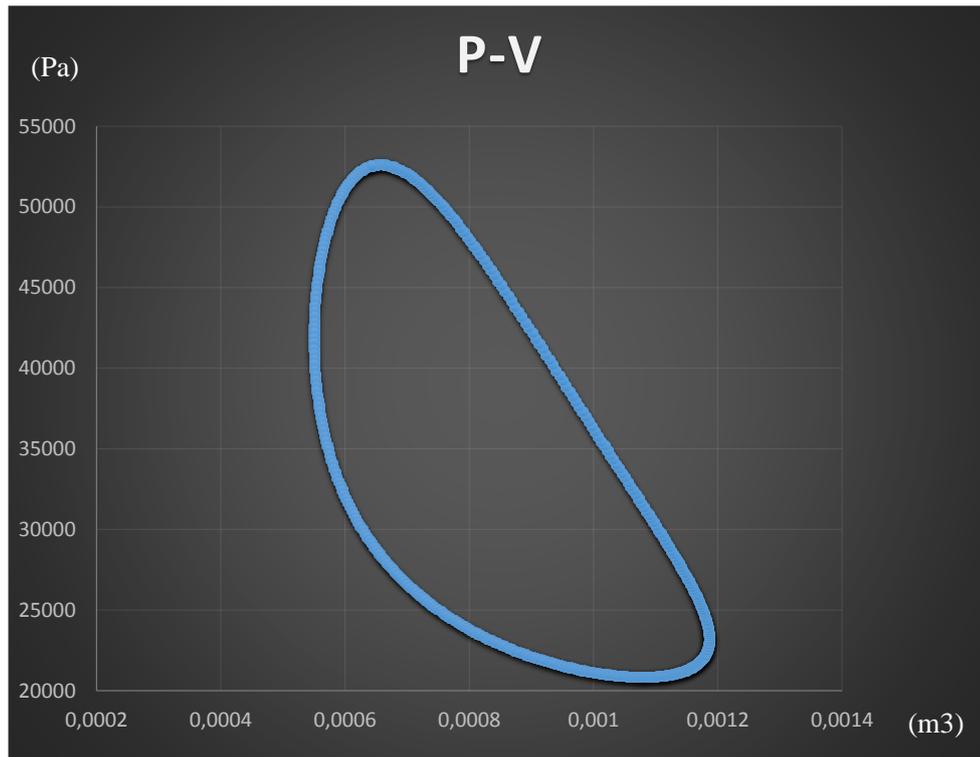


Figura 3-9 Diagrama P-V Stirling tipo Alfa (elaboración propia)

3.4.2.2 Stirling tipo Beta

De manera similar, se hacen variaciones en las ecuaciones anteriores. Se realizan dichas modificaciones acordes al nuevo tipo de motor, para hallar el diagrama de presión y volumen. La Figura 3-10 nos muestra un modelo de motor Stirling tipo Beta, en el que se aprecia el diseño característico de este motor, con un cilindro para dos pistones (desplazador y pistón de potencia).

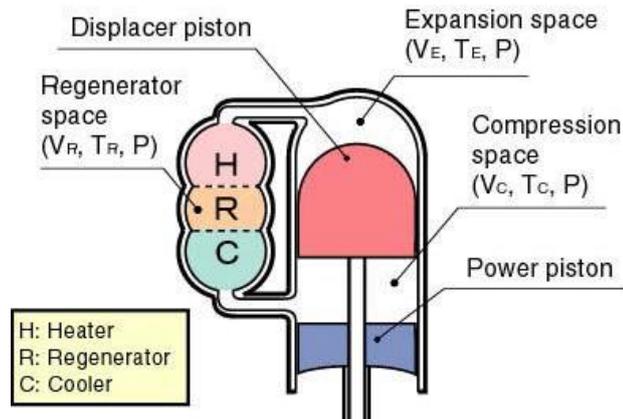


Figura 3-10 Motor Stirling tipo Beta (Tomado de [32])

El volumen de expansión (V_E) y el volumen de compresión (V_C) se describen en las siguientes ecuaciones, con sus respectivos volúmenes de barrido, de expansión y compresión (V_{SE} , V_{SC}) y el desfase (dx) entre el desplazador y el pistón de potencia.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}$$

Ecuación 3-19 Volumen de expansión del motor Stirling tipo Beta (tomado de [32])

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} (1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2} (1 - \cos(x - dx)) + V_{DC}$$

Ecuación 3-20 Volúmen de compresión del motor Stirling tipo Beta (tomado de [32])

Se sigue ahora el procedimiento anterior, el volumen total se puede extraer con la siguiente ecuación:

$$V = V_R + V_C + V_E$$

Ecuación 3-21 Volúmen total del motor Stirling tipo Beta (tomado de [32])

La presión del motor se deduce a partir de la presión media (P_{mean}). Se puede observar que hay expresiones sin determinar (a y c):

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cos(x - a)}$$

Ecuación 3-22 Presión del fluido de trabajo del motor Stirling tipo Beta (tomada de [32])

Dichas expresiones se definen a continuación. Además se necesita de las ecuaciones y las relaciones que se mostraron en el motor tipo Alfa pero adaptadas a este motor:

$$t = \frac{T_C}{T_E}$$

Ecuación 3-23 Relación de temperaturas (tomada de [32])

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-24 Relación de volúmenes de barrido (tomada de [32])

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-25 Relación de volúmenes, muerto y de barrido, de la cámara de expansión (tomada de [32])

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-26 Relación de volúmenes, muerto y de barrido, de la cámara de compresión (tomada de [32])

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}}$$

Ecuación 3-27 Relación del volumen del regenerador y del volumen de barrido de la cámara de expansión (tomada de [32])

$$a = \tan^{-1} \frac{v \sin dx}{t + \cos dx + 1}$$

Ecuación 3-28 Parámetro a para el motor Stirling tipo Beta (tomada de [32])

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 - 2X_B$$

Ecuación 3-29 Parámetro S para el motor Stirling tipo Beta (tomada de [32])

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t - 1)v\cos dx + v^2 - 2t + 1}$$

Ecuación 3-30 Parámetro B para el motor Stirling tipo Beta (tomada de [32])

$$c = \frac{B}{S}$$

Ecuación 3-31 Relación entre los parámetros B y S del motor Stirling tipo Beta (tomada de [32])

Con todo esto, en la Figura 3-11 se observa el diagrama de presión y volumen correspondiente al motor Stirling tipo Beta:

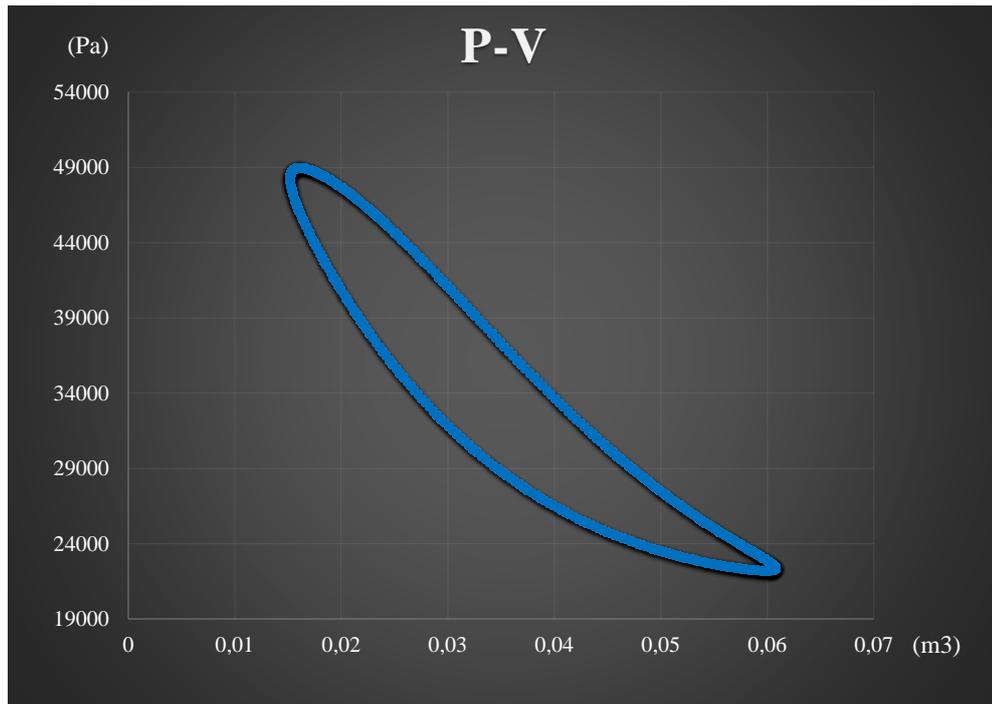


Figura 3-11 Diagrama presión y volumen del motor Stirling tipo Beta (elaboración propia)

3.4.2.3 Stirling tipo Gamma

Similar a las ecuaciones desarrolladas anteriormente, se calcula el volumen de expansión y de compresión con los volúmenes de barrido de compresión y expansión. La Figura 3-12 muestra la configuración de un motor Stirling tipo Gamma.

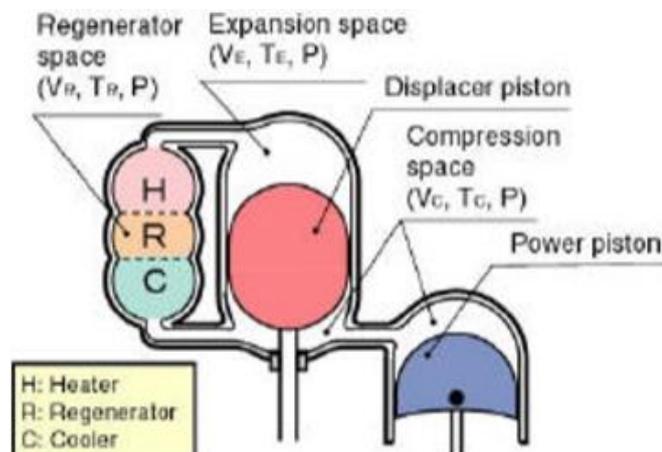


Figura 3-12 Motor Stirling tipo Gamma Tomado de [32])

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}$$

Ecuación 3-32 Volúmen de expansión del motor Stirling tipo Gamma (tomado de [32])

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 + \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(x - dx)) + V_{DC}$$

Ecuación 3-33 Volúmen de compresión del motor Stirling tipo Beta (tomado de [32])

El volumen total se muestra en la Ecuación 3-21:

La presión del motor se calcula con la presión media (Ecuación 3-22).

Las expresiones a (Ecuación 3-34) y S (Ecuación 3-35), se adaptan a la configuración de este tipo de motor Stirling:

$$a = \tan^{-1} \frac{v \sin dx}{t + \cos dx - 1}$$

Ecuación 3-34 Parámetro a para el motor Stirling tipo Gamma (tomada de [32])

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tV_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 + 2X_B$$

Ecuación 3-35 Parámetro S para el motor Stirling tipo Gamma (tomada de [32])

Ahora, se sigue el mismo cálculo que el mostrado anteriormente (3.4.2.2).

Con todos los datos se muestra el diagrama de presión y volumen para el motor tipo Gamma:

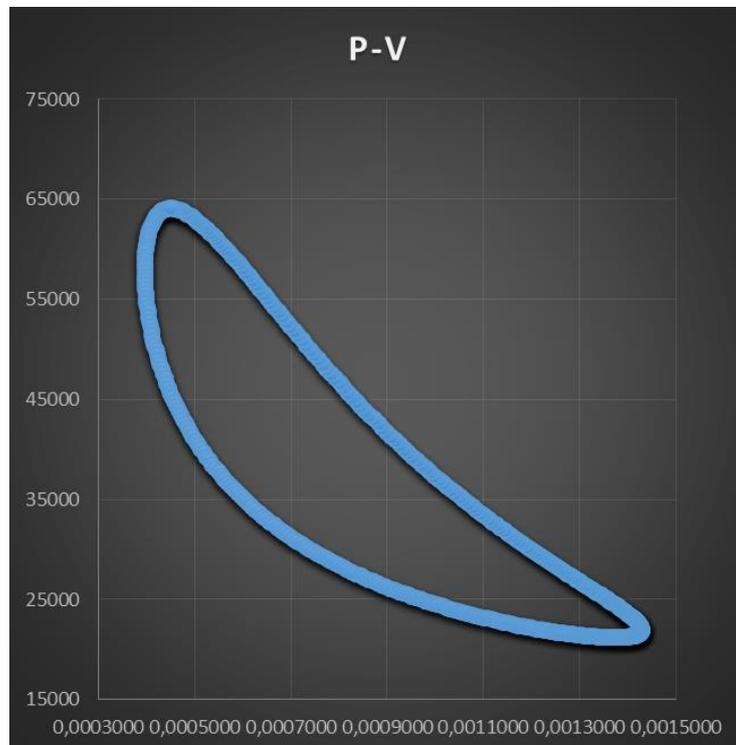


Figura 3-13 Diagrama de presión y volumen Motor Stirling tipo Gamma (elaboración propia)

3.4.2.4 Cálculo de eficiencia

La energía del sistema se puede calcular analíticamente usando los coeficientes citados anteriormente. Se comienza calculando la energía asociada a las cámaras de expansión y compresión. La energía del espacio de expansión (W_E), basada en la presión media (P_{mean}), se describe en la siguiente ecuación:

$$W_E = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi c \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}}$$

Ecuación 3-36 Energía asociada a la cámara de expansión (tomada de [32])

En la siguiente ecuación se describe la energía del espacio de compresión (W_C):

$$W_C = -\frac{P_{mean} V_{SE} \pi t c \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}}$$

Ecuación 3-37 Energía asociada a la cámara de compresión (tomada de [32])

Con los cálculos anteriores, se puede obtener la energía total del sistema en cada ciclo del motor. Para calcular la energía por cada ciclo del motor (W_i) se suman las dos energías obtenidas anteriormente:

$$W_i = W_E + W_C$$

Ecuación 3-38 Energía total del sistema (tomada de [32])

Para calcular las potencias asociadas a la cámara de expansión y a la cámara de compresión, se usa la velocidad del motor, expresada en vueltas por segundo (Hz):

$$L_E = W_E * n$$

Ecuación 3-39 Potencia asociada a la cámara de expansión (tomada de [32])

$$L_C = W_C * n$$

Ecuación 3-40 Potencia asociada a la cámara de compresión (tomada de [32])

$$L_i = W_i * n$$

Ecuación 3-41 Potencia total asociada al sistema (tomada de [32])

La energía de expansión (W_E) (Ecuación 3-36), significa un aporte de energía calorífica desde una fuente externa, al motor. Además, la energía de compresión (W_C) (Ecuación 3-37) indica una cesión de calor del motor, al agua o aire. Por lo tanto, la eficiencia del motor se puede hallar con la siguiente ecuación:

$$e = \frac{W_i}{W_E} = 1 - t$$

Ecuación 3-42 Eficiencia del motor Stirling (tomada de [32])

Calculando la eficiencia de cada motor, se ha tenido en cuenta el diseño de cada uno y la facilidad de añadirle un intercambiador de calor para su foco frío. Además, en el diseño se ha mantenido un volumen igual en todas las cámaras del fluido de trabajo (expansión, compresión y regenerador), para poder comparar las potencias obtenidas.

El diseño de los motores tipo Alfa y Gamma poseen, en comparación con el motor tipo Beta, un cilindro a mayores. Esto hace más complicada la instalación de los dos intercambiadores de calor para ambos focos. El motor tipo Beta tiene una mayor facilidad para la implementación de los dos intercambiadores de calor debido a que sólo posee un cilindro, y en su interior, un pistón de potencia y un desplazador.

Para el estudio de eficiencia de cada motor, se calculó, de forma teórica, la potencia de cada uno con mismos volúmenes de barrido de compresión y expansión, volumen de regenerador, masa y todas las características comunes a todos los tipos de motores Stirling.

Tipo Motor Stirling Potencia (Li)

Alfa	114.64 W
Beta	147.39 W
Gamma	137.94 W

Tabla 3-2 Tabla de potencias de los tipos de motores Stirling (elaboración propia)

Se puede observar que las potencias son distintas y nos interesa el que mayor potencia genere, para poder aprovecharla en generación de electricidad. Por esto, se eligió el motor Stirling tipo Beta para el diseño del motor.

Todos los cálculos descritos anteriormente, se han realizado con Microsoft Excel, tal y como se muestra en la Figura 3-14.

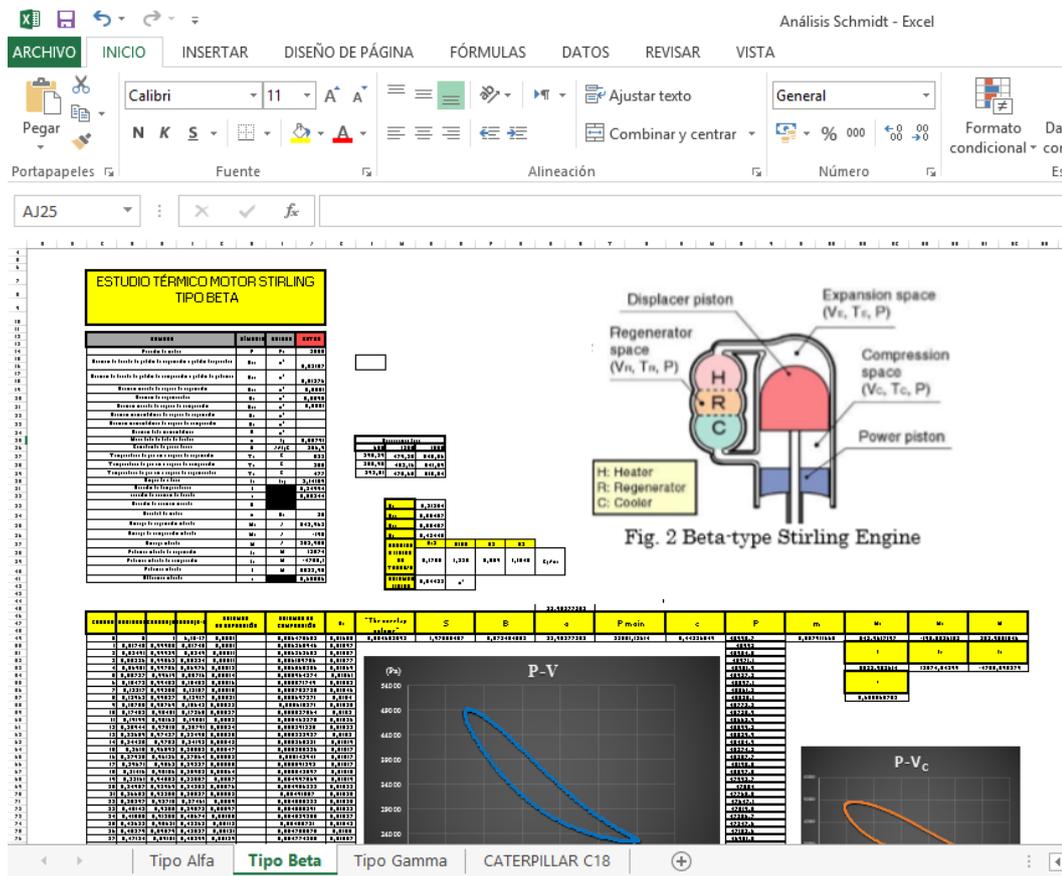


Figura 3-14 Captura de pantalla de los cálculos realizados en Microsoft Excel (elaboración propia)

3.4.3 Diseño en Siemens NX

3.4.3.1 Introducción

Siemens NX [33] es un software de CAD/CAE/CAM que ha sido desarrollado por la empresa “Siemens PLM Software”. Su primer lanzamiento al mercado se aproxima al año 1969, convirtiéndose en uno de los primeros software CAM del mundo.

Este software nos facilita el diseño, la fabricación y la ingeniería asistida por ordenador, además de la estimación del ciclo de vida del producto. Todas estas funciones engloban a este software, que aun no siendo las principales, lo convierten en uno de los más flexibles del mercado en cuanto a diseño se refiere.

Para este proyecto, se han utilizado una serie de funciones principales para el modelado de las piezas, como por ejemplo, extrusión y revolución entre otros. Para el diseño del motor Stirling se ha partido del artículo “*Development and test of a Stirling engine driven by wasted gases for the micro CHP-system*” [34] y se han ido modificando piezas de cara a implementarlo.

3.4.3.2 Cilindro

Para esta pieza se ha usado las funciones de revolución y agujero. Esta pieza tiene un inconveniente en la parte inferior, donde se encuentra el mecanismo de biela-manivela, que es en la junta. Para este trabajo no se ha tenido en cuenta, pero es un foco importante de pérdidas por fugas del fluido de trabajo sino se tiene en consideración.

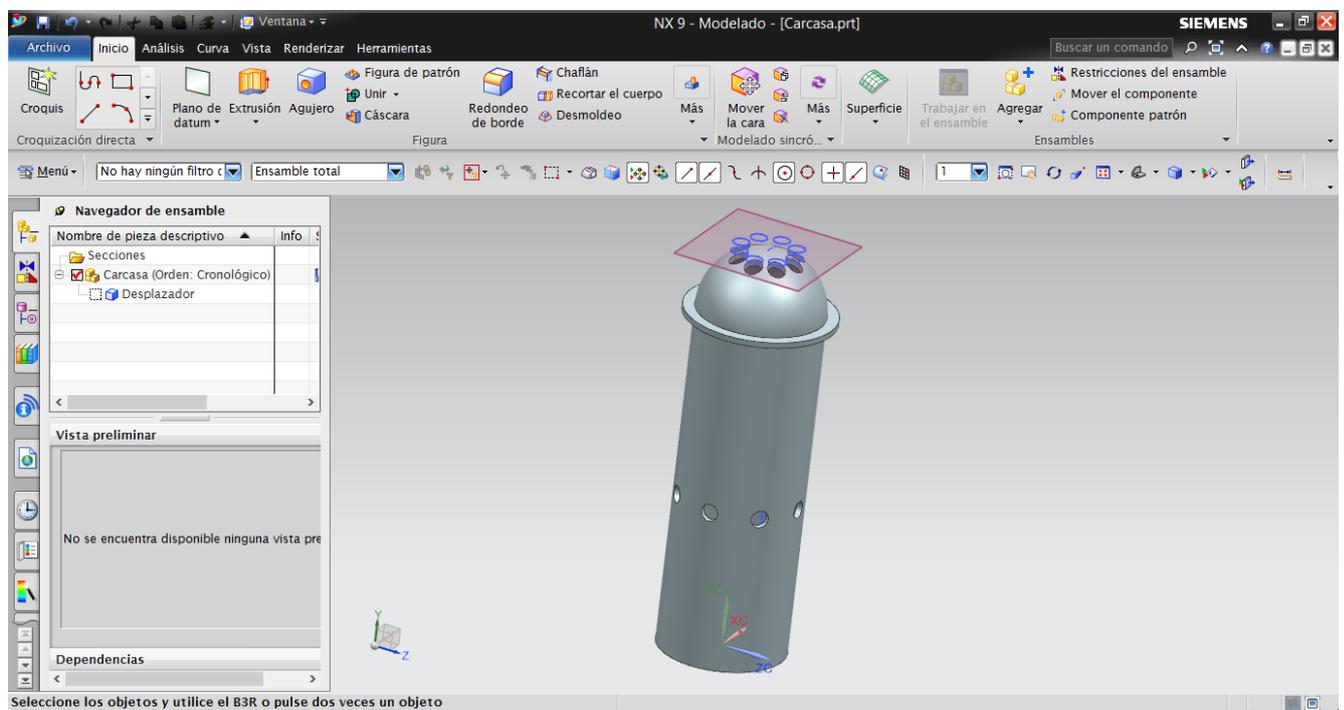


Figura 3-15 Cilindro del motor Stirling (elaboración propia)

3.4.3.3 Pistón de potencia

Para esta pieza se ha considerado practicar un orificio en el centro para que la biela del desplazador pase a través de este. El grosor de esta pieza se ha establecido en función de la presión que tiene que aguantar del fluido de trabajo y de hacer de guía para la biela del desplazador. En esta pieza también se necesitaría una junta en la abertura mencionada.

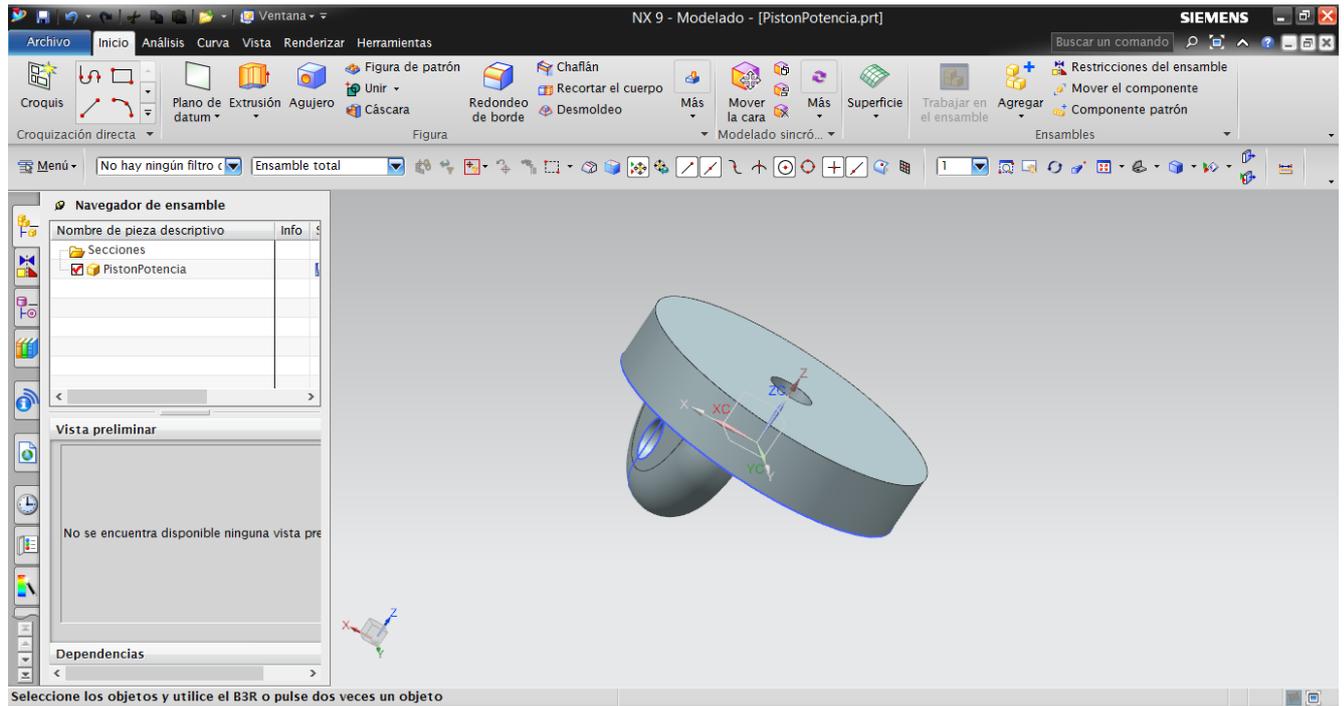


Figura 3-16 Pistón de potencia (elaboración propia)

3.4.3.4 Biela Pistón potencia

Es un componente común en cualquier mecanismo biela-manivela. En el diseño dispone de dos grados de libertad y que acciona el pistón de potencia dentro del cilindro.



Figura 3-17 Biela pistón de potencia (elaboración propia)

3.4.3.5 Desplazador

Se ha diseñado de manera sencilla, ya que es común a todos los motores Stirling tipo Beta y cumple perfectamente su función. Se trata de un cilindro con un diámetro levemente inferior al diámetro interior del cilindro, para que pueda pasar el fluido de trabajo.

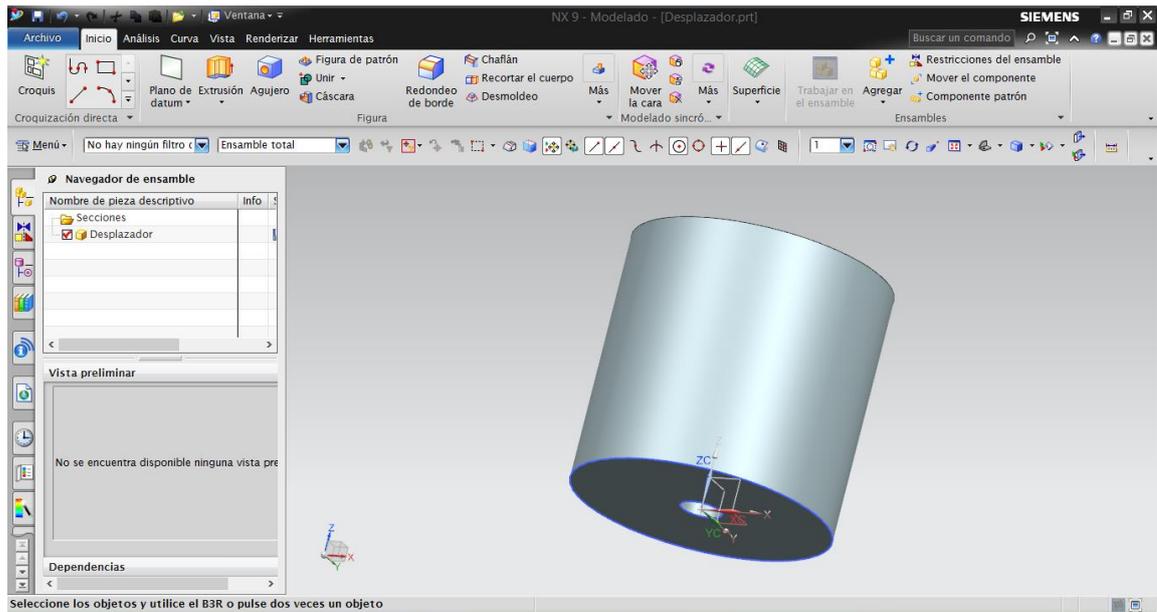


Figura 3-18 Desplazador (elaboración propia)

3.4.3.6 Biela desplazador

Es el mecanismo que, ayudado por el eje del motor (Figura 3-27), permite transformar el movimiento lineal del desplazador en movimiento circular.



Figura 3-19 Biela del desplazador (elaboración propia)

3.4.3.7 Camisa del regenerador

Esta pieza es la que se ha modificado en gran medida con respecto al motor referencia del artículo. En lugar de ser un compartimento pequeño en un lado del cilindro, se ha optado por diseñar una camisa para el regenerador que bordee la camisa del motor. Se encuentra separado de los dos intercambiadores de calor, pero está conectado a ellos a través de ocho tubos separados y equidistantes.

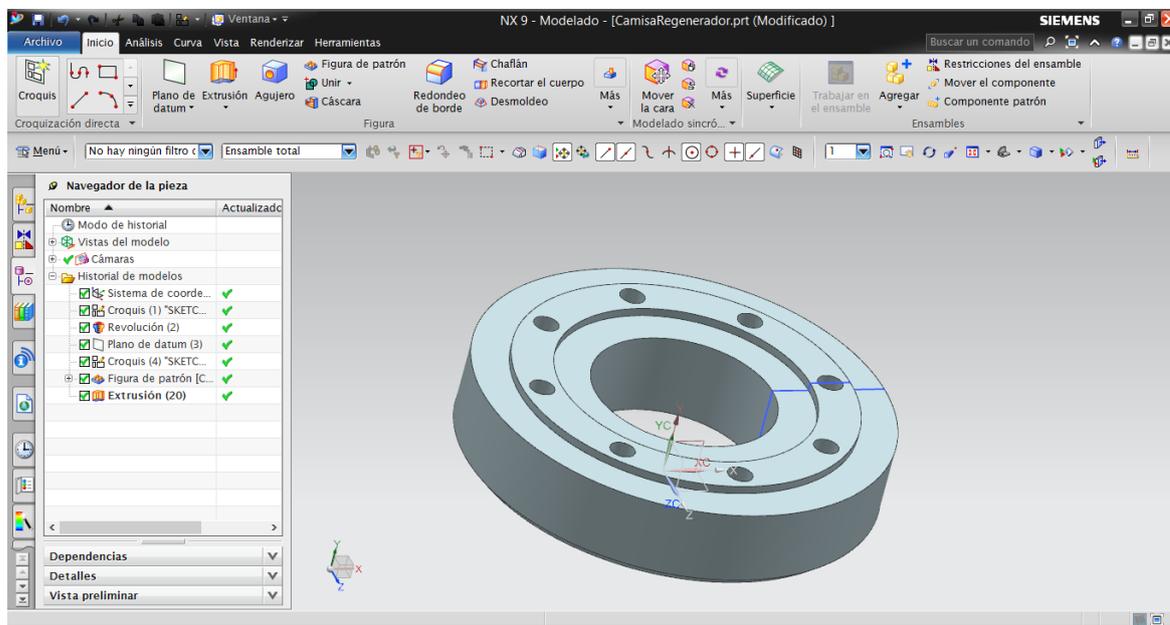


Figura 3-20 Camisa regenerador (elaboración propia)

Se ha diseñado a partir de la pieza del regenerador del artículo “*Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system*”_[34] y se ha modificado para aumentar el tamaño del regenerador sin aumentar el tamaño del motor. Su principal inconveniente es el hecho de que aumenta las pérdidas por volumen muerto y por fricción, aumentando el desgaste del material. El croquis utilizado en Siemens NX ha sido el siguiente:

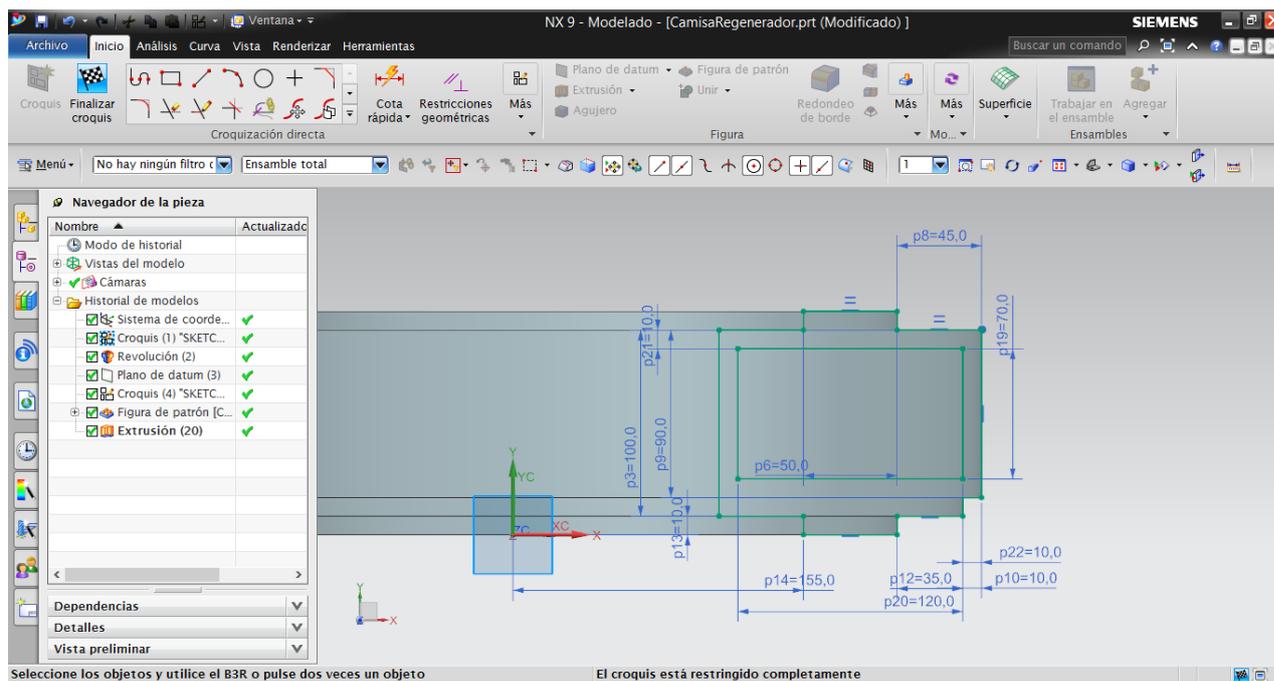


Figura 3-21 Croquis Camisa regenerador (elaboración propia)

Con dicho croquis se realizó una revolución en los 360° y se hizo uso del comando que permite realizar agujeros, en el plano perpendicular para el paso de los tubos. Estos tubos serían los de los intercambiadores de calor, es decir, los focos caliente y frío.

3.4.3.8 Camisa del cooler (Foco frío)

Este componente iría abrazando al cilindro. Dentro de él, se encontrarían los tubos por donde circularía el fluido de trabajo, del cilindro a la camisa del regenerador y viceversa. En este espacio fluiría el agua, enfriando el fluido de trabajo, que circularía por los tubos y por la pared del cilindro. Además, se puede considerar como foco frío del motor, la parte del fluido de trabajo que se encuentra en este espacio, en el interior del cilindro.

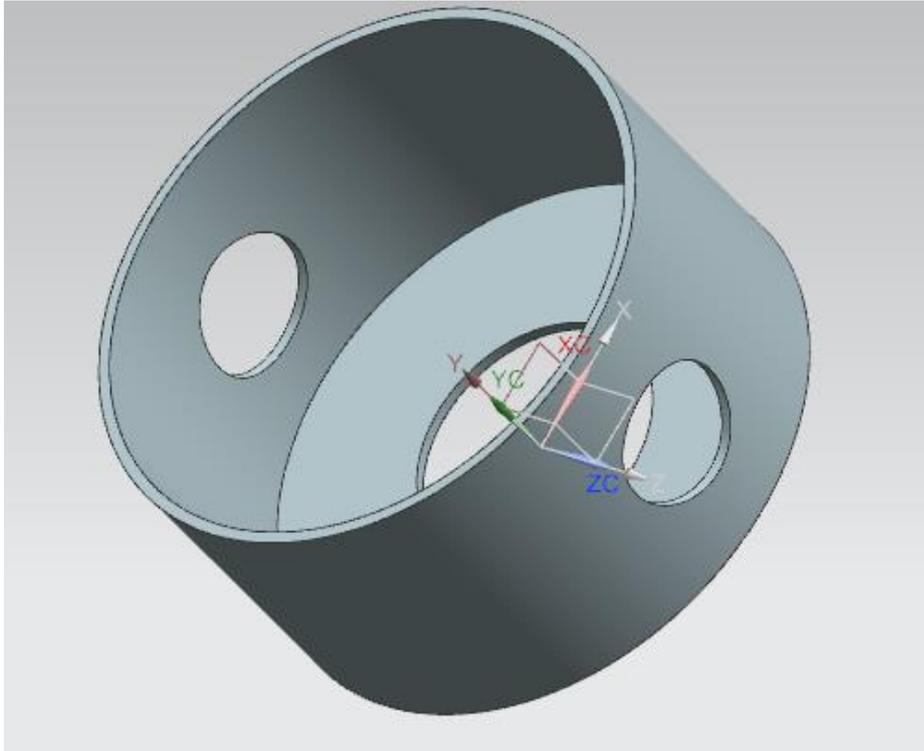


Figura 3-22 Camisa cooler (elaboración propia)

3.4.3.9 Tubos del cooler

Son en total 8 tubos, que conectan la camisa del regenerador con la zona del cilindro, que corresponde al foco frío del motor. Estos tubos permiten que el fluido de trabajo circule a través de ellos y se enfríe cediendo calor al agua.

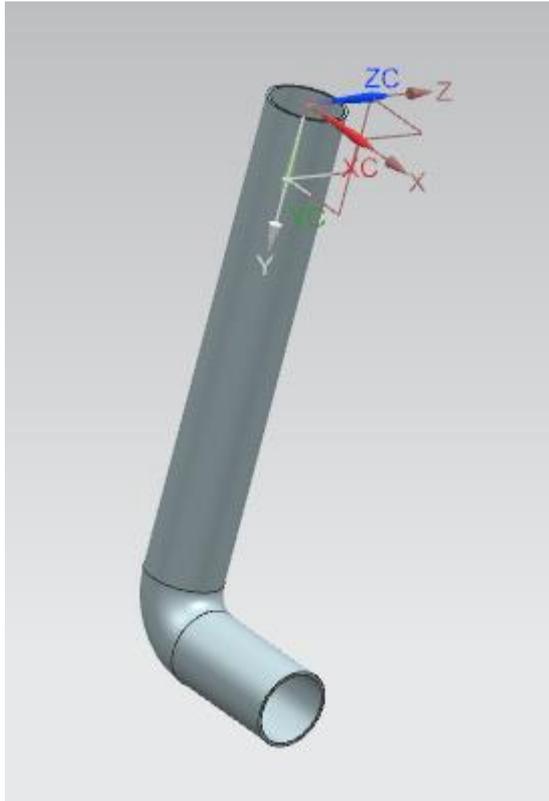


Figura 3-23 Tubos intercambiador de calor cooler

3.4.3.10 Campana gases de exhaustación

Se ha diseñado este componente para aprovechar la circulación de los gases de exhaustación del motor. Con este diseño, se consigue ceder calor al fluido de trabajo, con la ayuda de los tubos (Figura 3-26).

En esta zona, se considera el foco caliente del motor, la parte del fluido de trabajo que se encuentra en el interior del cilindro adyacente a esta componente.

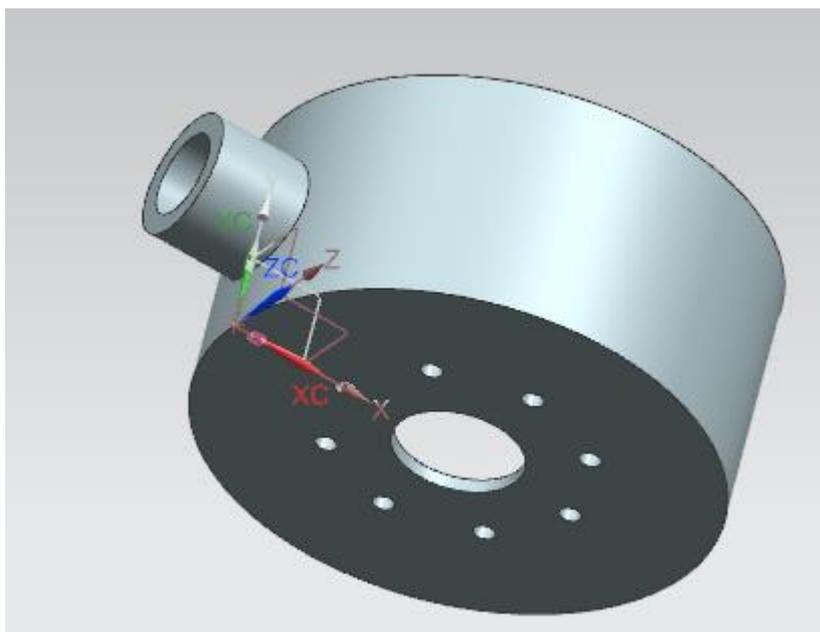


Figura 3-24 Campana gases exhaustación. Vista 1 (elaboración propia)

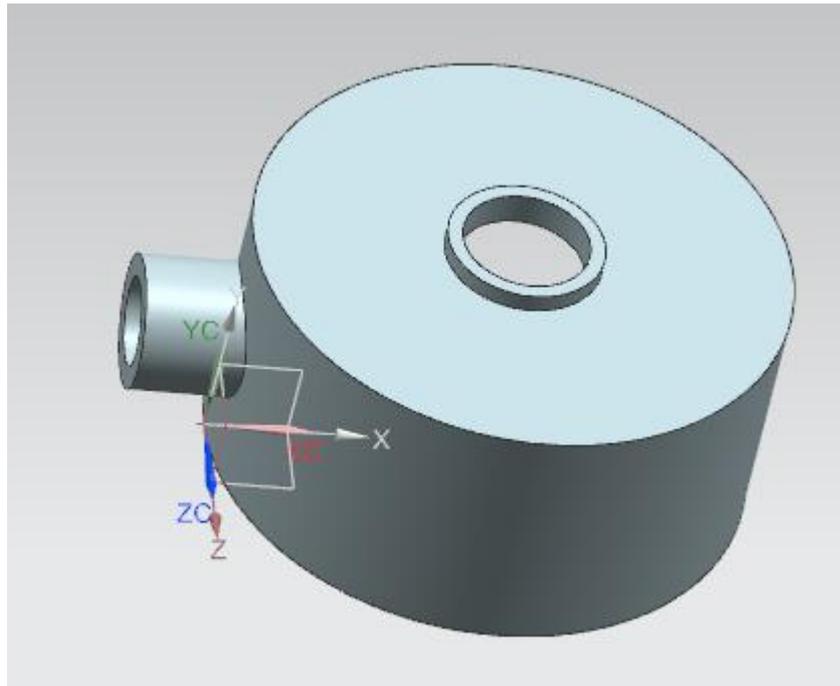


Figura 3-25 Campana gases exhaustación. Vista 2 (elaboración propia)

3.4.3.11 Tubos campana de gases de exhaustación

Tiene la misma finalidad que los tubos del foco frío (Figura 3-23). Permite la circulación del fluido de trabajo, pero, en este caso, para que los gases hagan aumentar la temperatura de dicho fluido.

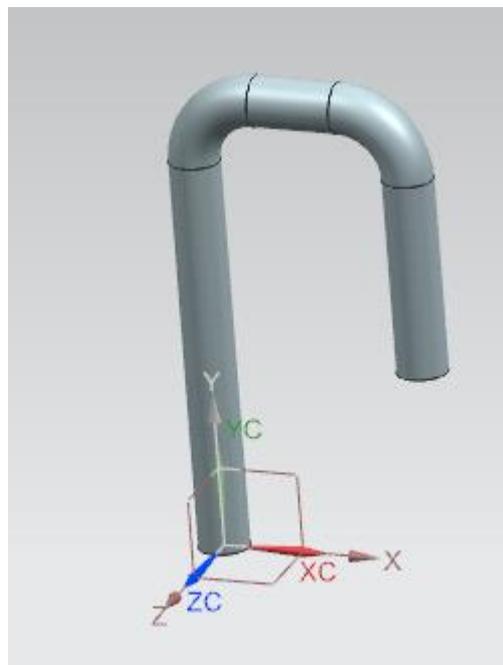


Figura 3-26 Tubo de la campana de gases de exhaustación (elaboración propia)

3.4.3.12 Eje

Este componente nos permite transformar, todos los esfuerzos y movimientos lineales que produce el motor, en un movimiento circular. Es un eje que separa las bielas, del desplazador y del pistón de potencia, 90°.

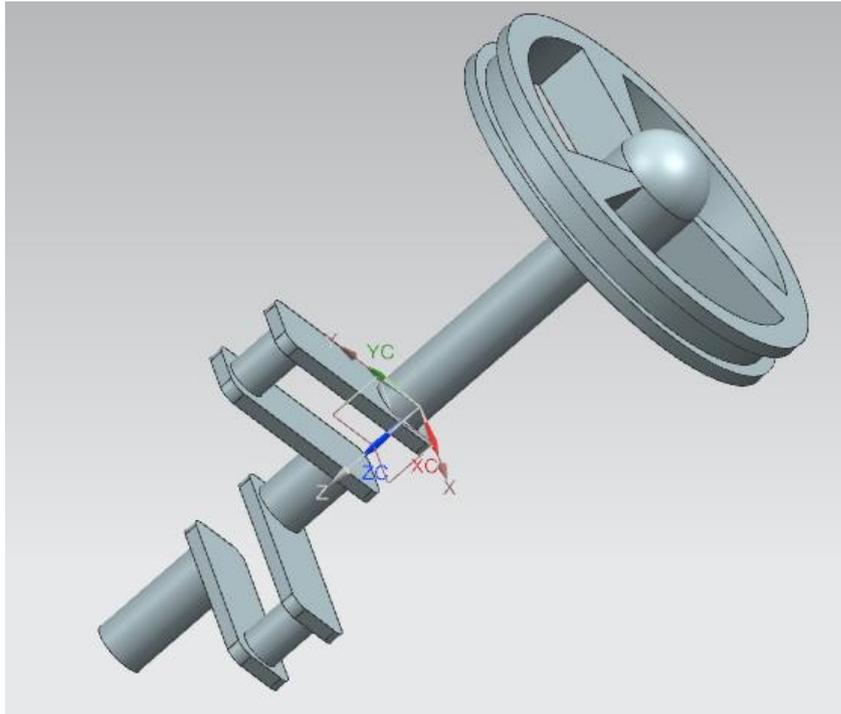


Figura 3-27 Eje del motor Stirling (elaboración propia)

3.4.3.13 Soporte del motor

Actúa como guía del eje y lo mantendría firme. En el presente trabajo no se ha tenido en cuenta el diseño de una basada para el soporte del motor al completo.

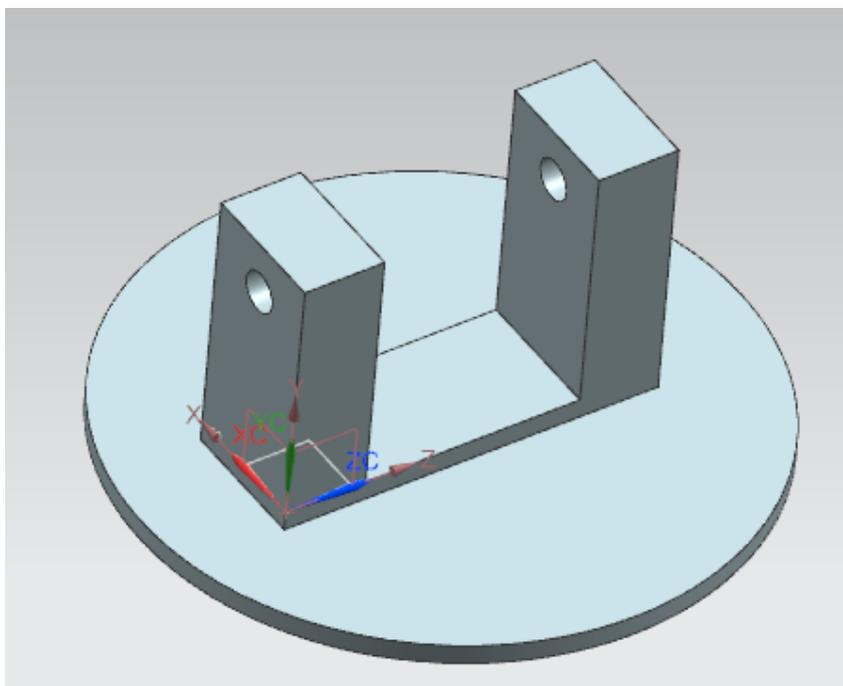


Figura 3-28 Soporte del motor Stirling (elaboración propia)

3.4.3.14 Cooler (intercambiador de calor de tubos)

Uno de los intercambiadores diseñados que actúa como sistema de refrigeración. Es un intercambiador de tubos de flujo cruzado, que permite la reducción de temperatura del fluido de trabajo.

Se observa en azul, los tubos por donde fluye el fluido de trabajo y disminuye su temperatura. El agua circularía de manera horizontal por los dos orificios de la camisa del cooler (Figura 3-22).

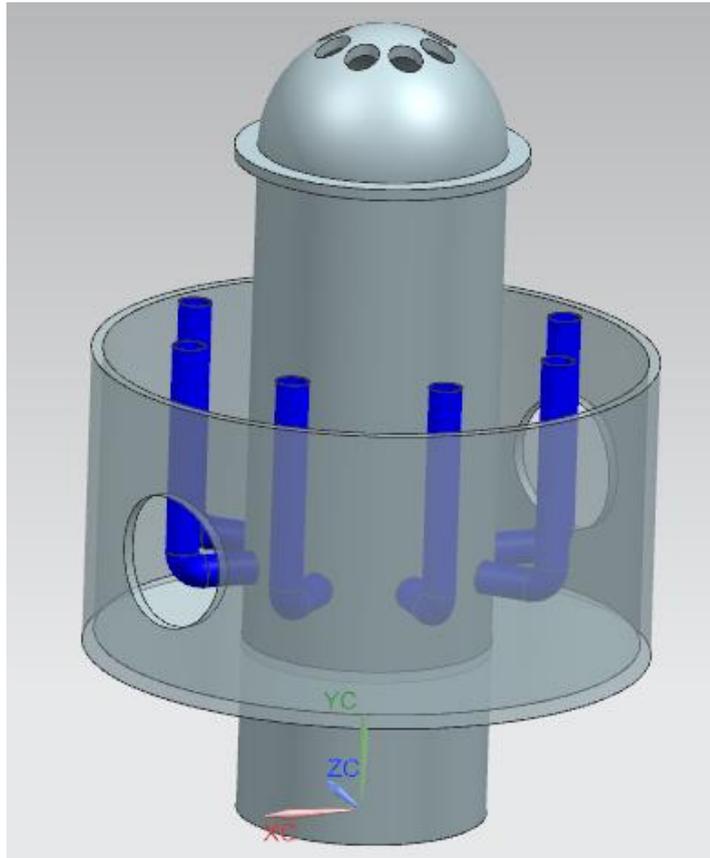


Figura 3-29 Intercambiador de calor. Cooler (elaboración propia)

3.4.3.15 Campana de gases de exhaustación (intercambiador de calor de tubos)

Es un intercambiador de calor de características parecidas al anterior cooler (Figura 3-29). En su interior se encuentran 8 tubos (Figura 3-26), que aumentarían su temperatura gracias a los gases de exhaustación de motor diésel propulsor (Figura 3-3). Los gases se introducen horizontalmente, calentando los tubos por donde circula el fluido de trabajo, y se expulsan de manera vertical por el orificio superior.

Este diseño permite que los gases de exhaustación, cedan calor a una parte de la pared del cilindro, además de calentar los tubos del intercambiador de calor.

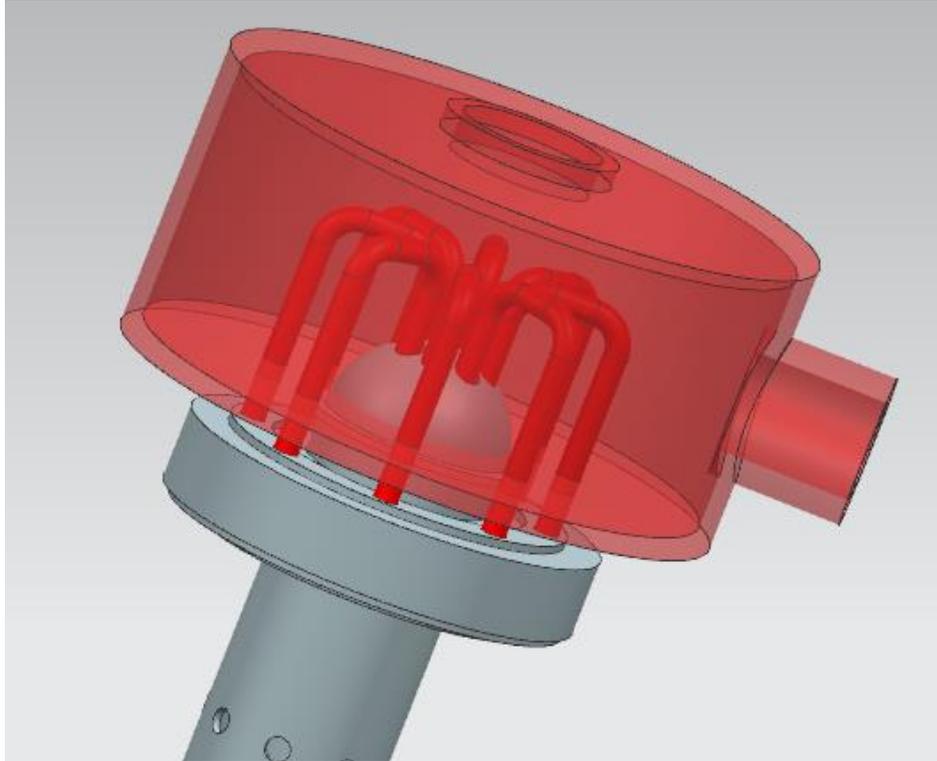


Figura 3-30 Campana de gases de exhaustación. Intercambiador de calor de tubos (elaboración propia)

3.4.3.16 Diseño final

Con las piezas mencionadas anteriormente, se procedió al diseño preliminar del motor. Los planos del diseño se encuentran en el Anexo I: PLANOS.

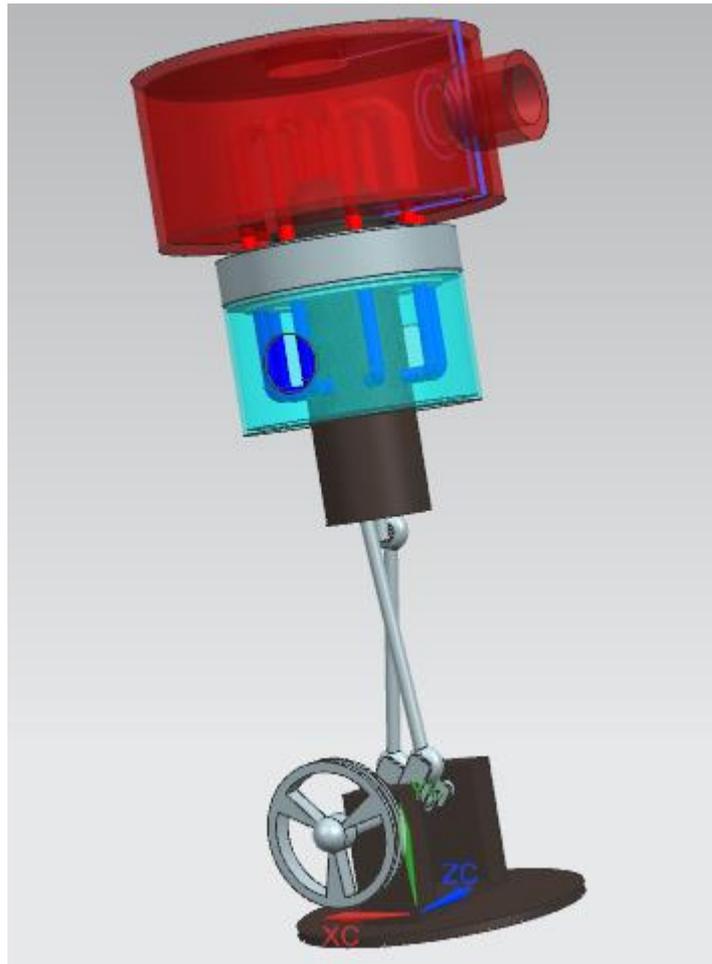


Figura 3-31 Diseño preliminar vista 1 (elaboración propia)

Se puede observar en rojo, el intercambiador de calor del foco caliente y en azul, se muestra el intercambiador de calor del foco frío.



Figura 3-32 Diseño preliminar vista 2 (elaboración propia)

3.4.4 Materiales

Teniendo en cuenta la diferencia de temperaturas que se va a dar en el motor Stirling, se ha escogido el aluminio para la mayoría de los componentes debido a su gran conductividad térmica como se muestra en la Tabla 3-3. Además, es necesario que el intercambio de calor entre el fluido de trabajo, el agua y los gases de escape, sea el más elevado posible. Por lo tanto, se ha escogido este material para los componentes del motor Stirling que necesiten transmitir calor de un fluido a otro.

Para las zonas donde el mecanismo estará en contacto con el agua, pero no transmitirá calor a otro fluido bajo estudio, se usará acero inoxidable. Además, la zona más afectada por los esfuerzos mecánicos del motor, se escogió el Acero.

Material	Conductividad térmica (k=W/m°C)
Acero	15
Acero Inoxidable	14.9
Aluminio	237

Tabla 3-3 Conductividad térmica de los materiales (tomada de [35])

Para el cálculo posterior de la potencia del motor Stirling no se ha tenido en consideración las pérdidas ocasionadas por fugas del fluido de trabajo. Por lo tanto, no se ha estudiado el material de las juntas que nos evitarían dichas fugas.

Pieza	Material
Biela desplazador	Aluminio
Biela pistón potencia	Aluminio
Camisa cilindro	Aluminio
Camisa cooler	Acero Inoxidable
Camisa regenerador	Acero
Campana gases de exhaustación	Acero
Eje	Acero
Pistón potencia	Aluminio
Rueda eje	Acero
Soporte motor	Acero
Tubo campana de gases	Aluminio
Tubo cooler	Aluminio

Tabla 3-4 Material de cada componente del motor (elaboración propia)

Por otra parte, como se van a obtener temperaturas superiores a 300°C, es necesario la utilización de aislantes térmicos [36] para evitar un posible contacto directo del motor con el personal y reducir la radiación de calor emitida. Por esta razón, se tiene en cuenta un tipo de aislante térmico usado actualmente en la industria naval: “SUPERWOOL 607 BLANKET”.

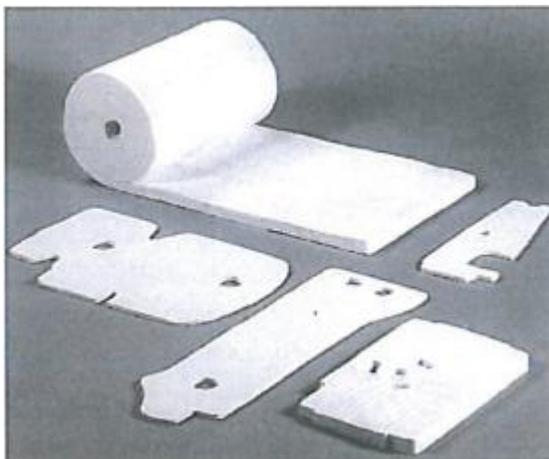


Figura 3-33 Aislante SUPERWOOL 607 BLANKET (Tomado de [36])

Se trata de una capa fibrosa punzada por ambas caras, que posee una gran resistencia térmica, soporta temperaturas hasta los 1100°C. Además, es un material con buena absorción de ruidos y una aceptable resistencia al rasgado.

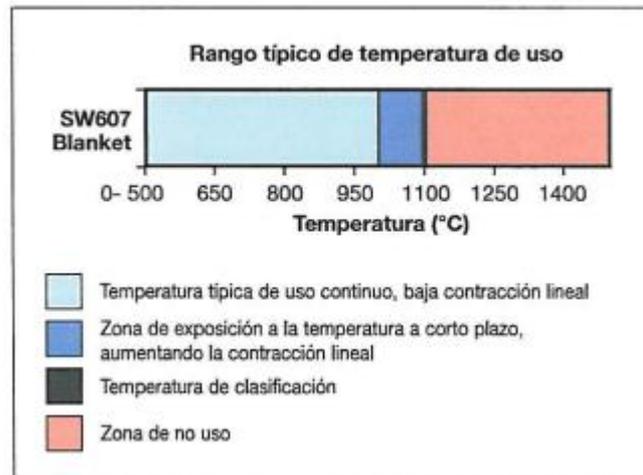


Figura 3-34 Rango temperaturas SUPERWOOL (Tomado de [36])

Como se va a realizar el estudio con el regenerador, se tiene que estudiar el tipo de material para este componente. Se ha elegido la “esponja metálica” de aluminio. Se trata de una espuma de aluminio [37], un material poroso que posee una gran conductividad térmica. Es un medio eficiente para la transmisión de calor debido a la superficie específica que posee. A esta propiedad hay que añadirle que sus propiedades mecánicas y químicas hacen de este material muy resistente al desgaste por el paso continuo de un fluido a través de él.



Figura 3-35 Espuma metálica (Tomado de [37])

3.4.5 Cálculo potencia motor tipo Beta

Para el cálculo de la potencia del motor, hay que considerar los regímenes de revoluciones del motor principal (Figura 3-3). Las Lanchas de Instrucción navegan en tres revoluciones distintas: 600, 1200 y 1800 rpm [28]. Esto influye en la temperatura de los gases de exhaustación, por lo tanto, se necesita realizar tres veces el cálculo de la temperatura del fluido de trabajo. Además, esta variación de regímenes produce una variación en el intercambio de energía calorífica en ambos focos (caliente y frío).

Con los nuevos volúmenes y longitudes características diseñadas, y para poder realizar un cálculo de la potencia del motor, se necesita un análisis térmico en los intercambiadores de calor del motor Stirling. Se ha decidido realizar el método “Number of Transfer Units” (NUT), debido a que son

desconocidas las temperaturas de salida de los gases de escape y del fluido de trabajo en ambos intercambiadores de calor.

Para este método, se necesitan una serie de datos extraídos de tablas, como es el caso del coeficiente de transferencia de calor o la conductividad térmica. Para concretar más, el coeficiente de transferencia de calor para el Helio es desconocido, ya que no se dispone de tablas para hallarlo. Por lo tanto, se da paso a su debido cálculo y se toma como punto de partida el número de Nusselt [35], que es el coeficiente adimensional para la transmisión de calor por convección.

Conviene explicar que, de los tres mecanismos básicos de transferencia de calor (conducción, radiación y convección), para este cálculo se ha priorizado la transferencia de calor por convección. Se ha escogido este mecanismo porque, aunque sea semejante a la conducción, difieren en el hecho de que requiere la presencia del movimiento de fluidos. Además, el movimiento del fluido mejora la transferencia de calor y la velocidad de esta transferencia a través del fluido, es mucho más alta por convección que por conducción. De hecho, cuanto más alta es la velocidad del fluido, mayor es la velocidad de transferencia de calor.

La experiencia muestra que la transferencia de calor por convección depende de las siguientes propiedades:

- Viscosidad dinámica μ
- Conductividad térmica k
- Densidad ρ
- Calor específico c_p

También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo del flujo del fluido (que sea laminar o turbulento). A pesar de todos estos parámetros, se puede observar que la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de Newton de enfriamiento como

$$q_{conv} = h(T_s - T_\infty) \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Ecuación 3-43 Ley de Newton del enfriamiento sin tener en cuenta la superficie de contacto (tomada de [35])

O bien,

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \text{ (W)}$$

Ecuación 3-44 Ley de Newton del enfriamiento (tomada de [35])

Donde:

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección, $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

A_s = Área superficial de transferencia de calor, m^2

T_s = Temperatura de la superficie, $^\circ\text{C}$

T_∞ = Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, $^\circ\text{C}$

Como se ha mencionado anteriormente, para conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección de un fluido se sabe que es función del número de Nusselt.

3.4.5.1 Número de Nusselt

En los estudios sobre convección, es práctica común obviar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables (las cuales se agrupan en números adimensionales), con la finalidad de reducir el número de variables totales. También se realiza como práctica común, no tener en cuenta las dimensiones del coeficiente de calor con el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{hL_c}{k}$$

Ecuación 3-45 Número de Nusselt o coeficiente de transferencia de calor adimensional (tomada de [35])

Donde:

k = Conductividad térmica del fluido

D = Diámetro de los tubos

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

Nu = Número de Nusselt

El número de Nusselt, representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido, como resultado de la convección en relación con la conducción, a través de la misma capa. Es decir, cuanto mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección.

En la vida real se usa la convección forzada más de lo que se podría pensar. Si se quiere aumentar la velocidad de transferencia de calor desde un objeto caliente, se recurre a la convección forzada. Por ejemplo, en verano se usa el ventilador para hacer que el cuerpo se enfríe de manera más eficaz. Si mayor es la velocidad del ventilador, mejor se siente. Es lo que ocurre con los intercambiadores de calor, usan este mecanismo para aumentar su eficiencia.

Partiendo de este punto, se conoce que el número de Nusselt es función del número de Prandtl y de Reynolds. Por lo tanto, se necesita conocer estos dos números adimensionales para obtener el número de Nusselt.

3.4.5.2 Número de Prandtl

Se ha mencionado anteriormente la importancia de la velocidad del fluido en el mecanismo de convección, donde no se puede olvidar que depende, en gran medida, de la viscosidad del fluido. La viscosidad provoca que el fluido no se encuentre, en su totalidad, con velocidad, por lo que se pasa a nuevos conceptos como los perfiles de velocidad del fluido, capa límite de velocidad y espesor relativo.

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas, límite térmica y de velocidad, es por medio del número de Prandtl adimensional.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$

Ecuación 3-46 Número adimensional de Prandtl (tomada de [35])

Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0.01 para los metales líquidos, hasta más de 100 000 para los aceites pesados. Para el agua sería de orden de 10, y para los gases alrededor de 1 (Tabla 3-5).

Fluido	Pr
Metales líquidos	0.004-0.030
Gases	0.7-1.0
Agua	1.7-13.7
Fluidos orgánicos	
ligeros	5-50
Aceites	50-100 000
Glicerina	2 000-100 000

Tabla 3-5 Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes (Tomada de [35])

3.4.5.3 Número de Reynolds

El parámetro adimensional de Reynolds, también es necesario en el cálculo del número de Nusselt. Para explicarlo, hace falta mencionar los tipos de flujo (laminar y turbulento), ya que influyen directamente en la transferencia de calor. Para la transmisión de calor por convección, un fluido llega a transmitir calor a un objeto, de manera más eficaz, teniendo un flujo laminar en lugar de uno turbulento a la misma velocidad. Estos regímenes de flujo, dependen principalmente de la razón de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del fluido.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu}$$

Ecuación 3-47 Parámetro adimensional de Reynolds (tomada de [35])

V es la velocidad de la corriente superior (equivale a la velocidad de la corriente libre de una placa plana), L_c es la longitud característica de la configuración geométrica y $\nu = \mu/\rho$ es la viscosidad cinemática del fluido.

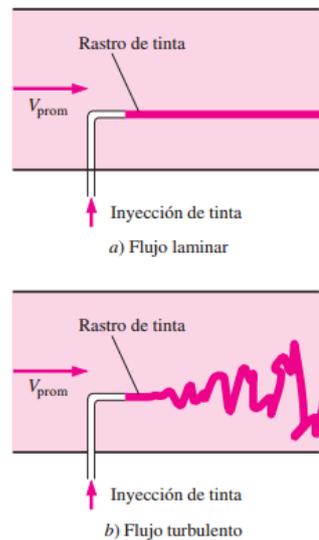


Figura 3-36 Comportamiento del fluido coloreado inyectado en el flujo, en los flujos laminar y turbulento, en un tubo (Tomada de [35])

3.4.5.4 Cálculo número de Nusselt

Con los parámetros adimensionales anteriores, se puede calcular el número de Nusselt para el fluido de trabajo (Helio). La configuración geométrica se puede hallar por tablas, para convección forzada sobre cilindros circulares.

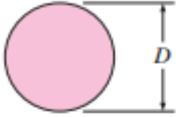
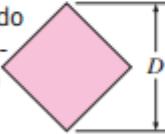
Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$

Tabla 3-6 Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (Tomado de [35])

Por lo tanto, con el diseño del intercambiador de calor, es decir, su longitud característica y el número de Reynolds calculado, se obtiene el número de Nusselt para el intercambiador de calor de tubos:

$$Nu = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$$

Ecuación 3-48 Número de Nusselt en función de los parámetros de Reynolds y Prandtl (tomada de [35])

3.4.5.5 Cálculo coeficiente de transferencia de calor por convección

Una vez obtenidos los parámetros adimensionales anteriores, se procede al cálculo de coeficiente de transferencia de calor. Si se parte de la Ecuación 3-45, y se obtiene de tablas el dato de conductividad térmica del Helio como

$$k_{He} = 0.152 \text{ W/K}\cdot\text{m}$$

Y la longitud característica se toma el diámetro del tubo

$$D = 0.0275 \text{ m.}$$

Se obtiene el coeficiente de convección del Helio

$$h_{He} = \frac{Nu k}{D} = 175 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ecuación 3-49 Coeficiente de conductividad térmica (tomada de [35])

Donde:

k = Conductividad térmica

D = Diámetro de los tubos del intercambiador de calor

Nu = Número de Nusselt

h = coeficiente de transferencia de calor

3.4.5.6 Cálculo de temperaturas para las distintas revoluciones

Como se mencionó anteriormente, en el estudio del rendimiento del motor Stirling, como únicamente se conocen las temperaturas de entrada en los intercambiadores de calor, se precisa del cálculo del número de unidades de transferencia (NUT), el área de transferencia de calor A_s , el coeficiente global de transferencia de calor U y la capacitancia térmica de ambos fluidos, C_c y C_f .

Se comienza por el coeficiente global de transferencia de calor, que al ser un tubo por el que pasa el fluido interno, se puede expresar como

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{He}} + \frac{r_i}{k_A} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_i}{r_e} \frac{1}{h_g}}$$

Ecuación 3-50 Coeficiente global de transferencia de calor (tomada de [35])

Donde

h_{He} = Coeficiente de conductividad térmica del Helio

h_g = Coeficiente de conductividad térmica de los gases de escape

k_A = Conductividad térmica del Aluminio

r_e = Radio exterior del tubo

r_i = Radio interior del tubo

Con este dato y siguiendo el método mencionado anteriormente (3.4.4), se procede a calcular la transferencia de calor entre los dos fluidos

$$\dot{q} = UA_s(T_g - T_{He})$$

Ecuación 3-51 Ley de Newton del enfriamiento (tomada de [35])

Siendo A_s el área de transferencia de calor del intercambiador de calor.

El siguiente paso es el cálculo de las capacitancias térmicas de cada fluido.

$$C_{c,f} = \dot{m} * c_{p,c,f}$$

Ecuación 3-52 Capacitancia térmica del foco frío (tomada de [35])

Donde

C_c = Capacitancia térmica para el fluido de trabajo en el foco caliente (Gases de exhaustación)

C_f = Capacitancia térmica para el fluido de trabajo en el foco frío (Helio)

\dot{m} = Flujo másico

C_p = Calor específico del fluido

Así pues, se procede a hallar la temperatura de salida del fluido de trabajo con la fórmula de la energía transferida en forma de calor por el Helio

$$\dot{Q} = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,out} - T_{f,in})$$

Ecuación 3-53 Energía calorífica transferida en el intercambiador de calor (tomada de [35])

Donde se deduce

$$T_{f,out} = T_{f,in} + \frac{\dot{Q}}{C_{p,f}}$$

Ecuación 3-54 Temperatura de salida del fluido en el intercambiador de calor (tomada de [35])

Este mismo procedimiento se realiza para el cálculo de las temperaturas de salida del fluido de trabajo en los intercambiadores de calor, tanto frío como caliente así como en el regenerador. Para una mayor precisión en la estimación de la potencia resultante del motor Stirling, se realiza el cálculo de temperaturas para tres regímenes de revoluciones distintos. Estos regímenes son los más usuales cuando la plataforma de la Lancha de Instrucción se encuentra operativa.

Además, se necesitan las temperaturas de los gases de exhaustación y se muestran en la Figura 3-37: cómo esta variación de temperatura depende directamente del caudal de gases de escape. Tanto las temperaturas como los caudales del motor han sido proporcionados por el fabricante.

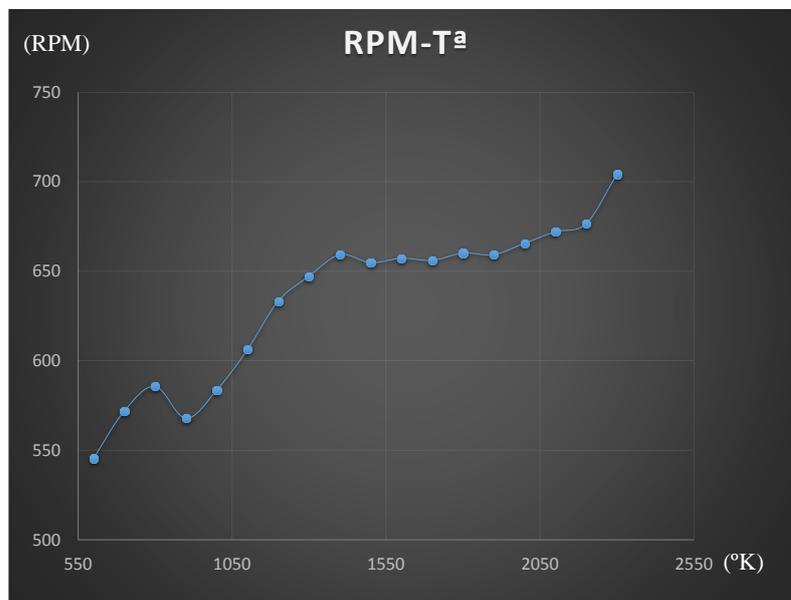


Figura 3-37 Relación entre la temperatura de los gases de exhaustación y las revoluciones del motor diesel (elaboración propia)

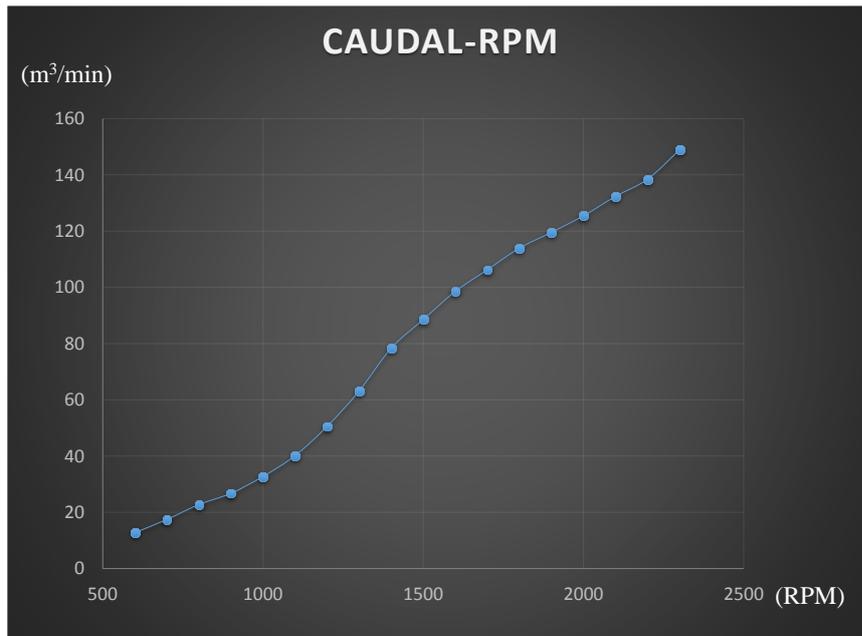


Figura 3-38 Relación caudal de los gases de exhaustación y revoluciones del motor diésel (elaboración propia)

4 RESULTADOS

Partiendo de toda la metodología mencionada anteriormente y realizando todos los cálculos, se han obtenido varias potencias resultantes del motor propuesto. Primeramente, se han obtenido las temperaturas medias en las tres cámaras del fluido de trabajo. Esta diferencia de temperatura es la que hace posible el movimiento del mecanismo, y son directamente proporcionales. En la Tabla 4-1 se puede observar las temperaturas obtenidas.

RPM Motor Diésel	600	1200	1800
T ^a Regenerador (°K)	393.81	475.68	541.09
T ^a Cámara de expansión (°K)	395.29	479.25	545.86
T ^a Cámara de compresión (°K)	380.95	453.16	510.84

Tabla 4-1 Temperaturas de las cámaras de expansión y compresión y del regenerador (elaboración propia)

Se observa que la diferencia de temperaturas no es elevada. Con un estudio posterior, se llegó a la conclusión de que la superficie de los intercambiadores de calor no era suficiente, para una óptima transmisión de calor. Si se duplicase dicha superficie, se podría obtener una diferencia de temperatura de hasta 90 grados centígrados entre la cámara de expansión y la cámara de compresión. Esta diferencia en el motor propuesto nos daría un aporte aproximado de 820 W, no obstante, haría falta un rediseño y estructuración del mecanismo tipo Beta.

Aún con esta poca diferencia de temperaturas, se han obtenido unas potencias resultantes entre 150 y 400 W. En el apartado siguiente se realizan tres diagramas de presión y volumen por cada régimen de revoluciones del motor diésel principal. Como ya se mencionó anteriormente, se hace esta distinción debido a las tres revoluciones que se establecen en las Lanchas de Instrucción.

4.1 Diagrama de presión y volumen para 600 rpm

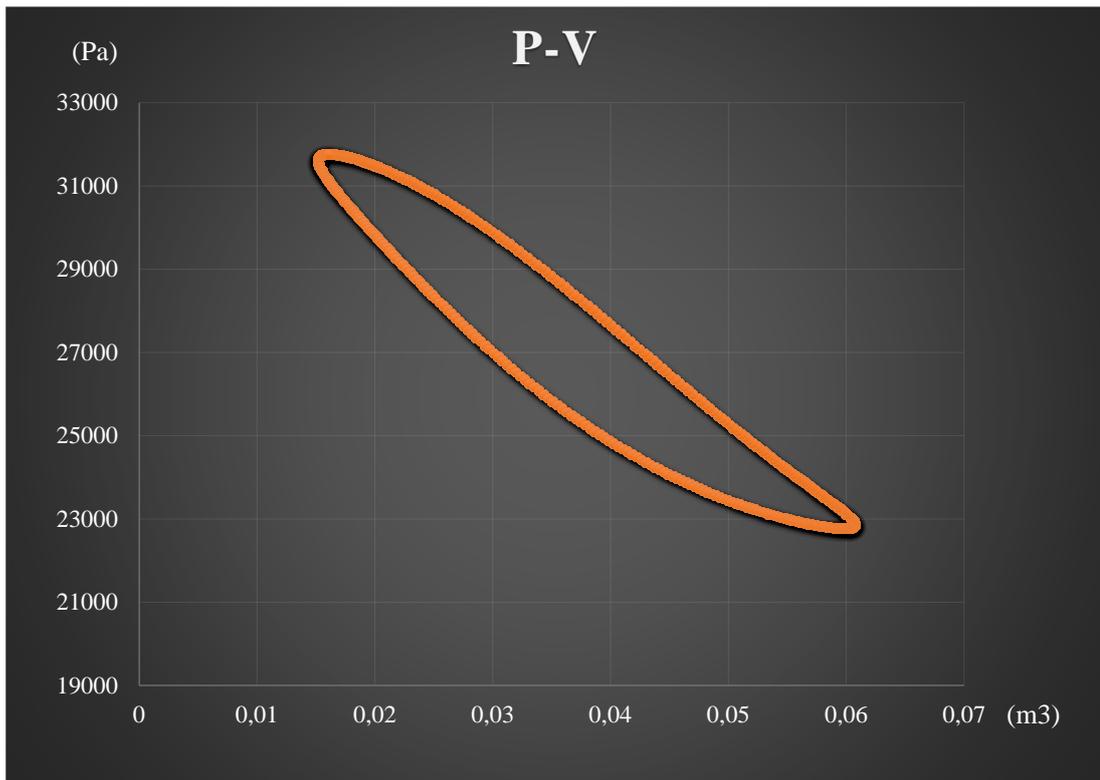


Figura 4-1 Diagrama P-V para 600 RPM Motor Stirling tipo beta diseñado (elaboración propia)

T ^a Regenerador (°K)	T ^a Cámara de expansión (°K)	T ^a Cámara de compresión (°K)
393.81	395.29	380.95

Tabla 4-2 Temperatura en cada cámara del motor Stirling tipo Beta a 600 rpm (elaboración propia)

Con los cálculos mencionados en el análisis de Schmidt se consigue obtener la siguiente potencia con un régimen de revoluciones constantes de 600 rpm. Las temperaturas medias para cada cámara del fluido de trabajo serían las mostradas en la Tabla 4-2.

$$L_i = 165.42 \text{ W}$$

4.2 Diagrama de presión y volumen para 1200 rpm

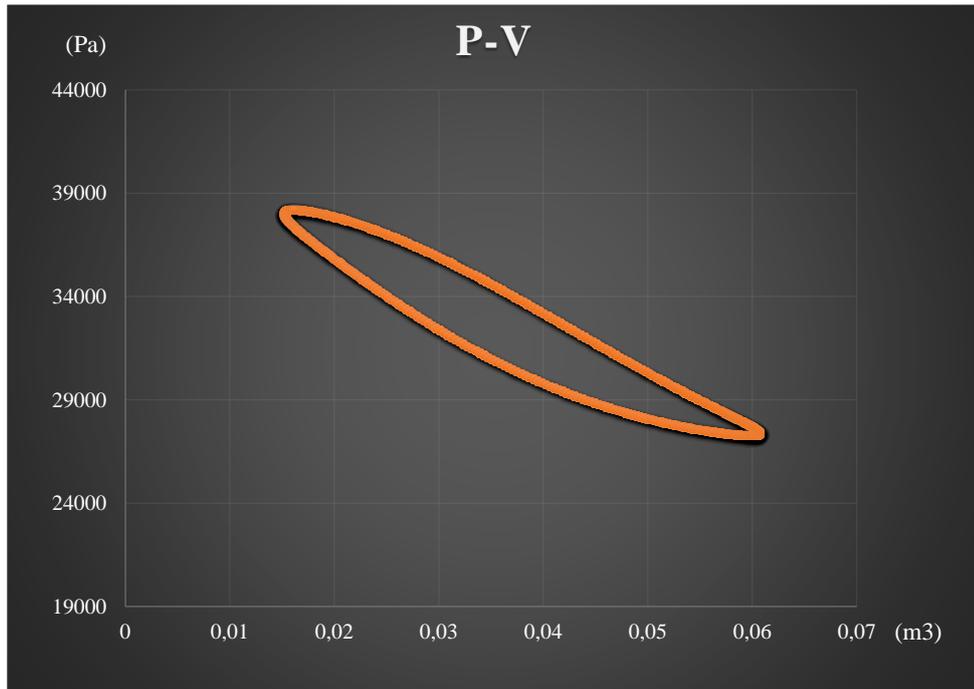


Figura 4-2 Diagrama P-V para 1200 RPM Motor Stirling tipo Beta diseñado (elaboración propia)

T ^a Regenerador (°K)	T ^a Cámara de expansión (°K)	T ^a Cámara de compresión (°K)
475.68	479.25	453.16

Tabla 4-3 Temperatura en cada cámara del motor Stirling tipo Beta a 1200 rpm (elaboración propia)

Para el régimen de revoluciones de 1200 rpm, se puede observar un aumento de la presión del motor (Figura 4-2). Esto es consecuencia del aumento de las temperaturas en cada cámara del motor Stirling, además, del aumento de la energía calorífica de los gases de exhaustación del motor diésel. Este diagrama presenta las variaciones de presión y temperatura en el motor si, el motor estuviese continuamente a 1200 rpm.

$$L_i = 301.54 \text{ W}$$

4.3 Diagrama de presión y volumen para 1800 rpm

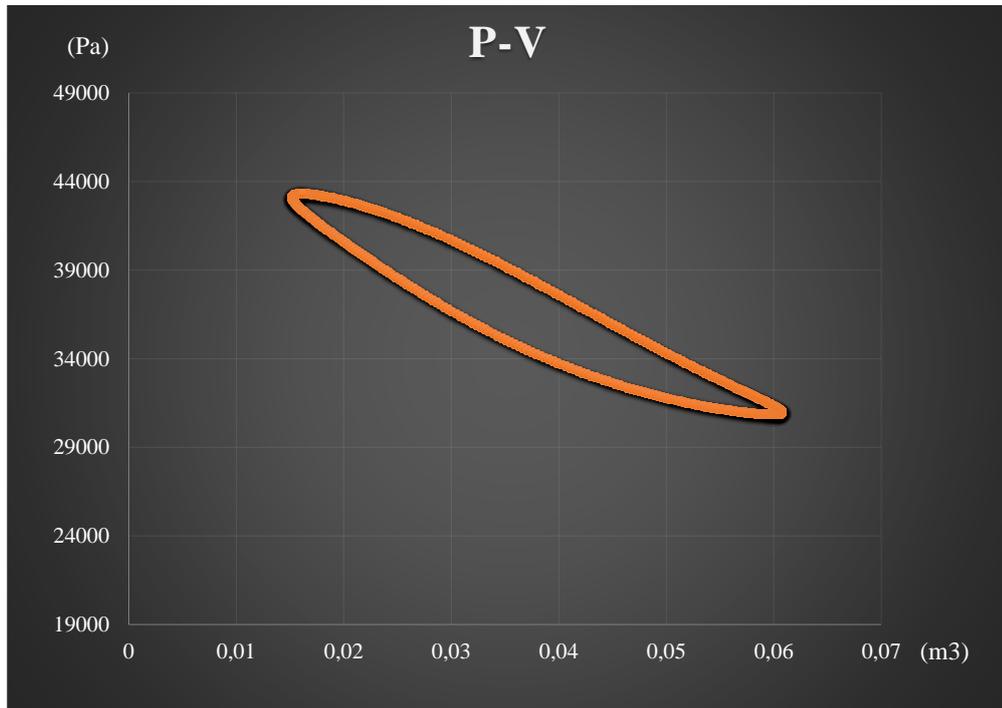


Figura 4-3 Diagrama P-V para 1800 RPM Motor Stirling tipo Beta diseñado (elaboración propia)

En la Figura 4-3 se observa como la presión es mayor que en los regímenes de revoluciones anteriores. En este caso, a un régimen de giro del motor principal de 1800 rpm, se obtiene la mayor potencia del motor Stirling propuesto, pero hay que resaltar, que el motor diésel principal tendría que permanecer un tiempo prudencial para obtener la diferencia de temperatura óptima en el fluido de trabajo.

T ^a Regenerador (°K)	T ^a Cámara de expansión (°K)	T ^a Cámara de compresión (°K)
541.09	545.86	510.884

Tabla 4-4 Temperatura en cada cámara del motor Stirling tipo Beta a 1800 rpm (elaboración propia)

$$L_i = 405.32 \text{ W}$$

4.4 Valoración

Viendo los resultados obtenidos, en unas condiciones óptimas se conseguiría aproximadamente 400 W de potencia del motor propuesto. Hay que señalar, que una Lancha de Instrucción cuenta con dos motores diésel principales, por lo tanto, se ha considerado el tener un prototipo por cada motor, dando como resultado, una potencia aproximada de 800 W. Si se compara esta potencia con la potencia de 17 KW del motor auxiliar, no llega al 6%.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

Después de la selección y estudio del motor Stirling, se ha podido comprobar que la potencia obtenida no supera el 6% de la aportada por un motor auxiliar de la Lancha de Instrucción. Esto ocurre, como consecuencia de la poca efectividad de los intercambiadores de calor, que son demasiado sencillos como para obtenerse de ellos un rendimiento notable. Por otra parte, se puede llegar a una potencia del 13-15% del motor auxiliar, duplicando la superficie de los intercambiadores de calor, mencionado anteriormente (4). Hay que añadir que no se han aplicado las pérdidas por rozamiento, fuga, transitorias de calor, ni tampoco las pérdidas adiabáticas.

Aún sin haber conseguido una potencia destacable para obtener una reducción significativa de la demanda de combustible del generador auxiliar, hay que mencionar que es una potencia obtenida de una energía desaprovechada del motor principal. Sin la instalación del motor Stirling, el gasto de la Lancha de Instrucción sería el mismo. Si se añadiese la potencia obtenida, al sistema eléctrico de la plataforma, se reduciría la demanda eléctrica del motor auxiliar, por lo tanto, se puede considerar que se ha cumplido parcialmente con el objetivo de reducir las emisiones de gases contaminantes. Como alternativa, se puede estudiar el sustento de algunos equipos eléctricos de la Lancha de Instrucción que tengan poco consumo y puedan sustentarse con el motor Stirling.

Como inconveniente a estas propuestas, el motor Stirling no podría sustentar a la plataforma naval, si el motor principal se encuentra apagado. Además, aún con uno o varios motores Stirling que aportasen la misma potencia que el motor auxiliar, el pico de potencia se vería sobrepasado en el encendido de los equipos.

Aún con todo esto, se ha conseguido un primer paso hacia el estudio de energías renovables en esta plataforma naval y si se continúa con el estudio, se podría llegar a una sustentación eléctrica significativa.

5.2 Líneas futuras

Como se ha mencionado, la tecnología Stirling para la obtención de energía eléctrica es eficiente. Pero requiere de una fuente de calor externa que en algunos casos, no es constante. Por lo tanto, la obtención de energía eléctrica tampoco.

A día de hoy, se han realizado y se están realizando investigaciones sobre esta tecnología y muchas de ellas tienen una eficiencia aceptable [34]. El impedimento con el que se encuentran es con las pérdidas que se generan a lo largo del ciclo. Es complicado reducir dichas pérdidas sin tener en cuenta el coste del mantenimiento por desgaste.

Como continuación a este Trabajo de Fin de Grado, se propone con un rediseño del motor. Como primer hito, el rediseño de los intercambiadores de calor para aumentar la superficie de contacto entre ambos fluidos. Con esto se conseguiría que la diferencia de temperaturas entre los dos focos del fluido de trabajo aumentase y de este modo, la potencia resultante sería mayor. Es decir, mejoraría la transmisión de calor de la fuente de calor externa, al fluido de trabajo y la transmisión del fluido de trabajo, al fluido utilizado para enfriar el mismo. Otro de los puntos que pueden cultivar la investigación es con el estudio de la eficiencia respecto al tamaño de los motores tipo Alfa y Beta. El espacio es uno de los puntos más importantes a tener en cuenta en las plataformas navales. Se quiere decir con esto que en el diseño de este trabajo, donde se puede colocar un motor tipo Beta, quizá sea posible añadir dos motores Alfa en ese espacio. De esta forma, sumando las dos potencias de los motores Alfa, es probable que resulte una mayor potencia que con un tipo Beta. Sin embargo, hay que añadir que aumentarían los trabajos por mantenimiento, al aumentar el número de motores.

Aun así, la continuación del estudio de este motor para poder llegar a suplantar, a un motor auxiliar de baja potencia, es razonable y en el caso de obtener resultados satisfactorios, se propone la construcción y comprobación de los resultados teóricos de manera experimental.

Contemplando más otros campos que gozan de esta tecnología, se podría estudiar la utilización de motores Stirling como sistemas de refrigeración. Con lo mencionado anteriormente, se conoce que la máxima eficiencia de estos motores se encuentra en dicho campo. Es por eso que se plantea la posibilidad de estudiar la implantación de un motor Stirling para la refrigeración de los módulos contenedores marinos mencionados en el trabajo fin de grado del AF. José Javier Hernández Serrano. “Estudio de cargas térmicas e idoneidad de equipos de suministro energético en módulos de servicio basados en contenedores marítimos”.

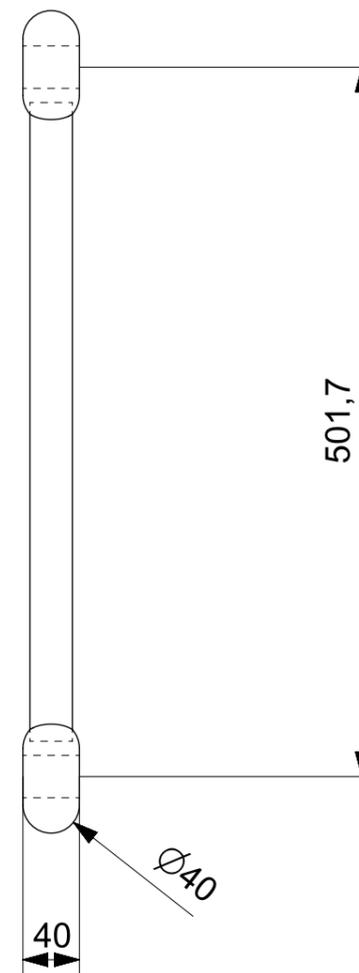
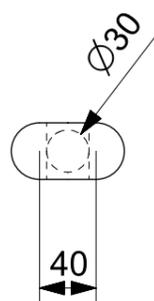
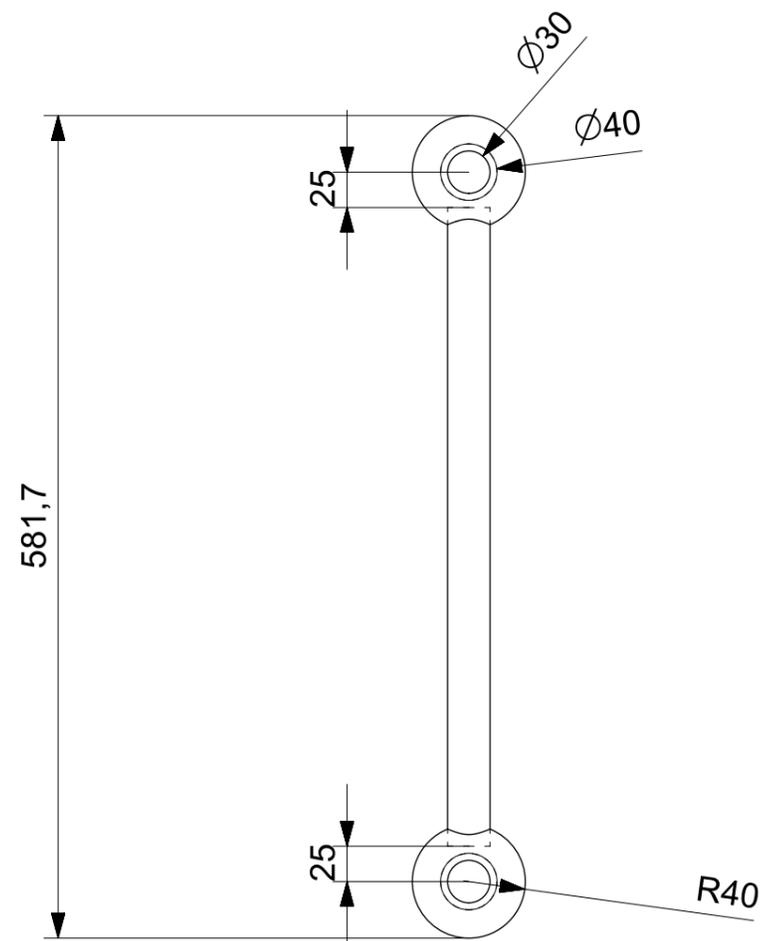
6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] N. Unidas, «Naciones unidas,» [En línea]. Available: <http://newsroom.unfccc.int/unfccc-newsroom/china-submits-its-climate-action-plan-ahead-of-2015-paris-agreement/>.
- [2] «GWEC,» [En línea]. Available: <http://www.gwec.net/wp-content/uploads/2012/06/Top-10-cumulative-capacity-Dec-2015.jpg>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [3] «Red Eléctrica de España,» 30 Mayo 2016. [En línea]. Available: <https://demanda.ree.es/movil/peninsula/demanda/total/2016-05-27>. [Último acceso: 27 Mayo 2016].
- [4] M. d. Defensa, «Biblioteca Virtual del Ministerio de Defensa,» Junio 2003. [En línea]. Available: http://bibliotecavirtualdefensa.es/BVMDefensa/i18n/catalogo_imagenes/grupo.cmd?path=27854. [Último acceso: Abril 2016].
- [5] «university of Glasgow,» [En línea]. Available: <http://www.gla.ac.uk/schools/engineering/research/divisions/systems/researchthemes/energy/>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [6] «SunpowerInc.,» [En línea]. Available: <http://sunpowerinc.com/es/refrigeracion-criogenicos/familia-cryotel/gt/>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [7] «Sunpower Inc,» [En línea]. Available: <http://sunpowerinc.com/es/refrigeracion-criogenicos/faq/#q029>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [8] J. R. Senft, *Mechanical Efficiency of Heat Engines*, Wisconsin: CAMBRIDGE , 2007.
- [9] I. Barreda Ortíz, *Motor Stirling y su aplicación en la industria*, Veracruz, Veracruz, 2014.
- [10] D. d. F. Aplicada, *Motor Stirling*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2009.
- [11] J. Requeijo, «1973-1983: memoria de una crisis / 1,» *1973-1983: memoria de una crisis*, 6 Octubre 1983.
- [12] W. A. Wong, «Thermal Energy Conversion NASA Glenn Research Center,» National Aeronautics and Space Administration, 6 Noviembre 2014. [En línea]. Available: <https://tec.grc.nasa.gov/rps/advanced-stirling-convertor/>. [Último acceso: Enero 2016].

- [13] G. Homan, «Goddard Space Flight Center,» National Aeronautics and Space Administration, 2014. [En línea]. Available: <http://hesperia.gsfc.nasa.gov/rhessi3/>. [Último acceso: Enero 2016].
- [14] U. S. System, «United Sun System,» [En línea]. Available: <http://www.unitedsunsystems.com/>. [Último acceso: Enero 2016].
- [15] V. R. Agüero Zamora, «Diseño y construcción de un motor Stirling para la generación de energía eléctrica,» Universidad Nacional de Ingeniería de Perú, Lima, 2006.
- [16] Global Cooling BV, «The Free-piston Stirling Cooling System,» 19th International Congress on Refrigeration Exhibition, Amsterdam, 1995.
- [17] «Laplace. Departamento de Física Aplicada III de Sevilla,» Universidad de Sevilla, 11 Marzo 2014. [En línea]. Available: http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_de_Carnot.
- [18] D. C. Kopp, «Air Independent Propulsion - Now a necessity,» *Defence Focus*, 2010.
- [19] J. D. V. d. Ven, «Mobile hydraulic power supply: Liquid piston Stirling engine pump,» *Renewable Energy*, vol. 34, nº 11, pp. 2317-2322, 2009.
- [20] J. Duroudier, «Tecomotor,» Wordpress, 12 Marzo 2012. [En línea]. Available: <https://tecmotor.wordpress.com/2012/03/12/tipos-de-motore/>.
- [21] A. J. Organ y T. Finkelstein, *Air engines*, New York: Professional Engineering Publishing Limited, 2001.
- [22] J. I. Sánchez L., R. Román L. y R. Frederick G., «Modelación de un Motor Stirling tipo Gamma para bajas entalpías,» 2010. [En línea]. Available: http://perusolar.org/17-spesponencias/02-ConversionTermica/SanchezJIgnacio/Sanchez_J_Ignacio.pdf. [Último acceso: Enero 2016].
- [23] D. Thombare y S. Verma, «Technological development in the Stirling cycle engines,» *Renewable and Suitable Energy Reviews*, vol. 12, nº 1, pp. 1-38, 1 Enero 2008.
- [24] J. J. González-Bayón, D. Quintero-Cabrera y R. Borrajo-Pérez, «Análisis de irreversibilidades en el comportamiento de un motor Stirling,» *Ingeniería mecánica*, vol. 14, nº 2, 2011.
- [25] S. Toghyani, A. Kasaeian y M. H. Almadi, «Multi-objective optimization of Stirling engine using non-ideal adiabatic method,» *Energy > Conversion and Management*, vol. 80, pp. 54-62, 2014.
- [26] H. Hosseinzade y H. Sayyaadi, «CAFS: The combined Adiabatic-Finite Speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines,» *Energy conversion and Management*, vol. 91, pp. 32-53, Enero 2015.
- [27] H. Sayyaadi, H. Hosseinzade y M. Babaelahi, «A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics,» *Anergy Conversion and management*, vol. 90, pp. 395-408, 15 Enero 2015.
- [28] E. N. Militar, *Manual de las Lanchas de Instrucción A-121*, Marín.
- [29] A. Española, «Armada Española,» 1997. [En línea]. Available: http://www.armada.mde.es/ArmadaPortal/page/Portal/ArmadaEspañola/conocenos_medioambiente/prefLang_es/. [Último acceso: Enero 2016].

- [30] C. Industries, *New industrial C18 ACERT*.
- [31] R. A. t. company, *Manual "RANSOMES HR6010, JACOBSEN EURO HR6010"*.
- [32] K. Hirata, «Schmidt Theory for Stirling Engines,» p. 9, 1997.
- [33] S. I. Software, «Siemens PLM Software,» Siemens, [En línea]. Available: http://www.plm.automation.siemens.com/es_es/.
- [34] T. Li, D. Tang, Z. Li, J. Du, T. Zhou y Y. Jia, «Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system,» *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- [35] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*, Cuarta ed., Mc Graw Hill, 2011.
- [36] T. Ceramics, *Superwool 607 Blanket*.
- [37] J. Gutiérrez-Vázquez y J. Oñoro, «Espumas de aluminio. Fabricación, propiedades y aplicaciones,» *Revista de metalúrgia*, vol. 44, nº 5, pp. 457-476, 2008.

ANEXO I: PLANOS

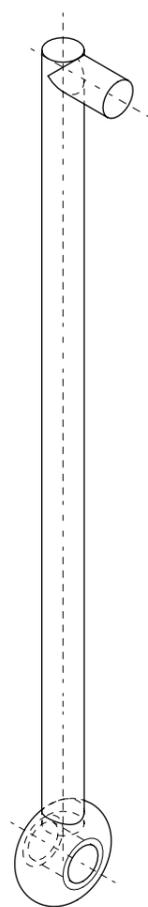
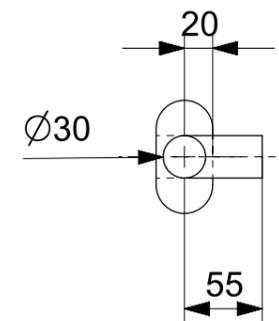
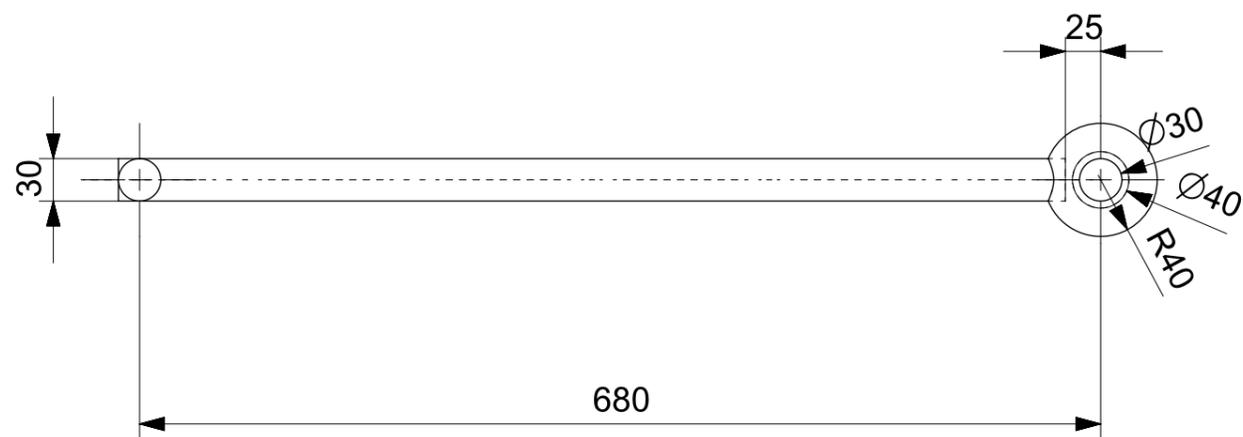


ALL DIMENSIONS IN mm



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	1	NOMBRE DE PIEZA	BIELA DESPLAZADOR

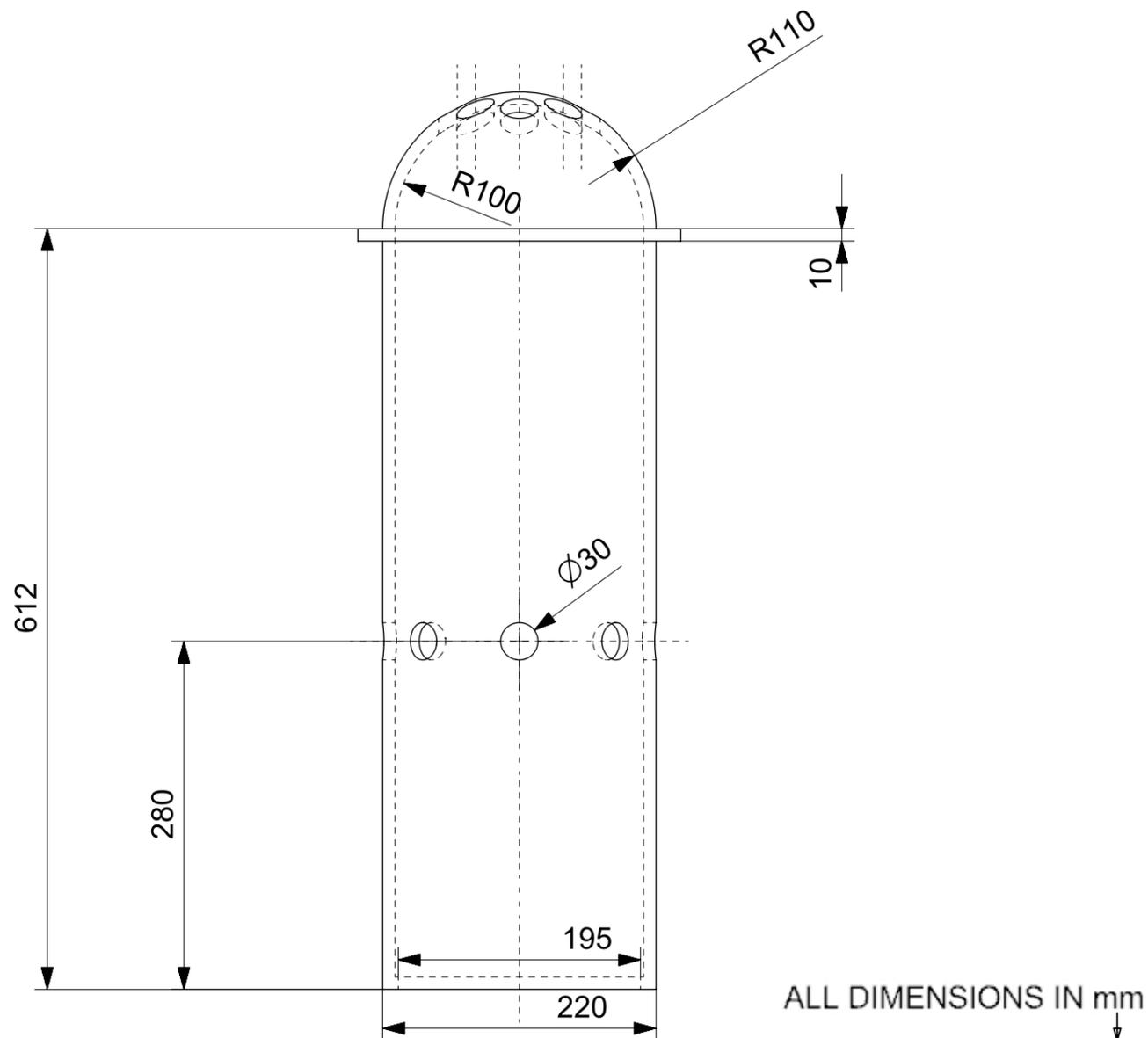
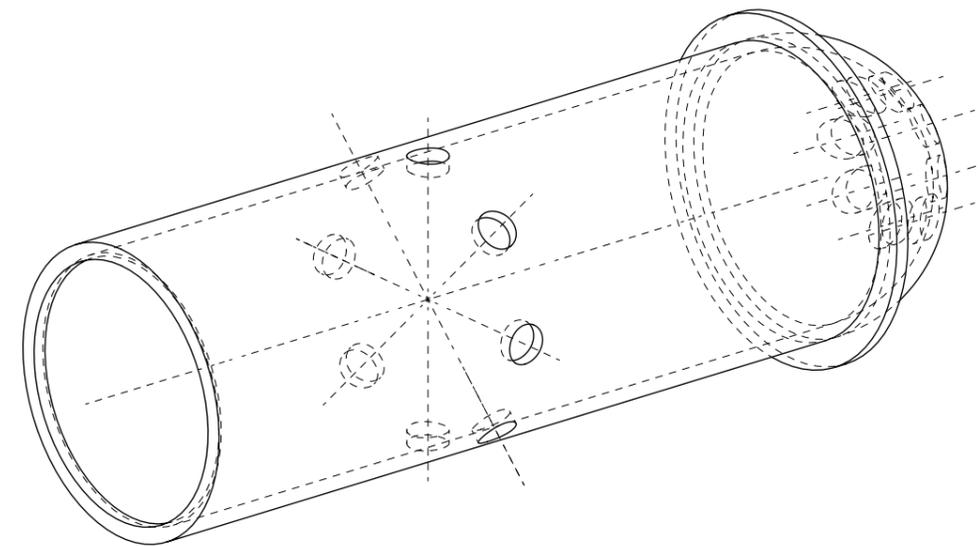
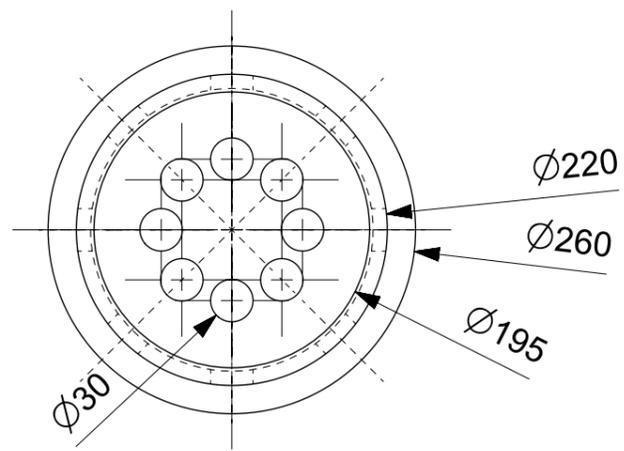


ALL DIMENSIONS IN mm



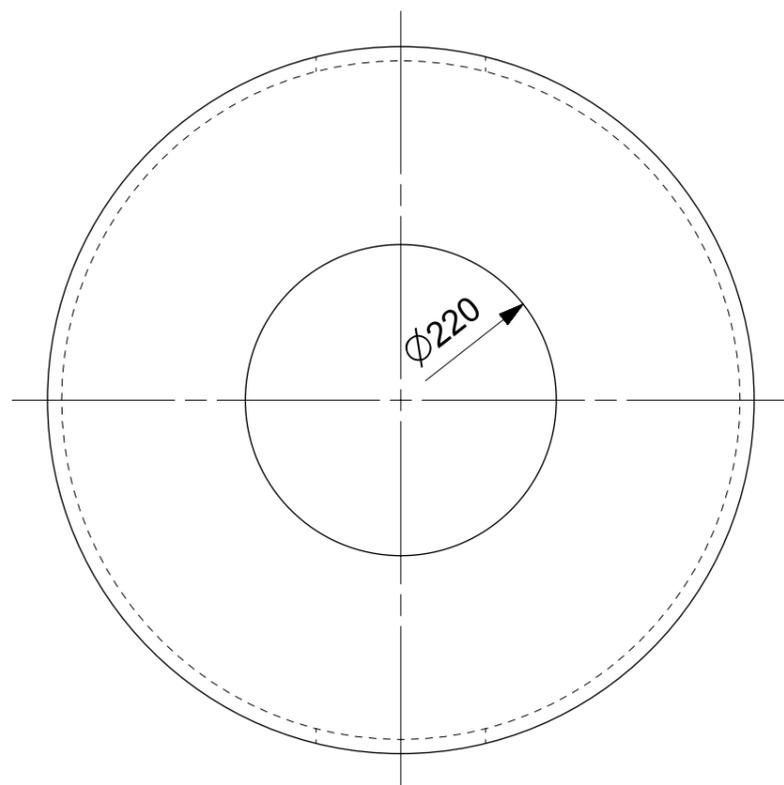
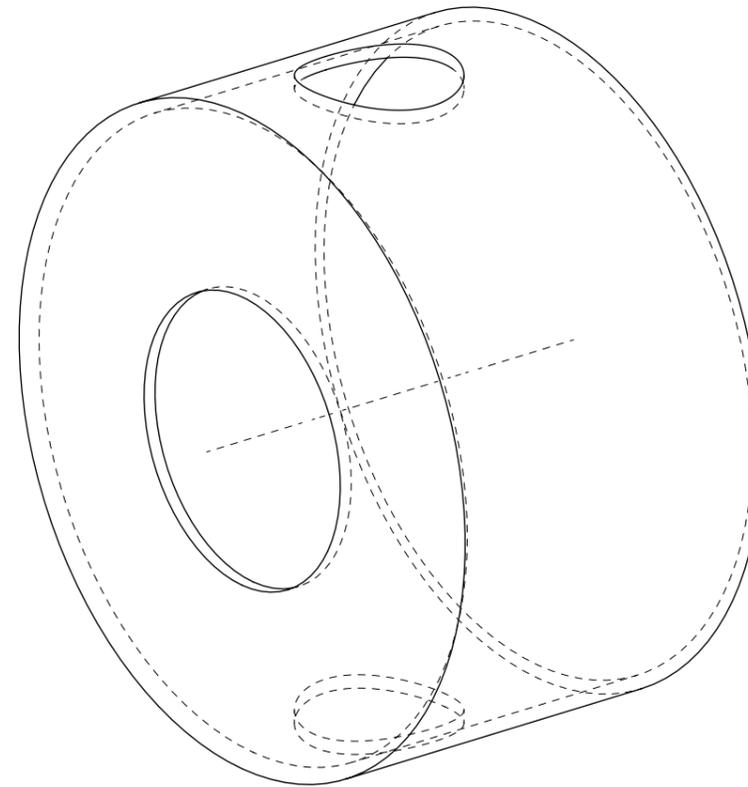
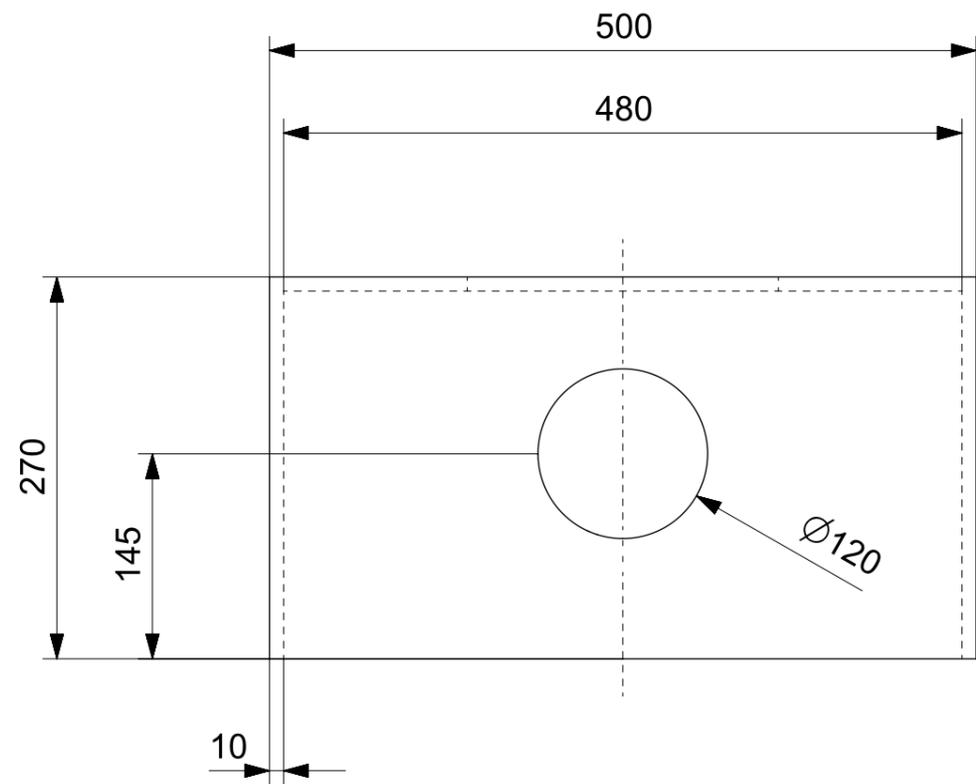
DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	2	NOMBRE DE PIEZA	BIELA PISTON POTENCIA



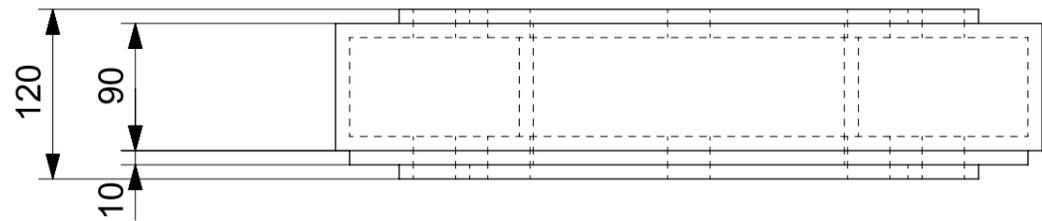
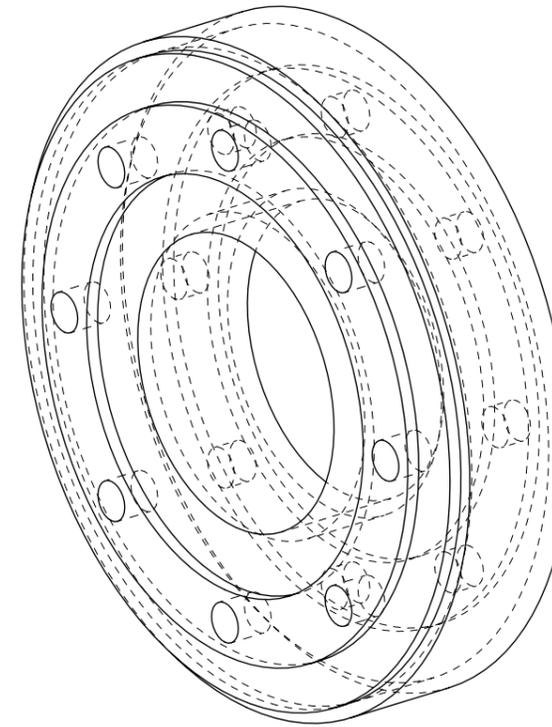
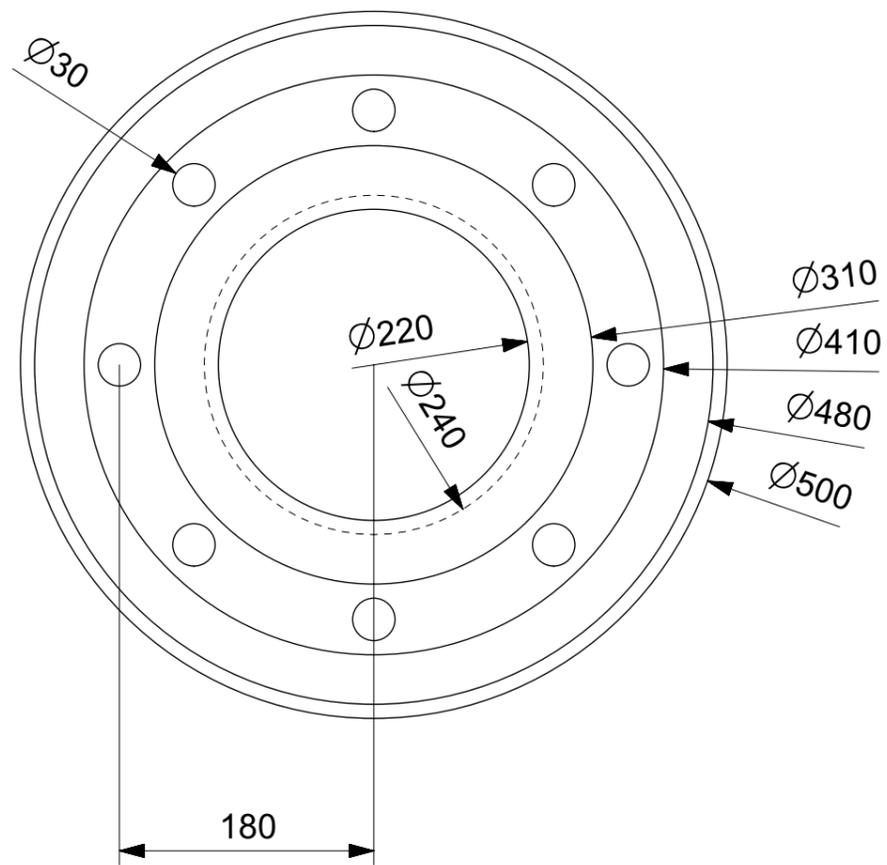
DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	3	NOMBRE DE PIEZA	CAMISA CILINDRO



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	4	NOMBRE DE PIEZA	CAMISA COOLER

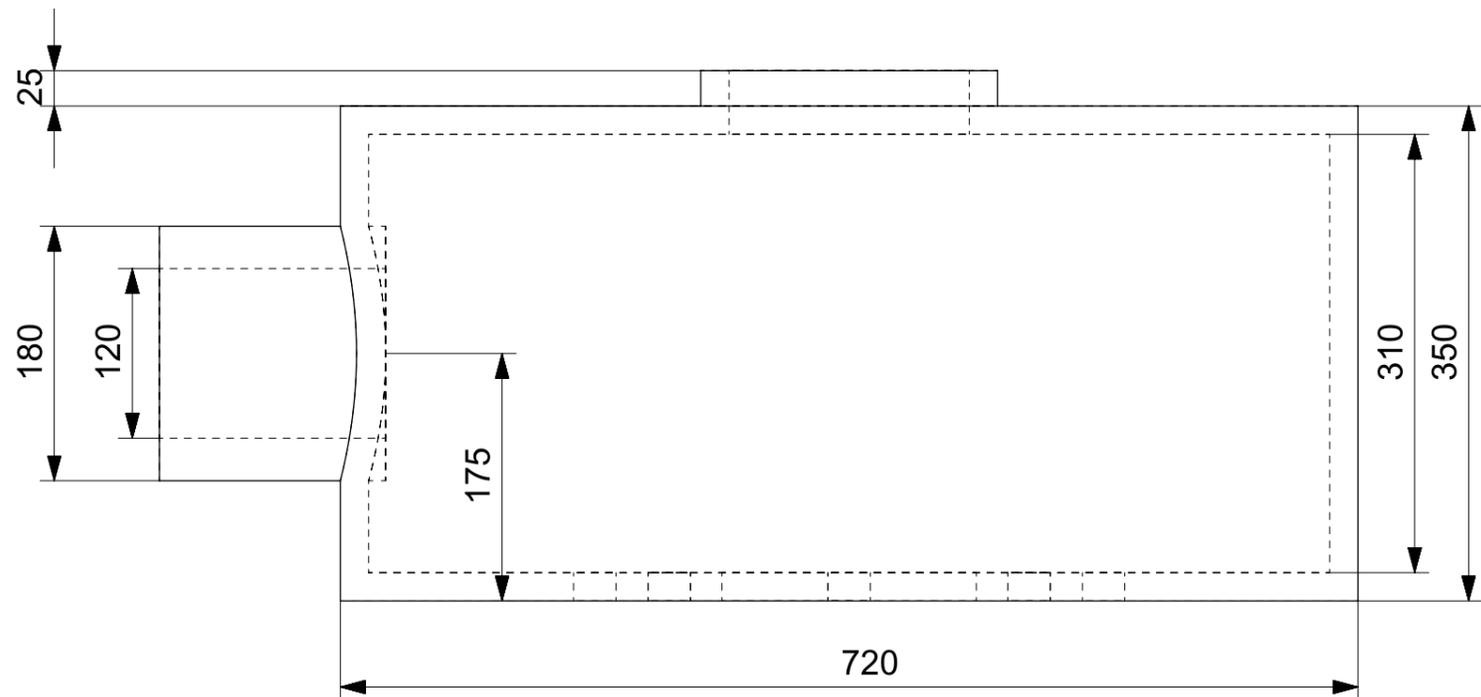
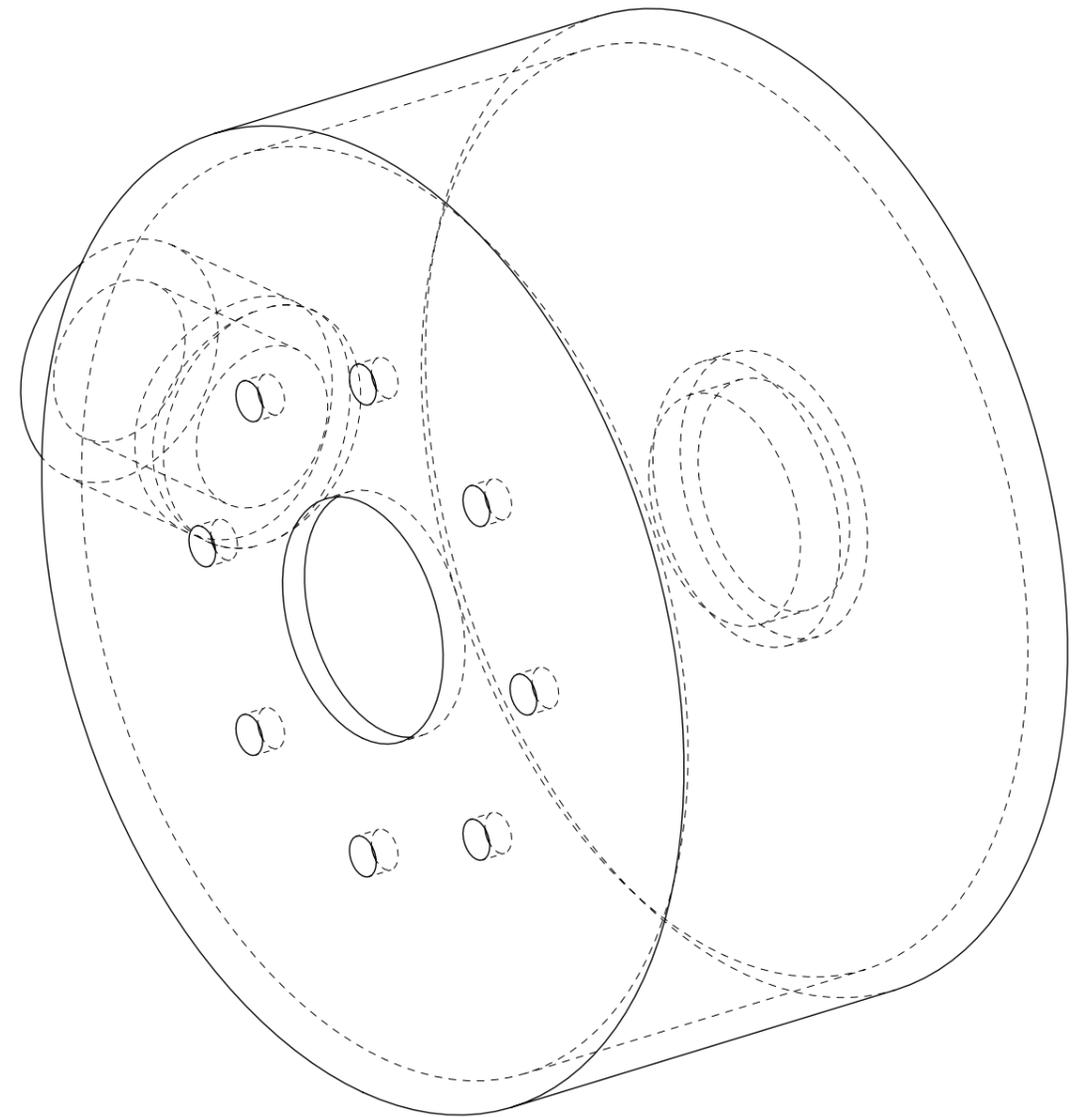
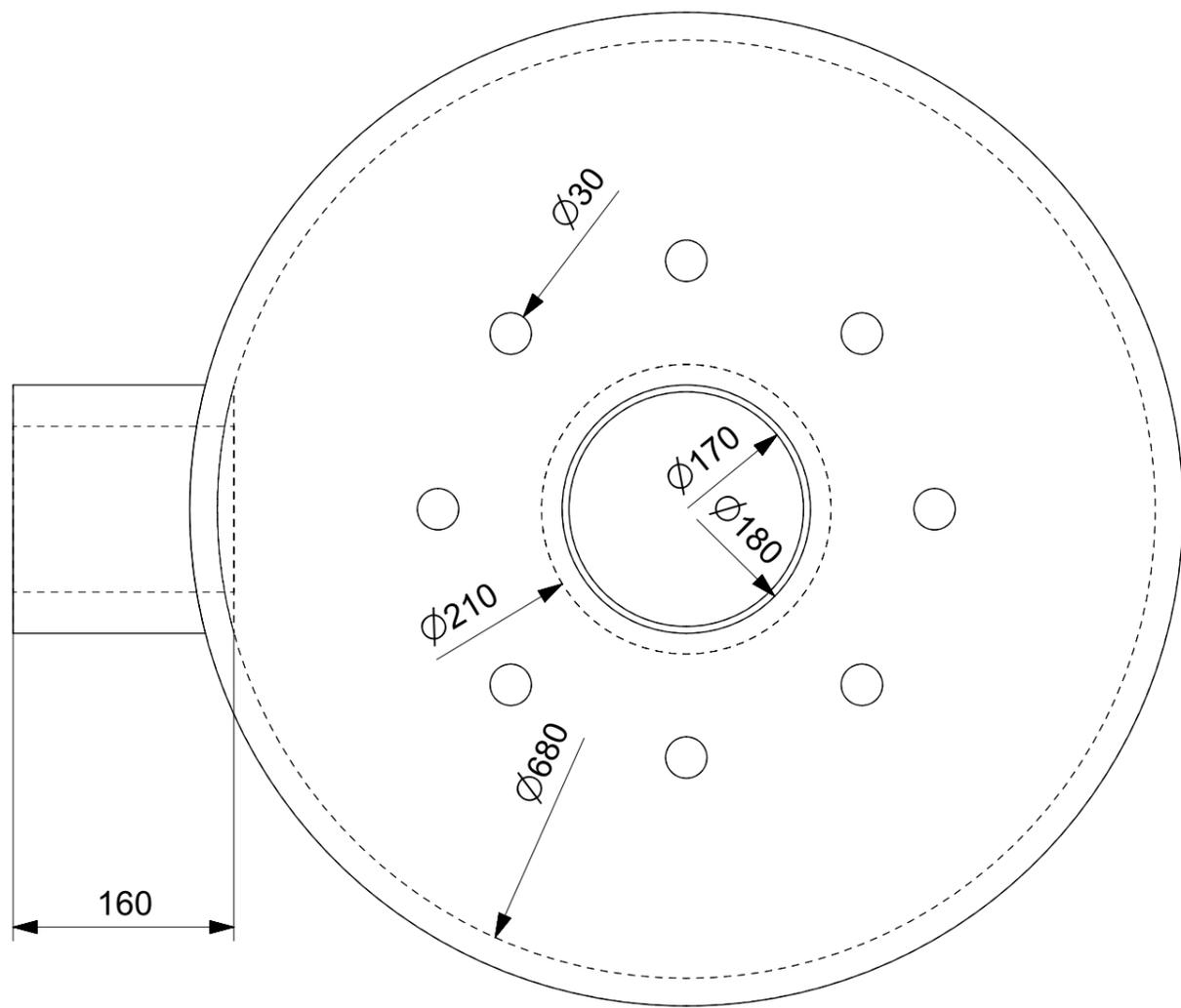


ALL DIMENSIONS IN mm



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	5	NOMBRE DE PIEZA	CAMISA REGENERADOR

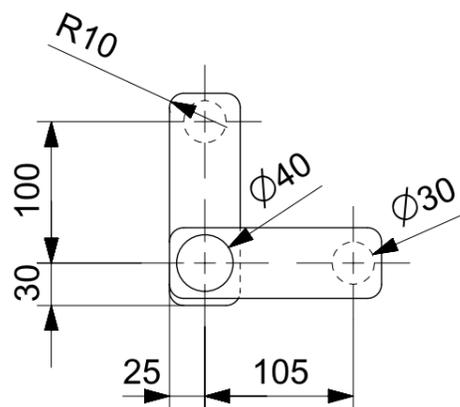
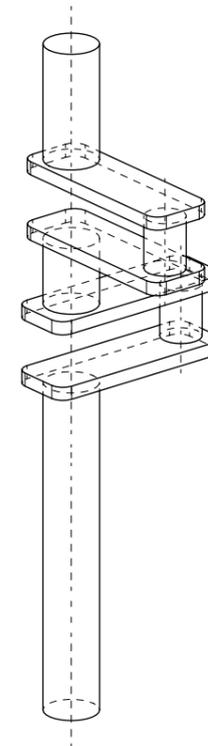
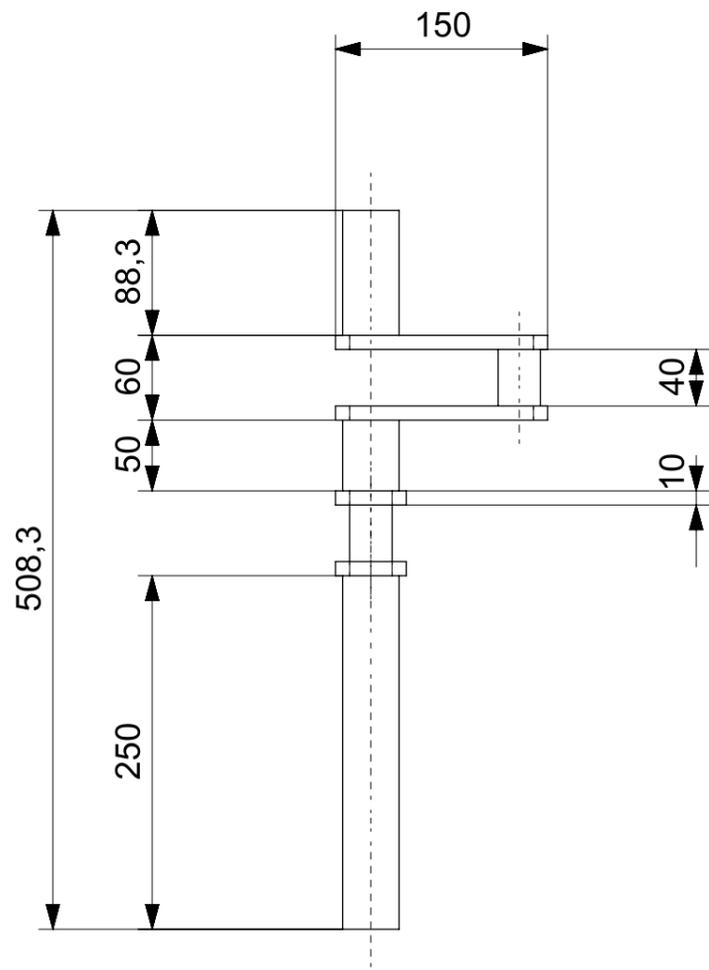


ALL DIMENSIONS IN mm



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	6	NOMBRE DE PIEZA	CAMPANA GASES DE EXHAUSTACION

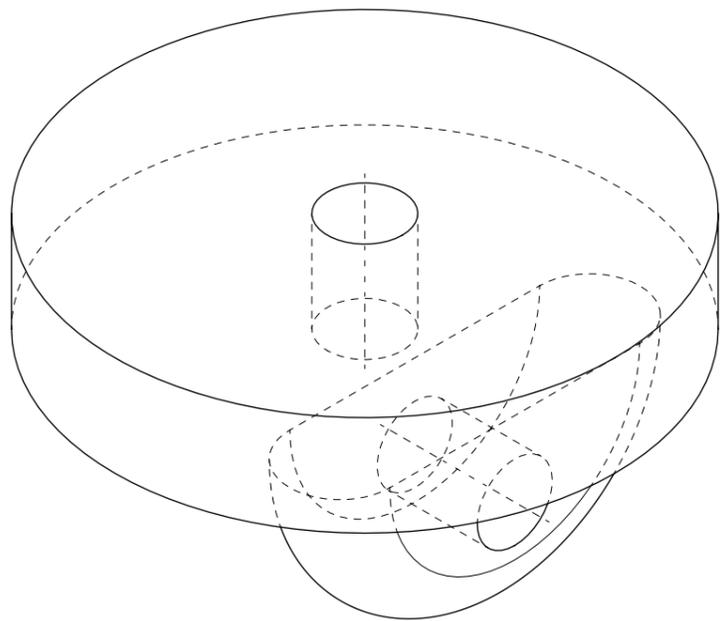
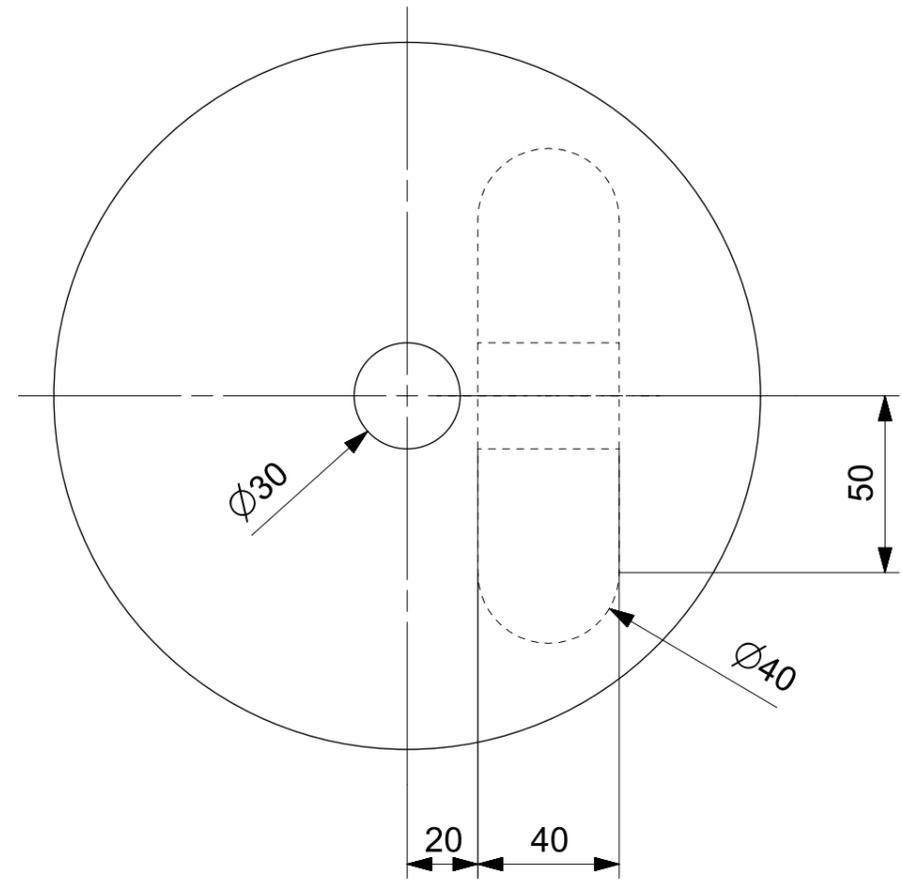
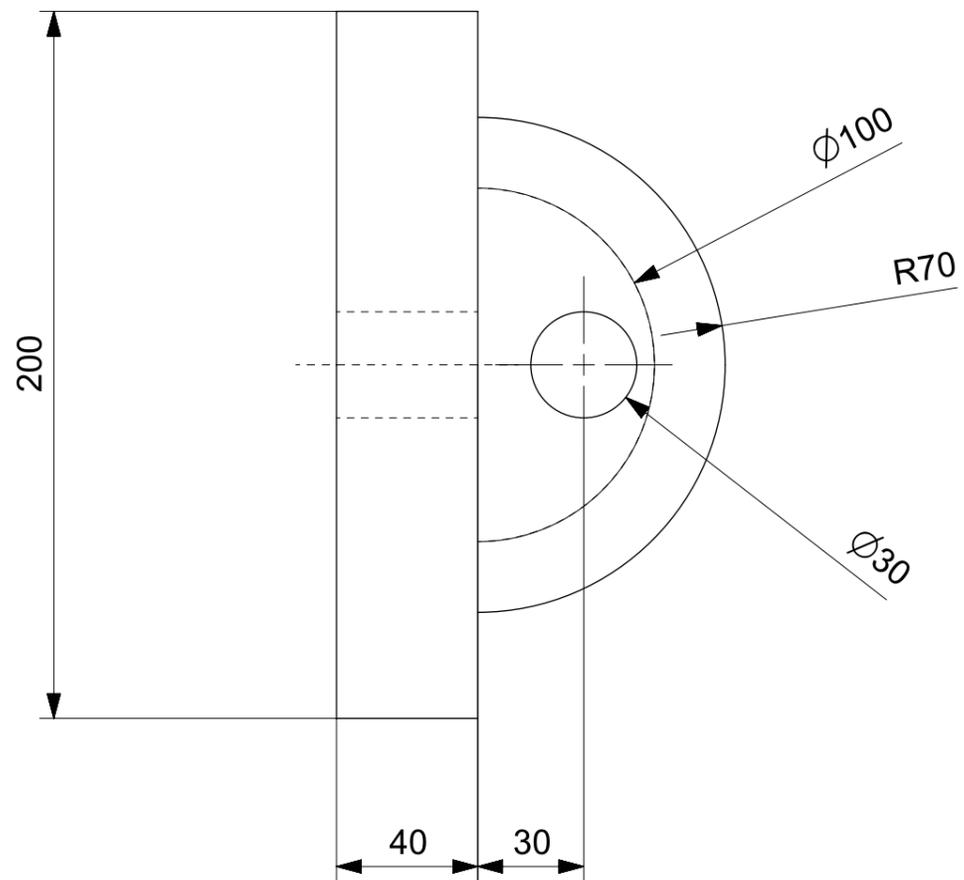


ALL DIMENSIONS IN mm



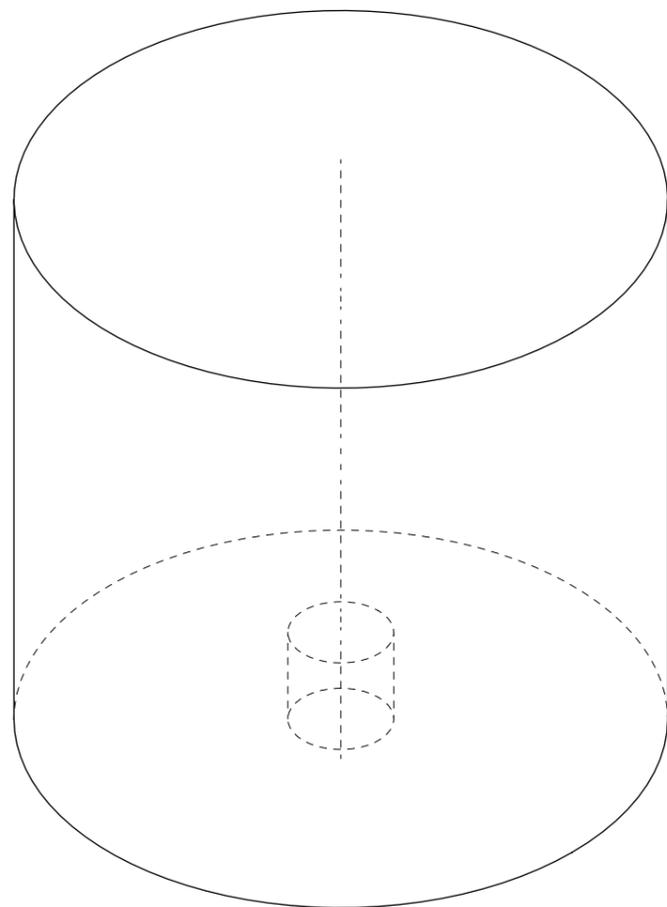
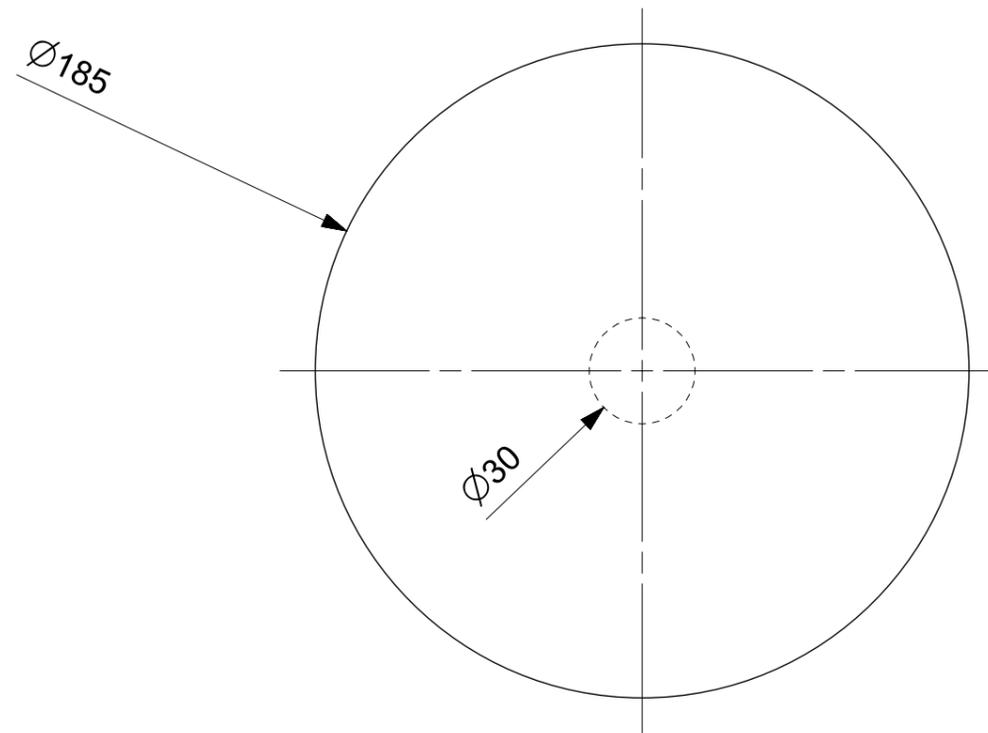
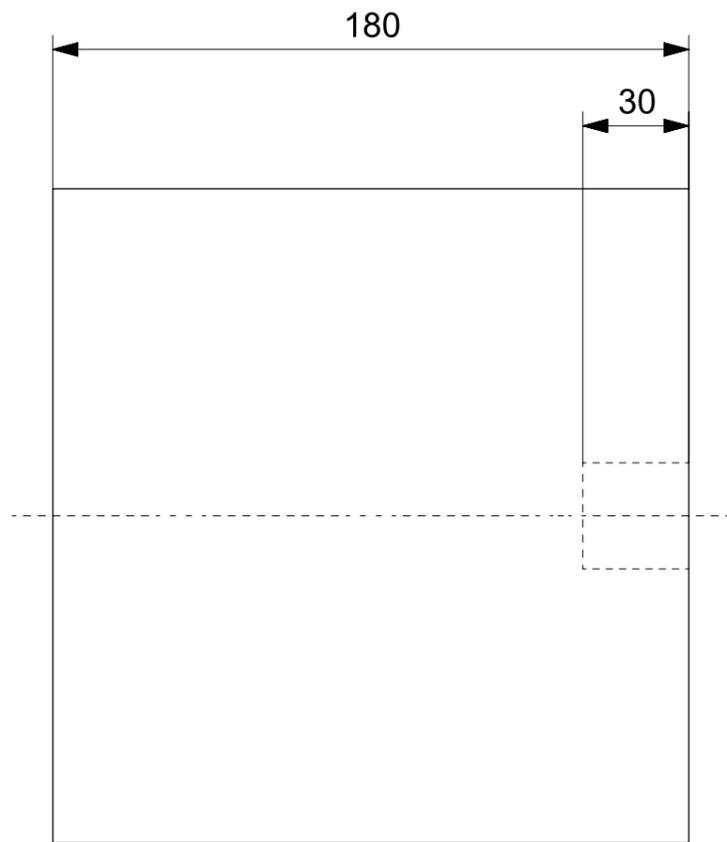
DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5
Nº DE PLANO	7	NOMBRE DE PIEZA	EJE



ALL DIMENSIONS IN mm

	DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN			
	PROMOTOR		SITUACIÓN	
	ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
	FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:2
Nº DE PLANO	8	NOMBRE DE PIEZA	PISTON POTENCIA	

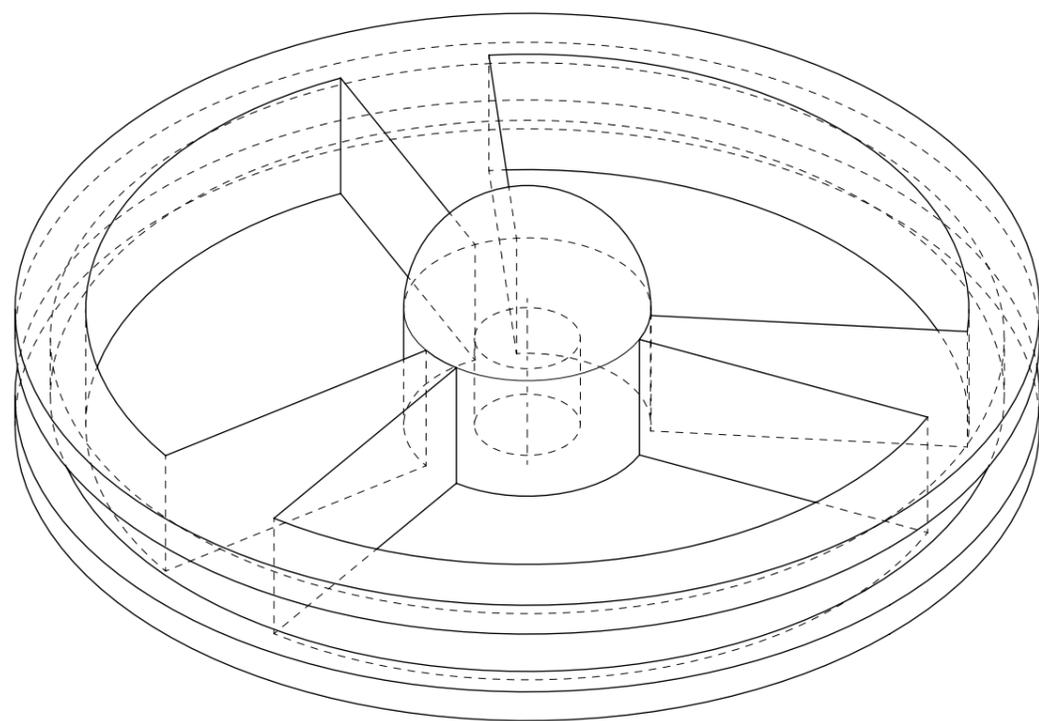
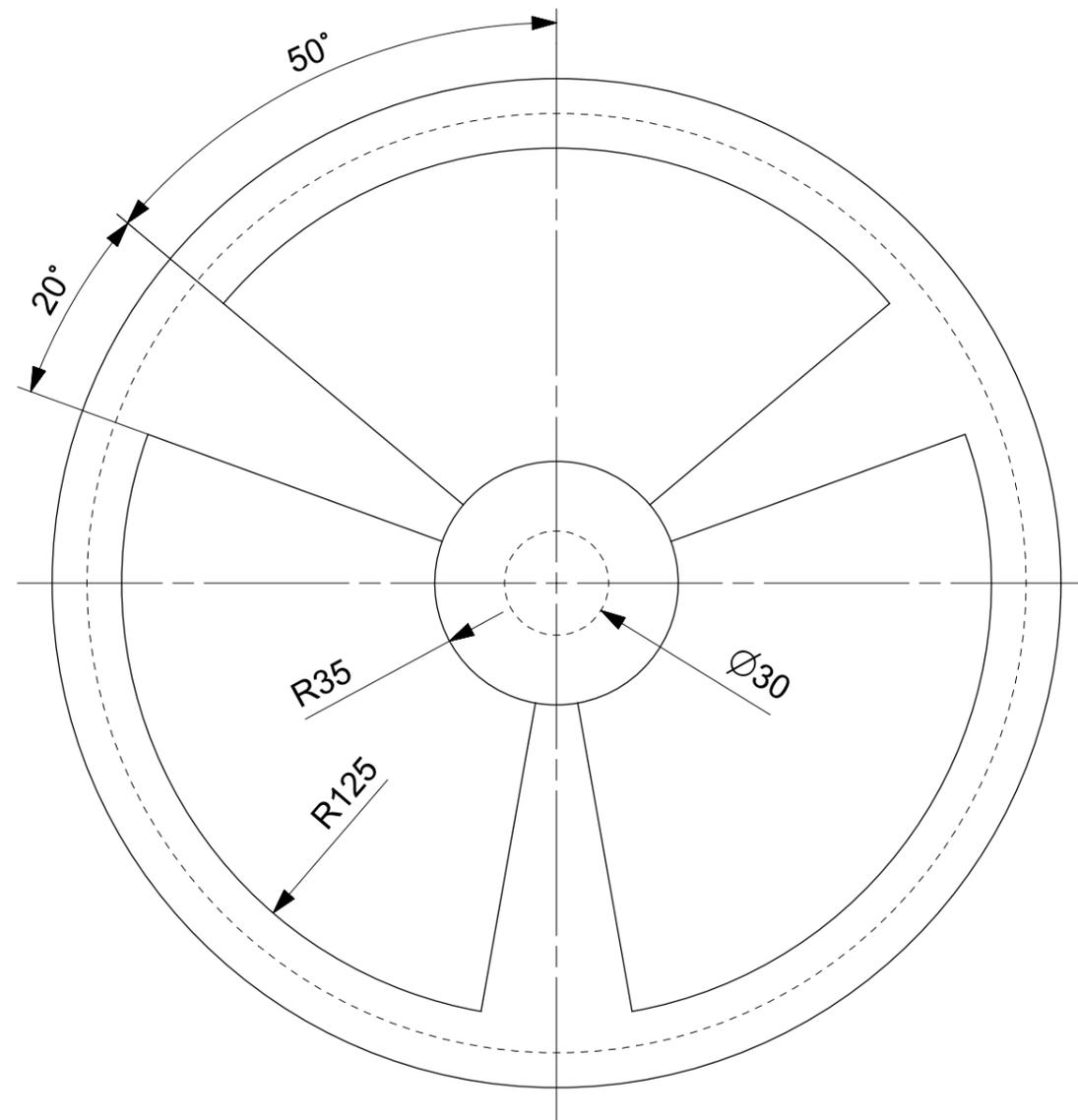
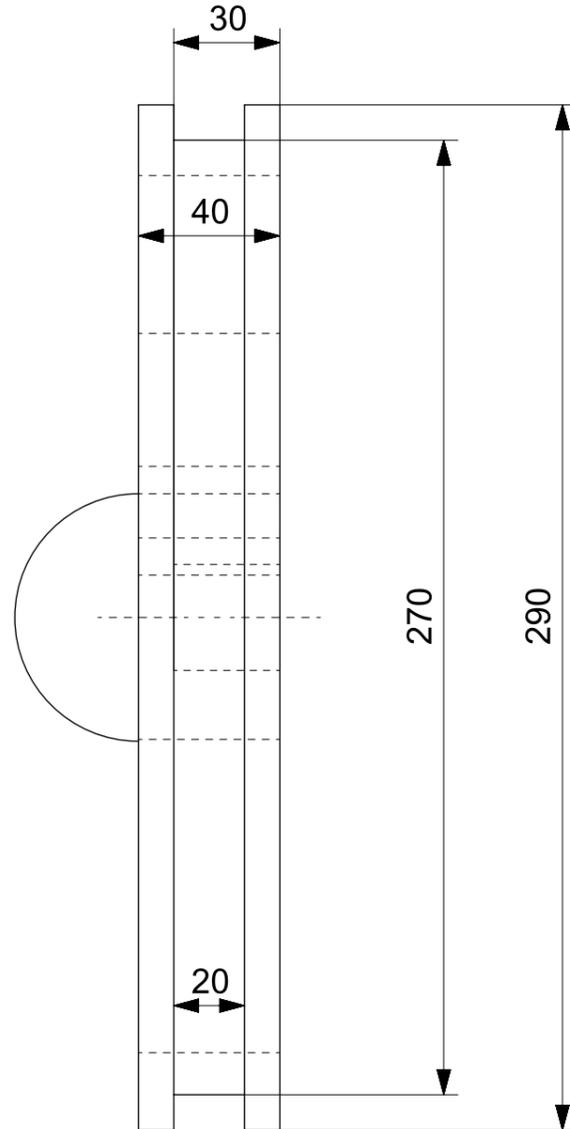


ALL DIMENSIONS IN mm



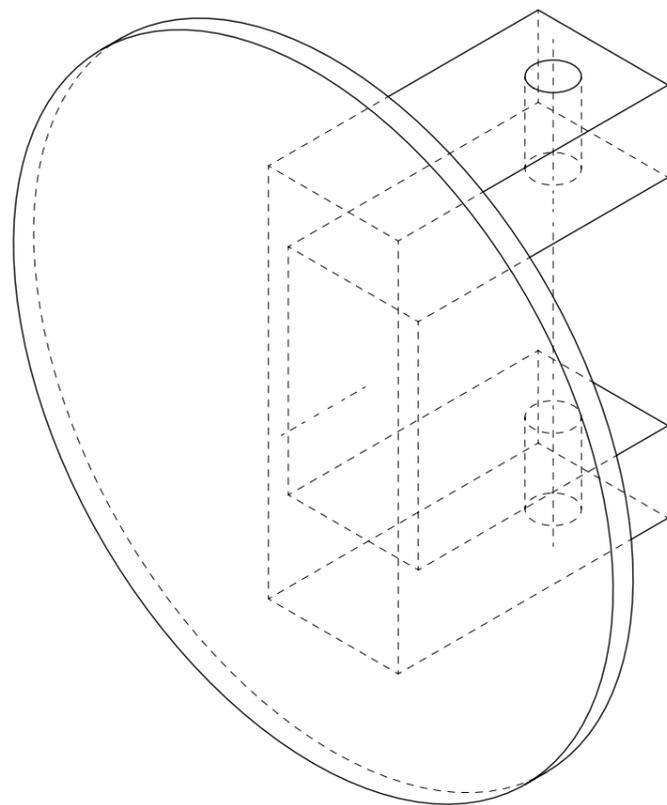
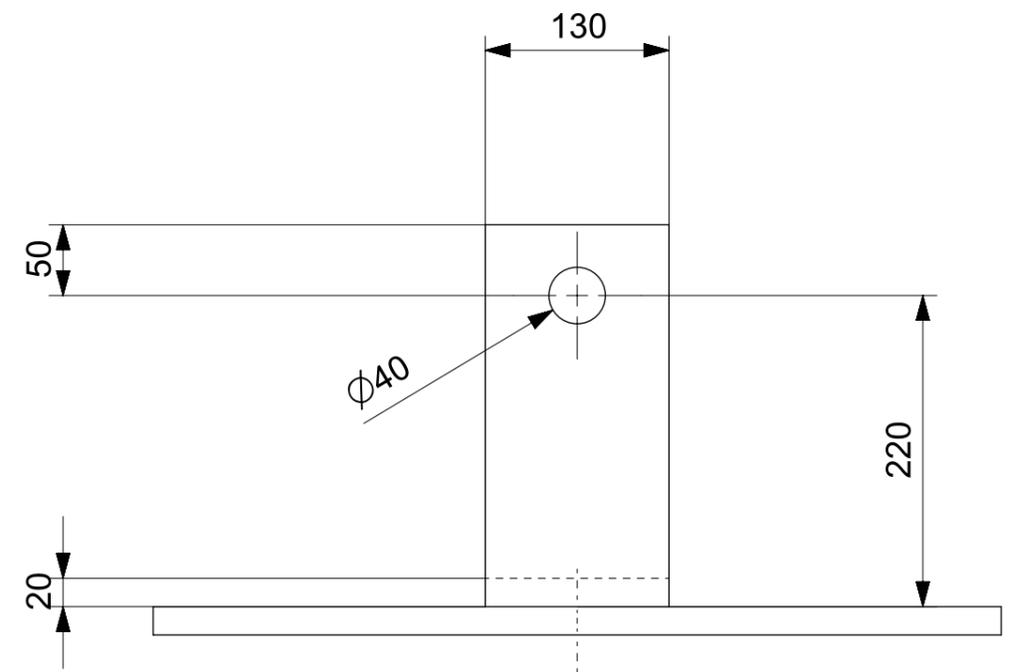
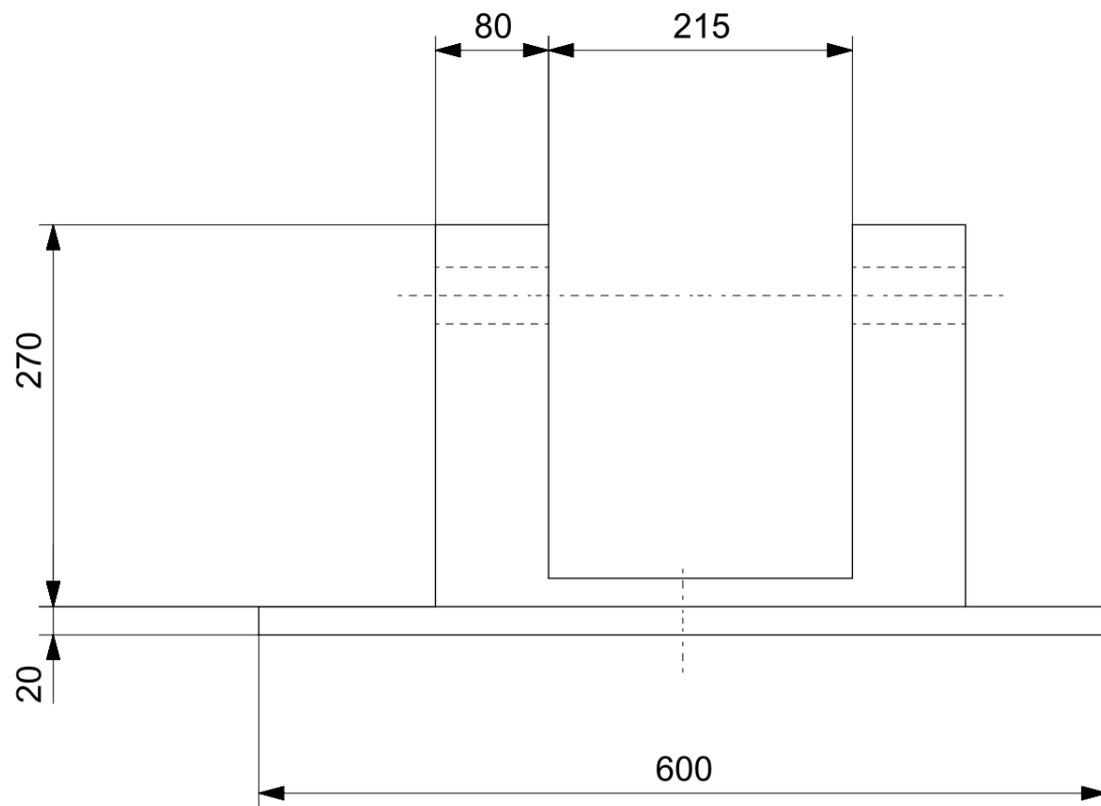
DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:2
Nº DE PLANO	9	NOMBRE DE PIEZA	PISTON DESPLAZADOR



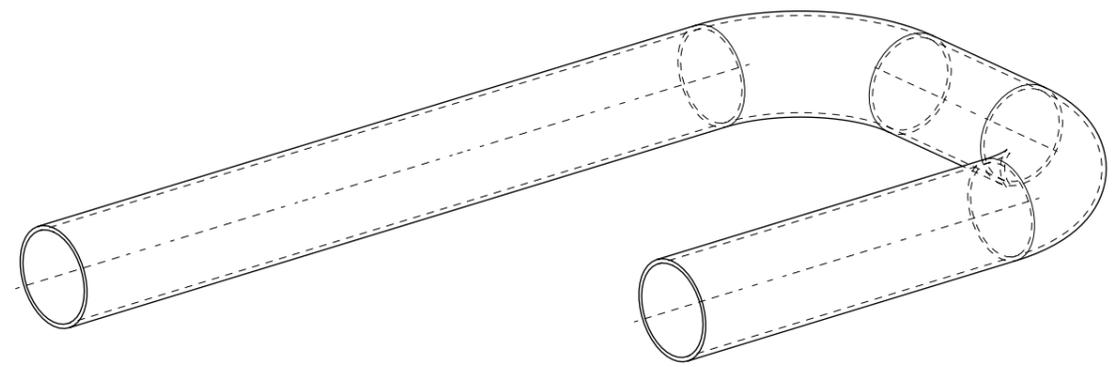
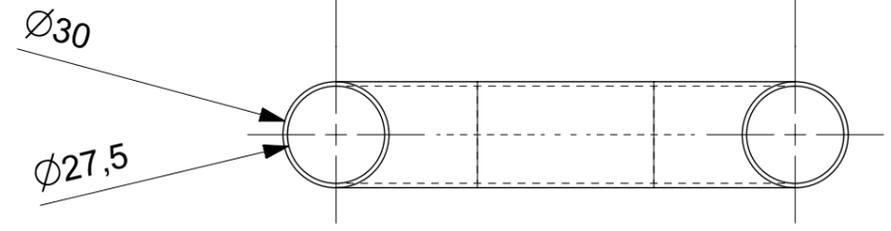
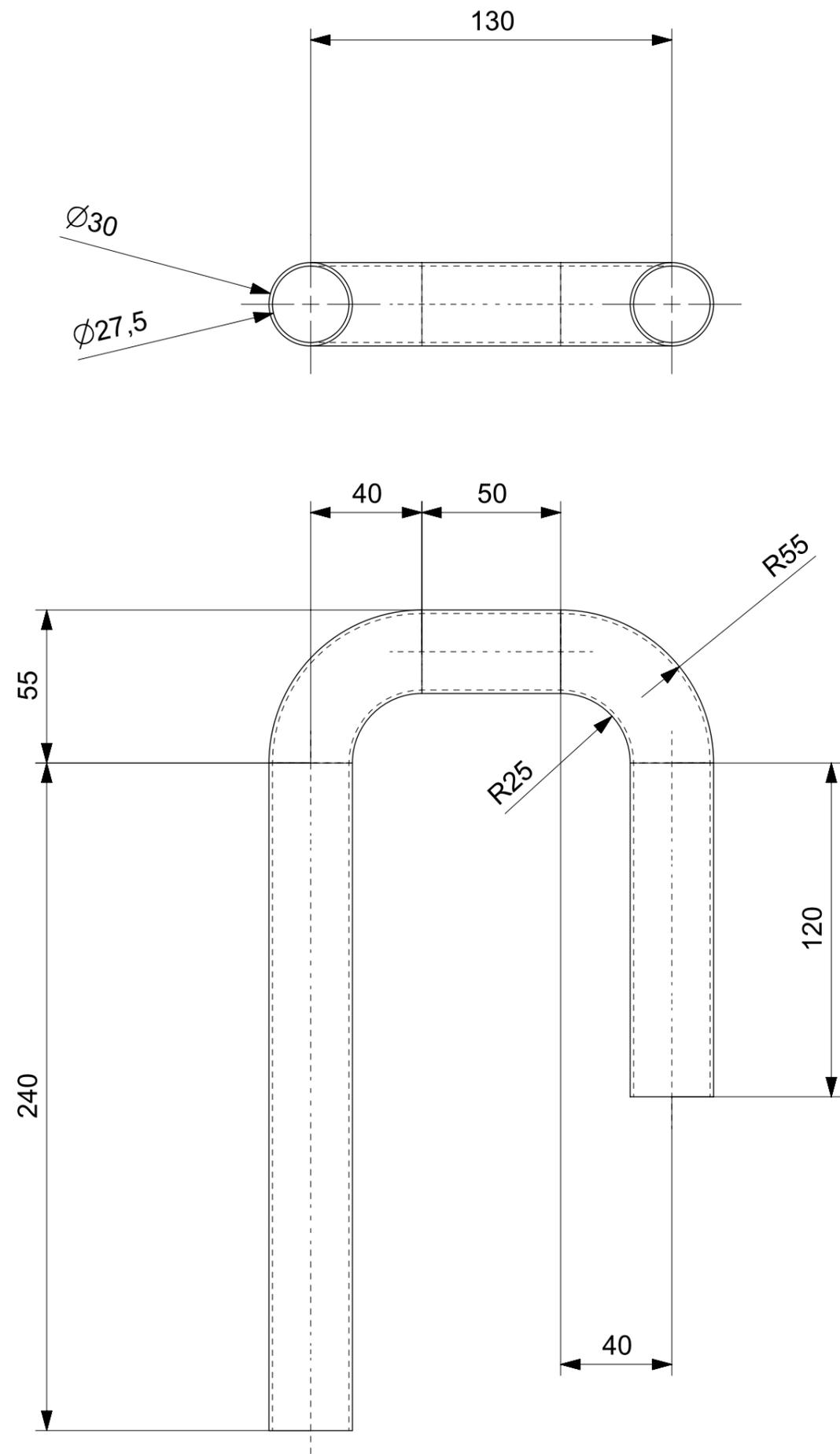
ALL DIMENSIONS IN mm

	DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN		
	PROMOTOR		SITUACIÓN
	ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)
	FECHA	20/02/2016	ESCALA
Nº DE PLANO	10	NOMBRE DE PIEZA	RUEDA EJE



ALL DIMENSIONS IN mm

				DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN			
				PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)					
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:5				
Nº DE PLANO	11	NOMBRE DE PIEZA	SOPORTE MOTOR				

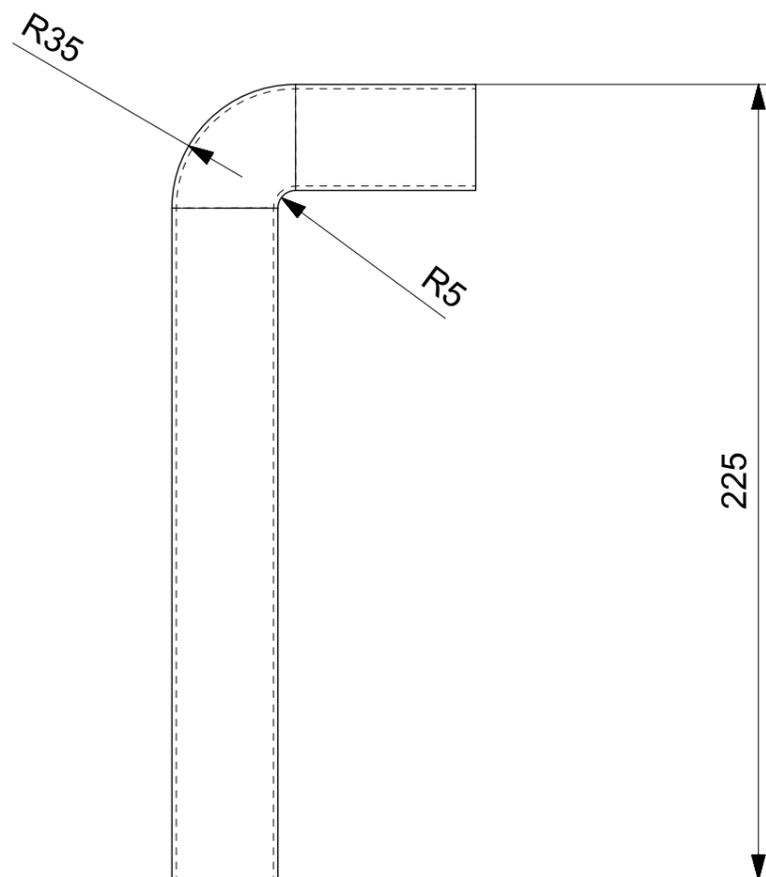
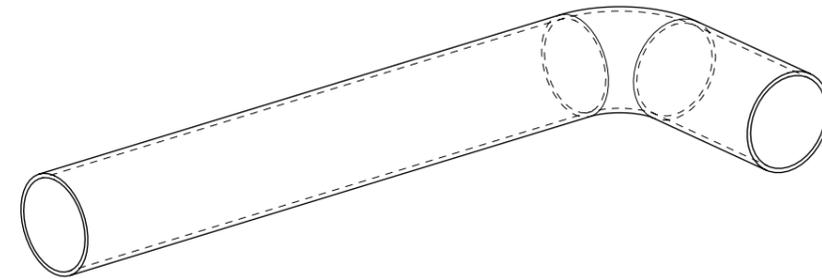
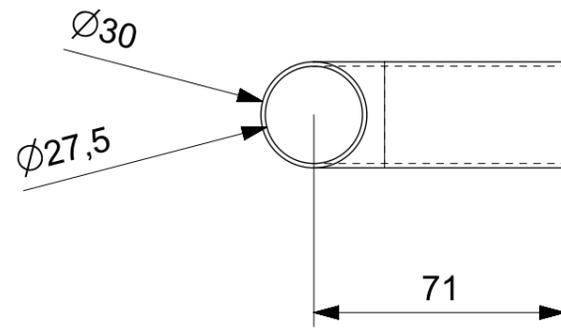


ALL DIMENSIONS IN mm



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:2
Nº DE PLANO	12	NOMBRE DE PIEZA	TUBO CAMPANA DE GASES

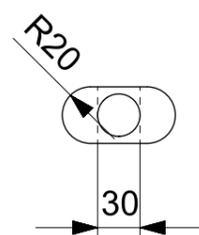
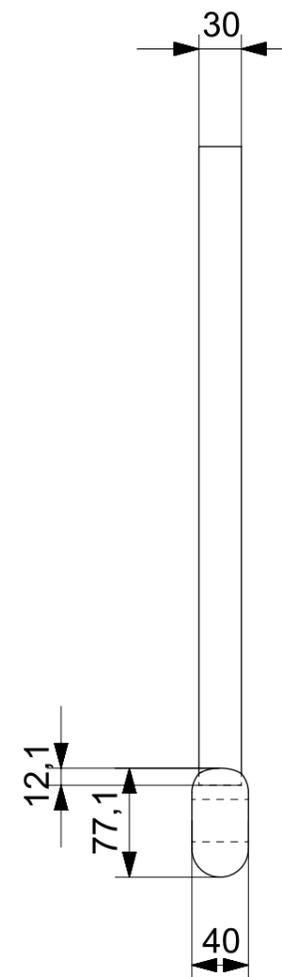
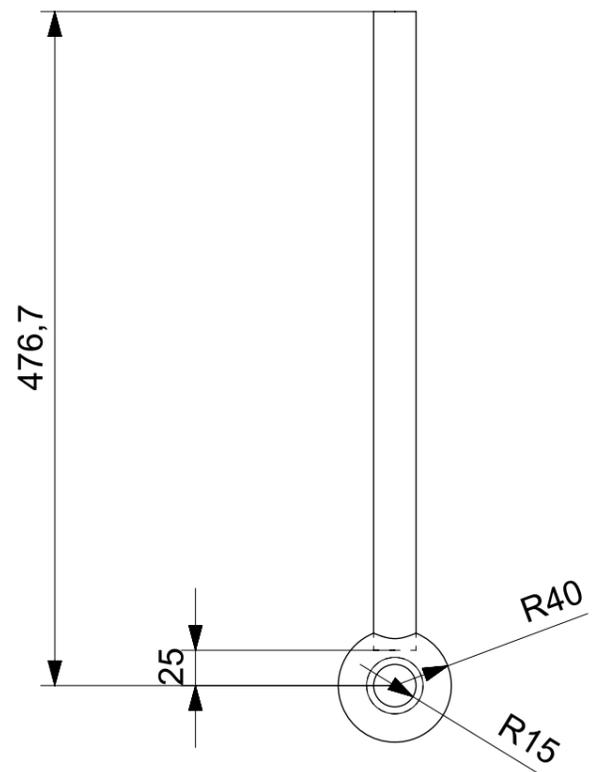


ALL DIMENSIONS IN mm



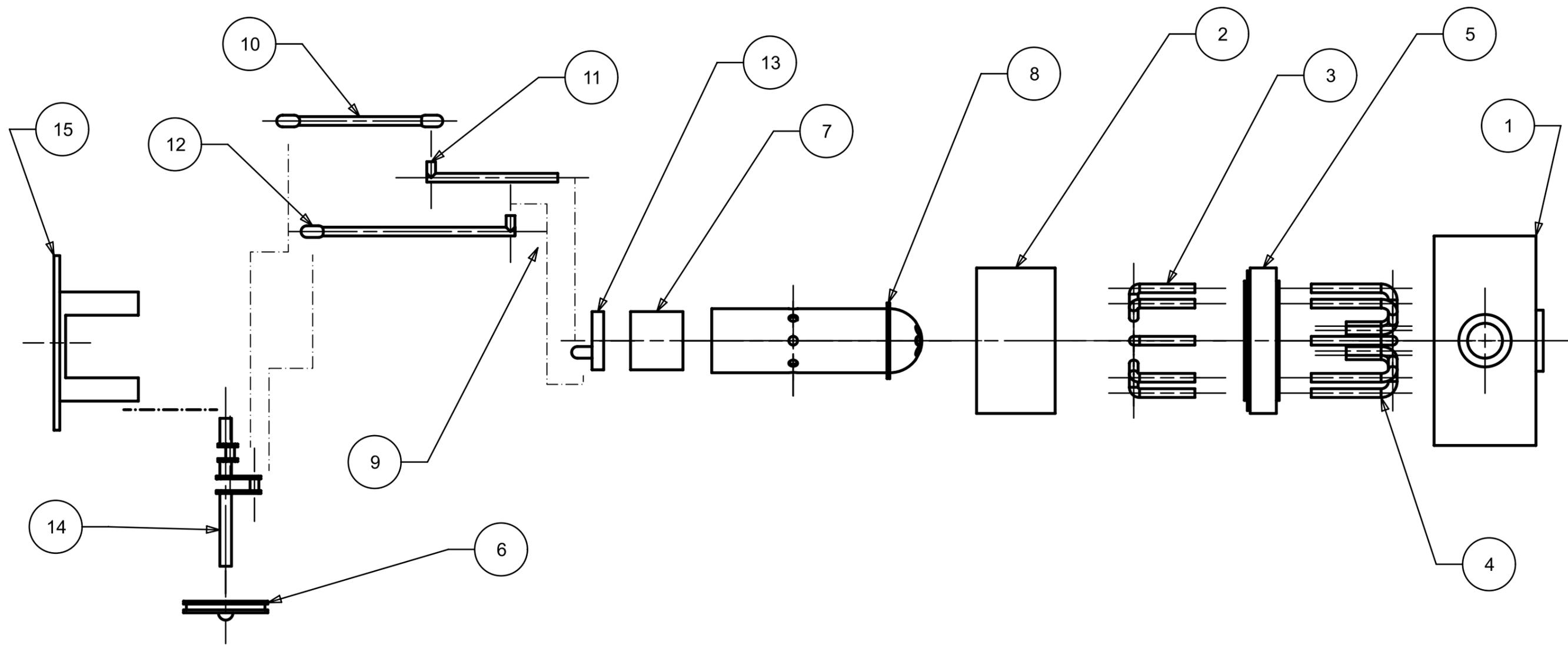
DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:2
Nº DE PLANO	13	NOMBRE DE PIEZA	TUBO COOLER



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	20/02/2016	ESCALA	1:2
Nº DE PLANO	14	NOMBRE DE PIEZA	PLANTILLA_A3 _STIRLING



PC NO	PART NAME	QTY
1	CAMPANA GASES DE EXHAUSTACIÓN	1
2	CAMISA COOLER	1
3	TUBO COOLER	8
4	TUBO CAMPANA DE GASES	8
5	CAMISA REGENERADOR	1
6	RUEDA EJE	1
7	PISTÓN DESPLAZADOR	1
8	CAMISA CILINDRO	1
9	BULON	1
10	BIELA DESPLAZADOR 1	1
11	BIELA DESPLAZADOR 2	1
12	BIELA PISTÓN POTENCIA	1
13	PISTÓN POTENCIA	1
14	EJE	1
15	SOPORTE MOTOR	1



DISEÑO Y ESTUDIO DE IMPLEMENTACIÓN DE UN MOTOR STIRLING EN LAS LANCHAS DE INSTRUCCIÓN

PROMOTOR		SITUACIÓN	
ESCUELA NAVAL MILITAR		PLAZA DE ESPAÑA S/N, MARÍN (PONTEVEDRA)	
FECHA	04/07/2016	ESCALA	1:10
Nº DE PLANO	15	NOMBRE DE PIEZA	Explosionado